

57446



YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**EGE VE AKDENİZ BÖLGELERİNDE
KULLANILAN HAVA ŞARTLANDIRMA
SİSTEMLERİNİN İNCELENMESİ VE
PİLOT BÖLGEDE SİSTEM SEÇİMİ**

Mak.Müh. Kadir ÖZDEMİR

**F.B.E . Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Isı Proses Programında
Hazırlanan**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Galip TEMİR

İSTANBUL, 1996

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa No</u>
İÇİNDEKİLER	i
SEMBOL LİSTESİ	vi
TEŞEKKÜR	vii
TÜRKÇE ÖZET	ix
ABSTRACT	x
1.0 GİRİŞ	1
1.1 İklimlendirme Tanımı :	1
1.2 İklimlendirme Uygulama Alanları	2
1.2.1 Konfor maksadına dayalı uygulamalar	2
1.2.2 - Hassas cihaz ve makinaların bulunduğu mahaller	2
1.2.3 - Endüstriyel uygulamalar	2
1.2.4 - Hastanelerde - Ameliyathane uygulamaları	2
1.3 Konfor ve Konfora Tesir Eden Faktörler :	3
2.0 NEMLİ HAVA HAKKINDA GENEL BİLGİLER	4
2.1 Bağlı (izafi) nem :	4
2.2 Mutlak nem	4
2.3 Özgül nem :	5
2.4. Yoğunluk :	5
2.5 Entalpi :	6
2.6 Özgül ısı:	6
2.7 Kuru Termometre Sıcaklığı :	6

2.8 Yaş Termometre Sıcaklığı:	6
2.9 Psikrometrik Diyagram :	7
2.10 Duyulur Isı	7
2.11 Gizli Isı :	7
2.12 Duyulur Isı Oranı (DIO)	7
2.13 Çiğ Noktası :	7
3.0 KLİMA SİSTEMLERİ	8
3.1 Direk Genleşmeli Sistemler :	8
3.1.1 Pencere Tipi Klima Cihazları	9
3.1.2 Salon Tipi Klima Cihazları	10
3.1.3 Split Klima Cihazları :	12
3.1.4 - Roof - Top (Çatı tipi) Kompakt Cihazlar	13
3.2 Tamamen Sulu Sistem (Lokal Vantilatör - Serpantin Ünite (Fan - Coil Ünit))	14
3.2.1 - Filtre :	16
3.2.2 - Batarya (Coil):	17
3.2.3 - Vantilatör :	20
3.2.4 - Yoğuşma Tavasası :	21
3.2.5- Damlalık :	22
3.2.6- Kaset :	22
3.2.7 Fan Coil Unit Tipleri:	23
3.2.7.1 Kasetli Döşeme Tipi :	23
3.2.7.2 Gizli Döşeme Tipi :	23
3.2.7.3 Kasetli Tavan Tipi :	24
3.2.7.4 Gizli Tavan Tipi :	24
3.2.7.5 Özel Gizli Tavan	24
3.2.7.6 Kabin İçi İzolasyon	25
3.2.7.7 Fan Coil Unit Sisteminin Özellikleri	25
3.4 Tamamen Havalı Sistemler	26
3.4.1 Merkezi Santralli İklimlendirme Sistemleri	26

3.4.1.1 Klima Santralının Kısımları :	27
3.4.1.1.1 Karkas	28
3.4.1.1.2 Hücre Panelleri	28
3.4.1.1.3 İzolasyon	28
3.4.1.1.4 Aspiratör / Vantilatör	28
3.4.1.1.5 Karışım Hücresi	29
3.4.1.1.6 Filtre Hücresi	29
3.4.1.1.7 Soğutma Serpantini	29
3.4.1.1.8 Isıtma Serpantini	31
3.4.1.1.9 Nemlendirme :	31
3.4.1.1.10 Damla Tutucu :	32
3.4.1.1.11 Susturucu :	32
3.4.1.12 Merkezi Santralli Klima Sistemlerinin Uygulama Alanları	32
3.4.2 Çok Bölgeli (Multi - Zone) Sistemleri	34
3.4.3 Çift Kanallı Sistem (Dual Duct System)	36
3.4.4 Hava Debisi Değişebilen Sistemler	37
3.4.5 Endüksiyon Cihazları (Induction Systems)	38
3.4.6 “Tamamamen Havalı” sistemlerin diğer sistemlerden sistemlerden üstün tarafları	41
3.4.7 Mahzurlu tarafları ise	42
3.5 Soğutucu Akışkanın Hazırlanması	43
3.5.1 Hava / Su soğutmalı Guruplar	43
3.5.1.1 Su Soğutmalı	43
3.5.1.2 Hava Soğutmalı	44
4.0 KLİMA HESAPLARINDA İZLENECEK İŞLEM SIRASI	46
4.1 Yaz Kliması	47
4.1.1 Harici yükler	47
4.1.2 Dahili yükler	47
4.2 HAVA KANALLARI KONSTRÜKSİYONU VE HESABI	48
4.2.1. Hızın Azalması Metodu	48

4.2.2.Sabit Basınç Düşüşü Metodu	49
4.2.3. Statik Basınç Kazanılması Metodu	49
4.2.4. Yüksek Hızlı Kanalların Hesaplama Metodları	49
5.0 UYGULAMA ÖRNEKLERİ VE KLİMA SİSTEMLERİNİN SEÇİMİ	50
5.1 VİLLA	51
5.1.1 Villa - Tamamen Havalı Sistem	51
5.1.2 Villa - Tamamen Sulu Sistem	99
5.1.3 VİLLA HAVALI - SULU SİSTEM	125
5.2 RESTORANT	133
5.2.1 Restorant Tamamen Havalı Sistem	133
5.2.2 Restorant Havalı - Sulu Sistem	147
5.3 OTEL	153
5.3.1 Otel Havalı - Sulu Sistem	153
6.0 MALİYET VE SİSTEM SEÇİMİ	178
6.1 . Villa	178
6.1.1 Tamamen Sulu Sistem	178
6.1.2 Havalı - Sulu Sistem	179
6.1.3 Tamamen Havalı Sistem	181
6.1.4 Direkt Genleşmeli (Split Klima) Sistem	183
6.1.5 Villa Sistem Seçimi	184
6.2 Restorant	186
6.2.1 Tamamen Havalı Sistem :	186
6.2.2 Havalı Sulu Sistem	187
6.3 Otel Klima Sistemi	190
7.0 TARTIŞMA VE SONUÇLAR	191
KAYNAKLAR	196
EK1- VİLLA PROJESİ	197
EK2 - RESTORANT PROJESİ	198
EK3 - OTEL PROJESİ	199
ÖZGEÇMİŞ	

SEMBOLLER

A	:	Isı transfer yüzeyi (m ²)
β	:	Güneş yüksekliği
BF	:	By-pass faktörü
C	:	Mutlak nem (kg/m ³)
C _p	:	Nemli hava özgül ısısı (Kcal/kg °C)
C _{pb}	:	Su buharı özgül ısısı (Kcal/kg °C)
C _{ph}	:	Kuru hava özgül ısısı (Kcal/kg °C)
D	:	Kanal eşdeğer çapı (mm)
ΔT	:	Sıcaklık farkı (°C)
$\Delta T_{\text{eşhesap}}$:	Hesaplanan eşdeğer sıcaklık (°C)
$\Delta T_{\text{eştablo}}$:	Eşdeğer sıcaklık farkı (°C)
ΔT_{GG}	:	Gündüz - gece farkı (°C)
EODI	:	Efektif oda duyulur ısısı (watt)
EODIO	:	Efektif oda duyulur ısısı oranı
EOGI	:	Efektif oda gizli ısısı (watt)
EOTI	:	Efektif oda toplam ısısı (watt)
ES	:	Efektif sıcaklık
f	:	Güneş radyasyonu gölgeleme faktörü
Φ	:	Güneş azimut açısı
γ	:	Güneş - duva azimut açısı
h	:	Kanal yüksekliği (mm)
H	:	Yapı karakteristiği
ϕ	:	Bağıl nem (%)
K	:	Isı iletim katsayısı (kcal/m ² h °C)
KT	:	Kuru termometre sıcaklığı (°C)
L	:	Kanal uzunluğu (m)
m	:	Hava kütleli debisi (kg/s)

m_b	:	Su buharı kütleli debisi (kg/s)
m_{by}	:	By - pass hava debisi (kg/s)
ODI	:	Oda duyulur ısı (watt)
ODIO	:	Oda duyulur ısı oranı
OGI	:	Oda gizli ısı (watt)
P_b	:	Su buharı kısmi basıncı
P_{dyn}	:	Dinamik basınç (mmss)
Q	:	Isı miktarı (kcal/h)
q	:	Güneş radyasyon katsayısı (watt/ m ²)
Q_{IB}	:	Isıtıcı batarya (kcal/h)
Q_{SB}	:	Soğutucu batarya (kcal/h)
R	:	Sürtünme kayıp katsayısı (mmss/m)
R	:	Mahal karakteristiği
T,t	:	Sıcaklık değeri (°C)
V	:	Hava miktarı (m ³ /h)
W	:	Hava hızı (m/s)
X	:	Havadaki nem miktarı (g/kg)
ψ	:	Duvar azimut açısı
YT	:	Yaş termometre sıcaklığı (°C)
Z	:	Özel direnç kaybı (mmss)

TEŞEKKÜR

Tez çalıőmam boyunca sabırla değerli yardımlarını esirgemeyen sayın hocam
Yrd. Doç. Dr. Galip TEMİR'e teşekkür ederim.



ÖZET

Bu çalışmada hava şartlandırma sistemleri incelenip, Ege ve Akdeniz bölgelerinde sistem seçimi üzerinde çalışılmıştır.

Uygulama örnekleri konfor klimasına yönelik olup restoran, villa ve bir otelin yatak katlarına yaz ve kış kliması için uygulanabilir klima sistemleri üzerinde durulmuştur.

Bir mahaldeki hava şartlarının istenen değerde sağlanması için uygulamada bir çok hava şartlandırma (klima) sistemi vardır. Bu çalışmadaki örneklerde konfor, mimari, yatırım ve işletme maliyetleri gibi sistem seçimine etki eden faktörler göz önüne alınarak sistemlerin karşılaştırılması da yapılarak uygun sistem seçimi yapılmıştır.

ABSTRACT

In this study, air conditioning systems have been examined and insisted on system selection in the Mediterrian and Aegen regions.

The examples of this study directed toward comfortable air conditioners concentrated on air conditioning systems which are appropriate and applicable to be used both in summer and winter seasons for a restaurant , bedrooms in a hotel or a villa.

There are many air conditioning systems which are available to keep air conditions in the desired levels depending on the conditions in a place in where they are located. In this study, the factors such as investment expenditure, operating cost, architecture and comfort which have direct affect on systems and comparisons for these factors between available systems have made before the selection of the most appropriate system.

1.0 GİRİŞ

1.1 İklimlendirme Tanımı :

Kapalı ortamlarda insanların sağlıklı yaşaması için, endüstriyel işletmelerde endüstriyel proseslerin gereksinimi olarak, ortamın havasının temizliğini, sıcaklığını, nemini ve hareketini belirli sınırlar içinde sürekli olarak kontrol altında tutulması için havanın şartlandırma işlemini “iklimlendirme” olarak tanımlayabiliriz.

Dilimizde “iklimlendirme” kadar çok kullanılan ve aynı anlamı taşıyan deyimler mevcuttur; klima almancadan, Air Conditioning ingilizceden dilimize girmiştir.

Bir iklimlendirme tesisatının fonksiyonları ısıtma, soğutma, nemlendirme, nem alma, havalandırma, filtre, taze hava, eksoz havası, dönüş havası, karışım havası, emiş havası ve otomatik kontrol olarak sıralanabilir. Eğer iklimlendirme tesisatı bu fonksiyonların hepsine sahip ise tam iklimlendirme tesisatıdır. Eğer bir kaç fonksiyona sahip ise kısmi iklimlendirme tesisatıdır.

(Gürdal, Klima Sistemleri, 1993)

1.2 İklimlendirme Uygulama Alanları

İklimlendirme'nin uygulama alanlarını dört ana gruba ayırabiliriz (Özkol, İklimlendirme, 1981)

1.2.1 - Konfor maksadına dayalı uygulamalar

- Konutlar
- Mağaza ve dükkanlar
- Ticari büro ve umuma hizmet eden binalar
- Toplantı mahalleri
- Transport vasıtaları (otobüs, tren..v.b.)

1.2.2 - Hassas cihaz ve makinaların bulunduğu mahaller

- Laboratuvarlar
- Makina ve cihaz test ve ayar odaları
- Bilgi işlem merkezleri
- Hassas alet ve imalat ve kalibrasyon merkezleri

1.2.3 - Endüstriyel uygulamalar

- Proses ve imalat için iklimlendirme
- Endüstriyel binaların iklimlendirilmesi
- Ziraî maddelerin kurutma ve depolanması

1.2.4 - Hastanelerde - Ameliyathane uygulamaları

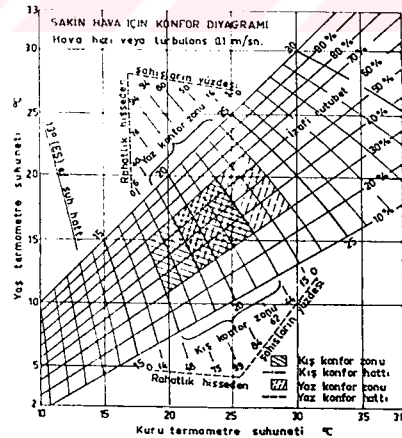
1.3 Konfor ve Konfora Tesir Eden Faktörler :

Genel anlamda konfor kişide kişiye değişen görece bir kavramdır. Konfor C.S. Leopold tarafından şöyle bir tarif verilmiştir. Kapalı bir mahalde sıcaklık ve hava şartlarından ileri gelen bir rahatsızlık olmaması halinde konfor hali denir.

Bir insanın konfor halinde bulunması yalnız havanın kuru termometre sıcaklığına bağlı değildir, havanın rutubeti, hareketi ve diğer satırların ortalama sıcaklığı ve havanın temizliği konfora tesir eden harici tesirlerdir.

Yüksek sıcaklıktaki bir hava biraz daha düşük sıcaklıkta olan çok rutubetli havadan daha serinmiş gibi hissedilir. Konfor hissi bakımdan yazın, izafi rutubet derecesinin % 6 kadar artması sıcaklığın 1°C artmasına karşıdır. Havanın hareketli olması da serinlik hissi duymamıza yardımcı olur. Bu nedenle sıcaklık ile beraber rutubet ve hava hızını da nazarı itibara alan yeni bir sıcaklık ölçeği tarif edilmiştir. Buna efektif sıcaklık (ES) adı verilmiş olup, fizyolojik olarak hissedilen eşdeğer sıcaklığı temsil eder.

(AYBERS, Isıtma-havalandırma, 1978)



Şekil 1.1 Sakin durumdaki hava için A.S.H.V.E konfor diyagramı

2.0 NEMLİ HAVA HAKKINDA GENEL BİLGİLER

Teneffüs ettiğimiz hava kuru hava ile subuharı şeklindeki nemden ibaret olmak üzere iki kısımdan teşekkül eder. Nem oranı coğrafi yere ve iklim şartlarına bağlı olarak değişir. İstenirse nem vermek veya nem almak suretiyle de bu oranı değiştirmek mümkündür, ancak belirli bir değeri aşmak kabil değildir, yani diğer bir deyişle subuharı şeklindeki nem oranı için azami bir sınır vardır. Bu sınıra doyma sınırı ve böyle havaya doymuş hava adı verilir.

2.1 Bağlı (izafi) nem :

Havadaki subuharının kısmi basıncının aynı sıcaklıktaki doymuş havadaki subuharının kısmi basıncına oranına bağlı nem denir ve P_b subuharının kısmi basıncını, P_s aynı sıcaklıktaki doyma basıncını göstermek üzere

$$\varphi = \left(\frac{P_b}{P_s} \right)_t \quad (2.1)$$

şeklinde ifade edilir ve

$\varphi = 0$ ise kuru hava

$\varphi = 1$ ise doymuş hava

2.2 Mutlak nem

Bağlı nem doyma halinden ne kadar uzak bulunduğu hakkında bir fikir verirse de havadaki nem miktarının mutlak değerini göstermez. Nemli havanın birim hacmine isabet eden nem miktarı mutlak nem şeklinde tarif edilerek bağlı nemin bu eksikliği tamamlanır.

O halde mutlak nem :

$$\bar{C} = \frac{m}{V} \quad \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \quad (2.2)$$

2.3 Özgül nem :

Gerek sıcaklık değişimi, gerekse su buharı oranının değişmesi sonunda nemli havanın kütlesi ve hacmi değişir, dolayısı ile mutlak nem yani konsantrasyonu veren bağıntıdaki payda değeri sabit kalmaz. Halbuki iklimlendirme işlemlerinde nem alışverişini kolay bir şekilde hesaplayabilmek için nem miktarının sıcaklık ve nem değişimine bağlı olmayan sabit bir değere izafe edilmesi istenir. Sabit kalan tek büyüklük kuru hava kütlesidir. Özgül nemi , nemli hava içindeki su buharı kütlesinin (m_b), kuru hava kütlesine (m_h) oranı şeklinde tarif edilir.

$$x = \frac{m_b}{m_h} \left(\frac{\text{gr}}{\text{Kg}} \right) \quad (2.3)$$

m_b : su buharı kütlesi (gr)

m_h : Kuru hava kütlesi (Kg)

2.4. Yoğunluk :

φ bağıl nemindeki nemli havanın yoğunluğu

$$P_\varphi = \frac{m}{V} = \frac{m_h + m_b}{V} = \left(\frac{P - \varphi P_s}{R_h} + \frac{\varphi P_s}{R_b} \right) \frac{1}{T} \quad (2.4)$$

m_b : su buharı kütlesi (gr)

m_h : Kuru hava kütlesi (Kg)

V : Nemli hava hacmi (m^3)

2.5 Entalpi :

Nemli havanın entalpisi sıcaklık ve nem değişmelerinden bağımsız bir değer olan kuru hava miktarına izafe edilir ve

$$i = i_h + x i_b \quad (2.5)$$

şeklinde ifade edilir. Burada i_h kuru havanın i_b ise subuharının entalpisini gösterir, x özgül nem değeridir. Görüldüğü gibi kuru hava miktarı birim kabul edilmiştir, örneğin 1 kg kuru havaya x kg nem ilave edilirse $(1 + x)$ kg nemli hava ele alınmış ve bu hava için entalpi tanımlanmıştır. Bundan maksat nemlendirme işlemlerinde nem değişimlerini sabit kalan kuru hava miktarı yardımı ile kolayca hesaplayabilmektir. Aksi halde entalpi nemli havanın birim miktarı başına tarif edilseydi nem ile birlikte nemli hava miktarı değişeceğinden hesaplar güçleşecekti.

(Onat, İklimlendirme, 1986)

2.6 Özgül ısı:

Nemli havanın özgül ısısı

$$c_p = c_{ph} + x c_{pb} \quad (2.6)$$

şeklinde tarif edilebilir.

2.7 Kuru Termometre Sıcaklığı :

Normal bir termometre ile ölçülen hava sıcaklığıdır.

2.8 Yaş Termometre Sıcaklığı:

Termometre haznesinin etrafı temiz, yumuşak ve ıslak keçe sathında olacak buharlaşma nedeniyle haznede bir soğuma olacaktır. Bu nedenle aynı anda ölçülen kuru termometre sıcaklığından daha düşük bir sıcaklık derecesi okunur.

2.9 Psikrometrik Diyagram :

Çeşitli formüllerle bulunan nemli havaya ait termodinamik özelliklerin toplu olarak bir grafik halinde gösterilmesi mümkündür. Bu grafiğe psilrometrik diyagram denilir. Klimatizasyon proseslerin anlatımında ve hesabında psikrometrik denklemlere gerek kalmadan büyük kolaylık sağlar. (Tamer, Klima Tekniği, 1990)

2.10 Duyulur Isı : Herhangi bir cismin sıcaklığını yükseltmek için verilmesi gereken lüzumlu ısı miktarına duyulur ısı denir. Sıcaklık değişikliği söz konusu olduğundan, bu ısyı duyularımızla algılarız.

2.11 Gizli Isı : Herhangi bir cismin sıcaklığı değişmeksizin faz durumunu değiştirmek için verilen veya alınan ısı miktarına gizli ısı denir.

2.12 Duyulur Isı Oranı (DIO)

$$DIO = \text{Duyulur Isı} / (\text{Duyulur Isı} + \text{Gizli Isı}) \quad (2.7)$$

2.13 Çiğ Noktası : Belirli şartlarda bulunan bir hava - buhar karışımının ihtiva ettiği su buharı ağırlığı değişmeksizin, aynı barometrik şartlarda tamamen doymuş hale geldiği sıcaklık derecesine çiğ noktası denir.

3.0 KLİMA SİSTEMLERİ

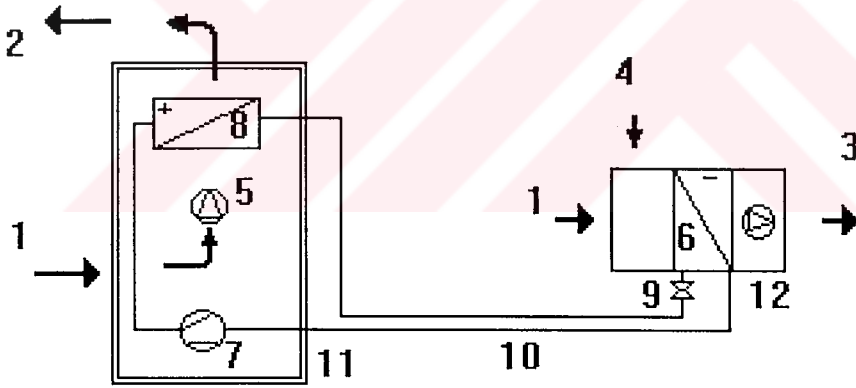
Klima sistemlerini dört ana grupta toplayabiliriz :

- 1) Direkt genişmeli sistemler
- 2) Tamamen sulu sistemler
- 3) Tamamen havalı sistemler
- 4) Havalı - sulu sistemler (Erdinç, İklimlendirme Sistemleri, 1990)

3.1 Direk Genleşmeli Sistemler :

Bu sistemde soğutucu akışkan doğrudan havayı soğutmak amacıyla kullanılan soğutucu bataryada buharlaşır. (Direct expansion)

Şekil 3.1 Kompresörü, hava soğutmalı kondenseri ve hava soğutucusu ile birlikte aynı gövde içine gruplanmış sistemler olduğu gibi kondenser ve hava soğutma ünitesinin ayrı olduğu sistemler de mevcuttur.



Şekil 3.1 Direkt Genleşmeli Sistem

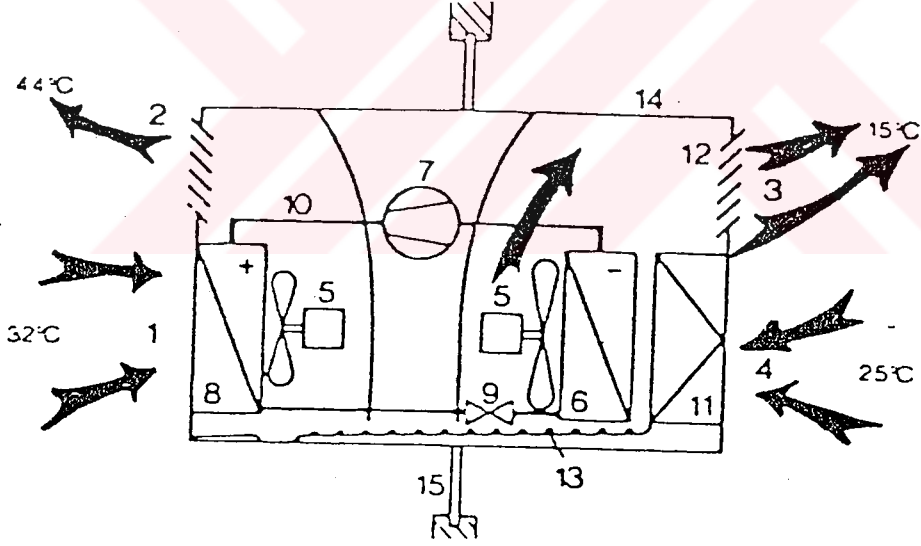
- | | |
|-----------------------|------------------------------------|
| 1. Dış hava | 6. Evaporatör |
| 2. Eksoz havası | 7. Kompresör |
| 3. Klima edilmiş hava | 8. Kondenser |
| 4. Dönüş havası | 9. Expansion valf veya kılcal boru |
| 5. Fan | |

3.1.1 Pencere Tipi Klima Cihazları

Kompresör, hava soğutmalı kondenser ve ekipmanları ile soğutucu bataryanın (evaporatör) aynı gövde içine yerleştirilmiştir (Şekil 3.2). Genellikle pencere veya duvara monte edilirler. Bu tipler serbest olarak odaya üfleme yaparlar, kanal ile birlikte kullanılmazlar.

Pencere tipi klima cihazları soğutma ve ısıtma amacıyla kullanılırlar. Soğutma kapasiteleri 1500 kcal/h ila 6000 kcal/h arasındadır. Bu tip cihazlarla çok az da olsa dış hava alma imkanı vardır. Havanın nemini alma ve filitreleme işlemleri de bu tip cihazlarda mümkündür.

İlk yatırım açısından ekonomik gözükse de bu cihazların tüm elemanları bir arada kompakt olması nedeniyle sesli çalışırlar. Dış ortama bakan yerlere konulduğundan görüntüyü bozarlar. Hava sirkülasyonu etki sahası az olduğu için çok derin odalarda hava sirkülasyonu olmayan kısımlar olabilir.



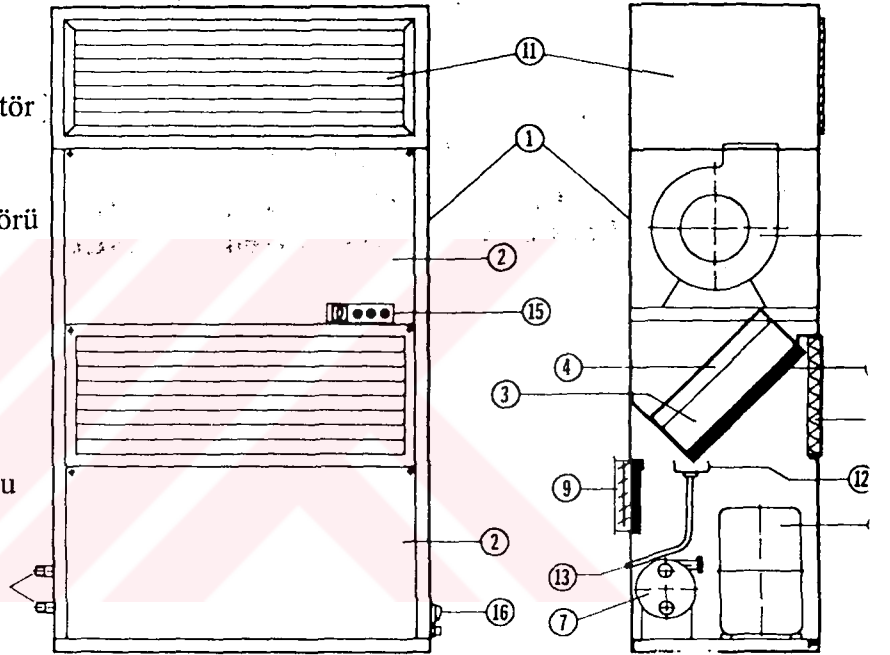
Şekil 3.2 Pencere tipi Split Klima

- | | | |
|-----------------------|-------------------------------|--------------------|
| 1. Dış hava | 6. Evaporatör | 11. Hava filtresi |
| 2. Eksoz havası | 7. Kompresör | 12. Üfleme menfezi |
| 3. Klima edilmiş hava | 8. Kondenser | 13. Yoğuşma Tavası |
| 4. İç hava | 9. Expansion Valf | 14. Gövde |
| 5. Fan | 10. Soğutucu akışkan boruları | |

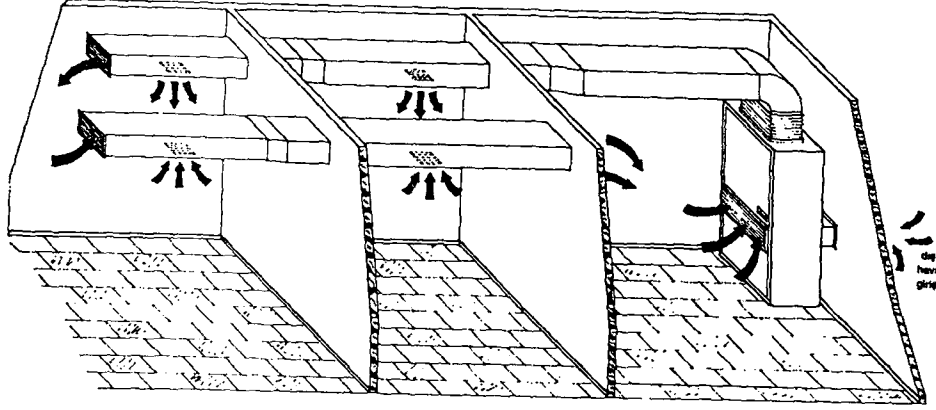
3.1.2 Salon Tipi Klima Cihazları

Dış görünüşü ve sessizliği dolayısıyla klima edilecek mahale veya başka bir bölüme konulabilirler. Salon tipi klima cihazları klima edilen mahalin dışında olduğu takdirde gerekli irtibatı hava kanalları vasıtasıyla sağlanmaktadır. Ortam sıcaklığını istenilen derecede sabit tutabilmek için cihaz bir oda termostatu ile kumanda edilmektedir. Soğutma kapasiteleri 9000 - 60000 kcal/h arasındadır. Gerekliğinde sisteme dış hava bağlantısı yapılabilir. Kondenseri hava veya su soğutmali olabilir.

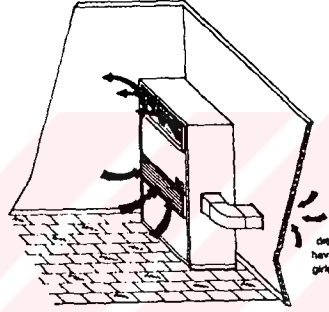
1. Ana gövde
2. Kapaklar
3. Soğutucu Batarya (Evaporatör)
4. Isıtıcı Batarya
5. Vantilatör
6. Hermetik soğutma kompresörü
7. Kondenser
8. Hava Filtresi
9. Dış Hava bağlantısı
10. Emiş menfezi
11. Plenum hücresi
12. Yoğuşma suyu tavası
13. Yoğuşma suyu tahliye borusu
14. Kondenser su giriş ve çıkışı



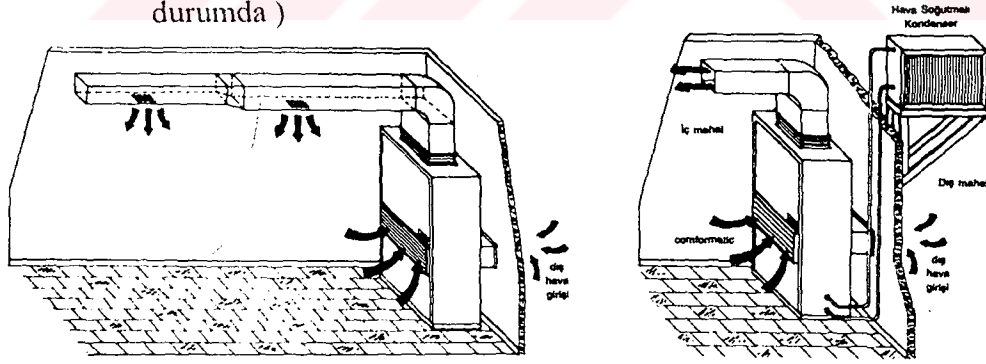
Şekil 3.3 Salon Tipi Klima Cihazı



Şekil 3.4 Önden emişli üstten üflemlili, arkadan dış hava emişli, salon tipi klima cihazı (Cihaz birden fazla oda için emme ve basma kanalları ile techiz edilmiş ve hava sızdırmaz bir hücre içine konulmuştur.)



Şekil 3.5. Plenum hücreli, önden emişli, yandan dış hava emişli salon tipi klima cihazı. (Klimatize edilecek mahal içerisine yerleştirilmiş ve kanalsız durumda)



Şekil 3.6 Önden emişli, üstten üflemlili ve arkadan dış hava emişli salon tipi klima cihazı. (Cihaz basma kanalı ile techiz edilmiş, klimatize edilecek mahal i çine yerleştirilmiştir.)

Şekil 3.7 Hava soğutmalı kondenser gaz boruları bağlantı şeması

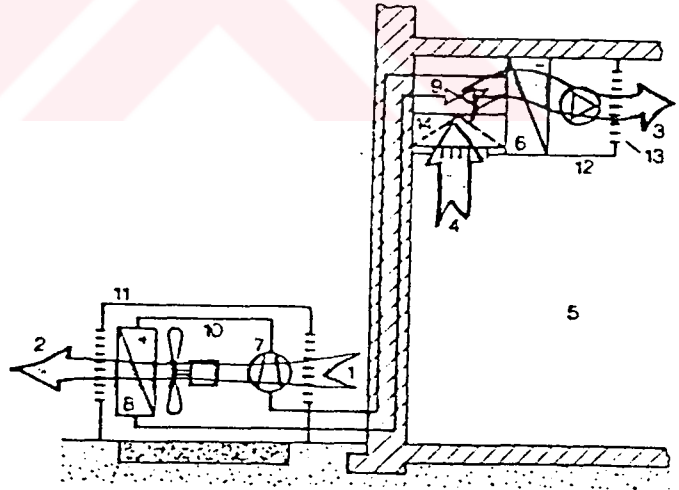
3.1.3 Split Klima Cihazları :

Bu cihazlara split denmesinin sebebi kondenser ve kompresör ünitesi ile hava şartlandırma cihazının (iç ünitenin) ayrı olmasıdır. Bu iki ayrı ünite bakır boru ile irtibatlıdır. Sistemin fazla yer işgal etmemesi , flexible olması kullanım alanını artırmaktadır. Split klima cihazları piyasada aşağıdaki tiplerde mevcuttur.

- Tavan tipi split klima
- Duvar tipi split klima
- Yer (döşeme) tipi split klima
- Kanal tipi split klima
- Multi sistem (bir dış üniteye birden fazla iç ünitenin bağlanması)

Split klima cihazları evlerin, küçük iş yerlerinin, ofislerin iklimlendirilmesinde kullanılmaktadır. Split klima cihazları ile havanın ısıtılması, soğutulması, neminin alınması, filitrelenmesi mümkündür. Taze hava alma imkanı sadece kanal tipi split klima cihazında mümkündür. Kışın havanın nemlendirilmesi split klima ile yapılamamaktadır.

1. Dış hava girişi
2. Eksoz havası
3. Klima edilmiş hava
4. Dönüş havası
5. Oda
6. Evaporatör
7. Kompresör
8. Kondenser
9. Ekspansiyon Valf
10. Soğutucu akışkan boruları
11. Kondenser ünitesi
12. Fan coil ünitesi
13. Üfleme menfezi
14. Filtre

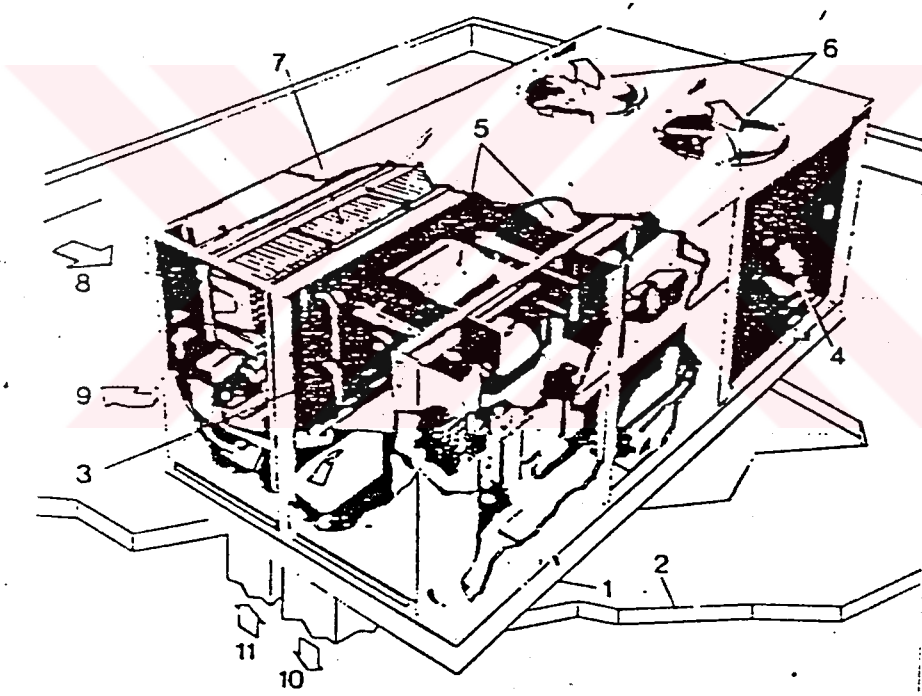


Şekil 3.8 Split klima cihazı

3.1.4 - Roof - Top (Çatı tipi) Kompakt Cihazlar

Dizayn ve uygulamada oldukça yenidir. Restaurant , banka, süpermarket gibi mahaller için yaygın uygulama alanları vardır. Cihaz klima edilecek mahalin üzerindeki çatıya yerleştirilir. sistem , klima edilecek mahal ile gidiş dönüş hava kanalları yardımıyla irtibatlandırılmıştır.(şekilxxx) Bu cihazlar genellikle hava soğutmalı kondenser, fan, coil ünitesi ve istenirse ısıtma amaçlı sıcak su bataryasından meydana gelir . Soğutma kapasitesi 40.000kcal/h ile150.000kcal/h arasındadır.

Bu cihazlar çatıya konulması sebebiyle ancak tek veya iki katlı yatay düz çatılı binalar için olan uygulamalarda üstünlük sağlayabilirler. Isıtıcı ortam olarak buhar, sıcak su, kaynar su veya ters çevrimli (heat pump) ısı pompası kullanılmaktadır.

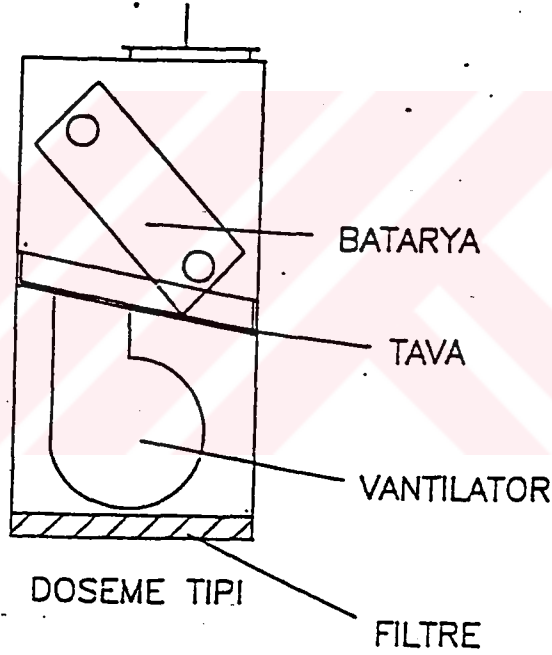


Şekil 3.9 Roof-Top Kompakt Cihazı

- | | |
|--|------------------------|
| 1. Roof - Top cihazının oturma kaidesi | 7. Hava filtresi |
| 2. Çatı | 8. Dış Hava |
| 3. Evaporatör | 9. Eksoz havası |
| 4. Kondenser (kompresör dahil) | 10. Klima edilmiş hava |
| 5. Besleme havası fanları | 11. Dönüş havası |
| 6. Kondenser fanları | |

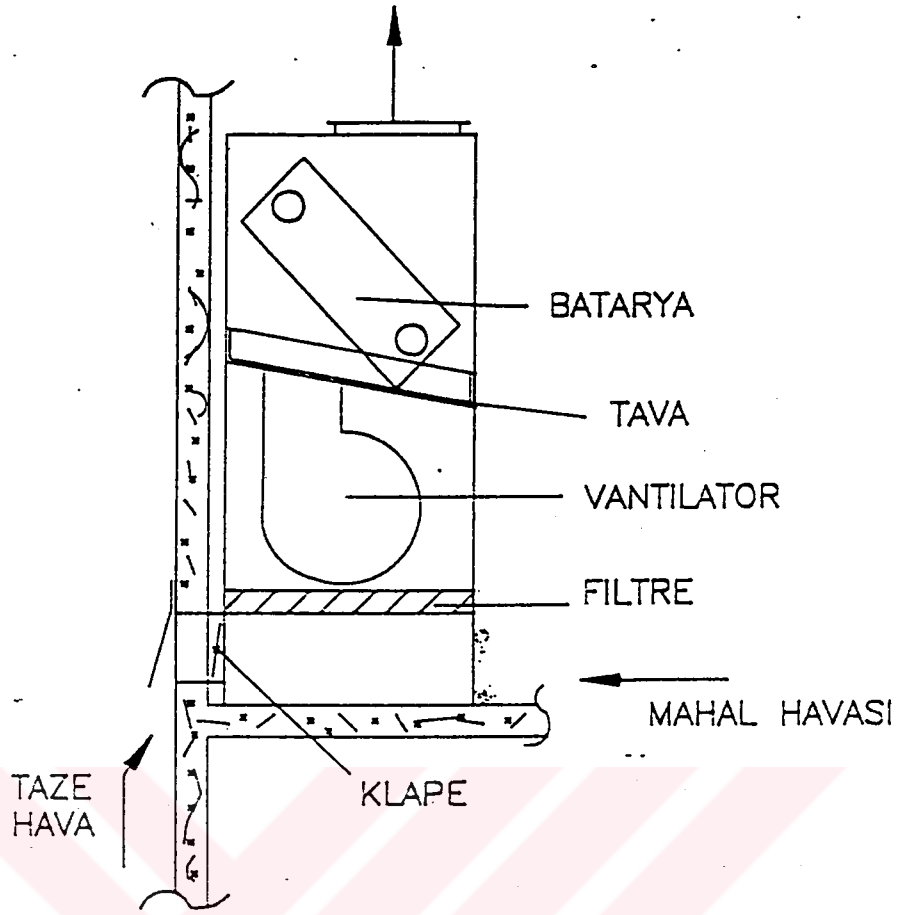
3.2 TAMAMEN SULU SİSTEM (Lokal Vantilatör - Serpantin Ünite (Fan - Coil Ünit))

Sulu sistemler gurubuna giren bu cihazlar, merkezi sistemlerin hava ve su sirkülasyon debilerinin mahalli cihazlara bölünmesi şeklinde kabul edilebilir. Suyun havaya nazaran daha büyük ısınma ısısına ve özgül ağırlığa sahip olması nedeniyle ısıtma veya soğutma kapasitelerini kullanacakları mahallere taşımak çok daha küçük çaplı borularla yapılabilir. Bu nedenle merkezi klima santralına bağlı bir kanal sistemi ile mahallerin klimatize edilmesinin uygun olmadığı durumlarda fan coiller kullanılır. Fan coiller isminden de anlaşılacağı gibi ana elemanları fan ve coil olan bir ünite dir. Bu iki elemanın dışında bir diğer eleman da filtredir.



Şekil 3.10 Fan Coil Unit Cihazı

Bu cihazlarla taze hava doğrudan doğruya dışarıdan alınabileceği gibi, merkezi bir cihazda ön ısıtma (kışın) veya ön soğutma (yazın) yapıp hava filtre edildikten sonra hava kanallarıyla verilebilir. Böylece taze hava ısıl yükü fan coil ünite yüklenmiş olur ve daha küçük (ucuz) cihaz ile gerekli kapasite sağlanmış olur.



Şekil 3.11 Fan Coil Unit

Fan coil tasarımında, son yıllara baktığımızda giderek artan bir estetik ve daha sessiz çalışan cihazlar elde edilmesine yönelik olduğunu görürüz. Başlangıçta fan coiller daha çok, boyutları nispeten büyük, ve dış hatları keskin köşeli, konstrüksiyonu daha kalın sacdan yapılmış ve tüm elemanları sacdan imaldi. Giderek boyutların küçülmesi, konstrüksiyonun daha uygun sac kalınlıkları ile yapılması cihazın hafiflemesini sağladı. Ancak bu uygulamada da dış hatlar daha çok keskin köşeli olarak devam etti. Otomotiv sektöründeki imalat teknolojisinin gelişimi ve otomobil tasarımında dış hatlardaki

estetik çabalar diğer sektörleri etkilediği gibi, fan coil sektörünü de etkilemeye başladı. Bu dönemde yeni çalışmaların yönü fan coil hatlarının yumuşak olması ve plastik malzeme kullanımına geçiş şeklindedir. Otomotiv sektöründeki gelişme, sacın ve plastiğin kolayca estetik hale getirilebileceğini gösterdi. Bu sektörün imkanlarından fan coil tasarımcıları da yararlanmaya başladı. Sonuç olarak fan coillerde en önemli unsurları; estetik, minimum boyutlar, hafiflik, sessizlik, kullanım kolaylığı, servis kolaylığı ve verimliliği sıralamak mümkündür. Bütün bunları sıraladıktan sonra fan coil yapısını detaylı olarak inceleyelim.

3.2.1 - Filtre :

Mahal havası ve dış ortam havası vantilatör yardımıyla emilerek filtreden geçirilir ve batarya yüzeyine yönlendirilir. Filtreden geçen hava içindeki toz ve partiküller ayıklanır. Böylece bu malzemelerin rotor kanatları üzerinde birikerek balanssızlık yapması, batarya kanatları üzerinde birikerek ısı transferini etkilemesi ve mahale giderek rahatsızlık yaratması önlenir. Önceden kullanılan filtrelerin temizlenmesi vakum yoluyla elektrikli süpürgelerle yapılırdı. Yıkınması müsait olmasına rağmen, bu filtreler bir kaç yıkamadan sonra kullanılamaz duruma gelirdi. Mevcut kullanımda yaygın olarak vakum ile temizleme ve aynı zamanda defalarca yıkanarak kullanıma uygun filtreler vardır. Filtrelerin gravemetrik verimi %60'dır. Fan coil filtrelerinde olması gereken özellikleri sıralarsak;

- 1) Gravemetrik verimi %60 olmalıdır.
- 2) Vakum ve yıkamaya müsait olmalıdır.
- 3) Filtre çerçevesi yeterli sağlamlıkta olmalıdır.
- 4) Sökülmesi ve takılması kolay olmalıdır.
- 5) Çerçeve de sökme ve takma işleminde el kesmemesi için kesici kısımlar olmamalıdır.
- 6) Filtre kızakları, havanın filtreyi bypass yapmasını önleyecek yapıda olmalıdır.
- 7) Filtrede hava hızı maksimum 1.5 m /sn olmalıdır. Böylece filtrenin daha verimli çalışması sağlanmış olur.

3.2.2 - Batarya (Coil):

Fan coillerde kullanılan batarya genellikle bakır boru alüminyum kanatlıdır.

Borular içinden ısıtıcı ve soğutucu akışkan geçerken, boru dışından geçen havayı ısıtır veya soğutur. Bataryada dikkat edilmesi gereken hususlar,

- Çalışma basıncı 90 / 70 °C 'de 10 atü'ye kadar olmalıdır.

- Bakır borular uygun et kalınlığında olmalı ve ısınıp soğuma işleminde borular hasar görmemelidir. Borular serbest hareket edebilmelidir.

- Fin aralıkları uygun olmalı ve finlerin bakır boruya tam teması sağlanmalıdır.

- Bazı durumlarda fan coiller ile radyatörler aynı su devresine bağlanmaktadır. Bu nedenle su basınç kaybı düşük tutulmalıdır. Düşük su basıncının elde edilmesi için, batarya devre sayısının artması zorunludur. Bu ise batarya imalatını zorlaştırır, bu nedenle genellikle devre sayısı sıra sayısı ile aynı tutulur. Ancak bu yanlıştır. Basınç kaybının yüksek olması ayrıca işletme maliyetini de artırır.

- Devre sayısının düşük tutulması su hızını arttırdığından, bu da bakır borunun erozyonuna neden olur. Devre sayısı basınç kaybını minimize edecek, erozyona yol açmayacak şekilde yapılmalıdır.

- Bataryada su hızının artırılması, ısı transfer katsayısını artırarak daha küçük batarya kullanımını sağlar. Bu, fan coilde önemli ölçüde maliyet düşümünü getirir, ancak diğer taraftan su devresinde basınç kaybını artırır.

- Fan coillerde akışkan soğuk su ise, sıcak su, kızgın su ve buhar olabilir. Dolayısıyla kullanılan akışkan cinsine göre batarya yapısında bazı önlemler almak gerekir. Kızgın su ve buhar uygulamasında sistem basıncına bağlı olarak bakır boru et kalınlığını arttırmak gerekir.

- Bataryada akışkan su ise; bataryaya su girişi alt koddan , su çıkışı üstten yapılmalıdır. Buharlı akışkanlarda ise giriş üst koddan, çıkış alt koddan yapılmalıdır. Böylece kondens daha rahat tahliye edilir. Su girişinin alttan yapılması ise; havayı su ilşe beraber

üst seviyelere sürükler, böylece üst seviyelerde toplanan havanın tahliye edilmesi kolaylıkla sağlanır.

- Sulu sistemlerde batarya üzerinde hava tahliye pürjörü bulunmalıdır.

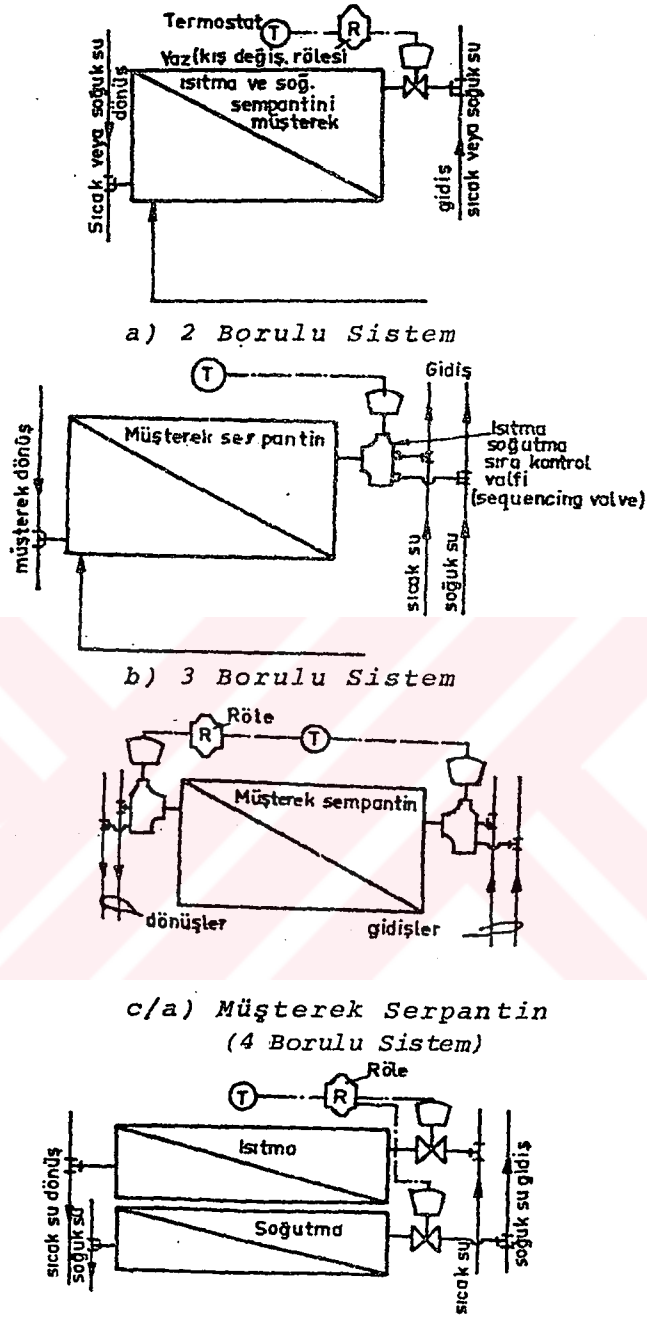
- Sisteme su giriş - çıkış boru bağlantısı yapıldığında, eğer batarya rakorları rijid bağlansa; çok büyük oranda batarya hasarları oluşmaktadır. Bu nedenle boru bağlantı rakorları, Bağlantı yapılırken kontra tutulmasını zorunlu tutan yapıda olmalıdır. Biz buna oynak rakorlu bağlantı diyoruz.

-Fan coiller iki borulu, üç borulu veya dört borulu imal edilebilir.

Buradaki borudan kasıt fan coile dışarıdan yapılan bağlantılardır (Şekil xx). İki borulu bağlantıda bir giriş ve bir de çıkış bağlantısı vardır. Mevsime ağılı olarak ısıtma veya soğutma yapılır. İki borulu sistemlerin uygulanmasında çoğunlukla merkezi bir klima santralinde hazırlanan primer taze hava ile oda havasının karıştırılması tertibi tercih edilir. Primer hava kışın 10 °C civarında tutularak lokal cihazda tekrar ısıtılıp oda ihtiyacını karşılar İki borulu sistemin projelendirilmesinde göz önünde bulundurulması gereken önemli husus primer hava miktarının hesabı ile primer hava sıcaklığının dış hava sıcaklığına göre ayarlanma programıdır. Bilhassa ilkbahar ve sonbahar gibi geçiş mevsimlerinde bütün hacimlerde ısıtma yalnız primer hava ısıtı ile sağlanabilmelidir.

Üç borulu sistemlerde ise sıcak ve soğuk su ayrı ayrı borularla lokal ünitelere getirilerek bir kontrol valfinden, ısıtma veya soğutma ihtiyacına göre geçirilir. Dönüş borusu bir tek olup hem sıcak su hem soğuk su dönüşüne hizmet eder. Böylece bazı lokal ünitelerde ısıtma gerektiren bazılarında soğutma gerektirdiğinde bu ihtiyaca cevap verebilir. Bu sistemde kullanılan kontrol valfi özel imal edilmiş olup ısıtma için sıcak su akışını soğutma için soğuk su akışını oransal olarak ayar eder.

Dört borulu sistemde, fan coilde ısıtma ve soğutma devreleri genelde birbirinden bağımsızdır. Böylece ısıtma ve soğutma kontrol sistemleri bağımsız yapılabilir. Bu ilk yatırım maliyeti yüksek bir uygulamadır. Vana setleri, borulama,



Şekil 3.12 Fan Coil Unit Boru Tertip Şekilleri

pompa miktarı ve diğer elemanlar iki boruluya göre fazladır. Borulama işçiliği de yaklaşık iki katıdır. Ancak işletimi kolaydır. Isıtma ve soğutma debileri farklıdır. Pompaların farklı olması ayrıca enerji tasarrufunu doğurur. Dört borulu sistemde, fan coil dışındaki üniteler sadece ısıtma veya sadece soğutma amaçlı kullanılabilir. Bu durumda aynı besleme borularından bağlantı yapılabilir. Ayrıca soğutma kapasitesine göre seçimi yapılan iki borulu fan coilde, %100 ısıtma kapasitesinde çalıştırılırsa mahalın ihtiyaç duyduğu ısıtma kapasitelerinin çok üzerinde bir enerji çekilir. Bu ise çok büyük oranda enerji tüketimi sonucu doğurur. Geçiş dönemlerinde, binanın kuzey kısımlarında ısıtma, güneyinde ise soğutma gerekebilir. Dört boruluda bu yapılabilir.

Dört borulu fan coilde boru bağlantı yönleri tek yönde olduğu gibi zıt yönlerde de olabilir. Tek yönde olması, vana setlerinin sıkışık olmasını ve borulamanın biraz daha zor olmasını doğurur. Ters yönde olması vana seti ve borulama montajının daha rahat olmasını sağlar. (Alarko teknik yayını, 1991)

3.2.3 - Vantilatör :

Fan coilde kullanılan vantilatör rotorları öne eğimli sık kanatlıdır. Kullanılan rotorların kanat sayıları, çapları ve uzunlukları imalatçı firmalara göre değişkenlik gösterir. Rotor çapının büyük olması fan coil derinliğini artırır. Rotor uzunluğunun fazla olması cihaz uzunluğunu artırır. Kullanılan hava debisi ve ses seviyesi ve ihtiyaç duyulan boyutlara göre fan seçimi yapılır. Fan tek milli ise motor ayırık veya gömme olabilir. Kullanılan motorlar genellikle 3 veya 7 devirlidir. Motor devir sayısının değişken olması, fan coilin istenen debide ve uygun ses seviyesinde çalıştırılmasını sağlar. Fan coil üzerinde veya dışında bulunan hız seçici ile motor hızı seçilebilir.

Rotor imalatı galvaniz, alüminyum veya polypropilen malzemedan yapılmaktadır. İmalattaki en önemli husus, fan coilin çalıştığı her hızda balanssızlık probleminin yaşanmamasıdır. Rotorların tümü imalat sonrası statik ve dinamik olarak balans işlemine tabi tutulmalıdır. Rotor imalatında diğer bir husus da, rotorun mümkün olduğu kadar hafif imal edilmesidir. Böylece rotor ağırlığından dolayı motor mili yataklarına gelen yüklerin azaltılması sağlanır.

Salyangoz imalatı genellikle galvaniz veya polystren malzemedendir. Yeterli sağlamlıkta, uygun formda ve rotorun içinden sökülmesi kolay olmalıdır.

Motorlar tek milli veya çift milli olarak imal edilmektedir. Her hızda titreşimsiz, sabit hızda, sessiz ve yüksek verimde çalışmalıdır. Rotorun çalışma esnasındaki titreşiminin fan coil gövdesine geçmesini önlemek için, çember şeklindeki lastik izolatörler kullanılırlar. Bunlar motorun montaj ayaklarına titreşimin geçmesini önler.

Fan coil motorlarında yaşanan problemlerin çoğunluğu cihazların filtresiz çalıştırılması sonucu, rotor kanatları üzerinde biriken tozun yarattığı balanssızlığın zamanla motor yataklarını bozması veya filtre aşırı tıkalı durumda iken ısısal korumaya rağmen motorun sık sık devreye girip çıkması sonucu sarımların yanması şeklinde olmaktadır. Bu nedenle fan coil filtreleri mahalın özelliğine bağlı olarak sık sık temizlenmeli ve yıkanmalıdır.

3.2.4 - Yoğuşma Tavasası :

Soğutma işleminde havanın kuru termometre sıcaklığı ile birlikte mutlak neminde de değişiklik olmaktadır. Hava içindeki su buharı batarya yüzeyinde yoğuşarak, kanatlar üzerinden akıp tavaya gelir. Burada en önemli nokta yoğuşan suyun tavadan kolaylıkla drene edilebilmesidir. Ayrıca yoğuşan suyun sıcaklığı mahal havasının yaş termometre sıcaklığından daha düşüktür. Eğer tava içten veya dıştan izolesiz ise, bu durumda hava içindeki su buharı yoğuşarak damlalar halinde döşemeye veya asma tavana akar. Tava izolasyonu için tavanın kalın ziftle kaplanması, poliüretan püskürtme ile izole veya yapıştırma poliüretan levha gibi uygulamalar mevcuttur. Özetle tava;

- 1- Yeterince derin olmalıdır.
- 2- Drenaj yönüne doğru meyilli olmalıdır.
- 3- Gideri uygun çapta olmalıdır.
- 4- Soğutma işlemi varsa, izoleli olmalıdır.
- 5- Yeterince rijit olmalıdır.
- 6- Paslanmaya karşı önlem alınmış olmalıdır. Galvaniz sacdan imal ediliyorsa, kaynak yapılan kısımlarda galvaniz kaplama zarar göreceğinden koruyucu işlem yapılmalıdır.

En iyi çözüm galvaniz tava üzeri fırın boyadır. Bunun üzerine ise izolasyon işlemi uygulanmalıdır.

3.2.5- Damlalık :

Yoğuşma tavasında toplanan suyun ve vana setlerinden gelebilecek damlaların, drenaja gönderildiği ikinci tavadır. Genellikle yer tiplerinde soğutma işlemi varsa kullanılır. Tavan tiplerinde ise yekpare tek tava vardır.

3.2.6- Kaset :

Fan coil elemanlarının içine monte edildiği aksamdır.



3.2.7 Fan Coil Unit Tipleri:

Fan coilleri 5 tipte toplamak mümkündür.

3.2.7.1 Kasetli Döşeme Tipi :

Kullanılacağı mahale estetik uyum sağlayacak yapıdadır.Döşeme üzerine direkt konulabileceği gibi, askı kulakları yardımıyla duvara asmak mümkündür. Hava emişi genellikle alttan, hava çıkışı üstten veya önden yapılmaktadır. Hava çıkışı bölümünde genellikle panjurlar bulunur. Kaset konstrüksiyonu su bağlantılarının sağdan, soldan, alttan veya arkadan yapılmasına imkan verilmelidir. Sağ olarak imal edilen bir fan coilde, batarya kolaylıkla sökülerek sol bağlantıya dönüştürülebilmelidir. Su bağlantılarında kullanılacak vanaların cihaz içine monte edileceği kadar boşluk bulunmalıdır. kaset DKP sacdan imalse boya öncesi mutlaka fosfat kaplanmalıdır. Cihaz elemanlarının bakımını yapabilmek için servis kapağı sökülebilmelidir.

3.2.7.2 Gizli Döşeme Tipi :

Mahalde dekoratif bir kabin içine ve dışardan gözükmeyecek şekilde monte edilir. Genellikle tümüyle galvaniz sacdan imal edilir. Yere veya duvara asılarak kullanılır. Hava emişi genellikle alttan, hava çıkışı üstten veya önden olmaktadır. Hava çıkış ağzına kanal bağlamak mümkün olmalıdır. Boru bağlantı yönleri, yerinde bataryayı sökerek değiştirilebilmelidir.

3.2.7.3 Kasetli Tavan Tipi :

Mahalde dışarıdan görülebilecek yapıda ve tavana askı kulakları ile monte edilebilen cihazlardır. Hava emişi alttan veya arkadan, hava çıkışı önden olmaktadır. Kasetli döşeme tipinde bahsedilen tüm özellikler, bu tipte de bulunmalıdır. Tavan tiplerinde özellikle tava imalatı ve batarya montajı çok önemlidir. Tavanın batarya vanaları içine alacak şekilde tek parça imal edilmesi yararlıdır. Böylece cihaza vana altına gelecek şekilde monte edilen damlalığın meydana getirdiği sızdırma problemi ortadan kalkmış olur. Batarya ise bazı fan coillerde eğik monte edilmektedir. Bu durumda en üsr kodda yoğunlaşan su damlacıkları bazen mahale sürüklenmektedir. Bu nedenle bataryanın dik olması bu problemi ortadan kaldırır.

3.2.7.4 Gizli Tavan Tipi :

Asma tavan arasına veya mahal dışına monte edilmektedir. Hava emişinde filtre vardır. Hava emişi alttan veya arkadan, hava çıkışı önden olmaktadır. Hava emişi ve çıkışına kanal bağlanabilir. Genellikle galvaniz sac ile imaldir. Boru bağlantı yönleri ve batarya montajına ilişkin yukarıda belirtilen hususlar bu tip için de geçerlidir.

3.2.7.5 Özel Gizli Tavan :

Gizli tavan tipinin filtresiz halidir. Fan çıplak gözle görülebilmektedir. Genellikle asma tavan arasına veya tavanda yapılan bölmelere monte edilmektedir. Hava çıkışına kanal bağlanabilir. Genellikle galvaniz sac ile imaldir. Boru bağlantı yönleri ve batarya montajı için kasetli tavan tipinde belirtilen hususlar bu tip için de geçerlidir.

3.2.7.6 Kabin İçi İzolasyon :

Bazı durumlarda fan coilde dolaşan havanın temas ettiği yüzeyler sünger polietilen levha ve diğer izole malzemeleri kaplanır. Bu izolasyon; ses yutucu olmanın yanısıra, özellikle soğutma işleminde cihaz dış yüzeyinde oluşabilecek yoğuşmaları önler.

3.2.7.7 Fan Coil Unit Sisteminin Özellikleri :

- 1) Değişik ölçülerde yapılması yerleştirme yönünden esneklik sağlar.
- 2) Üç veya dört borulu sistem kullanılmak suretiyle aynı anda bazıları soğutma gerektiren zonlara cevap verebilir.
- 3) Binanın kullanılmayan odalarındaki cihazların fanları durdurulup enerji sarfiyatı önlenebilir.
- 4) Fan, motor, filtre ve serpantin kontrol valfi gibi kısımların servis, bakım ve tamirinin faydalı hacim içerisinde yapılması mecburiyeti gibi mahzuru vardır. Bunun yanında iç kısımlarının (serpantin, vantilatör) temizlenmesi zordur.

3.4 TAMAMEN HAVALI SİSTEMLER

3.4.1 Merkezi Santralli İklimlendirme Sistemleri

Havanın harekete geçirilmesi, temizlenmesi, ısıtılması, nemlendirilmesi, ve neminin alınması gibi süreçler için gerekli elemanları içerir. Tamamen havalı sistemler gurubuna girer ve tek zonlu bir sistemdir.

Klima santralleri imalat şekilleri ve fonksiyonlarına göre çeşitli şekillerde guruplandırılabilir. Bunlardan başlıca iki grup santral imalinde belirleyici olmaktadır.

- Fan basıncına göre, alçak, orta, yüksek basınçlı santralla
- İmalat şekline göre, yatık, düşey, çatı tipi, inşai tip santralla

Fan basıncına göre santrallarda bir mukayase yaptığımızda, karşımıza çıkan bazı avantaj ve dezavantajları şöyle sıralayabiliriz. (Sak, İklimlendirme santralleri, 1994)

ALÇAK BASINÇLI SİSTEMLER

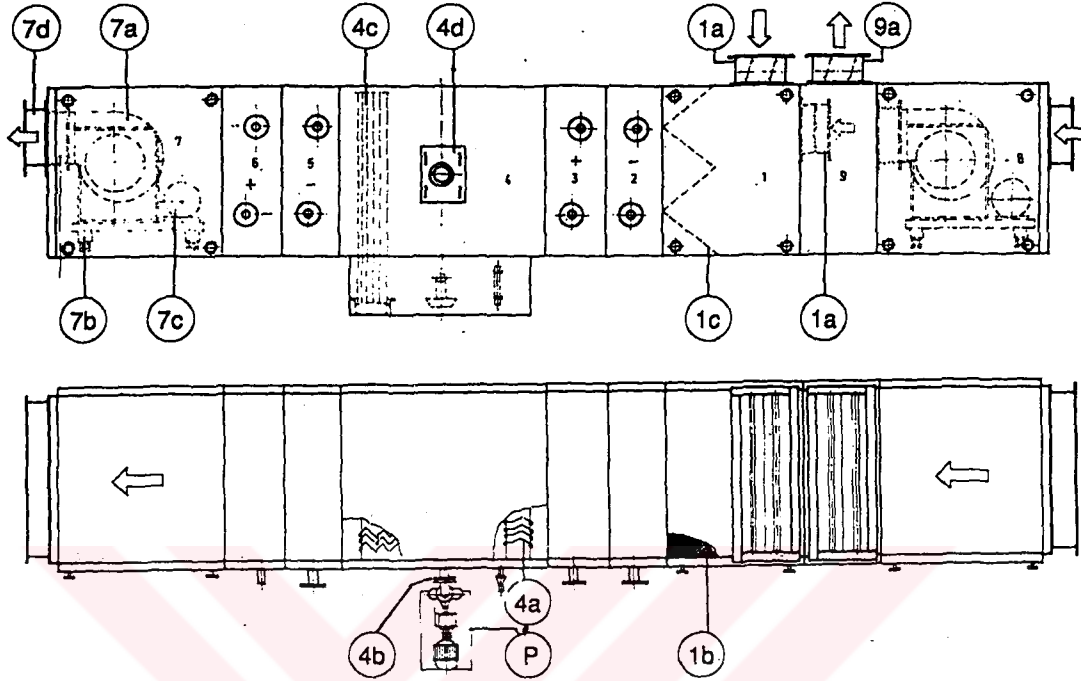
YÜKSEK BASINÇLI SİSTEMLER

Az	Gürültü	Çok
Çok	Alan	Az
Az	Sızdırma	Çok
Basit	Kanal Hesabı	Karmaşık
Az	Güç	Çok
Orta	Faz Kalitesi	Yüksek
Düşük	Kanal Maliyeti	Yüksek
Kolay	Debi Kontrolü	Zor
Basit	Hava Dağıtım Menfezleri	Karmaşık

Klima santrallerinin işletme şekilleri genel olarak üç şekilde olur.

- 1- Sadece dış hava ile çalışma durumu (hastane, anfi, ameliyathane v.b.)
- 2- Dış havanın belirli bir oranda toplanan ortam havasıyla karışım durumu (tiyatro, sinema, toplantı salonu, v.b.)

3.4.1.1 Klima Santralının Kısımları :



Şekil 3.13 Klima Santrali

- | | |
|---|-------------------------------|
| 1. Karışım ve filtre hücresi | 5. Son soğutucu hücre |
| 1.a İç - dış hava klapeleleri | 6. Son ısıtıcı hücre |
| 1.b Hava filitrelesı üniteleri | 7. Vantilatör hücresi |
| 1.c Filtre taşıyıcı kızakları (çerçevesi) | 7.a Vantiltör |
| 2. Ön soğutucu hücre | 7.b Titreşim izolasyon düzeni |
| 3. Ön ısıtıcı hücre | 7.c Motor ve tahrik düzeni |
| 4. Nemlendirici hücre | 7.d Çıkış ağzı |
| 4.a Deflektör bölümleri | 8. Aspiratör hücresi |
| 4.b Su sirkülasyon düzeni | 9. Eksoz hücresi |
| 4.c Seperatör bölmeleri (damla tutucu) | |
| 4.d Sızdırmaz kontrol kapısı | |

3.4.1.1.1 Karkas : Özel bükülmüş profil sacdan , standart profil borulardan veya özel çektilmiş alüminyum profilden yapılabilir.

Isı kayıplarını önlemek ve özellikle yazın, prifil yüzeyindeki terlemerin önlenmesi için içlerinin izole olması gerekir. Hücre panellerinin karkasa montajında ısı köprülerinin oluşmamasına dikkat edilmelidir veya bunlar, asgari düzeyde tutulmalıdır. Karkas, hücre panellerinin sızdırmaz bir şekilde montajına elverişli bir şekilde olmalıdır. Sızdırmazlık özel contalar ile sağlanır. Kullanılacak sızdırmazlık contaları, hava sızdırmazlığının yanında su sızdırmazlığını da sağlamalıdır, elastik ve ısıl farklara dayanıklı olmalı, özelliğini uzun süre muhafaza etmeli, çürümeyen cinsten olmalıdır.

3.4.1.1.2 Hücre Panelleri : Siyah sacdan fırın veya elektrostatik boyalı, galvaniz sacdan, preste işlenebilir hazır PVC kaplı saclardan veya CrNi sacdan yapılabilir.

3.4.1.1.3 İzolasyon : Cam yünü, kaya yünü, styraphor veya poliüretan olabilir. Üzeri kafes teli kaplı, bütümlü cam tülü kaplı veya sac kaplı olabilir.

İzolasyonda yanmaz malzemeler tercih edilmelidir. Son yıllarda birçok yabancı firma poliüretan izolasyonu terk etmiştir. Bunun nedeni de yüksek sıcaklıklarda ve güneş radyasyonu etkisi altında malzemenin (imalat kalitesine göre) insan sağlığına zararlı zehirli gaz açığa çıkarmasıdır.

3.4.1.1.4 Aspiratör / Vantilatör : Alçak basınçlı sistemlerde; öne eğik, sık kanatlı, orta ve yüksek basınçlı sistemlerde ise; geriye eğimli, seyrek kanatlı santrifüj vantilatörler kullanılır. Geriye eğimli kanatlar tek cidarlı veya aerodinamik formda çift cidarlı olabilir. Vantilatörler hücre içinde olduğundan genellikle çift emişlidirler.

Klima santralının hücre içindeki hareketli elemanları, vantilatör ve elektrik motorudur. Vantilatörün elektrik motoru ile tahriki genellikle kayış / kasnak sistemi ile sağlanır. Kayışın deformasyonunu önlemek ve stabil bir çalışma sağlamak için, elektrik motoru ile vantilatör aynı kaida üzerine monte edilmeli, birlikte titreşmesi sağlanmalıdır. Bu kaide de hücreye, titreşim tutucu (kauçuk veya yaylı) elemanlar ile bağlanmalıdır. Titreşimin hücreye iletilmemesi için ayrıca vantilatör atış ağızının hücreye bağlantısı esnek olmalıdır.

İşletme şekline bağlı olarak belli bir süre sonra kayışlar deforme olur veya boyları uzar. Bu yüzden tahrik sisteminde mutlaka kayış gerdirme tertibatı olmalıdır.

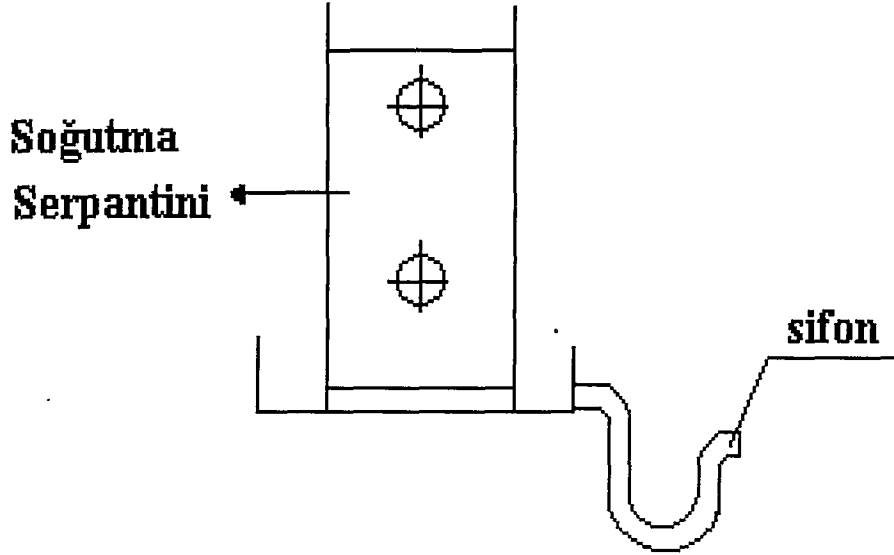
3.4.1.1.5 Karışım Hücresi : İki bölümden oluşan bu bölümde egzost, taze hava ve karışım damperleri bulunur. Egzost ve taze hava damperleri paralel, karışım damperi ise zıt çalışır. Damperler; manuel, sevomotor veya pnömatik kumandalı olabilir.

3.4.1.1.6 Filtre Hücresi : Madeni, sentetik, cam elyaf malzemedan yapılan panel veya torba tipi filtreler, sızdırmaz bir şekilde bu hücreye monte edilir. Montaj şekli, sızdırmazlığın yani sıra filtrelerin kolay bir şekilde değiştirilmesine elverişli olmalıdır.

3.4.1.1.7 Soğutma Serpantini : Yazın dış ortam sıcaklığı mahal sıcaklığının üzerinde olduğundan havanın soğutulmasına ihtiyaç duyulur. Soğutucu batarya ile havanın kuru termometre sıcaklığı düşürülür ve havanın mutlak nemi azalır. Soğutucu batarya çıkışındaki havanın relatif nemi yükselir. Bu ise konfor için uygun değildir. Bu nedenle hava bir miktar ısıtıcı batarya ile ısıtılır veya by - pass sistemi uygulanır. By - pass sisteminde mahalden dönen havanın bir kısmı, soğutma işlemine uğramadan soğutucu çıkışındaki hava ile karıştırılır ve havanın uygun sıcaklıkta ve nemde olması sağlanır.

İşletme esnasında soğutma serpantin yüzeyinde sürekli ıslak yüzey olduğundan korozyona dayanıklı bakır boru - alüminyum kanaylı gurplar tercih edilir. Soğutucu akışkan soğuk su veya gaz olabilir. Grubun altında yoğuşan nemin toplandığı tava ve gideri bulunur. Tava, paslanmaya karşı dayanıklı malzemedan olmalıdır. Tavanın gideri mutlaka mutlaka bir sifon ile atmosfere açılmalıdır. Çünkü soğutucu ünite genellikle vantilatörden önce dizayn edildiğinden atmosfere göre vakum altındadır. Gidere bağlanacak sifon yüksekliği cihaz üzerinde belirtilmemiş ise imalatçı firmadan bu konuda bilgi alınmalıdır.

Belirli bir hava hızının üzerinde, serpantin yüzeyinde yoğuşan nem, damlacıklar halinde koparak hava ile sürüklenirler. Bu yüzden soğutma serpantininin tamamlayıcısı olarak damla tutucu kullanılır. Damla tutucunun profil şekli hava hızına uygun olmalıdır.

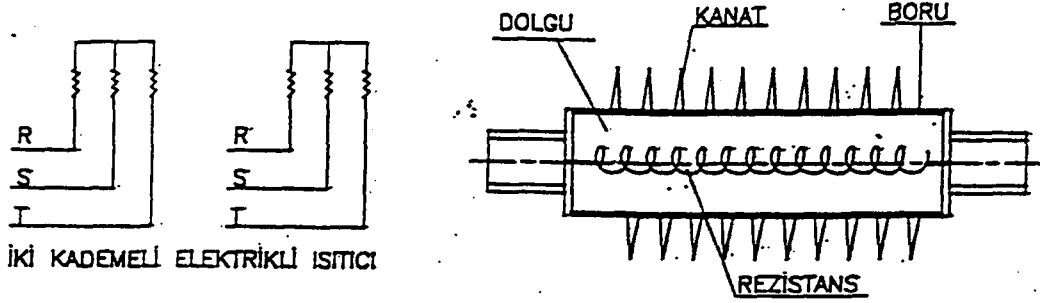


Şekil 3.14 Yoğuşan nem gideri

3.4.1.1.8 Isıtma Serpantini : Isıtıcı serpantinde havanın sadece kuru termometre sıcaklığı artırılır, mutlak nemi sabit kalır. Bağıl nemi ise azalır. Bu nedenle uygun mahal hava şartını elde etmek için nemlendirme işlemine ihtiyacı vardır.

Isıtma serpantini çelik boru - çelik kanatlı veya bakır boru - alüminyum kanatlı gruplar olabilir. Isıtıcı akışkan ; sıcak su, kızgın su veya buhar olabilir.

Klima santrallında ısıtma işlemi ısıtıcı serpantin yerine elektrikli ısıtıcı ile yapılabilir. Isıtma ihtiyacına göre kademeli olarak ısıtıcı elemanlar devreye sokulur. Isıtıcı eleman yapısı, genellikle çelik boru üzerine çelik kanatlıdır. Rezistans boru içinde bulunur.



Şekil 3.15 Elektrikli ısıtıcı

3.4.1.1.9 Nemlendirme : Nemlendirme işlemi genel anlamda havanın mutlak neminin artırılmasıdır. Bu işlem su veya buhar kullanılarak yapılabilir. Klima santrallerinde en çok kullanılan yöntem su ile nemlendirme işlemidir. Bunun için iki tip hücre yapısı kullanılmaktadır. Püskürtmeli veya dolgu tipi hücreler. Püskürtmeli hücrelerde, su dağıtım sistemindeki fiskiyeleer ile su pülverize edilerek havaya karıştırılır. Dolgu tipinde, su havuzdan bir pompa ile üst dağıtım havuzuna basılır. Dolgu içinden süzülen su, havayı nemlendirir.

Nemlendirme işleminde relatif nem % 85 - % 90 RH düzeyine erişilebilir. Bu noktadaki hava konfor şartlarına uygun değildir. Bu nedenle klima santralına, nemlendirici ünitesinden sonra son ısıtıcı hücresi ilave edilmelidir.

3.4.1.1.10 Damla Tutucu :

Nemlendirme hücrelerinden çıkan hava içindeki su damlalarını tutmak için amacı ile yıkayıcı çıkışı konur. Galvaniz, Alüminyum veya PVC'den imal edililen damla tutucular, su zerreciklerini tamamen tutacak ve hava akımına en az direnç gösterecek şekilde dizayn edilmelidir.

3.4.1.1.11 Susturucu :

Orta ve yüksek basınçlı santrallarda fan, sistem direncini yenebilmek için yüksek devirle çalışacağından, gürültü seviyesi istenilenin üzerinde çıkmaktadır. Gürültünün bir kısmını yutmak için susturucu, santral içine veya ayrı bir ünite olarak hava kanalı arasına monte edilebilir.

3.4.1.2 Merkezi Santralli Klima Sistemlerinin Uygulama Alanları

- a- Isıl yükün düzgün dağılmış hacimler
- b- Hassas iklim şartları gerektiren küçük hacimler
- c- Çok geniş hacimler
- d- Özel şekilde şartlandırması istenen havalı sistemler

a) Dıştan gelen (Güneş radyasyonu) ısı yükünün iç yüke göre nispeten çok az olan ve düzgün şekilde dağılmış geniş, alanlı hacimler tiyatro, sinema, büyük mağaza, spor salonları, v.b. ısı yükünün küçük farklar gösterdiği hacimlerin ısı ihtiyacı hava miktarını arttırmak veya sıcaklıkları ayarlamak suretiyle sağlanır.

b) Bilgisayar bulunan hacimler, küçük laboratuvarlar gibi sıcaklık, nem, hava temizliği, ve havanın dağıtımını özel şartlar gerektiren uygulamalar..

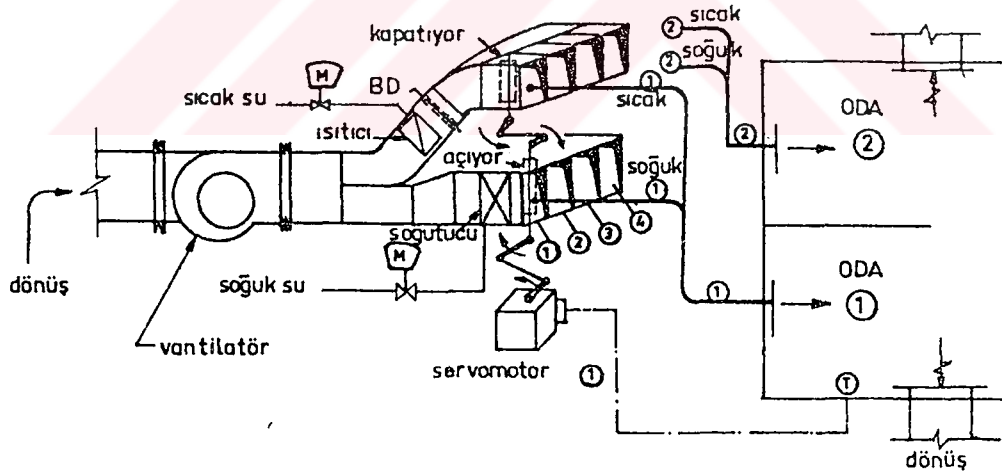
c) Ameliyathaneler, labaratuvar gibi hava temizliği yönünden özel filtrelemeyi gerektiren, aynı zamanda sıcaklık ve rutubetin hassas şekilde kontrolü gerektiren uygulama alanları



3.4.2 Çok Bölge (Multi - Zone) Sistemleri

Büro, okul , hastane, mağaza, otel ve bunun gibi binaların değişik bölgelerinin yük durumlarının birbirinden farklı olduğu uygulamalarda her bölgenin istenen iklim şartlarının sağlanmasında kullanılabilir.

Bu sistemde bir merkezi santral bulunur. Merkezi santralde sıcak hava ile soğuk hava ayrı ayrı galerilerden çıkar. Sistemdeki bölge sayısına ve her bölgenin hava debisi ihtiyacına göre bölünen sıcak ve soğuk hava galerilerinin içine yerleştirilen ve her bölgeden ayrı ayrı termostatlarla hava ayarı damperleri ya merkezi cihazın içerisinde (tek kanallı sistem) veya galerilerden herbir bölgeye sıcak ve soğuk hava kanalı ayrı ayrı (çift kanallı sistem) uzatılmak ve ihtiyaca göre karıştırılarak tek bir kanalla ait olduğu bölgeye gönderilir. Dönüş ise her bölgeden ayrı ayrı kanalla veya koridor üzerindeki bir plenumda toplanarak bir merkezi santrale getirilir.



Şekil 3.16 Tipik Çok Bölge İklimlendirme Sistemi

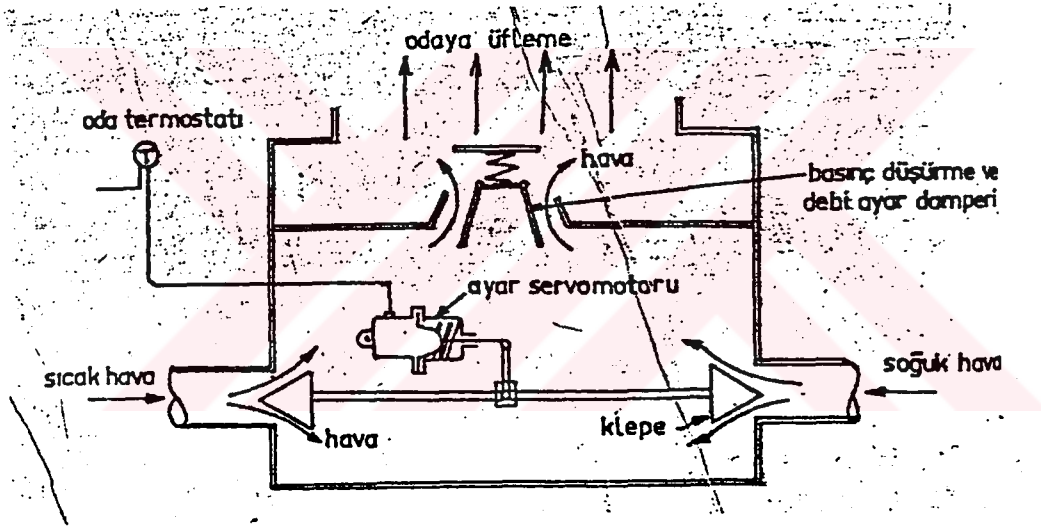
Çok bölgeli sistemler, sayısı birden fazla fakat aşırı sayıda olmayan (10 ila 12 maks.) ve benzer ısı karakterli odaların gruplandırıldığı bölgelerden oluşan uygulamalar için ucuz ve tatmin edici çözüm getirebilmektedir.

Bölgelerin birbirinden çok farklı karaktere ve yüklerle sahip oluşu, yüklerin karmaşık tarzda değişmesi ve hava dağıtım şebekesindeki basınçların çok farklı olması gibi şartlar aşırı derecede mevcut ise bu sistemlerde bölge hava debilerinin kontrolü zorlaşır.

Bu sistemde sıcak ve soğuk hava karışımı yapılarak oda sıcaklıkları muhafaza edilmeye çalışıldığı için bilhassa aynı cihazla iklimlendirilen güney, batı, doğu gibi değişik cepheleri olan bir binada bu karıştırma işlemi devamlı yapılacağından önemli enerji israfı olacaktır. Bu nedenle bölgelerin çok büyük tutulmaması, sıcak ve soğuk hava galerilerindeki sıcaklıkların sınırlandırılması gibi aşırı enerji israfını önleyici tedbirler alınmalıdır.

3.4.3 ÇİFT KANALLI SİSTEM (DUAL DUCT SYSTEM)

Tamamen havalı sistemlerin bir başka uygulaması “çift kanallı yüksek hız” sistemleridir. Çift kanallı sistemlerde sıcak ve soğuk hava için iki ayrı kanal döşenir. Bağımsız hacimlerdeki sıcaklıklar sıcak ve soğuk havanın gereken oranlarda karıştırılmasıyla elde edilir. Bunun için sıcak ve soğuk havayı ihtiyaca göre karıştıran karıştırıcı hız düşürücü üniteler mevcuttur (ŞEKİL 3.17). Oda sıcaklığı termostatı kumandası ile bu ünite içindeki sıcak ve soğuk hava damperleri ayarlanarak karışım havası odayı istenen sıcaklıkta tutacak konuma getirilir.



Şekil 3.17 Karıştırıcı - hız düşürücü unit

3.4.4 Hava Debisi Değişebilen Sistemler (Variable Air Volume - VAV)

Isıl yüklerin hava sirkülasyonu ile alındığı bir iklimlendirme sisteminde sıcaklıkların istenen seviyede tutulabilmesi iki şekilde mümkündür. Birincisi üfleme hava sıcaklıklarını değiştirerek (sabit debi), ikincisi hava debisini değiştirmek suretiyle. Her iki değişkeni beraberce değiştirmekle ısı yüklerin daha ekonomik bir seviyede alınabilmesi sağlanacaktır. Bu sistemler iç hacimlere uygulanabildiği gibi dış cephesi olan hacimlere de uygulanabilir.

Bu sistemde debi değişimini sağlamak üzere oda sıcaklığının kontrol edildiği termostat kumandası ile hava kanalı içerisine hız ve/veya basınç düşürme istasyonuna veyahut üfleme elemanının arkasına konulan hava damperi ayar edilir.

Hava debisi değişebilen sistemlerde hava miktarı çok iyi hesaplanmalıdır ve hiç bir emniyet faktörü uygulanmamalıdır. Hava kanalları hesabı da çok dikkatli yapılmalı, hem tam yükte hem de minimum yükteki hava debileri ile oda hava hareketi ve ses seviyeleri kontrol edilmelidir. Hava debisi değişebilen sistemlerin çıkış ünitelerinin (hava debisini ayarlayan elemanlar) çeşitleri şunlardır.

a) Debi Regülatörleri : Fleksible bir körük veya metalden perde, hava ağzının açıklığını değiştirir.

b) Kısmi Damperi : Kısmi damperi, oda termostatı kumandası ile hava debisini kısma ve üfleme kanalı branşmanına konulmuş damper.

c) Üfleme elemanı hareket eden parçaları ayar edilerek hava debisi kısılır. Üfleme elemanı, odanın bizzat içerisinde olduğu için ses meydana gelme imkanı fazladır.

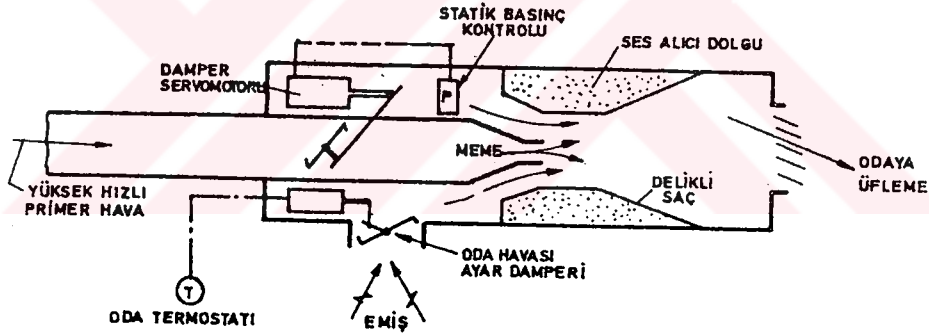
Değişken debili sistemin önemli avantajı düşük ilk yatırım ve işletme masraflarına izin vermesidir. İlk yatırım diğer bağımsız kontrollü sistemlere göre düşük olma nedeni sistemin ilave kanallara ihtiyaç göstermemesi ve hava santralindeki kontrolün basitliğidir. İşletme masraflarında hava debisinin yük ile birlikte azalabilmesinin sonucu olarak soğutma ve fan güçlerinin binanın gerçek iklimlendirme ihtiyacını yakından takip etmesi nedeniyle düşmektedir.

Değişken debili sistem ağırlıklı olarak bir soğutma sistemidir. İklim ve dizayn şartlarına göre kış şartlarında ilave bir ısıtma sistemine gerek olabilir.

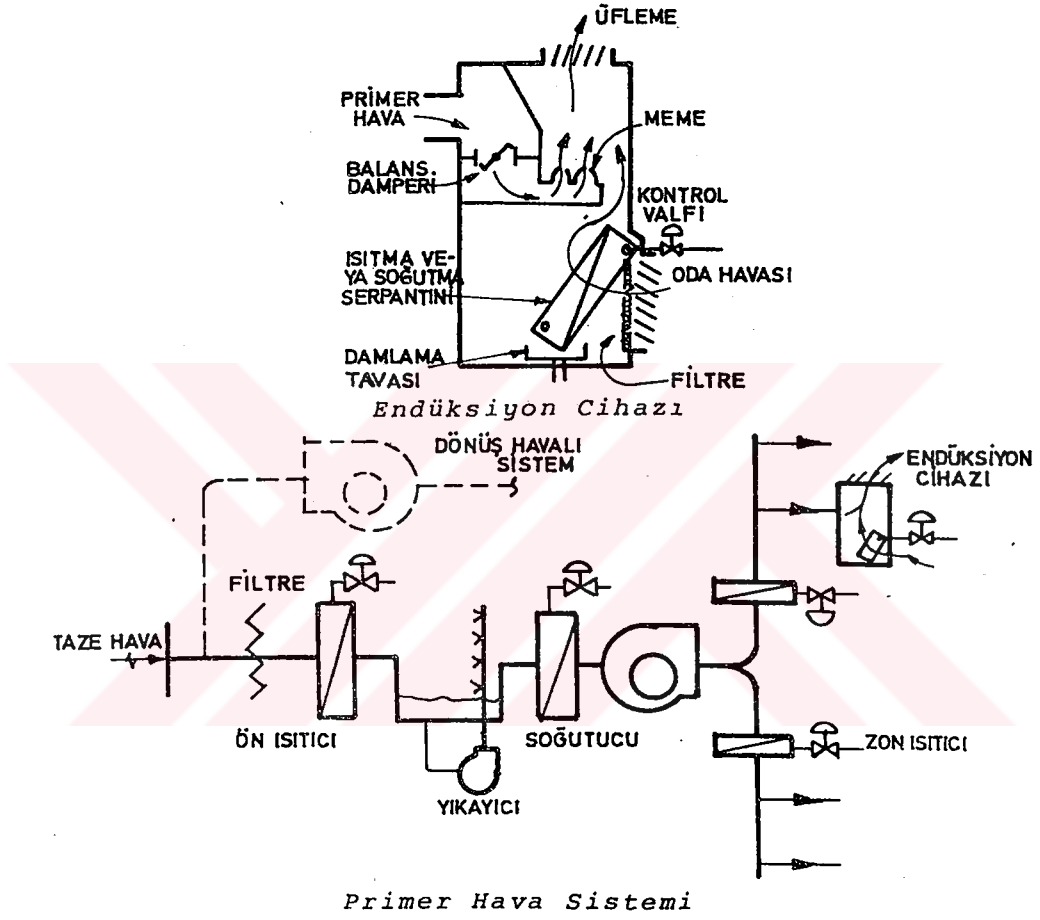
3.4.5 Endüksiyon Cihazları (Induction Systems)

Bu cihazların tamamen havalı sistemler gurubuna giren tipleri mevcut olduğu gibi "hava-su" esasına göre tipleride mevcuttur . Tamamen havalı olan tiplerde yüksek hızlı primer hava debisi oda sıcaklığına ayar edilir. Yüksek hızın endüksiyon etkisinden yararlanılarak oda havası emilerek primer hava ile karıştırıldıktan sonra hızı düşürülerek odaya verilir.

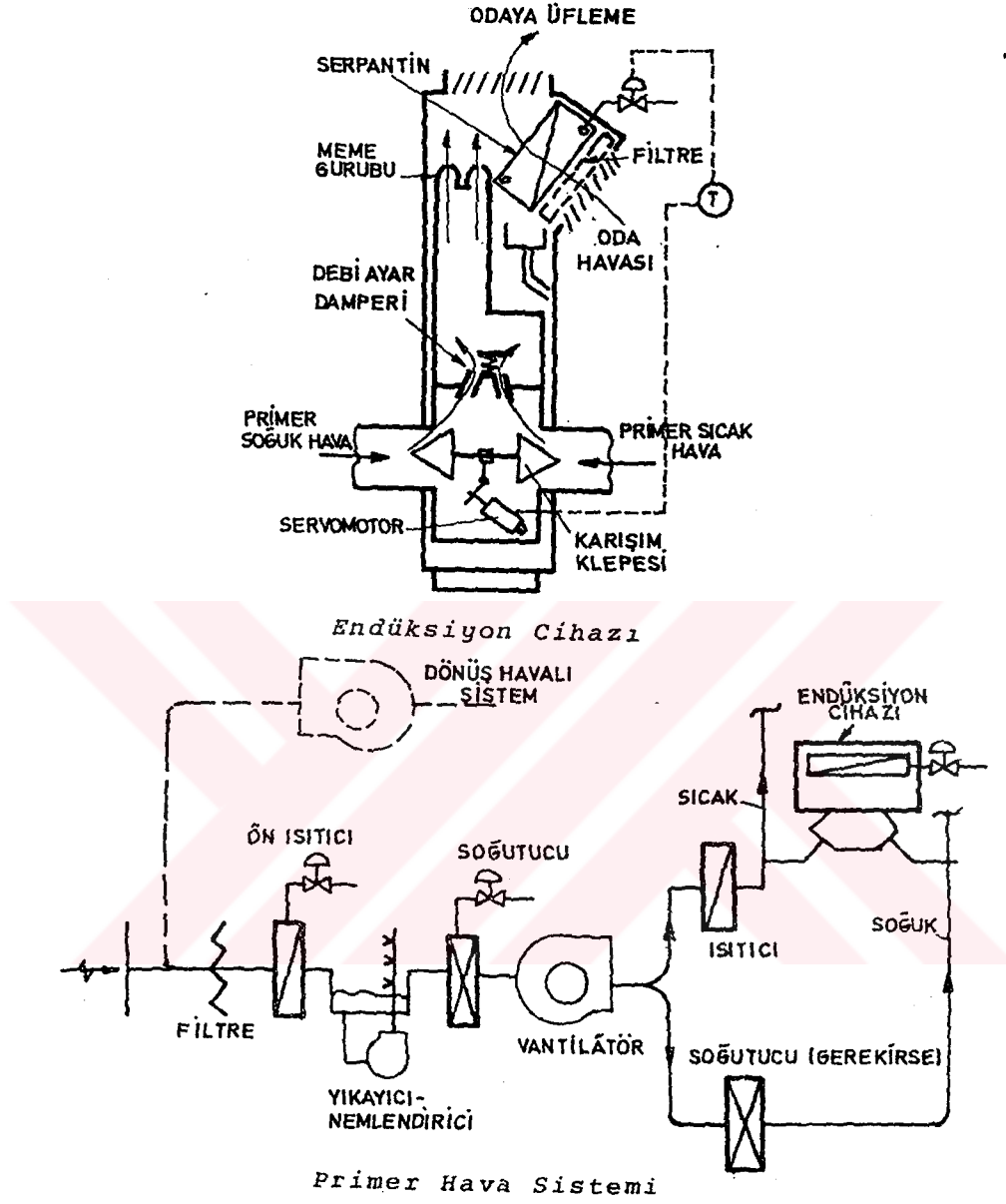
Endüksiyon cihazlarının içine ilave edilecek bir ısıtma - soğutma serpantini ile daha iyi bir oda sıcaklık kontrolü sağlanmaktadır. Böylece hava su tertibatı meydana gelmektedir. Hava su sistemi uygulamasındaki endüksiyon cihazı tipleri ana sistem seçimi göre değişik şekilde yapılır. Ana sistem olarak tek kanallı primer hava ve çift kanallı primer hava sistemi vardır.



Şekil 3.18 Endüksiyon Cihazı



Şekil 3.19 Tek kanallı primer havalı sistem



Şekil 3.20 Çift kanallı primer havalı sistem

3.4.6 “Tamamen Havalı” sistemlerin diğer sistemlerden üstün tarafları şunlardır

a) Ana ekipmanın merkezi bir yerde toplanması ile işletme ve bakım işlemlerinin, binanın esas kullanma maksadını etkilemeden ayrı bir yerde toplanması sağlanır. Havanın filtrelenmesinde, koku ile sesin alınmasında, sıcaklık ve rutubetin kontrolünde en uygun sistemin seçimi için çok geniş seçenek imkanı vardır. Merkezi cihaz küçük mahalli cihazlardan daha dayanıklı olarak yapılmaktadır. Klimatize edilmiş hacimlerdeki yoğuşum drenaj boruları, elektrik hatları, sıcak ve soğuk su boruları, filtreler, v.s. ortadan kalkar.

b) Dış hava sıcaklıklarının tabii soğutmaya müsait olduğu zaman periyodundan tam olarak yararlanılabilir (Mekanik soğutma çalıştırılmaksızın). Zira bu iş için gerekli otomatik kontrol sisteminin bölünmüş kapasitedeki küçük cihazlara ayrı ayrı konulması hem kuruluş masrafları hem de estetik ve yer ayırımı yönlerinden pratik olarak imkansızdır.

c) Bölgelendirme ve değişik ihtiyaçlara uyma yönlerinden serbestlik, tüm çalışma şartlarında iyi bir nem kontrolü (Nemlendirme ve nemi alma) sağlayabilme, ısıtma ve soğutma proseslerinin her an yapılabilmesi.

d) Havanın dağıtımının, soğuk hava ceryanlarını önleme, yüklerin kesif olduğu yerlere üfleme, mahalli şartlara uyma (perde, ışık, möble, v.s. ile uygunluk) gibi gereklerin yerine getirilerek yapılması mümkündür.

e) Çok büyük egzost hava debilerini karşılamak (Make - up) kolayca mümkündür: (% 100' e kadar)

f) Faydalı döşeme alanını harcamaz.

g) Her türlü otomatik kontrol ve nemlendirme uygulamalarına müsaittir. (Bayındırlık İskan Bakanlığı, Havalandırma ve Klima, 1985)

3.4.7 Mahzurlu tarafları ise :

a) Bilhassa alçak hızlı sistemlerde hava kanalları önemli ölçüde tavan ve döşeme (kolonlar) alanı kaplarlar.

b) Soğuk iklimlerde, dış cepheye yakın alanların ısıtılması daha zor ve daha çok ısı sarfiyla yapılabilir.

c) Bilhassa çok bölgeli sistemlerin hava dengelemesi zordur.

d) İnşaat sırasında, sulu sistemler kadar çabuk devreye sokulup faydalanılamazlar

e) Mahalli elemanlara erişilebilmesi için önceden mimari ve statiker tedbirler alınması gereklidir.



3.5 Soğutucu Akışkanın Hazırlanması

Soğutma çevrimi ile elde edilen soğutma gücünün klimada kullanılması direkt havayı soğutarak veya indirekt (önce akışkanı soğutarak) şekilde yapılır. Birincisine direkt ekspansiyon sistemleri, ikincisinede soğutulmuş sulu (chiller) sistemler adı verilmektedir.

Direkt ekspansiyonlu sistem tek veya az sayıdaki müstakil soğutma serpantinleri için ve küçük kapasiteler için uygun bir çözüm getirmektedir.

Soğutulmuş sulu sistemlere uygulanan soğutma çevrimleri şöyle gruplanır:

Pisronlu kompresörlü 240.000 kcal/h kadar

Pistonlu veya santrifüj 240.000 - 360.000 kcal/h

Vida tipi veya santrifüj 600.000 - 2.400.000 kcal/h

Santrifüj 800.000 - ve yukarısı

Uygulamada genel olarak hava ve su soğutmalı kondenserler kullanılmaktadır.

3.5.1 Hava / Su soğutmalı Guruplar :

3.5.1.1 Su Soğutmalı :

Artılar :

- Elektrik verimi daha yüksek
- Daha az yer işgal ediyor
- Kuyu suyu, deniz suyu, göl suyu veya kaynak suyu olması durumunda çok verimli çalışma imkanı

Eksiler : Kule kullanılması durumunda su kaybı, kule fanı, kule poması sarfiyatları da göz önünde tutulduğunda özellikle günümüzün su fiyatları ile işletme masrafı hava soğutmalıdan bir hayli yüksek

- Kule kullanılması durumunda ilk yatırımı da hava soğutmalıdan daha yüksek

- Açık tip kule kullanıldığında, bakımı daha zor. Ve layıkı ile bakım yapılamadığı takdirde kondenser borularında kireç birikimi ve zamanla azalan verim
- Makina dairesinde yer işgali
- Özellikle yerli kulelerin ömrü çok kısa
- Kule doğru seçilmezse verimsizlik daha da artar
- İyice azalan suyun israf edilmesi
- Lejyoner mikrobu tehlikesi

3.5.1.2 Hava Soğutmalı :

Artılar :

- Kuleli sistemlere gör düşük işletme masrafı
- Kuleli sistemlere gör düşük ilk yatırım
- Paket sistem avantajı : kule grup kapasiteuyumu gibi sorunlarının olmaması
- Bakım kolaylığı, uzun ömür ve zaman içinde performansının düşmemesi
- Su harcamaması
- Makina dairesinde yer işgal etmemesi
- Tesisatın basitleşmesi ve kolay işletme
- Yer kısıtlaması durumunda santrifüj tipleri de mevcut ve bina içine yerleşebiliyor.
- Heat Pump uygulama imkanı

Eksileri :

- Ebatları
- Bazı uygulamalarda ses sorunu. Ancak bunu özel sessiz fanlar ve kompresör ses yutucu hücresi opsiyonları ile çözmek mümkün

4.0 KLİMA HESAPLARINDA İZLENECEK İŞLEM SIRASI

Bir mahalin klima yapılması istendiğinde sistemin belirlenmesi ve cihaz seçimine esas olan işlemleri şöyle sıralayabiliriz:

1. Klima edilecek mekanın bulunduğu yerin coğrafi ve iklimsel koşulları belirlenir.
2. Hakim rüzgar ve güneş radyasyonunun etkili olduğu yönler belirlenir.
3. Mekanı oluşturan yapı malzemelerinin ısı geçirgenlik değeri belirlenir.
4. Havayı kirleten etkenler (toz, kimyasal gaz, duman, nem vs.) belirlenir.
5. İstenilen iç şartlar belirlenir.
6. Mekanın yalnızca yaz yada kış aylarında mı yoksa bütün yıl boyunca mı klima edilmesi gerektiği belirlenir.
7. Yaz yada kış kliması olma durumuna göre ısı kayıp ya da kazançlarının hesabına geçilir.
8. Havanın sıcaklığına, nemine ve kirliliğine neden olan insan, makina, ışık vs. nin miktarları ve etkileri belirlenir.
9. İletim ve radyasyonla olan ısı kayıp ya da kazançları belirlenir.
- 10 . Isı kayıp ya da kazançlarının getirdiği yükü, belirlenen hava miktarının karşılayıp karşılamadığı araştırılır, eğer yeterli değilse hava miktarı artırılır. Artırılan bu miktar hesaplara esas teşkil eder.
11. İç ve dış koşullar psikometrik diyagramda işaretlenerek havayı hangi işlemlerden geçirerek (ısıtma, soğutma, nemlendirme, kurutma gibi) odaya atmamız durumunda istenilen iç koşullara ulaşabileceğimiz ekonomiklik ve basitlik çerçevesinde araştırılır. Böylece bu mekanda uygulayacağımız sistem belirlenmiş olur.
12. Yapıda seçeceğimiz klima merkezinin nerede olacağı, hava hazırlama ünitelerinin nasıl olacağı, eğer varsa soğutma gurubu, ısı santrali, soğutma kulesi ve vantilatörlerin nerelere yerleştirileceği, hava kanallarının geçeceği yerler ve anemostadlar ile dönüş menfezlerinin yerleri belirlenerek kanal konstrüksiyonunun dizaynına geçilir.

4.1 Yaz Kliması

Yaz kliması projesinde, ısı kazancı hesabında aşağıdaki yükler göz önüne alınmıştır:

4.1.1 Harici yükler :

- Pencerelerden güneş radyasyonu nedeniyle ısı kazancı
- Duvarlardan ve çatıdan periyodik ısı kazancı
- Pencerelerden konveksiyon ısı kazancı
- Klima yapılamayan mahallerden konveksiyon ısı kazancı
- Enfiltrasyon ve havalandırma ile ısı kazancı

4.1.2 Dahili yükler :

- Elektrikli cihazlardan gelene ısı kazancı
- Aydınlatmadan gelen ısı kazancı
- İnsanlardan gelen ısı kazancı

Maksimum ısı kazancının meydana geldiği tarih ve saatin tespiti güneş tesiri ile, çatı ve duvarlardan ısının geçişi belli bir zaman gecikmesiyle olmasına rağmen cam yüzeylerden radyasyon intikali aynı anda meydana gelmektedir. Bu nedenle dış penceresi olan mahallerde maksimum yükün olduğu saat olarak pencereden giren maksimum radyasyonun meydana geldiği saat aynen alınmıştır.

4.2 HAVA KANALLARI KONSTRÜKSİYONU VE HESABI

Hava kanallarının hesabı genellikle dört metodla yapılmaktadır:

4.2.1. Hızın Azalması Metodu : Bu metotta hava hızı bugüne kadar yapılan deneyimler sonucu uygun bulunan değerlere seçilir. Hız vantilatör giriş ve çıkışında maks. değerlere ulaşmakta, en uzak noktada ise min. değerlerde tutulmaktadır. Önceden belirlenen hava debisi ve seçilen hıza bağlı olarak eşdeğer çap, kesit, kanal boyutları ve birim boydaki sürtünme basınç kayıpları tablolardan belirlenir. Sürtünme basınç düşüşü ile dirsek, kesit değişimleri ve birleşme ve ayrılmadan dolayı ortaya çıkan özel direnç kayıpları toplanarak en yüksek dirence sahip kanal devresinin toplam basınç kaybı belirlenir. Bu değer vantilatör seçilmesi ile boyutlandırılır. Ancak bu sistemde bir kanal şebekesinin reglajı ayar klapeleri ve damperler gereklidir. Bu damper ve klapeler kanal şebekesindeki emre amade basınç tamamıyla kullanılacak şekilde dikkate alınarak ayarlandığı takdirde çok hassas sonuçlar elde edilebilir.

Hızın azalmasına dayanan bu metod, genellikle özel dirençlerin etkili olduğu alçak basınçlı ve küçük sistemlerde uygulanır.

4.2.2.Sabit Basınç Düşüşü Metodu : Bu metod tüm kanal boyunca basınç düşüşünün sabit tutulması esasına dayanır. Önceden belirlenen debi ve seçilen hava hızına bağlı olarak tespit edilen R sürtünme direnç kayıp katsayısı bütün kesitlerde sabit tutulur. Dolayısıyla debi kanal sonuna yaklaştıkça azalacağından hız da buna bağlı olarak azalacaktır. Bu metod simetrik yada simetriğe yakın sistemlerde, tüm kanal ve branşmanlarda aynı basınç düşüşü olacağından fazla reglaj yapmayı gerektirmez. Ancak simetrik olmayan sistemlerde çok hassas reglaj sistemine gereksinme göstermektedir.

Basınç düşüşü hızın azalması metodunda anlatıldığı gibi hesaplanır. Ancak ayrılmalarda ve tali kanallarda, emre amade basıncın tamamıyla harcanması gerekeceğinden tespit edilen basınç düşüşü genellikle sabit tutulamaz. Ayrılmak kesitindeki emre amade basınç, tali kanalda harcanacak basınç miktarından fazla

olacağından, tali kanalların boyutları çok büyük olur ve basınç fazlasının damper ve klapelerle yok edilmesi gerekir. Bu ise tesisin genel plan ve dağıtım sistemini bozar. Dolayısıyla tali kanalarda gerekli hassaslık sağlanana kadar denemeler yapmayı gerektirir.

4.2.3. Statik Basınç Kazanılması Metodu : Bu metotta esas; kanal şebekesinin hesaplanmasında her menfezden sonraki kazanılan statik basıncın, onu takip eden parçanın basınç kaybını karşılayacak miktarda seçilmesine dayanır. Özellikle uzun ve geniş kesitli kanallar üzerinde menfezleri bulunan sistemlerde kullanılır ve şöyle açıklanabilir: Hava debisi her menfezden sonra azalacak, kanal boyutları sabit kaldığı takdirde debiye bağlı olarak hız azalacaktır. Hızdaki azalma statik basınca dönüşerek, toplam basınç ise kayıplardan dolayı düşecektir.

Özel dirençleri çok fazla olan ve sık sık yön değiştiren kanal dizilerinde bu metod kullanılamaz. Çünkü böyle durumlarda hava akımı hız basıncından statik basınç oluşturulmasını sağlayamaz.

4.2.4. Yüksek Hızlı Kanalların Hesaplama Metodları : Bu metod, büyük tesislerde, yüksek hızlı kanallarda uygulanır. Hız büyük seçildiğinden sürtünme ve özel direnç kayıpları da büyük olup gürültü tehlikesi vardır. Esas olarak statik basınç düşüsü, hızın azalması ve statik basıncın geri kazanılması metodları bir arada düşünülerek hesaplanır.

5.0 UYGULAMA ÖRNEKLERİ VE KLİMA SİSTEMLERİNİN SEÇİMİ

Bu projede konfor kliması uygulamalarına yer verilmiştir. Örnek olarak restoran, bir otelin yatak katları ve bir villa için klima sistemleri incelenmiştir.

Klima sistemlerinin seçiminde aşağıdaki faktörlere dikkat edilmiştir.

- a) İlk yatırım maliyeti
 - b) Konfor Şartları
 - c) Gürültü
 - d) Estetik
 - e) İşletme Maliyeti
 - f) Montaj Kolaylığı
 - g) Sistemlerin Fleksibilitesi
 - h) Enerji Farfıyatı
- 

5.1 VİLLA

5.1.1 Villa - Tamamen Havalı Sistem

Tablo 5.1 Ege ve Akdeniz bölgelerindeki bazı iller

Ege ve Akdeniz Bölgelerindeki bazı İllerimiz	Dış şartlar		Kış KT (°C)	Enlem - boylam	Günlük Sıcaklık Farkı(°C)	Deniz Seviyesinden Yüksekliği
	Yaz KT (°C)	YT (°C)				
Adana	38	26	0R	36°59'K - 35°18'D	12.4	21
Aydın	40	26	-3R	37°40'K - 27°40'D	-	70
Antalya	39	28	+3R	36°53'K - 30°42'D	11.4	43
Hatay	37	29	0R	36°15'K - 36°10'D	8.3	3
Muğla	37	22	-3R	37°12'K - 28°21'D	13.2	648
Mersin	35	29	+3R	36°49'K - 34°36'D	7.4	6
Manisa	40	25	-3R	38°42'K - 27°26'D	16	42
İzmir	37	24	0R	38°24'K - 27°10'D	12.8	3

Tablo 5.2 Seçtiğimiz Referans yerin özellikleri:

DIŞ ŞARTLAR		KİŞ	Günlük Dış Sıcaklık Farkı Δt_g (°C)	Deniz Seviyesinden Yüksekliği	Enlem
YAZ					
KT (°C)	YT (°C)	KT (°C)			
38	26	0R	10.2	105 m	37 K

Klimatizasyonu yapılacak bina. bodrum. zemin. I. katı olan bir villadır. Villanın bodrum katında kazan dairesi ve garaj mecuttur. Klima santrali bodrumda. soğutma grubu bahçededir.

Radyasyonla kazanılan ısı maximum 24 Ağustos saat 8⁰⁰ olmaktadır.

Tablo 5.3 Pencereden Güneş Radyasyonu İle Kazanılan Isı

Güneş zamanı	6	7	8	9	10	11
KD	200	326	272	164	7	44
GD	140	323	409	410	442	284
Toplam	340	649	681	574	512	328

Tablo 5.4 YAPI ELEMANLARI ISI İLETİM KATSAYISI

<u>MALZEME CİNSİ :</u>	<u>K (kcal / h m² °C)</u>
Dış duvar	0.6
Çift camlı pencere	2.5
Bodrum Döşemesi	0.5
Açık teras	0.45
Dış kapı	4.5
Çatı altı tavan	0.53

Z01 Salon

İç şartlar $K_T = 26^\circ\text{C}$

Bağıl nem % 50

Pik yük 24 Ağustos saat 8⁰⁰

Dış şartlarda düzeltme

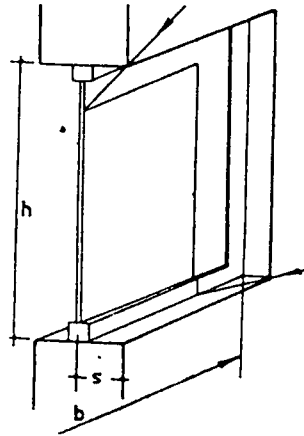
Δt_g ($^\circ\text{C}$)	K_T ($^\circ\text{C}$)	Y_T ($^\circ\text{C}$) (Yücel, Hesap Föyleri, 1988)
8	5	1.5
10.2	7.65	1.85
11	8	2

$$K_T = 38 - 7.65 = 30.35 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$Y_T = 26 - 1.85 = 24.15 \text{ }^\circ\text{C}$$

Pencelerden güneş radyasyon ile kazanılan ısı

a) KD pencereden radyasyon ile ısı kazancı (ahşap. çift camlı pencere)
pencereler genellikle bina yüzeyi ile aynı düzlemde olmayıp biraz içeri monte edildiklerinden güneşin durumuna göre üst ve yandan kısmen gölgelenirler.



Şekil 5.1 Penceredeki Gölge oluşumu.

$$\frac{AR}{A} = 1 - \frac{r1 \cdot \text{tg}\beta}{\text{Cos}\gamma} - r2 \cdot \text{tg}\gamma + \frac{r1 \cdot r2 \cdot \text{tg}\beta}{\text{Cos}\gamma} \quad (5.1)$$

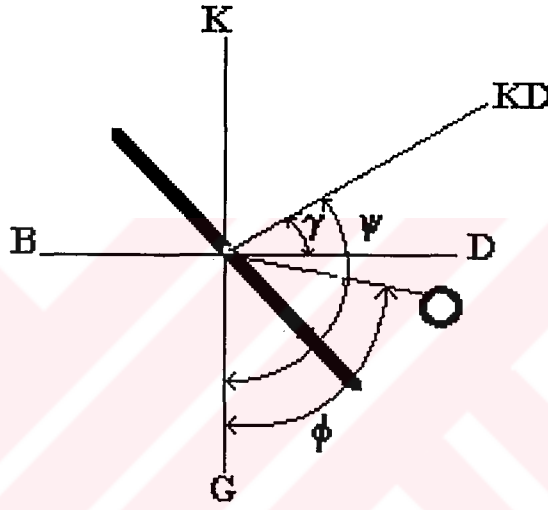
AR = Radyasyonun geçtiği pencere alanı (m²)

A = Toplam pencere alanı (m²)

AG = A - AR gölgede kalan pencere alanı (m²)

r1 = s/h

r2 = s/b



Şekil 5.2 Güneş Durumu ile İlgili Çeşitli Açılarının Tanımı

β = güneş yük. açısı

γ = Duvar-güneş azimut açısı

$r1 = s/h = 15/180 = 0.08$

$r2 = s/b = 15/90 = 0.16$

$AR/A = 0.71$

$AR/A = 0.71$ bulunur.

$A = 0.90 \times 1.80 = 1.62 \text{ m}^2$

2 adet pencere var.

$A = 2 \times 1.62 = 3.24 \text{ m}^2$

$$AR = 0.71 \times 3.24 = 2.30 \text{ m}^2$$

$$AG = 0.94 \text{ m}^2 \text{ bulunur.}$$

Pencereden radyasyon ile meydana gelen ısı kazancı

$$Q = q \times A \times f \quad (5.2)$$

$$Q = (2.30 \times 272 + 35 \times 0.94) \times 0.90 = 592 \text{ watt}$$

Pencereden konveksion ile ısı kazancı

$$Q = K \times A \times \Delta t \quad (5.3)$$

$$Q = 2.8 \times 3.24 \times (30.35 - 26) = 41 \text{ watt}$$

KD duvarından ısı kazancı

$$Q = K \times A \times \Delta t_{\text{şhes}} \quad (5.4)$$

$$\Delta t_{\text{şhes}} = \Delta t_{\text{ştablo}} + \Delta t_1 - 0.5 \Delta t_2 \quad (5.5)$$

$$\Delta t_1 = (K_{t_{\text{dış}}} - K_{T_{\text{iç}}}) - 8 \quad (5.6)$$

$$\Delta t_2 = \Delta t_g - 11 \quad (5.7)$$

KD duvarı açık renk

Saat 8 için 23 cm boşluklu tuğla

$$\Delta t_{\text{ştablo}} = 0$$

$$\Delta t_1 = (30.35 - 26) = -3.65 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = 10.2 - 11 = -0.8 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{\text{şhes}} = 0 + (-3.65) + 0.8 \times 0.5$$

$$\Delta t_{\text{şhes}} = -3.25 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$Q = 0.60 \times 13.86 \times (-3.25) = -26 \text{ Kcal/h} = 30 \text{ watt}$$

Güneydoğu pencere ve dış kapılardan radyasyonla ısı kazancı (çift cam. ahşap çerçevesi)

$$\phi = 81^\circ$$

$$\psi = 45^\circ$$

$$\gamma = 81 = 45^\circ$$

$$\gamma = 36^\circ$$

$$\beta = 30.25^\circ$$

$$\text{Pencereler için } r1 = 15/180 = 0.08$$

$$r2 = 15/90 = 0.16$$

$$\frac{AR}{A} = 1 - \frac{r1 \cdot \text{tg}\beta}{\text{Cos}\gamma} - r2 \cdot \text{tg}\gamma + \frac{r1 \cdot r2 \cdot \text{tg}\beta}{\text{Cos}\gamma}$$

$$AR/A = 0.83$$

$$A_{\text{Top}} = (0.9 \times 1.8) \times 2 = 3.24 \text{ m}^2$$

$$AR = 3.24 \times 0.83 = 2.72 \text{ m}^2$$

$$AG = 0.51 \text{ m}^2$$

Kapılar için gölge alanı

$$r1 = 15/260 = 0.05$$

$$r2 = 15/235 = 0.06$$

$$\frac{AR}{A} = 1 - \frac{r1 \cdot \text{tg}\beta}{\text{Cos}\gamma} - r2 \cdot \text{tg}\gamma + \frac{r1 \cdot r2 \cdot \text{tg}\beta}{\text{Cos}\gamma} \cos^*$$

$$AR/A = 0.93$$

$$A = (2.35 \times 2.60) \times 2 = 12.22$$

$$AR = 11.36 \text{ m}^2$$

$$AG = 0.85 \text{ m}^2$$

$$\Sigma AR = 2.72 + 11.36 = 14.08 \text{ m}^2$$

$$\Sigma AG = 0.85 + 0.51 = 1.36 \text{ m}^2$$

$$q_{GD} = 409 \text{ w/ m}^2$$

$$q_{KUZ} = 35 \text{ w/ m}^2$$

$$Q = (409 \times 14.08 + 35 \times 1.36) \times 0.9 = 5226 \text{ watt}$$

Camlardan konveksiyonla ısı kazancı

$$Q = 15.46 \times 25 \times (30.35 - 2) = 169 \text{ watt}$$

Duvarlardan ısı kazancı

$$\Delta t_{\text{şhes}} = -3.25^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Duvar Alanı} = 35.4 - 15.46 = 19.94 \text{ m}^2$$

$$Q = 19.94 \times 0.6 \times (-3.25) \cong -34 \text{ Kcal/h} = -45 \text{ watt}$$

GB duvarından ısı kazancı

$$\Delta t_{\text{şhesGB}} - \Delta t_{\text{şhesGB}} = -3.2$$

$$A = 5.7 \times 3 = 17.1 \text{ m}^2$$

$$Q = 17.1 \times 0.6 \times (-3.25) = -39 \text{ Kcal/h} = 45 \text{ watt}$$

Tavandan ısı kazancı

$$A = 9.45 \text{ m}^2$$

$$K = 0.45 \text{ kcal/h m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Gölgede ağır konstrüksiyonlu çatı

$$\Delta t_1 = (K_{\text{tdış}} - K_{\text{tiç}}) - 8 = -3.65^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_2 = 10.2 - 11 = 0.8^{\circ}\text{C}$$

$$\begin{aligned} \Delta t_{\text{şhes}} &= \Delta t_{\text{şTablo}} + \Delta t_1 - 0.5 \Delta t_2 \\ &= -4.35^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

$$Q = 9.45 \times 0.45 \times (-4.35) = -19 \text{ kcal/h} = -22 \text{ watt}$$

Bodrum katı garaj ve kazan dairesinden meydana gelmektedir. Z01-Salon altı kazan dairesi. diğer bölümler altı garajdır.

Döşemeden Isı Kazancı

$$\Delta t = 14^{\circ}$$

$$A_{\text{döşeme}} = 69.6 \text{ m}^2$$

$$Q = K \times A \times \Delta t = 69.6 \times 0.45 \times 19.5 = 610 \text{ Kcal/h}$$

$$Q = 708 \text{ watt}$$

İnsanlardan meydana gelen ısı kazancı

5 kişi

$$Q_d = 62 \text{ watt/kişi}$$

$$Q_g = 42 \text{ watt/kişi}$$

$$Q_d = 62 \times 5 = 310 \text{ watt}$$

$$Q_g = 42 \times 5 = 210 \text{ watt}$$

Elektriksel ısı kazancı

Radyo çalışıyor 41 watt

Işıklardan meydana gelen ısı kazancı

$$20 \text{ w/ m}^2$$

$$20 \times 69.6 = 1392 \text{ watt}$$

$$\text{ODI} = 592 + 41 + (-30) + 5226 + 169 + (-45) + (-39) + (-22) + 708 + 310 + 1392$$

$$\text{ODI} = 8343 \text{ watt}$$

$$\text{Artırım ODI} \times 0.05 = 417 \text{ watt}$$

$$\text{ODI} = 8760 \text{ watt}$$

$$\text{OGI} = 210 \text{ watt}$$

$$\text{Artırım OGI} \times 0.05 = 20$$

$$\text{OGI} = 220 \text{ watt}$$

$$M_T = \text{ODI} / (c_p \times \Delta T_m) \quad (5.8)$$

$$\Delta T_m = 8 \text{ }^\circ\text{C Kabul}$$

$$M_T = 8760 / (1005 \times 8) = 1.060 \text{ Kg/s}$$

$$M_T = 1.060 \times 0.862 = 0.92 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$= 3312 \text{ m}^3/\text{h}$$

Z02 Hizmetçi Odası

İç Şartlar

KT: 26°C

 $\phi = \% 50$ pik yük 24 Ağustos 8⁰⁰ için

Düzeltilmiş iç şartlar

KT= 38 - 7.65 = 30.35°C

YT= 26-1.85= 24.15°C

KD yönünde ısı kazancı

$$\frac{AR}{A} = 1 - \frac{r1.tg\beta}{Cos\gamma} - r2.tg\gamma + \frac{r1.r2.tg\beta}{Cos\gamma}$$

$$r1 = r2 = 15/180 = 0.08$$

$$\beta = 30.25^\circ$$

$$\emptyset = 81^\circ$$

$$\gamma = 54^\circ$$

$$AR/A = 0.82 \text{ bulunur}$$

$$A = 1.8 \times 1.8 = 3.24 \text{ m}^2$$

$$AR = 2.65 \text{ m}^2$$

$$AG = 0.59 \text{ m}^2$$

KD Radyasyon ısı kazancı

$$Q = (272 \times 2.65 + 35 \times 0.59) \times 0.9$$

$$Q = 667 \text{ watt}$$

KD pencereden konveksiyon ısı kazancı

$$Q = 3.24 \times 2.5 \times (30.35 - 26) = 35 \text{ Kcal/h} = 40 \text{ watt}$$

KD duvarından ısı kazancı

$$\Delta t_{\text{şhesap}} = -3.25$$

$$Q = 2.85 \times 0.6 \times (-3.25) = -6 \text{ Kcal/h} = -7 \text{ watt}$$

KB camdan geçen radyasyon

$$Q = (1.62 \times 35) \times 0.9 = 45 \text{ kcal/h} = 52 \text{ watt}$$

Pencereden konveksiyon ile ısı kazancı

$$Q = 1.62 \times 2.5 \times (30.35 - 26) = 15.5 \text{ kcal/h} = 18 \text{ watt}$$

KB duvardan konveksiyonla ısı kazancı

$$\Delta T_{\text{hesap}} = -3.25 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$Q = 2.8 \times 3 \times (-3.25) = -28 \text{ Kcal/h} = -32 \text{ watt}$$

İnsanlardan gelen duyulur ve gizli ısı kazancı

2 kişi düşünürsek

$$Q_{\text{duy}} = 62 \times 2 = 124 \text{ watt}$$

$$Q_{\text{gizl}} = 42 \times 2 = 84 \text{ watt}$$

Aydınlatmadan gelen ısı kazancı

$$10 \text{ watt/m}^2 \text{ döşeme}$$

$$A = 7.98 \text{ m}^2$$

$$Q = 7.98 \times 10 = 79.8 \text{ watt}$$

$$\text{ODI} = 667 + 40 + (-7) + 52 + 18 + (-32) + 124 + 79.8$$

$$\text{ODI} = 942 \text{ watt}$$

$$\text{Artırım ODI} \times 0.05 = 46 \text{ watt}$$

$$\text{ODI} = 988 \text{ watt}$$

$$\text{OGI} = 84 \text{ watt}$$

$$\text{Artırım OGI} \times 0.05 = 4 \text{ watt}$$

$$\text{OGI} = 88 \text{ watt}$$

$$M_T = \text{ODI} / (c_p \times \Delta T_m)$$

$$\Delta T_m = 8^{\circ}\text{C} \text{ Kabul}$$

$$= 988 / (1005 \times 8) = 0.12 \text{ Kg/s}$$

$$= 0.112 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$= 396 \text{ m}^3/\text{h}$$

Z03 Banyo

Sadece Eksoz yapılacaktır

90 m³/h hava egsoz edilecektir (Elicent Aspiratör)

Z04 Mutfak

İç Şartlar

KT= 26

% 50 Bağıl nem

Dış şartlar (24 Ağustos 8⁰⁰ için düzeltilmiş)

KT = 30.35 °C

YT = 24.15 °C

KB penceresinden radyasyon ile ısı kazancı

$$A = 1.70 \times 1.50 = 2.55 \text{ m}^2$$

$$Q = (35 \times 2.55) \times 0.9 = 81 \text{ watt}$$

Pencere konveksiyonla ısı kazancı

$$Q = 2.55 \times 2.5 \times (30.35 - 26) = 27 \text{ Kcal/h} = 32 \text{ watt}$$

KB duvarından ısı transferi

$$A = 3.9 \times 3 \times 2.55 = 9.15 \text{ m}^2$$

$$Q = 9.15 \times 0.6 \times (-3.25) = 17.8 \text{ Kcal/h} = -21 \text{ watt}$$

GB duvarından ısı kazancı

$$A = 5.7 \times 3 = 17.1 \text{ m}^2$$

$$Q = 17.1 \times 0.6 \times (-3.25) = -34 \text{ Kcal/h} = -39 \text{ watt}$$

Döşemeden olan ısı kazancı ihmal

Mutfakta bulunan cihazlar	DI(watt)	GI(watt)
Tost makinası	210	47
Çaydanlık	186	70
Buzdolabı	291	-
	687 watt	117 watt

İnsanlardan dolayı ısı kazancı

$$Q_{\text{duy}} = 52 \text{ watt/kişi}$$

$$Q_{\text{gizli}} = 64 \text{ watt/kişi}$$

2 kişi olduğu varsayıldı

$$Q_{\text{duy}} = 104 \text{ watt}$$

$$Q_{\text{giz}} = 128 \text{ watt}$$

Aydınlatmadan dolayı ısı kazancı

$$10 \text{ watt/ m}^2 \text{ düş.}$$

$$A = 19.38 \text{ m}^2$$

$$Q = 10 \times 19.38 = 193.8 \text{ watt}$$

$$\text{ODI} = 81 + 32 + (-21) + (-39) + 687 + 104 + 193.8$$

$$\text{ODI} = 1037 \text{ watt}$$

$$\text{OGI} = 245 \text{ watt}$$

$$\text{Artırım} = \text{ODI} \times 0.05 = 52 \text{ watt}$$

$$\text{Artırım OGI} \times 0.05 = 13 \text{ watt}$$

$$\text{ODI} = 1089 \text{ watt}$$

$$\text{OGI} = 258 \text{ watt}$$

$$\text{MT} = 1089 / (1005 \times 8) = 0.13 \text{ Kg/s} = 0.11 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$= 401 \text{ m}^3/\text{h}$$

Z05 Koridor

Düzeltilmiş dış şartlar

$$KT= 30.35 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$YT= 24.15 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

İç şartlar $KT= 26^{\circ}\text{C}$

$$\phi = \% 50$$

KD penceresi

$$A = 0.9 \times 1.80 = 1.62 \text{ m}^2$$

$$AR/A = 0.71 \text{ bulundu}$$

$$AR = 1.15 \text{ m}^2$$

$$AG = 0.47 \text{ m}^2$$

$$Q = (272 \times 1.15 + 35 \times 0.47) \times 0.9 = 296 \text{ watt}$$

Pencereden konveksiyon ısı kazancı

$$Q = 1.62 \times 2.5 \times (30.35 - 26) = 17 \text{ kcal/h} = 20 \text{ watt}$$

Kuzey doğu duvardan ısı kazancı

$$A = 2.7 \times 3 = 8.1 \text{ m}^2$$

$$\Delta t_{\text{şhesap}} = -3.25 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$Q = 8.1 \times 0.6 \times (-5.25) = -25.5 \text{ Kcal/h} = -30 \text{ watt}$$

KB Ahşap dış kapıdan ısı kazancı

$$A = 1.70 \times 2.69 = 4.57$$

$$Q = 4.57 \times 4.5 \times (30.35 - 26) = 27 \text{ Kcal/h} = 31 \text{ watt}$$

Duvadan ısı kazancı

$$\Delta t_1 = (30.35 - 26) - 8 = -3.65$$

$$\Delta t_2 = 10.2 - 11 = -0.8$$

$$\Delta t_{\text{şhesap}} = 0 - 3.65 + 0.4 = -3.25$$

$$A = 8.1 \text{ m}^2$$

$$Q = 8.1 \times 0.6 \times (-3.25) = -15.5 \text{ kcal/h} = -19 \text{ watt}$$

Aydınlatmadan dolayı ısı kazancı

6 watt/ m² döşeme

A = 30

Q = 30 x 6 = 180 watt

ODI = 296 + 20 + (-30) + 31 + (-19) + 180

ODI = 478 watt

Artırım ODI x 0.05 = 24 watt

ODI = 502 watt

MT = 512/1(005 x 8) = 0.060 kg/s

= 0.05 m³/s

= 86 m³/h



101 Salon

İç şartlar

$$KT = 26 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\varphi = \% 50$$

24 Ağustos 8⁰⁰ için

Düzeltilmiş dış şartlar

$$KT = 30.35 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$YT = 24.15 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

KD yönü ısı kazancı

Pencerelerden Radyasyonla ısı kazancı

$$AR/A = 0.71 \text{ bulunmuştur}$$

$$A = (0.9 \times 1.80) \times 2 = 3.24$$

$$AR = 2.30 \text{ m}^2$$

$$AG = 0.94 \text{ m}^2$$

$$Q = (2.30 \times 272 + 35 \times 0.9) \times 0.9 = 573 \text{ watt}$$

Pencerelerden konveksiyon ısı kazancı

$$Q = 2 \times 1.62 \times 2.5 \times (30.35 - 26) = 35 \text{ kcal/h} = 41 \text{ watt}$$

Çatı saçağı sebebiyle gölge alanı

$$s' = 0.22 \text{ m}$$

$$L = 6 \text{ m}$$

$$AG = 1.32 \text{ m}^2 \text{ bulundu}$$

$$A_{\text{net}} = 13.86 \text{ m}^2$$

$$\text{Gölgesiz duvar} = 13.86 - 1.32 = 12.54 \text{ m}^2$$

$$\Delta t_{\text{şhes}} = -3.25 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Kalın duvar

Gölge alanından meydana gelen ısı alış verişi kuzey yönü için hesap edilecektir

$$\Delta t_{\text{Tablo}} = -1.1^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_1 = (K_{t_{\text{dış}}} - K_{t_{\text{iç}}}) - 8 = (30.35 - 26) - 8 = -3.65^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_2 = 10.2 - 11 = -0.8^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_{\text{şhes}} = -1.1 - 3.65 = -4.35^{\circ}\text{C}$$

Duvarlardan ısı transferi

$$Q = 12.54 \times 0.6 \times (-3.25) + 1.32 \times 0.6 \times (-4.35) = -28 \text{ kcal/h} = -32 \text{ watt}$$

GD pencerelerden güneş radyasyonu ile ısı kazancı

$$A = (0.9 \times 1.8) \times 2 = 3.24 \text{ m}^2$$

$$AR/A = 0.83$$

$$AR = 2.72 \text{ m}^2$$

$$AG = 3.24 - 2.72 = 0.51 \text{ m}^2$$

$$Q = [(409 \times 2.72) + 35 \times 0.51] \times 0.9 = 1018 \text{ watt}$$

Balkon kapısı gölge alanı

$$s' = 1.98 \text{ m}$$

$$h_{\text{Kat}} = 3 \text{ m}$$

$$L = 23 - 1.98 = 1.02 \text{ m}$$

$$L_1 = 260 - 1.02 = 1.58 \text{ m}$$

$$\text{Gölge alanı} = 1.58 \times 2.35 = 3.71 \text{ m}^2$$

$$\text{Gölgesiz bölüm alanı} = 1.02 \times 2.35 = 2.40 \text{ m}^2$$

Balkon kapısından güneş radyasyonu nedeniyle kazanılan ısı

$$Q = (2.40 \times 409 + 3.71 \times 35) \times 0.9 = 1112 \text{ watt}$$

Duvarlardan meydana gelen ısı kazancı

$$\text{Toplam duvar alanı} = 35.25 \text{ m}^2$$

Gölgede kalan duvar alanı

$$= 1.8 + 19.5 = 21.05 \text{ m}^2$$

$$\text{Gölgesiz Alan} = 14.2 \text{ m}^2$$

$$\text{GD } \Delta t_{\text{şhesap}} = -3.25^{\circ}\text{C}$$

$$KD \quad \Delta t_{\text{şhesap}} = -4.35 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Q = [21.05 \times 0.6 \times (-4.35) + 14.2 \times 0.6 \times (-3.25)]$$

$$Q = -82.6 \text{ Kcal/h} = -96 \text{ watt}$$

GB duvarında olan ısı transferi

$$A = 98 \text{ m}^2$$

$$Q = 18 \times 0.6 \times (-3.25) = -35.1 \text{ Kcal/h} = -41 \text{ watt}$$

Tavandan olan ısı transferi

Çatı olduğundan

$$[1/K_{\text{Top}} = 1/K_{\text{Çatı}} + 1/K_{\text{Tavan}}] \times q1 = K_{\text{top}} \times (\Delta t)_{\text{şhesap}} \quad (5.9)$$

$$K_{\text{top}} = K_{\text{Tavan}} \text{ alınabilir}$$

$$\Delta t_{\text{şhesap}} = \Delta t_{\text{Tablo}} + \Delta t1 - 0.5\Delta t2$$

$$\Delta t1 = (30.35 - 26) - 8 = 4.35 - 8 = -3.65 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t2 = 10.2 - 11 = -0.8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Çatı 40 cm betonarme +5 cm. izolasyon (K= 0.53)

$$\Delta t_{\text{şTablo}} = 3.3$$

$$\Delta t_{\text{şhesap}} = 3.3 - 3.65 - (0.8) \times (0.5)$$

$$\Delta t_{\text{şhesap}} = 0.05 \text{ 'i bulunur}$$

Q ihmal edilebilir.

İnsanlardan meydana gelen ısı kazancı

5 Kişi

$$Q_d = 62 \times 5 = 310 \text{ watt}$$

$$Q_g = 42 \times 5 = 210 \text{ watt}$$

Aydınlatmadan meydana gelen ısı kazancı

$$20 \text{ w/ m}^2 \text{ dış} \quad Q = 60.15 \times 20 = 1203 \text{ watt}$$

Radyo çalışıyor kabul 41 watt

$$ODI = 573 + 41 + (-32) + 1018 + 1112 + (-96) + (-41) + 310 + 1203 + 41$$

$$ODI = 4129 \text{ watt}$$

$$\text{Artırım} \quad 0.05 \times ODI = 206 \text{ watt}$$

ODI = 4335 watt

OGI = 210 watt

Artırım OGI x 0.05 = 10

OGI = 220 watt

MT = $4335 / (1005 \times 8) = 0.53 \text{ Kg/s} = 0.44 \text{ m}^3/\text{s}$
= $1584 \text{ m}^3/\text{h}$



102 Yatak Odası

$$KT = 26 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\phi = \% 50$$

KD penceresinden radyasyonla ısı kazancı

AR/A= 0.71 bulunmuştur.

$$A = (0.9 \times 1.80) = 1.62 \text{ m}^2$$

$$AR = 1.15 \text{ m}^2$$

$$AG = 0.94 \text{ m}^2$$

$$Q = (1.15 \times 272 + 35 \times 0.94) \times 0.9 = 310 \text{ watt}$$

Kb yönünde pencereden radyasyonla kazanılan ısı

$$A = (1.80 \times 1.80) = 3.24 \text{ m}^2$$

$$Q = 3.24 \times 35 \times 0.9 = 102 \text{ watt}$$

Pencerelerden konveksiyonla ısı kazancı

$$A_{\text{top}} = 1.62 + 3.24 = 4.86 \text{ m}^2$$

$$Q = 4.86 \times 2.5 \times (30.35 - 26) = 46 \text{ kcal/h} = 53 \text{ watt}$$

KD duvardan ısı kazancı

$$A = 3.1 \times 3 = 9.3 \text{ m}^2$$

Gölge alanı (Saçak sebebiyle)

$$A = 0.22 \times 3.1 = 0.68 \text{ m}^2$$

$$A \text{ (gölgesiz duvar alanı)} = 8.62 \text{ m}^2$$

$$Q = [0.68 \times 0.6 \times (-4.35) + 8.62 \times 0.6 \times (-3.25)] = -18.5 \text{ Kcal/h} \\ = -21 \text{ watt}$$

$$\text{KB Duvar Alanı } 32.7 \text{ m}^2$$

$$Q = 32.7 \times 0.6 \times (-3.25) = -63.7 \text{ Kcal/h} = -74 \text{ watt}$$

İnsanlardan meydana gelen ısı kazancı

$$Q_d = 62 \times 2 = 124 \text{ watt}$$

$$Q_g = 42 \times 2 = 84 \text{ watt}$$

Aydınlatmadan meydana gelen ısı kazancı

$$10 \text{ watt/m}^2 \text{ döşeme}$$

$$A = 16.1 \text{ m}^2$$

$$Q = 161 \text{ watt bulunur}$$

$$ODI = 310 + 102 + 53 + (-21) + (-74) + 124 + 161$$

$$ODI = 655 \text{ watt}$$

$$\text{Artırım } 0.05 \times ODI = 33 \text{ watt}$$

$$ODI = 655 + 33 = 688 \text{ watt}$$

$$OGI = 84 \text{ watt}$$

$$\text{Artırım} = OGI \times 0.05 = 4 \text{ watt}$$

$$OGI = 88 \text{ watt}$$

$$MT = 688 / (1005 \times 8) = 0.08 \text{ m}^3/\text{s} = 0.07 \text{ m}^3/\text{s}$$
$$= 249 \text{ m}^3/\text{h}$$

103 Yatak Odası

İç şartlar

$$KT = 26 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\phi = \% 50$$

24 Ağustos saat 8⁰⁰

Düzeltilmiş dış şartlar

$$KT = 30.35 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$YT = 24.15 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

KB yönü pencerelere radyasyonla ısı kazancı

$$A = 3.24 \text{ m}^2$$

$$Q = 3.24 \times 35 \times 0.9 = 103 \text{ watt}$$

Pencerelerden konveksiyon ısı kazancı

$$Q = 3.24 \times 2.5 \times 4.35 = 36 \text{ watt}$$

Duvarlardan ısı kazancı

$$A = 25.26 \text{ m}^2$$

$$Q = 25.26 \times 0.6 \times (-4.35) = -64 \text{ Kcal/h} = -74 \text{ watt}$$

İnsanlardan meydana gelen ısı kazancı

$$n = 2 \text{ kişi}$$

$$Q_d = 62 \times 2 = 124 \text{ watt}$$

$$Q_g = 42 \times 2 = 84 \text{ watt}$$

Aydınlatmadan meydana gelen ısı kazancı

$$10 \text{ watt/ m}^2$$

$$A = 21.5 \text{ m}^2$$

$$Q = 215 \text{ watt}$$

$$\text{ODI} = 103 + 36 + (-74) + 124 + 215$$

%5 Artırım

$$\text{ODI} = 404 \text{ watt}$$

$$\text{\%5 Artırım} \quad \text{ODI} = 424 \text{ watt}$$

OGI = 84 watt

% 5 Artırım OGI = 88 watt

$$\begin{aligned} \text{MT} &= 424 / (1005 \times 8) = 0.06 \text{ kg/s} = 0.05 \text{ m}^3/\text{s} \\ &= 180 \text{ m}^3/\text{h} \end{aligned}$$



104 Hol

İç şartlar

$$KT = 26 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\phi = \% 50$$

24 Ağustos saat 8⁰⁰ göre düzeltilmiş dış şartlar

$$KT = 30.35 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$YT = 24.15 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Kuzey doğu penceresinden rad. ısı kazancı

$$AR/A = 0.71 \text{ bulunmuştu}$$

$$A = (0.9 \times 1.80) = 1.62 \text{ m}^2$$

$$AR = 1.15 \text{ m}^2$$

$$AG = 0.94 \text{ m}^2$$

$$Q = (1.15 \times 272 + 35 \times 0.94) \times 0.9 = 310 \text{ watt}$$

Pencereden konveksiyonla ısı kazancı

$$Q = 1.62 \times 2.5 \times (30.35 - 26) = 18 \text{ watt}$$

duvarlardan ısı kazancı

$$A = 2.8 \times 3 = 8.4 \text{ m}^2$$

Net duvar alanı

$$A = 8.4 - 1.62 = 6.78 \text{ m}^2$$

$$\Delta t_{\text{şhesap}} = -3.25 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$Q = 6.78 \times 0.6 \times (-3.25) = -13 \text{ Kcal/h} = -15 \text{ watt}$$

Gölgedeki duvar alanı ihmal

Aydınlatmadan dolayı ısı kazancı 10 w/m^2 döşeme

$$A = 23.1 \text{ m}^2$$

$$Q = 231 \text{ watt}$$

$$ODI = 310 + 18 - 15 + 231$$

$$ODI = 544 \text{ watt}$$

% 5 Artırım ODI= 572 watt

MT = 572 / (1005 x 8) = 0.07 Kg/s

= 0.06 m³/s

= 217 m³/h

Tablo 5.5 YAZ ŞARTLARI

Mahal Adı	ODI watt	OGI watt	Gerekli hava m ³ /h
Z01	8760	220	3312
Z02	988	88	396
Z04	1089	258	401
Z05	502	-	186
101	4335	220	1584
102	688	88	249
103	424	88	180
104	572	-	217
Toplam	17358	962	6525

$$ODIO = ODI / (ODI + OGI) = 0.94$$

(5.10)

Kanallardan gelen duyulu ısı artırımını

Bu artırım. ODI'nın % 3'ü olarak kabul edildi

ODI = 17358 watt

Q_{KD} = 520 watt

Kanallardan gelen gizli ısı artırımını

OGI = 962 watt

Q_{KG} = 29 watt

Fan motorundan gelen ısı kazancı konfor klimasında soğutma yükü hesabı için ODI
'nda % 5' lik bir artırım yapılabilir. (TAMER, Klima ve Havalandırma, 1991)

$$Q_{fan} = ODI \times 0.05 = 868 \text{ watt}$$

Kanallardaki sıcaklık artırımının hesaplanması

$$Q = Q_{KD} + Q_{fan} = 520 + 868 = 1388 \text{ watt}$$

$$\Delta t = Q / (MT \times c_p) = 1388 / (2.11 \times 1005) = 0.65 \text{ }^\circ\text{C}$$

Toplam dış hava ihtiyacı

Hol	1 - 2	Değişim/h defa
Mutfak	2 - 40	“
Yatak Od.	1	“
Salon	1 - 2	“
WC	4 - 6	“
Mahallere gönderilen taze hava miktarı		
Z01	417	m ³ /h
Z02	24	“
Z03	90	“ (eksoz)
Z04	401	“
Z05	90	“
101	360	“
102	55	“
103	65	“
104	70	“
105	90	“ (eksoz)

$$\text{Toplam dış hava } 1482 \text{ m}^3/\text{h} = 0.411 \text{ m}^3/\text{s} = 0.476 \text{ kg/s}$$

BF gelen duyulur ısı

$$QBFD = BF \times M_d \times c_p \times (td.ti) \quad (5.11)$$

BF'den gelen gizli ısı

$$QBFG = BF \times Md \times (XD - Xi) \quad (5.12)$$

$$QBFD = 0.2 \times 0.476 \times 1005 \times (30.35 - 26) = 425 \text{ watt}$$

$$QBFG = 0.2 \times 0.476 \times 2500 \times (16.5 - 10.7) = 1380 \text{ watt}$$

Efektif oda duyulur ısısı

$$EODI = ODI + QBFD = Qfan + QKD \quad (5.13)$$

$$EODI = 17358 + 425 + 520 + 868$$

$$EODI = 19171 \text{ watt}$$

$$EOGI = OGI + QBFG + QKG = 2371 \text{ watt}$$

Efektif duyulur ısı oranı

$$EDIO = EODI / (EODI + EOGI) = 19171 / (19171 + 2371) = 0.88$$

$$Mi = MT - Md \quad (5.14)$$

$$\text{Toplam dış hava} = 1482 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{Toplam hava} = 6525 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Mi = 5043 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$tk = (5043 \times 26 + 1482 \times 30.35) / 6525$$

$$tk = 26.98 \text{ }^\circ\text{C}$$

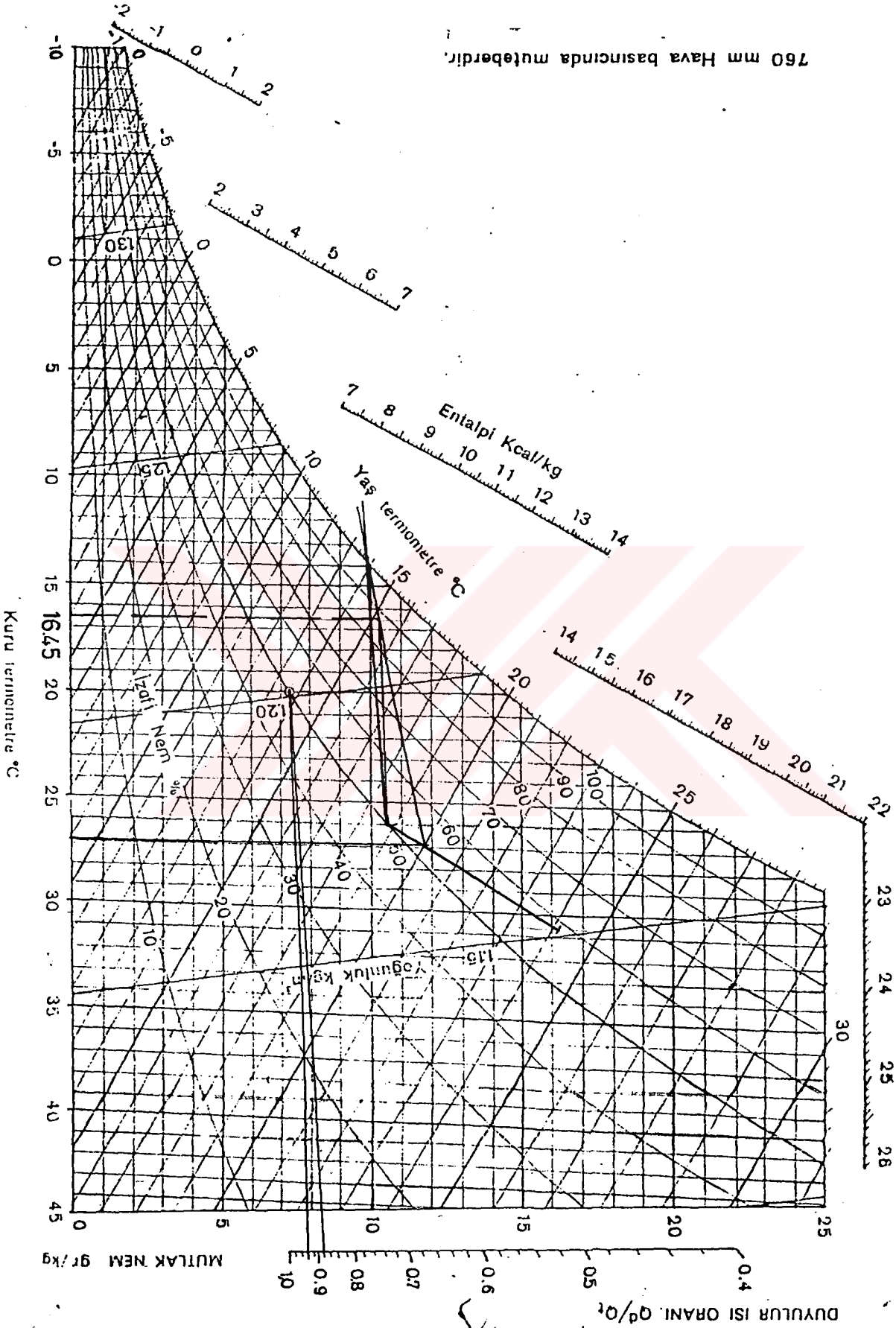
Cihaz çıkış sıcaklığı

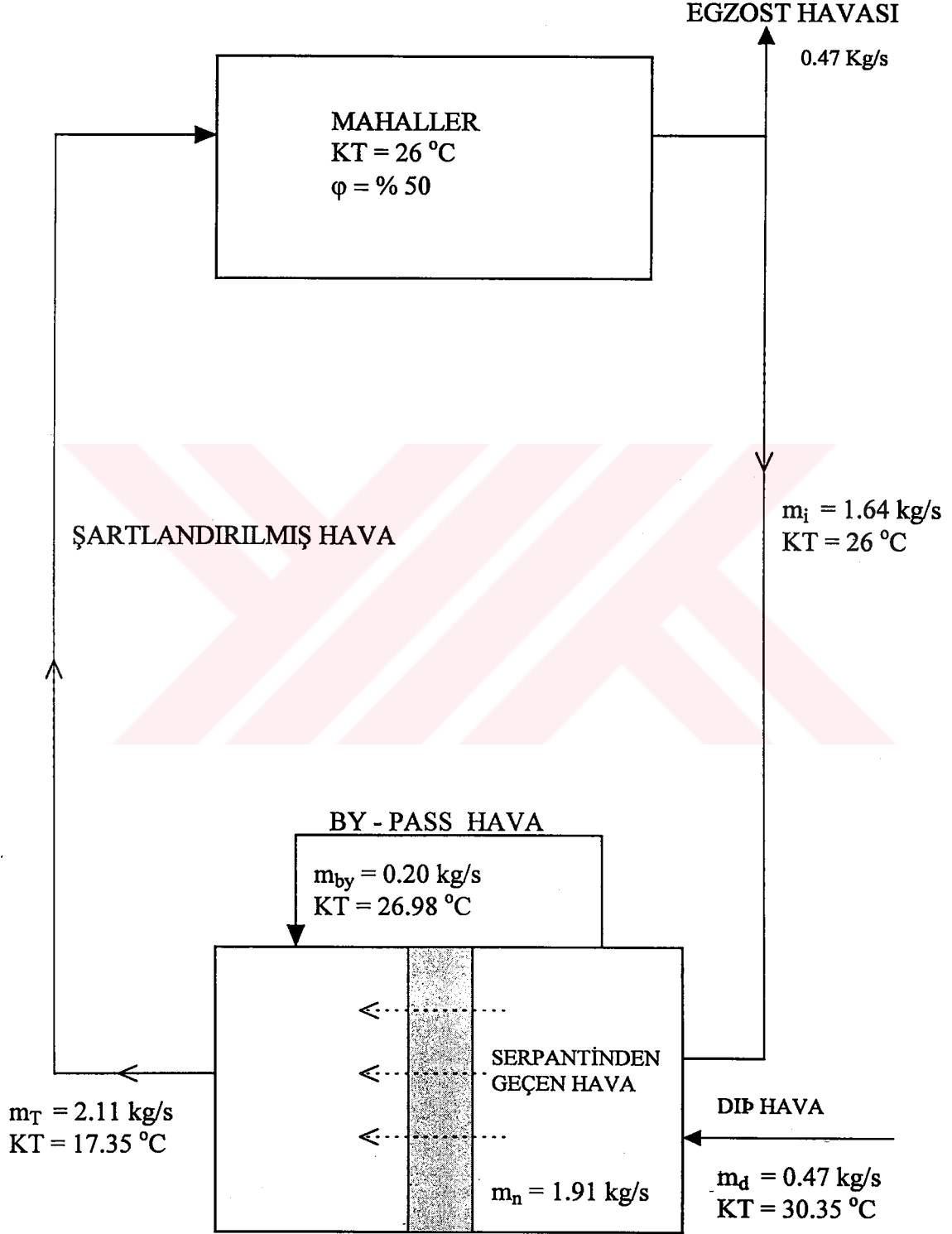
$$t\check{c} = \check{C}CN + (tk - \check{C}CN) \times BF \quad (5.15)$$

$$t\check{c} = 13.8 + (26.98 - 13.8) \times 0.2$$

$$t\check{c} = 16.43 \text{ }^\circ\text{C}$$

760 mm Hava basincında mütbeberdir.





ŞEKİL 5.5 .VİLLA - TAMAMEN HAVALI SİSTEM

Eğer tç şartlarında çıkan şartlandırılmış havayı mahallere sevk edersek.

$\Delta t_m > 8$ °C üzerinde olacaktır. O zaman üflediğimiz hava mahaldeki insanlar üzerinde bir rahatsızlık oluşturmasından bu değeri büyütme konfor açısından uygun değildir.

Tekrar ısıtma yapmak ise maliyet gerektireceği için bu usulden vazgeçilmiştir. Bu nedenle karışım havasından bir miktar direkt soğutulmadan direkt by-pass edilir.

Geriye kalan miktar soğutucu serpentine gönderilir.

M_{by} by-pass hava miktarını

M_n ise soğutucu serpantinden geçen hava miktarı

$$M_{by}/M_n = (17.5 - 16.4) / (26.98 - 17.5)$$

$$M_{by}/M_n = 0.1$$

$$M_n + M_{by} = M_T = 2.11 \text{ kg/s}$$

$$M_n + 0.10 = 2.11$$

$$M_n = 1.91 \text{ Kg/s bulunur}$$

$$M_{by} = 2.11 - 1.91 = 0.20 \text{ Kg/s bulunur}$$

Bu durumda M_n ve M_{by} içindeki dış miktarlarını hesaplayalım.

$$M_T = 2.11$$

$$M_d = 0.4737 \text{ Kg/s}$$

$$M_n = 1.91$$

$$M_{nd} = 0.430 \text{ Kg/s}$$

$$M_{by} = 0.20$$

$$M_{byd} = 0.043 \text{ Kg/s}$$

M_{by} ve BF'den (soğutucu serpantinden geçen havanın) gelen ısılar

$$M_{byduy} = M_{byd} \times C_p (t_d - t_i) \quad (5.16)$$

$$= 0.043 \times 1005 \times (30.35 - 26)$$

$$= 191 \text{ watt}$$

$$M_{bygiz} = M_{byd} \times r \times (X_d - X_i) \quad (5.17)$$

$$= 0.043 \times 2500 \times (16.37 - 10.5)$$

$$= 631 \text{ watt}$$

$$Q_{BF\text{Duy}} = M_{nd} \times B_f \times C_p \times (t_d - t_i)$$

$$= 0.433 \times 0.2 \times 1005 \times (30.35 - 26)$$

$$= 386 \text{ watt}$$

$$\begin{aligned} QBF_{Giz} &= M_{nd} \times BF \times r \times (X_d - X_i) \\ &= 0,433 \times 0,2 \times 2500 \times (16,37 - 10,5) \\ &= 1270 \text{ watt} \end{aligned}$$

Yeni EODI'sı Hesabı

$$\begin{aligned} EODI &= ODI + QF + QKD + Q_{byduy} + Q_{BFDuy} \\ &= 17328 + 868 + 520 + 191 + 386 \\ &= 19293 \text{ watt} \end{aligned}$$

Yeni EOGI'sı Hesabı

$$\begin{aligned} EOGI &= OGI + QKG + Q_{M_{byGiz}} + Q_{BFGiz} \\ &= 962 + 29 + 631 + 1270 \\ &= 2892 \text{ watt} \end{aligned}$$

EOTI = EOGI + EODI

$$= 22185 \text{ watt}$$

$$EODIO = EODI / EOTI = 19293 / 22185 = 0,869$$

$$EODI = M_n \times (1 - BF) \times C_p \times (K_{To} - C_{ÇN}) \quad (5.18)$$

$$= 1,91 \times (1 - 0,2) \times 1005 \times (26 - 13,8) = 19107$$

$$\text{Hata} = (19293 - 19107) / 19293 = 0,009 \text{ uygundur}$$

Toplam soğutma yükü hesabı

Duyulur ısı

$$\begin{aligned} Q_1 &= M_d \times \Delta t \times (1 - BF) \times 1005 \\ &= 0,477 \times 4,35 \times 0,8 \times 1005 \\ &= 1701 \text{ watt} \end{aligned}$$

Gizli ısı

$$\begin{aligned} Q_2 &= M_d \times \Delta X \times (1 - BF) \times r \\ &= 0,477 \times 5,87 \times (0,8) \times 2500 \\ &= 5600 \text{ watt} \end{aligned}$$

(Artırım-Dönüş kanalı-ek kazançlar)

Diğer Kazançlar

$$Q_3 = EOTI \times 0.1$$

$$Q_3 = 23185 \times 0.1 = 2240 \text{ watt}$$

$$\text{Toplam soğutma yükü} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + EOTI$$

$$= 1701 + 5600 + 2240 + 22185$$

$$= 31726 \text{ watt}$$

PENCERE VE KAPILARIN AÇILAN KISIMLARIN UZUNLUKLARI

$$0.90 \times 1.80 \text{ Pencere} \quad L= 5.4 \text{ m.}$$

$$2.35 \times 2.60 \text{ Kapı} \quad L= 9.4 \text{ m.}$$

$$1.80 \times 1.80 \text{ Pencere} \quad L= 5.4 \text{ m.}$$

$$1.70 \times 2.69 \text{ Kapı} \quad L= 8.78 \text{ m.}$$

$$0.61 \times 1.10 \text{ Pencere} \quad L= 3.42 \text{ m.}$$

$$1.70 \times 1.50 \text{ Pencere} \quad L= 6.4 \text{ m.}$$

Pencere ve kapılardan infiltrasyon giren hava miktarları

$$V_i = \sum (a.l).xR.H.Z_i \quad (5.19)$$

(Tamer Klima ve Havalandırma, 1991)

$$V_i = \text{İnfiltrasyonla giren hava miktarı (m}^3/\text{h)}$$

$$a = \text{Kapı veya pencerenin hava geçirgenliği (m}^3/\text{h.m)}$$

$$l = \text{Kapı veya pencerenin açılan kısımlarının evre uzunluğu (m)}$$

$$R = \text{Mahal karakteristliği}$$

$$H = \text{Yapı karakteristliği}$$

$$Z_i = \text{Köşe odalar için zam faktörü}$$

$$\text{Hesaplarda } R= 0.9. H= 2.9 \text{ (Rüzgarlı-Serbest Ayrık Nizam)}$$

$$a = 2.5$$

$$Z_{01}$$

$$V = 4 \times (2.5 \times 5.4) \times 0.9 \times 2.9 \times 1.2 + 2 \times (2.5 \times 9.4) \times 0.9 \times 2.9 \times 1.2$$

$$V = 320 \text{ m}^3/\text{h}$$

Z02

$$V = 2 \times (2.5 \times 5.4) \times 0.9 \times 2.9 \times 1.2$$

$$V = 85 \text{ m}^3/\text{h}$$

Z04

$$V = (6.4 \times 2.5) \times 0.9 \times 2.9 \times 1 = 42 \text{ m}^3/\text{h}$$

Z05

$$V = (2.5 \times 5.4 + 8.78 \times 2.5) \times 0.9 \times 2.9 \times 1.2$$

$$V = 111 \text{ m}^3/\text{h}$$

101

$$V = (4 \times 5.4 + 9.4) \times 2.5 \times 0.9 \times 2.9 \times 1.2 = 250 \text{ m}^3/\text{h}$$

102

$$V = (2 \times 5.4 \times 2.5) \times 0.9 \times 2.9 \times 1.2 = 90 \text{ m}^3/\text{h}$$

103

$$V = (2 \times 5.4 \times 2.5) \times 0.9 \times 2.9 \times 1 = 75 \text{ m}^3/\text{h}$$

104

$$V = (5.4 \times 2.5) \times 0.9 \times 2.9 \times 1 = 35 \text{ m}^3/\text{h}$$

Soğutucu batarya kapasite hesabı

$$\text{Hava debisi} = 6525 \times 1.1 = 7100 \text{ m}^3/\text{h} \text{ (%10 kaçak kayıpları için artırıldı)}$$

$$\text{Soğutucu giriş } h_g = 17.3 \text{ Kcal/kg}$$

$$\text{Soğutucu çıkış } h_c = 10.1 \text{ Kcal/kg}$$

$$Q = (7100 / 0.8584) \times (17.3 - 10.1) = 59.552 \text{ Kcal/h}$$

Kış Kliması

Kış kliması ısı yükü hesabı, kliması yapılan mahalın ısı kaybının yanı sıra havalandırma amacıyla kullanılan dış havanın getirdiği ısı yükü ile birlikte tanımlanır. İçeriye verilen hava eksoz edilen havadan bir miktar fazla tutulduğundan, mahalde

sürekli pozitif bir basınç oluşacak. Bu nedenle dışarıdan içeri hava sızıntısı olmayacaktır.

Bu uygulama aynı klima santrali yaz kliması için de kullanılacağından toplam hava miktarı yaz ve kış klimasında aynıdır.

Toplam hava miktarı $6525 \text{ m}^3/\text{h}$

Taze hava miktarı $1482 \text{ m}^3/\text{h}$

Hesap edilen ısı kaybı: 8600 Kcal/h

Karışım Noktası sıcaklığı

$t_k = (5043 \times 22 + 1482 \times 0) / 6525 = 17 \text{ }^\circ\text{C}$ bulunur.

Üfleme havası sıcaklığı

$Q_{ısı \text{ kaybı}} = VT \times 0.31 \times (\Delta t)$

$= 6525 \times 0.31 \times \Delta t = 8600$

$\Delta t = 4.25 \text{ }^\circ\text{C}$ bulunur.

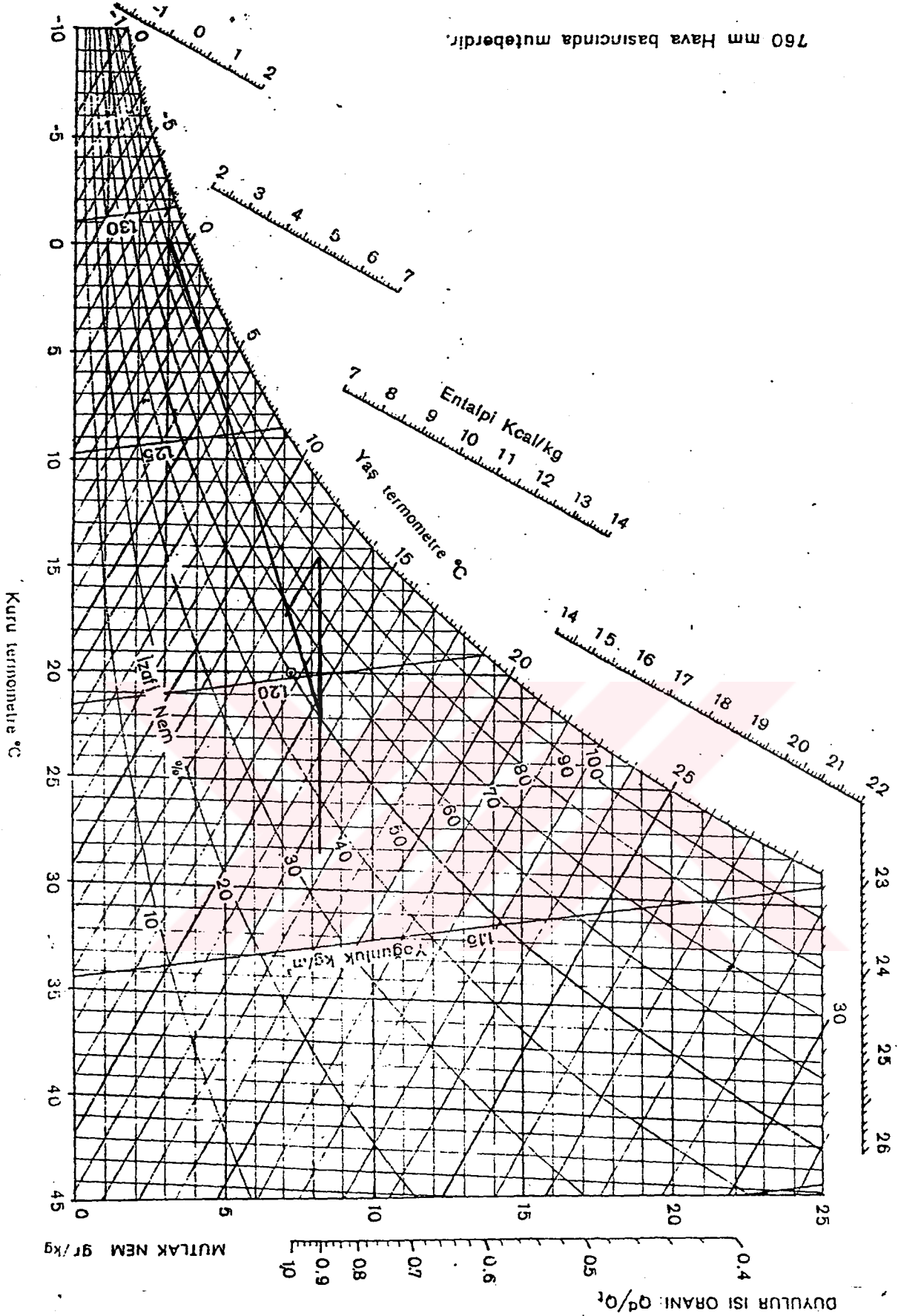
Isıtıcı batarya hesabı (psikrometrik diyagram yardımıyla)

$V = 6525 \times 1.10 = 7100 \text{ m}^3/\text{h}$

$Q_{IB} = 7100 \times 1.22 \times 0.24 \times (25 - 14) = 29.104 \text{ Kcal/h}$

Nemlendirme kapasitesi

$mb = 7100 \times 1.22 \times (8.2 - 7) = 10.39 \text{ Kg/h}$



Şekil 5.5 Villa Tamamen Havalı Sistem - Kış Kliması

TAMAMEN HAVALI		ISI KAYBI HESABI										Sayfa	1			
HAVALI-SULU SİSTEM		Tesisin Adı :.....Proje (villa).....										Kat	Zemin			
Yapı Bileşeni		Alan Hesabı						Isı Kaybı Hesabı				Zamlar				Toplam Isı İhtiyacı $Q_h = Q_i + Q_E$
İşaret	Yön	Kalınlık	Uzunluk	Yükseklik veya Genişlik	Toplam Alan A_o	Miktar	Çıkarılan Alan	Hesaba Giren Alan A	Isı İletim Katsayısı k	Sıcaklık Farkı Δt	Zamsız Isı Kaybı Q_o	İşletme Z_o	Kat Yükseklik Z_w	Yön Z_h	Toplam Z_o	
		cm	m	m	m ²	Ad	m ²	m ²	Kcal m ² .h°C	°C	Kcal h	%	%	%	1 + %	Kcal h
Z01 SALON 22 °C																
CCP	GD		0.9	1.8	1.62	2	--	3.24	2.5	22	178					
DK	GD		2.35	2.60	6.11	2	--	12.22	2.5	22	672					
DD	GD		11.7	3	35.25	1	15.46	19.79	0.6	22	262					
CCP	KD		0.9	1.8	1.62	2	--	3.24	2.5	22	183					
DD	KD		5.7	3	17.1	1	3.24	13.8	0.6	22	135					
DD	GB		5.7	3	17.1	1	--	17.1	0.6	22	67					
DÖP					69.6	1	--	69.6	0.45	2	20					
YK			1.2	2.10	2.52	1	--	2.52	2	4	236					
YD			11.7	3	35.25	1	2.52	32.73	1.8	4	+ 94					
Tav					9.45	1	--	9.45	0.45	22	2025	7	--	--	1.07	2167

AMAMEN HAVALI		ISI KAYBI HESABI										Sayfa	2			
AVALI-SULU SİSTEM		Tesisin Adı :.....Proje (villa).....										Kat	Zemin			
Yapı Bileşeni		Alan Hesabı				Isı Kaybı Hesabı				Zamlar				Toplam Isı İhtiyacı $Q_b = Q_l + Q_e$		
İşaret	Yön	Kalınlık	Uzunluk	Yükseklik veya Genişlik	Toplam Alan A_o	Miktar	Çıkarılan Alan	Hesaba Giren Alan A	Isı İletim Katsayısı k	Sıcaklık Farkı Δt	Zamsız Isı Kaybı Q_o	İşletme Z_o	Kat Yükseklik Z_w		Yön Z_h	Toplam Z_o
		cm	m	m	m ²	Ad	m ²	m ²	$\frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}}$	°C	$\frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$	%	%	%	1 + %	$\frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$
Z02 HİZMETÇİ ODASI 20 °C																
CP	KD		1.8	1.8	3.24	1	--	3.24	2.5	20	162					
D	KD		2.85	3	8.55	1	3.24	5.31	0.6	20	64					
CP	KB		0.9	1.8	1.62	1	--	1.62	2.5	20	81					
D	KB		2.8	3	8.4	1	1.62	6.78	0.6	20	82					
dp			2.8	2.85	7.98	1	--	7.98	0.5	6	24					
											413	7	--	5	1.12	463

Yapı Bileşeni		Alan Hesabı						Isı Kaybı Hesabı					Zamlar				Toplam Isı İhtiyacı $Q_h = Q_i + Q_E$
İşaret	Yön	Kalınlık	Uzunluk	Yükseklik veya Genişlik	Toplam Alan A_o	Miktar	Çıkarılan Alan	Hesaba Giren Alan A	Isı İletim Katsayısı k	Sıcaklık Farkı Δt	Zamsız Isı Kaybı Q_o	İşletme Z_o	Kat Yükseklik Z_w	Yön Z_h	Toplam Z_o	$Q_h = Q_i + Q_E$	
		cm	m	m	m^2	Ad	m^2	m^2	$\frac{Kcal}{m^2 \cdot h \cdot ^\circ C}$	$^\circ C$	$\frac{Kcal}{h}$	%	%	%	1 + %	$\frac{Kcal}{h}$	
BANYO 26 °C																	
CP	KB	--	061	1.10	0.67	1	--	0.67	2.5	26	44						
D	KB	--	2.3	3	6.9	1	0.67	6.23	0.6	26	98						
D			3.4	3	10.2	1	--	10.2	1.8	8	146						
D			3.4	3	10.2	1	--	10.2	1.8	8	146						
K			0.85	2.10	1.78	1	--	1.78	2	8	28						
D			2.3	3	6.9	1	1.78	5.12	1.8	8	74						
p					7.82	1		7.82	0.62	12	59						
											595	7	--	5	1.12	667	
$Q_i = 3.42 \times 2.5 \times 0.9 \times 0.84 \times (26 - 0) =$																	
																168	
																835	

TAMAMEN HAVALI		ISI KAYBI HESABI										Sayfa	4			
HAVALI-SULU SİSTEM		Tesisin Adı :.....Proje (villa).....										Kat	Zemin			
Yapı Bileşeni		Alan Hesabı				Isı Kaybı Hesabı				Zamlar				Toplam Isı İhtiyacı $Q_h = Q_i + Q_e$		
İşaret	Yön	Kalınlık	Uzunluk	Yükseklik veya Genişlik	Toplam Alan A_o	Miktar	Çıkarılan Alan	Hesaba Giren Alan A	Isı İletim Katsayısı k	Sıcaklık Farkı Δt	Zamsız Isı Kaybı Q_o	İşletme Z_o	Kat Yükseklik Z_v		Yön Z_b	Toplam Z_o
		cm	m	m	m ²	Ad	m ²	m ²	$\frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}}$	°C	$\frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$	%	%	%	1 + %	$\frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$
Z04 MUTFAK 18 °C																
CP	KB		1.7	1.5	2.55	1	--	2.55	2.5	18	115					
D	KB		3.35	3	10	1	1.55	7.5	0.6	18	82					
D	GB		5.7	3	17.1	1	--	17.1	0.6	18	185					
İp					19	1	--	19	0.5	4	39					
											421	7	--	5	1.12	472
																218
																790
Z05 KORÝDOR 18 °C																
	KD		0.9	1.8	1.62	1	--	1.62	2.5	18	80					
	KD		2.8	3	8.4	1	1.62	6.78	0.6	18	74					
	KB		1.70	2.69	4.57	1	--	4.57	2.5	18	205					
	KB		2.8	3	8.4	1	4.57	3.83	0.6	18	42					
İp					30	1		30	0.5	4	60					
											461	7	--	5	1.12	530

AMAMEN HAVALI
HAVALI-SULU SİSTEM

ISI KAYBI HESABI

Tesisin Adı :.....Proje (villa).....

Sayfa 5

Kat 1

Tarih

Yapı Bileşeni		Alan Hesabı					Isı Kaybı Hesabı					Zamlar				Toplam Isı İhtiyacı $Q_h = Q_i + Q_e$ Kcal/h
İşaret	Yön	Kalınlık	Uzunluk	Yükseklik veya Genişlik	Toplam Alan A_o	Miktar	Çıkarılan Alan A_c	Hesaba Giren Alan A	Isı İletim Katsayısı k	Sıcaklık Farkı Δt	Zamsız Isı Kaybı Q_o	İşletme Z_o	Kat Yükseklik Z_w	Yön Z_h	Toplam Z_o	
		cm	m	m	m ²	Ad	m ²	m ²	$\frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}}$	°C	$\frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$	%	%	%	1 + %	
							101SALON 22 °C									
CP	GD		0.9	1.8	1.62	3	--	4.86	2.5	22	268					
K	GD		2.35	2.6	6.11	1	--	6.11	2.5	22	336					
D	GD		11.75	3	35.25	1	10.97	24.28	0.6	22	321					
D	GB		1	3	3	1	--	3	0.6	22	40					
D	GB		4.7	3	14.1	1	--	14.1	0.6	22	187					
CP	KD		0.9	1.8	1.62	2	--	3.24	2.5	22	178					
D	KD		5.7	3	17.1	1	3.24	13.86	0.6	22	183					
iv					62.69	1	--	62.19	0.53	21	565					
K			0.85	2.10	1.7	1	--	1.7	2	4	15					
D			7.7	3	23	1	1.7	21.3	1.8	4	155					
											2248	7	--	--	1.07	2405

AMAMEN HAVALI		ISI KAYBI HESABI										Sayfa		6			
												Kat		1			
AVALI-SULU SİSTEM		Tesisin Adı :.....Proje (villa).....										Tarih					
		Yapı Bileşeni		Alan Hesabı				Isı Kaybı Hesabı				Zamlar				Toplam Isı İhtiyacı	
İşaret	Yön	Kalınlık	Uzunluk	Yükseklik veya Genişlik	Toplam Alan A _o	Miktar	Çıkarılan Alan	Hesaba Giren Alan A	Isı İletim Katsayısı k	Sıcaklık Farkı Dt	Zamsız Isı Kaybı Q _o	İşletme Z _o	Kat Yükseklik Z _w	Yön Z _h	Toplam Z _o		
																cm	m
102 YATAK OSADI 20 °C																	
CP	KD		0.9	1.8	1.62	1	--	1.62	2.5	20	81						
Ç	KD		3.85	3	11.55	1	1.62	9.93	0.6	20	120						
CP	KB		1.8	1.8	3.24	1	--	3.24	2.5	20	162						
Ç	KB		5.7	3	17.1	1	3.24	13.86	0.6	20	167						
v.					18.2	1	--	21.9	0.53	19	220						
											583 7	--	--	5	1.12	653	

AMAMEN HAVALI		ISI KAYBI HESABI										Sayfa	8		
AVALI-SULU SİSTEM		Tesisin Adı :.....Proje (villa).....										Kat	1		
Yapı Bileşeni		Alan Hesabı				Isı Kaybı Hesabı				Zamlar				Toplam Isı İhtiyacı $Q_h = Q_i + Q_E$	
Yön	Kalınlık	Uzunluk	Yükseklik veya Genişlik	Toplam Alan A_o	Miktar	Çıkarılan Alan	Hesaba Giren Alan A	Isı İletim Katsayısı k	Sıcaklık Farkı Δt	Zamsız Isı Kaybı Q_o	İşletme Z_o	Kat Yükseklik Z_v	Yön Z_h		Toplam Z_o
	cm	m	m	m^2	Ad	m^2	m^2	$\frac{Kcal}{m^2 \cdot h \cdot ^\circ C}$	$^\circ C$	$\frac{Kcal}{h}$	%	%	%	1 + %	$\frac{Kcal}{h}$
									104 HOL 18 °C						
P	KD	1.19	2.60	3	1	--	3	2.5	18	140					
	KD	2.7	3	8.1	1	--	5.1	0.6	18	88					
		7.7	3	23.1	1	--	23.1	0.53	18	221					
										449 7	--	--	5	1.12	503

AMAMEN HAVALI												Sayfa	9				
AVALI-SULU SİSTEM		ISI KAYBI HESABI										Kat	1				
		Tesisin Adı :.....Proje (villa).....										Tarih					
Yapı Bileşeni		Alan Hesabı					Isı Kaybı Hesabı					Zamlar			Toplam Isı İhtiyacı $Q_H = Q_I + Q_E$		
Şifresi	Yön	Kalınlık	Uzunluk	Yükseklik veya Genişlik	Toplam Alan A_o	Miktar	Çıkarılan Alan	Hesaba Giren Alan A	Isı İletim Katsayısı k	Sıcaklık Farkı Δt	Zamsız Isı Kaybı Q_o	İşletme Z_o	Kat Yükseklik Z_w	Yön Z_r		Toplam Z_o	
	cm	m	m	m^2	Ad	m^2	m^2	$\frac{Kcal}{m^2 \cdot h \cdot ^\circ C}$	$^\circ C$	$\frac{Kcal}{h}$	%	%	%	1 + %		$\frac{Kcal}{h}$	
105 BANYO 26 °C																	
P	KB		0.61	1.10	0.67	1	--	0.67	2.5	26	44						
)			1.9	3	5.7	1	0.67	5.03	0.6	26	79						
)			2.9	3	8.7	1	--	8.7	1.8	6	94						
)			2.9	3	8.7	1	--	8.7	1.8	6	94						
)			0.85	2.1	1.7	1	--	1.7	2	8	29						
)			1.9	3	5.7	1	1.7	4	1.8	8	58						
7					5.5	1	--	5.5	0.6	25	+ 86						
											484	7	--	5	1.12	542	
																Q_i	+ 168
																710	

YAZ ŞARTLARINA GÖRE

Tablo 5.6 Eksoz Havası Tayini

	m ³ /h Üfleme Debisi	(m ³ /h) Erfiltrezyonla giren hava miktarı	(m ³ /h) Eksoz hava miktarı
Z01	3312	320	2992
Z02	396	85	311
Z03			90
Z04	401	42	450
Z05	186	111	Eksoz yok
101	1584	250	1334
102	249	90	159
103	180	75	105
104	187	35	...
105			90

5.1.2 Villa - Tamamen Sulu Sistem

Fan coil unit cihazı ile ısıtma ve soğutma yapılıyor.

Yaz Kliması

Z01 Salon

$$KT = 26 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\phi = \% 50$$

Z01'in maksimum radyasyonla ısı kazancı 1. örnekte olduğu gibidir.

24 Ağustos 8⁰⁰

$$ODI = 8343 + Q_1 + Q_2 \quad (\text{ watt })$$

$$OGI = 210 + Q_3 \quad (\text{ watt })$$

Q_1 : İnfiltrasyon suretiyle Mahal içerisine giren dış havadan dolayı duyulur ısı kazançları

Q_2 : Fan coil vantilatöründen ısı kaçancı

Q_3 : Dış havanın infiltrasyonu sebebiyle kazanılan gizli ısı

$$V = 4 \times (2.5 \times 5.4) \times 0.9 \times 2.9 \times 1.2 + 2 \times (2.5 \times 9.4) \times 0.9 \times 2.9 \times 1.2$$

$$V = 320 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Q_1 = V \cdot 0,29 \cdot (t_d - t_i)$$

$$= 320 \times 0.29 \times (30.35 - 26) = 404 \text{ Kcal/h}$$

$$= 468 \text{ watt}$$

$$Q_3 = V \cdot 0,716 \cdot (X_d - X_i)$$

$$= 320 \times 0.716 \times 5.87$$

$$= 1344 \text{ Kcal/h} = 1560 \text{ watt}$$

Kataloktan 52 watt (1 Fan coil unit için)

3 adet kullanacağız

$$Q_2 = 52 \times 3 = 152 \text{ watt bulunur}$$

$$ODI = 8343 + 152 + 468$$

$$= 8963 \text{ watt}$$

$$OGI = 210 + 1560$$

= 1770 watt

% 5 artırım

ODI = 9411 watt

OGI = 1858 watt



Z02 Hizmetçi odası

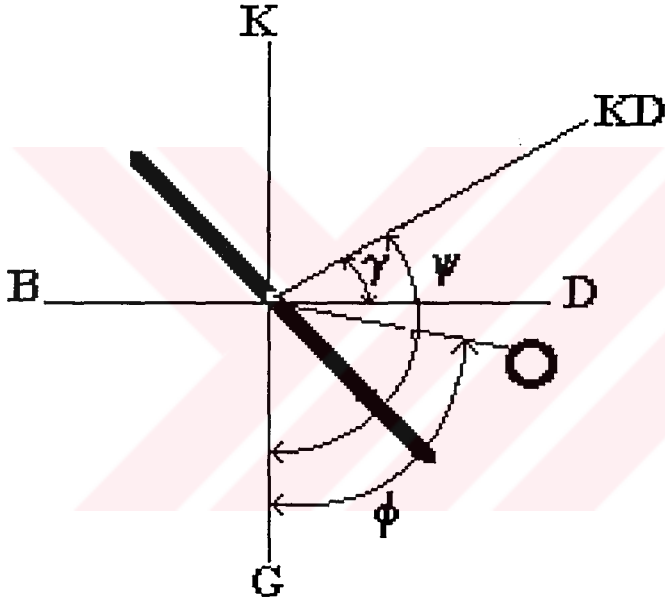
$$KT = 26 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\phi = \% 50\text{C}$$

Camdan geçen maks. toplam güneş Radyasyon Kuzey doğu 21 Haziran 7⁰⁰ olmaktadır.

$$q = 422 \text{ watt/m}^2$$

Camda meydana gelen gölge alanı



Şekil 5.7 Güneş Durumu ile ilgili Çeşitli Açılar

$$\beta = 26 \text{ }^{\circ}$$

$$\emptyset = 100 \text{ }^{\circ}$$

$$\gamma = 135 - 100 = 35 \text{ }^{\circ}$$

$$r_1 = r_2 = 15/180 = 0.08$$

$$\frac{AR}{A} = 1 - \frac{r_1 \cdot \text{tg}\beta}{\text{Cos}\gamma} - r_2 \cdot \text{tgy} + \frac{r_1 \cdot r_2 \cdot \text{tg}\beta}{\text{Cos}\gamma}$$

$$AR/A = 1 - (0.48 \times 0.08 / 0.81) - 0.08 \times 0.70 + (0.08 \times 0.08 \times 0.48 / 0.81)$$

$$AR/A = 0.89$$

$$A = 3.24 \text{ m}^2$$

$$AR = 2.88 \text{ m}^2$$

$$AG = 0.36$$

$$Q = 2.88 \times 422 \times 0.9 + 0.36 \times 63 \times 0.9$$

$$= 1114 \text{ watt}$$

KB yönünde Radyosyanla kazanılan ısı

$$Q = 31 \times 1.62 \times 0.9 = 45 \text{ watt}$$

Pencereden konveksiyonla kazanılan ısı

$$KT = 30.35 \text{ hesaplanmıştı}$$

$$Q = 3.24 \times 2.5 \times (30.35 - 26) = 40 \text{ Kcal/h}$$

$$= 46 \text{ watt}$$

$$Q = 1.62 \times 2.5 \times (30.25 - 26) = 23 \text{ watt}$$

Duvarlardan ısı kazancı

$$Q = -7 \text{ watt KD bulunmuştu}$$

$$Q = -32 \text{ watt KB bulunmuştu}$$

İnsanlardan gelen ısı kazancı

$$Q_d = 124 \text{ watt}$$

$$Q_{gizli} = 84 \text{ watt}$$

Aydınlatma+Vantilatör

$$\text{Aydınlatma} = 79.8 \text{ watt}$$

$$\text{Vantilatör} = 52 \text{ watt}$$

İnfiltrasyonla mahal içine giren dış havadan dolayı ısı kazancı

$$V = 30 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Q_d = 30 \times 0.29 \times (30.35 - 26) = 38 \text{ kcal/h}$$

$$= 44 \text{ watt}$$

$$Q_g = V \times 0.716 \times (X_d - X_i)$$

$$= 30 \times 0.716 \times 5.87 = 126 \text{ Kcal/h}$$

$$= 1261.16 = 146 \text{ watt}$$

$$\text{ODI} = 1114 + 45 + 46 + 23 + (-7) + (-32) + 124 + 79 + 52 + 44$$

$$\text{ODI} = 1489 \text{ watt}$$

% 5 artırım

$$\text{ODI} = 1563 \text{ watt}$$

$$\text{OGI} = 230 \text{ watt}$$

% 5 artırım

$$\text{OGI} = 241 \text{ watt}$$



Z04 Mutfak

Pencereden kazanılan maks. güneş radyasyon 21 Haziran 17⁰⁰ olmaktadır.

Fan coil ile soğutma yapılacağından ortam sıcaklığı KT 28°C alındı

$q = 422 \text{ watt/ m}^2$ 1 Haziran 17⁰⁰. KB yönü için

Pencere alanı $1.70 \times 1.50 = 2,55 \text{ m}^2$

Gölge alanını bulalım

$$\beta = 19^\circ$$

$$\emptyset = 90^\circ$$

$$\gamma = 135$$

$$\gamma = 45$$

$$r_1 = s/h$$

$$r_2 = s/b$$

$$r_1 = 15 / 170 = 0.08$$

$$r_2 = 15 / 150 = 0.1$$

$$\frac{AR}{A} = 1 - \frac{r_1 \cdot \text{tg}\beta}{\text{Cos}\gamma} - r_2 \cdot \text{tg}\gamma + \frac{r_1 \cdot r_2 \cdot \text{tg}\beta}{\text{Cos}\gamma}$$

$$\text{tg}\beta = 0.34$$

$$\text{Cos } 45 = 0.70$$

$$\text{tg}45 = 1$$

$$\text{tg}\beta = 0.34$$

$$AR/A = 0.93 \text{ bulunur.}$$

$$Q = 2.37 \times 422 \times 0.9 + 1.84 \times 63 \times 0.9$$

$$= 1000 \text{ watt}$$

Dış dizayn şartlarında düzeltme

21 Haziran 17⁰⁰

$$KT = 38 - 1 = 37 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$YT = 26 - 0.75 = 25.75 \text{ }^\circ\text{C}$$

Pencerelerden konveksiyonla ısı kazancı

$$Q = 2.55 \times 2.5 \times (37 - 28) = 78 \text{ Kcal/h}$$

$$= 91 \text{ watt}$$

Duvarlardan ısı kazancı

Kuzey Batı Duvarı

Açık renk duvar

$$\Delta t_{\text{şTablo}} = 4.45 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_1 = (Kt_{\text{dış}} - Kt_{\text{iç}}) - 8$$

$$= (37 - 28) - 8 = 1 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_2 = 10.5 - 11 = -0.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_{\text{şhesap}} = \Delta t_{\text{şTablo}} + \Delta t_1 - 0.5\Delta t_2$$

$$\Delta t_{\text{şhesap}} = 5.7 \text{ }^{\circ}\text{C KB için}$$

$$Q = 7,65 \cdot 0,65,7 = 26 \text{ watt}$$

GB yönü duvarı

$$\Delta t_{\text{şTablo}} = 7.8 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_{\text{şhesap}} = 7.8 + 1 + 0.15 = 9 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$A = 17.25 \text{ m}^2$$

$$Q = 17.25 \times 0.6 \times 9 = 93 \text{ watt}$$

insanlardan dolayı kazanılan ısı kazancı

$$Q_{\text{dy}} = 52 \times 2 = 104 \text{ watt}$$

$$Q_{\text{gizli}} = 81 \times 2 = 162 \text{ watt}$$

Aydınlatmadan dolayı

$$Q_{\text{dy}} = 193,8 \text{ watt bulunmuştu.}$$

Fan coil vantilatörü 52 watt

Mutfak cihazları toplamı

$$Q_{\text{dy}} = 687 \text{ watt}$$

$$Q_{\text{g}} = 117 \text{ watt}$$

infiltrasyon sebebiyle kazanılan ısı

$$V = 42 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Q_d = 42 \times 0.29 \times (37 - 28) = 110 \text{ Kcal/h}$$

$$= 127 \text{ watt}$$

$$Q_g = 42 \times 0.716 \times (16 - 11.8) = 126 \text{ Kcal/h}$$

$$= 147 \text{ watt}$$

$$\text{ODI} = 1000 + 91 + 26 + 93 + 104 + 193.8 + 52 + 687 + 127$$

$$= 2373 \text{ watt}$$

% 5 artırım

$$\text{ODI} \times 0.05 = 119 \text{ watt}$$

$$\text{ODI} = 2492 \text{ watt}$$

$$Q_g = 426 \text{ watt}$$

% 5 artırım

$$\text{OGI} \times 0.05 = 21 \text{ watt}$$

$$Q_g = 447 \text{ watt}$$

205 Koridor

Fan coil unit ile klima yapılacağından koridor 28°C kuru termometre,
 $j = \% 50$ iç şartlar kabul edildi.

Maks. Güneş Radyasyonu

KD yönü için maks. güneş radyasyonu ile kazanılan ısı

21 Hairan 700 için

$q = 422 \text{ watt/ m}^2$ bulunmuştu.

$AR/A = 0.09$

$$Q = 422 \times 1.44 \times 0.9 + 0.18 \times 68 \times 0.9$$

$$= 558 \text{ watt}$$

$Q = 1.62 \times 2.5 \times (30.35 - 28)$ camdan konveksiyonla ısı kazancı

$$= 9 \text{ Kcal/h}$$

$$= 10 \text{ watt}$$

Dış kapıdan

$$Q = 4.57 \times 4.5 \times (30.35 - 26) = 11 \text{ Kcal/h}$$

$$= 13 \text{ watt}$$

Duvarlardan ısı kazancı :

İhmal çok küçük olduğundan

Aydınlanma

$$Q = 180 \text{ watt bulundu}$$

Vantilatör $q = 52 \text{ watt}$

Dış havadan dolayı ısı kazancı

$$V = 111 \text{ m}^3 / \text{h}$$

$$Q_d = 111 \times 0.29 \times (30.35 - 28) = 75 \text{ Kcal/h}$$

$$= 88 \text{ watt}$$

$$Q_g = 111.0,716 (16,37-11) = 426 \text{ Kcal/h}$$

$$= 495 \text{ watt}$$

$$\text{ODI} = 558 + 10 + 13 + 180 + 52 + 88$$

$$= 901 \text{ watt}$$

$$\% 5 \text{ artırım ODI} = 946 \text{ watt}$$

$$\text{OGI} = 495 \text{ watt}$$

101 Salon

KT 26 °C

$$Q = \% 50$$

$$\text{ODI} = 4129 + Q_1 + Q_2$$

Q_1 = İnfiltrasyon suretiyle odaya giren dış havanın sebep olduğu duyulur ısı kazancı

Q_2 = Vantilatörden gelen ısı kazancı

$$Q_1 = 250 \times 0.29 \times (30.35 - 26) = 315 \text{ Kcal/h}$$

$$= 366 \text{ watt}$$

$$Q_2 = 60 \text{ watt} \quad (\text{Katalogdan})$$

$$\text{ODI} = 4129 + 366 + 60 = 4555 \text{ watt}$$

$$\text{artırmalı ODI} \times (1,05) = 4782 \text{ watt}$$

$$\text{OGI} = 220 + Q_3$$

Q_3 : İnfiltrasyon suretiyle odaya giren havanın sebep olduğu gizli ısı

$$Q_3 = 250 \times 0.716 \times (16.37 - 10.5) = 1050 \text{ watt}$$

$$\text{OGI} = 220 + 1050 = 1270 \text{ watt}$$

$$1.05 \times \text{OGI} = 1333 \text{ watt}$$

102 yatak odası

KT : 26 °C

q : % 50 bağıl nem

Maks Güneş Rad. meydana gelen ısı kazancı

21 Haziran 17⁰⁰ KB yönü için

$$q = 422 \text{ watt/ m}^2$$

$$A = 3,24 \text{ m}^2$$

$$AR/A = 0,93$$

$$AR = 3 \text{ m}^2$$

$$AG = 0,24 \text{ m}^2$$

Pencerelerden radyasyonla kazanılan ısı kazancı

$$Q = 422 \times 3 \times 0.9 + 68 \times 1.62 \times 0.9 + 68 \times 0.24$$

$$Q = 1232 \text{ watt}$$

Pencerelerden konveksiyon yoluyla ısı kazancı

$$Q = 4 \times 86 \times 2.8 \times (37 - 26) = 122 \text{ watt}$$

Duvarlardan ısı kazancı

KD duvar için

$$(\Delta t_{\text{eş}})_{\text{Tablo}} = 4.45 \text{ °C}$$

$$\Delta t_1 = (37 - 26) - 8 = 1$$

$$\Delta t_2 = -0.5$$

$$(\Delta t_{\text{eş}})_{\text{hesap}} = 4.45 + 1 + 0.25 = 5.7 \text{ °C}$$

KB Duvarı için

$$(\Delta t_{\text{eş}})_{\text{hesap}} = 5.7 \text{ °C}$$

KB duvarı

$$A = 5.75 \times 3 = 17.25$$

$$\text{Net Duvar Alanı} = 14 \text{ m}^2$$

$$Q = 14 \times 0.6 \times 5.7$$

$$Q = 48 \text{ Kcal/h}$$

$$= 55 \text{ watt}$$

Tavandan ısı kazancı

$$A = 5.7 \times 2.8 = 15.96 \text{ m}^2$$

$$Q = 15.96 \times 0.5 \times (30.75) = 245 \text{ Kcal/h} = 284 \text{ watt}$$

KD duvarı

$$A = 6.78 \text{ m}^2$$

$$Q = 6.78 \times 0.6 \times (5.7) = 45 \text{ Kcal/h}$$

$$= 52 \text{ watt}$$

insanlardan meydana gelen ısı kazancı

$$Q_d = 124 \text{ watt}$$

$$Q_g = 84 \text{ watt}$$

Elektrikli cihazlardan dolayı ısı kazancı

Lamba 161

Vantilatör	62	_____
	223	

Dış havanın infiltrasyon suretiyle mahale girmesiyle meydana getirdiği ısı kazancı

$$Q_d = 90 \times 0.29 \times (37 - 26) = 287 \text{ Kcal/h}$$

$$= 333 \text{ watt}$$

$$Q_g = 90 \times 0.716 \times (16 - 10.5) = 354 \text{ Kcal/h}$$

$$= 411 \text{ watt}$$

$$ODI = 2445$$

% 5 artırım

$$ODI = 2567 \text{ watt}$$

$$OGI = 495 \text{ watt}$$

% 5 artırım

$$OGI = 520 \text{ watt}$$

103 Yatak Odası

26 °C KT

j = % 50

Maks. Güneş Rad. sebebiyle kazanılan ısı kazancı

$$q = 422 \text{ watt/ m}^2$$

$$A = 3.24 \text{ m}^2$$

$$AR/A = 0.93$$

$$AR = 3 \text{ m}^2$$

$$AG = 0.24 \text{ m}^2$$

$$Q = 422 \times 3 \times 0.9 + 68 \times 0.24 \times 0.9$$

$$= 1139 + 14 = 1153 \text{ watt}$$

Pencerelerden konveksiyon yoluyla ısı kazancı

$$Q = 3.24 \times 2.5 \times (37 - 26) = 100 \text{ watt}$$

KB duvarından ısı kazancı

$$(\Delta t_{\text{hes}})_{\text{KB}} = 5.7 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$A = 3.85 \times 3 = 11.55 \text{ m}^2$$

$$\text{Net Duvar Alanı} = 8.31 \text{ m}^2$$

$$Q = 8.31 \times 0.6 \times 5.7 = 28 \text{ kcal/h} = 32 \text{ watt}$$

GB duvarından ısı kazancı

$$A = 5.8 \times 3 = 17.4 \text{ m}^2$$

$$(\Delta t_{\text{hesap}})_{\text{GB}} = 9 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$Q = 17.4 \times 0.6 \times 9 = 93 \text{ Kcal/h}$$

$$= 109 \text{ watt}$$

Çatıdan kazanılan ısı

21 Haziran 1700

$$\Delta t_{\text{Tablo}} = 27.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\begin{aligned} \Delta t_1 &= (K T_d - K T_1) - 8 \\ &= (37 - 26) - 8 = 3 \end{aligned}$$

$$\Delta t_2 = 0.5$$

$$\begin{aligned} \Delta t_{\text{hesap}} &= 27.5 + 3 + 0.25 \\ &= 30.75 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$K = 0.5 \text{ kcal /h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$A = 5.8 \times 3.85 = 22.33 \text{ m}^2$$

$$\begin{aligned} Q &= 22.33 \times 0.5 \times 30.75 = 343 \text{ Kcal/h} \\ &= 397 \text{ watt} \end{aligned}$$

İnsanlardan kazanılan ısı kazancı

$$Q_d = 124 \text{ watt}$$

$$Q_g = 84 \text{ watt}$$

Elektrikli cihazlardan kazanılan ısı

$$Q_d = 223 \text{ watt}$$

İnfiltrasyon yoluyla mahale giren havanın getirdiği ısı

$$\begin{aligned} Q_d &= 75 \times 0.29 \times (37 - 26) = 239 \text{ Kcal/h} \\ &= 277 \text{ watt} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_g &= 75 \times 0.716 \times (15.6 - 10.5) = 277 \text{ Kcal/h} \\ &= 310 \text{ watt} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{ODI} &= 1153 + 100 + 78 + 397 + 124 + 223 + 227 \\ &= 2352 \text{ watt} \end{aligned}$$

$$\text{OGI} = 84 + 310 = 394 \text{ watt}$$

% 5 artırım

$$\text{ODI} = 2469 \text{ watt}$$

$$\text{OGI} = 413 \text{ watt}$$

104 Hol

$$KT = 28 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$j : \% 50$$

Maximum pencereden kazanılan güneş radyasyonu ile ısı kazancı

$$21 \text{ Hazira } 700 \text{ için } q = 422 \text{ watt /m}^2$$

$$AR/A = 0.89$$

$$Q = 422 \times 1.44 \times 0.9 + 0.18 \times 68 \times 0.9 = 558 \text{ watt}$$

$$Q = 1.62 \times 2.5 \times (30.35 - 28) = 11 \text{ kcal/h} = 13 \text{ watt}$$

İnfiltrasyon suretiyle içeri giren dış havanın meydana getirdiği ısı

$$Q_d = 35 \times 0.29 \times (30.35 - 26) = 44 \text{ Kcal/h}$$

$$= 52 \text{ watt}$$

$$Q_g = 35 \times 0.716 \times (16.37 - 10.5) = 147 \text{ Kcal/h}$$

$$= 171 \text{ watt}$$

Aydınlatma

$$Q = 231 \text{ watt}$$

$$ODI = 558 + 13 + 52 + 231$$

$$ODI = 854 \text{ watt}$$

% 5 artırım

$$ODI = 896 \text{ watt}$$

$$OGI = 171 \text{ watt}$$

% 5 Artırım

$$OGI = 180 \text{ watt}$$

TAMAMEN SULLU SİSTEM

ODA NO	HESAP EDİLEN ISI KAZANCI			SEÇİLEN CİHAZ SOĞUTMA YÜKÜ		HESAP EDİLEN ISI KAYBI (kcal/h)	CİHAZ ISITMA KAPASİTESİ (kcal/h)	CİHAZ ADI	CİHAZ ADEDİ
	DI (Watt)	GI (Watt)	TOPLAM (Watt)	DI (Watt)	TOPLAM (kcal/h)				
Z01	9411	1858	11269	8618	10610	4182		ASAS-4 ASAS-1	2 1
Z02	1563	241	1804	2111	2595	953		ASAS-2	1
Z03	--	--	--	--	--	835		ASA-1	1
Z04	2492	447	2939	3016	3715	790		ASAS-3	1
Z05	946	495	1441	1374	1695	1108		ASAS-1	1
101	4782	1333	6115	3016	7430	3951		ASAS-3	2
102	2567	520	3087	3016	3715	1142		ASAS-3	1
103	2469	413	2882	3016	3715	1179		ASAS-3	1
104	896	171	1067	1966	1695	686		ASAS-1	1
105	--	--	--	--	--	710		ASA-1	1
TOPLAM	25126	5478	30604	27507	36865	15536			

TAMAMEN SULU SİSTEMLER		ISI KAYBI HESABI										Sayfa	4			
		Tesisin Adı :.....Proje (villa).....										Kat	Zemin			
												Tarih				
Yapı Bileşeni		Alan Hesabı					Isı Kaybı Hesabı					Zamlar			Toplam Isı İhtiyacı $Q_h = Q_i + Q_E$	
İşaret	Yön	Kalınlık	Uzunluk	Yükseklik veya Genişlik	Toplam Alan A_0	Miktar	Çıkarılan Alan	Hesaba Giren Alan A	Isı İletim Katsayısı k	Sıcaklık Farkı Δt	Zamsız Isı Kaybı Q_0	İşletme Z_0	Kat Yükseklik Z_w	Yön Z_h		Toplam Z_c
		cm	m	m	m ²	Ad	m ²	m ²	$\frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}}$	°C	$\frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$	%	%	%	1 + %	$\frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$
Z04 MUTFAK 18 °C																
CCP	KB		1.7	1.5	2.55	1	--	2.55	2.5	18	115					
DD	KB		3.35	3	10	1	1.55	7.5	0.6	18	82					
DD	GB		5.7	3	17.1	1	--	17.1	0.6	18	185					
Ööp					19	1	--	19	0.5	4	39					
											421	7	--	5	1.12	472
																218
$Q_i = 6.4 \times 2.5 \times 0.9 \times 0.84 \times 18$																
Z05 KORÝDOR 18 °C																
CP	KD		0.9	1.8	1.62	1	--	1.62	2.5	18	80					
DD	KD		2.8	3	8.4	1	1.62	6.78	0.6	18	74					
DK	KB		1.70	2.69	4.57	1	--	4.57	2.5	18	205					
DD	KB		2.8	3	8.4	1	4.57	3.83	0.6	18	42					
Ööp					30	1		30	0.5	4	60					
											461	7	--	5	1.12	530
																578
$Q_i = (5.4 + 8.78) \times 2.5 \times 0.9 \times 0.84 \times 18 \times 1.2$																
1108																

Yapı Bileşeni		Alan Hesabı					Isı Kaybı Hesabı					Zamlar				Toplam Isı İhtiyacı $Q_b = Q_i + Q_e$
İşaret	Yön	Kalınlık	Uzunluk	Yükseklik veya Genişlik	Toplam Alan A_o	Miktar	Çıkarılan Alan	Hesaba Giren Alan A	Isı İletim Katsayısı k	Sıcaklık Farkı Δt	Zamsız Isı Kaybı Q_o	İşletme Z_o	Kat Yükseklik Z_w	Yön Z_h	Toplam Z_o	
		cm	m	m	m ²	Ad	m ²	m ²	Kcal m ² h°C	°C	Kcal h	%	%	%	1 + %	Kcal h
101SALON 22 °C																
CP	GD		0.9	1.8	1.62	3	--	4.86	2.5	22	268					
K	GD		2.35	2.6	6.11	1	--	6.11	2.5	22	336					
D	GD		11.75	3	35.25	1	10.97	24.28	0.6	22	321					
D	GB		1	3	3	1	--	3	0.6	22	40					
D	GB		4.7	3	14.1	1	--	14.1	0.6	22	187					
CP	KD		0.9	1.8	1.62	2	--	3.24	2.5	22	178					
D	KD		5.7	3	17.1	1	3.24	13.86	0.6	22	183					
av					62.69	1	--	62.19	0.53	21	565					
K			0.85	2.10	1.7	1	--	1.7	2	4	15					
D			7.7	3	23	1	1.7	21.3	1.8	4	155					
											2248	7	--	--	1.07	2405
																1546
																3951

Sayfa

5

TAMAMEN SULU SİSTEMLER

ISI KAYBI HESABI

Kat

1

Tesisin Adı :.....Proje (villa).....

Tarih

AMAMEN SULU SİSTEMLER														ISI KAYBI HESABI		Sayfa	6	
														Tesisin Adı :.....Proje (villa).....		Kat	1	
																Tarih		
Yapı Bileşeni			Alan Hesabı				Isı Kaybı Hesabı					Zamlar				Toplam Isı İhtiyacı $Q_h = Q_i + Q_E$		
İşaret	Yön	Kalınlık	Uzunluk	Yükseklik veya Genişlik	Toplam Alan A_o	Miktar	Çıkarılan Alan	Hesaba Giren Alan A	Isı İletim Katsayısı k	Sıcaklık Farkı Δt	Zamsız Isı Kaybı Q_o	İşletme Z_o	Kat Yükseklik Z_w	Yön Z_h	Toplam Z_o		$Q_h = Q_i + Q_E$	
		cm	m	m	m^2	Ad	m^2	m^2	$\frac{\text{Kcal}}{m^2 \cdot h \cdot ^\circ C}$	$^\circ C$	$\frac{\text{Kcal}}{h}$	%	%	%	1 + %	$\frac{\text{Kcal}}{h}$		
102 YATAK OSADI 20 °C																		
CP	KD		0.9	1.8	1.62	1	--	1.62	2.5	20	81							
D	KD		3.85	3	11.55	1	1.62	9.93	0.6	20	120							
CP	KB		1.8	1.8	3.24	1	--	3.24	2.5	20	162							
D	KB		5.7	3	17.1	1	3.24	13.86	0.6	20	167							
av.					18.2	1	--	21.9	0.53	19	220							
												583.7	--	--	5	1.12	653	
												$Q_i = (5.4 \times 2) \times 2.5 \times 0.9 \times 0.84 \times 20 \times 1.2$						490
																		1142

Yapı Bileşeni		Alan Hesabı						Isı Kaybı Hesabı					Zamlar				Sayfa	9
İşaret	Yön	Kalınlık	Uzunluk	Yükseklik veya Genişlik	Toplam Alan	Miktar	Çıkarılan Alan	Hesaba Giren Alan	Isı İletim Katsayısı	Sıcaklık Farkı	Zamsız Isı Kaybı	İşletme	Kat Yükseklik	Yön	Toplam	Toplam Isı İhtiyacı		
		cm	m	m	m ²	Ad	m ²	A	k	Dt	Q _o	Z _o	Z _w	Z _f	Z _e	Q _H = Q _I + Q _E		
								m ²	$\frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}}$	°C	$\frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$	%	%	%	1 + %	$\frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$		
							105 BANYO 26 °C											
CP	KB		0.61	1.10	0.67	1	--	0.67	2.5	26	44							
D			1.9	3	5.7	1	0.67	5.03	0.6	26	79							
U			2.9	3	8.7	1	--	8.7	1.8	6	94							
U			2.9	3	8.7	1	--	8.7	1.8	6	94							
K			0.85	2.1	1.7	1	--	1.7	2	8	29							
U			1.9	3	5.7	1	1.7	4	1.8	8	58							
v					5.5	1	--	5.5	0.6	25	86							
											484	7	--	5	1.12	542		
											$Q_i = 3.42 \times 2.5 \times 0.9 \times 0.84 \times (26 - 0) =$					168		
																710		

5.1.3 VİLLA HAVALI - SULU SİSTEM

Fan coil unit ile soğutma

Primer taze hava santraliyle hava değişim (taze hava) temini

Dış hava ihtiyacı (HUMBARACI,Isıtma-havalandırma, 1985)

Holl	2	Değişim/h defa
Mutfak	2 - 20	“ “
yatak odası	1	“ “
Salon	1-2	“ “
WC-Banyo	3-5	“ “

Dış hava temini infiltrayanla giren hava miktarı da göz önüne alarak tesbit

edersek

Dış Hava

Z01-----	320 m ³ /h
Z02-----	85 m ³ /h
Z03 -----	Eksoz 90 m ³ /h
Z04-----	480 m ³ /h
Z05-----	220 m ³ /h
101-----	250 m ³ /h
102-----	90 m ³ /h
103-----	75 m ³ /h
104 -----	125 m ³ /h
105-----	Eksoz 90 m ³ /h
Toplam= 1625 m ³ /h	

Villaya gönderilen taze hava doğal olarak çıkışa bırakılıyor (Banyo ve mutfak bölümünde aspiratör var). Böylece infiltrasyonla hava girişi engellenmektedir.

İnfiltrasyonla kazanılan ısı 0 (sıfır) kabul edildi. Tamamen sulu sistemde infiltrasyonla ısı kazancı göz önüne alınmıştır.

Yaz şartlarına göre ısı kazancı

(Tamamen sulu sistemde hesap edilen ısı kazancından faydanılarak mahallerin

ısı kazancı aşağıdaki gibidir .)

Z01

ODI= 8920 watt

OGI= 220 watt

Z02

ODI= 1517 watt

OGI= 95 watt

Z04

ODI= 2358 watt

OGI= 292 watt

Z05

ODI= 853 watt

101

ODI= 3951 watt

OGI= 220 watt

102

ODI = 2218 watt

OGI = 84 watt

103

ODI= 2179 watt

OGI= 84 watt

104

ODI= 842 watt

Primer Taze Hava Santrali Kapasite Hesabı

Hesap edilen taze hava debisi : 1625 m³/h

% 10 artırım

seçilen debi: 1800 m³/h

ısıtıcı kapasitesi (Psikrometrik diyagramdan faydanılarak)

1. ısıtıcı kapasitesi

$$Q_1 = 1800 \times 0.24 \times 1.29 \times (24-0) = 13375 \text{ Kcal/h}$$

2. ısıtıcı kapasitesi

$$Q_2 = 1800 \times 0.24 \times 1.22 \times (22-13,5) = 4479 \text{ Kcal/h}$$

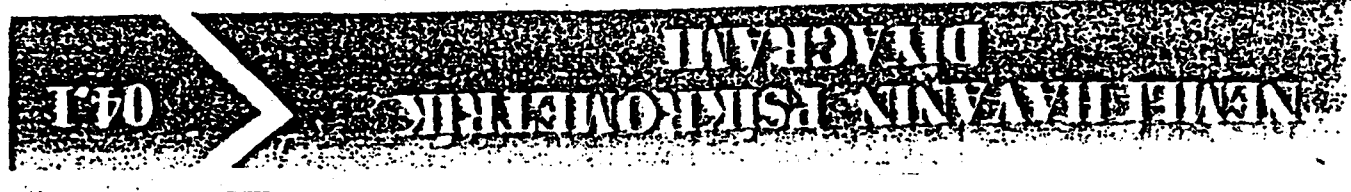
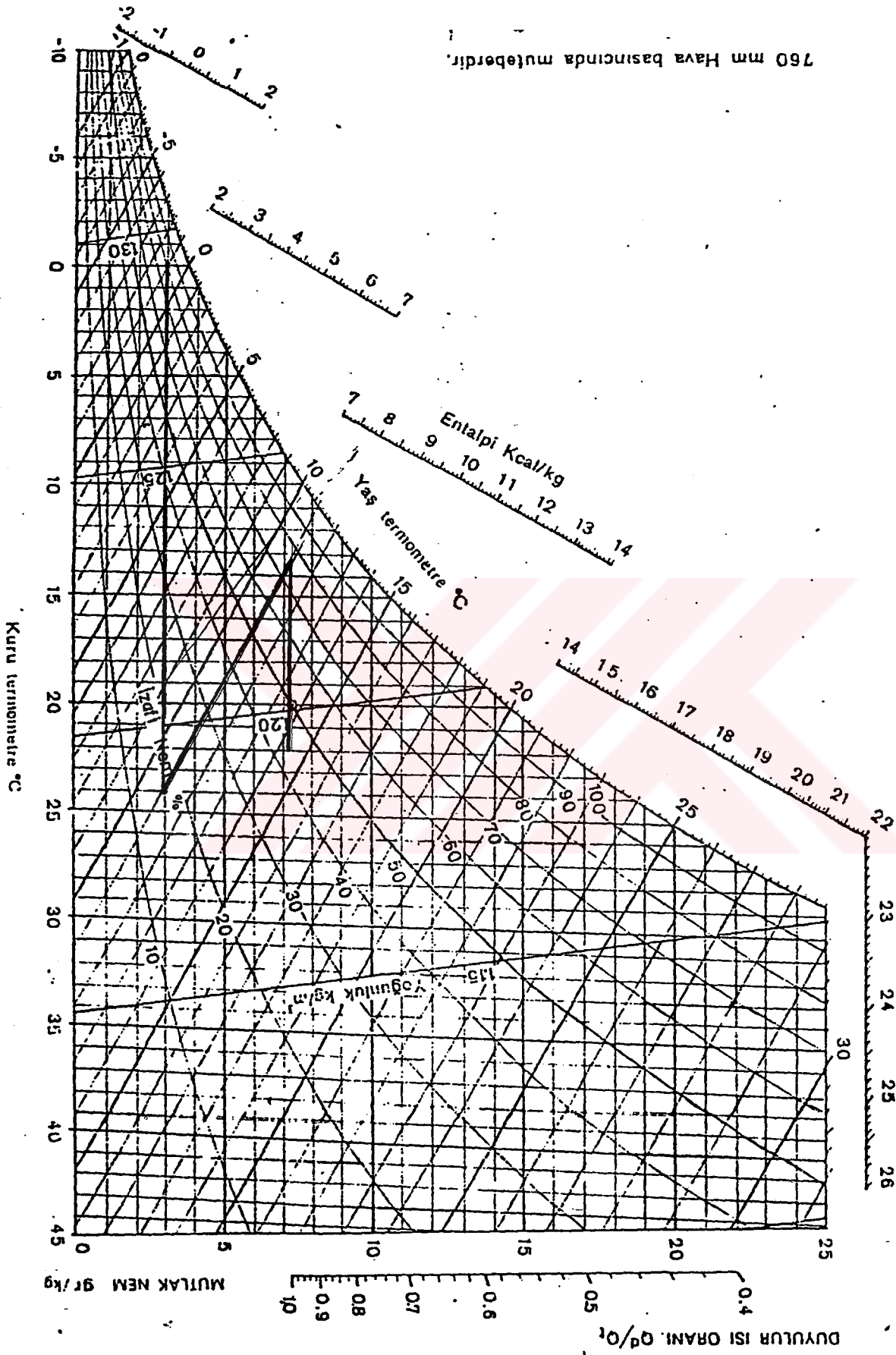
Nemlendirici Kapasitesi

$$m_b = (1800 / 0.8811) \times (8 - 3) = 10124 \text{ kg/h}$$

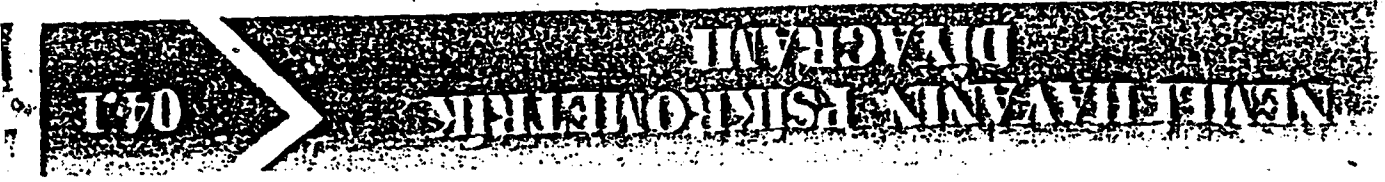
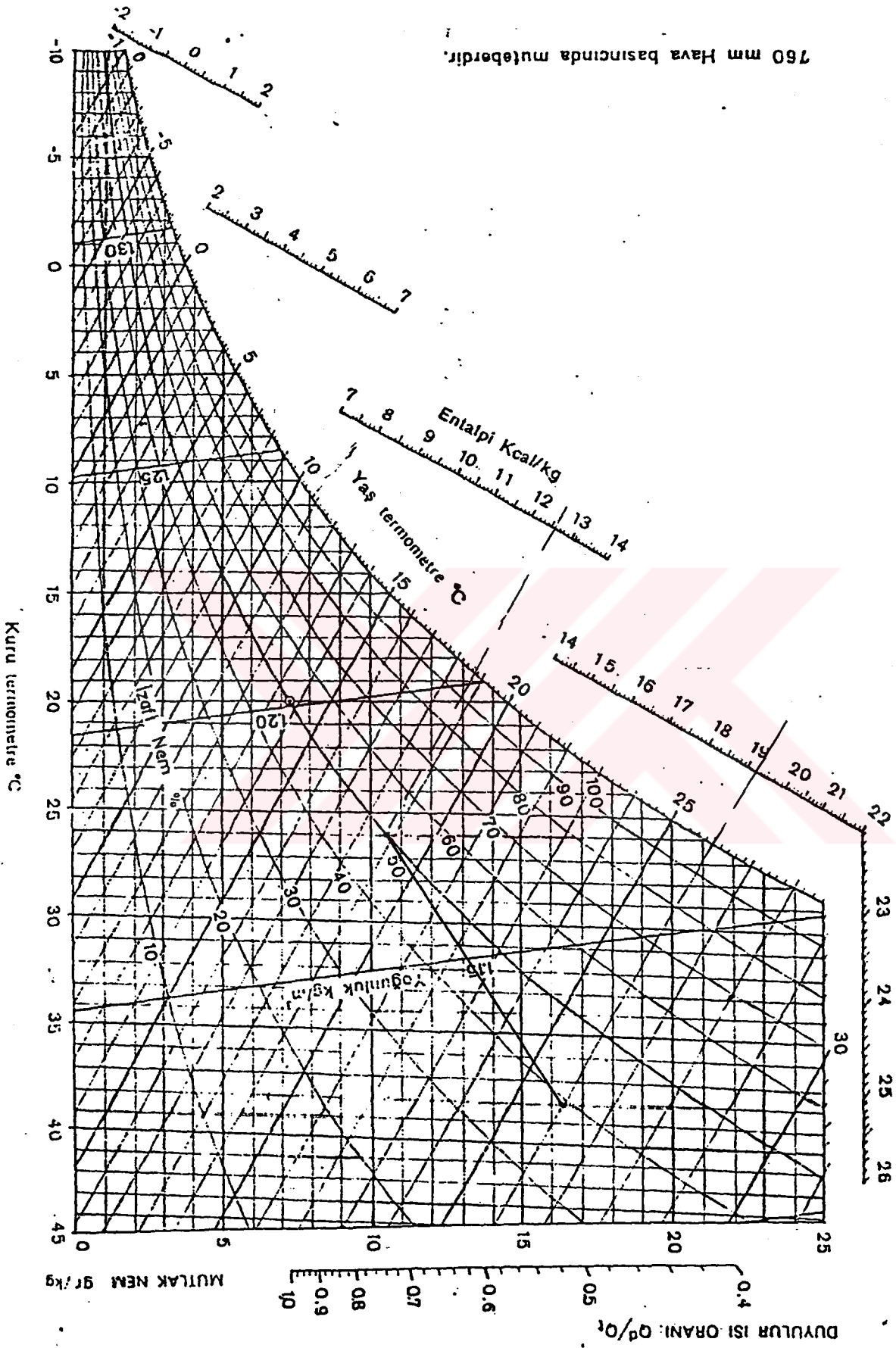
(Havuz tipi hava yıkayıcı)

Soğutma Kapasitesi

$$Q = m \cdot Dh = 1800 / 0.8811 \times (19.2-12.7) = 13280 \text{ Kcal/h}$$



760 mm Hava basıncında mutabedir.



Tablo 9 - Havalı - Sulu sistem Fan Coil Unit Seçimi

ODA NO	HESAP EDİLEN ISI KAZANCI			SEÇİLEN CİHAZ		HESAP EDİLEN ISI KAYBI (kcal/h)	CİHAZ ADI	CİHAZ ADEDİ
	DI (Watt)	GI (Watt)	TOPLAM (Watt)	DI (Watt)	TOPLAM (kcal/h)			
Z01	8920	220	9140	9048	11145	2167	ASAS -3	3
Z02	1517	95	1612	2111	2595	463	ASAS -2	1
Z03	--	--	--	--	--	835	ASA-1	1
Z04	2358	292	2650	3016	3715	790	ASAS -3	1
Z05	853	--	853	1347	1695	530	ASAS -1	1
101	3951	220	4171	4222	5190	2405	ASAS -2	2
102	2218	84	2302	3016	3717	653	ASAS -3	1
103	2179	84	2263	3016	3715	771	ASAS -3	1
104	842	--	842	1374	1695	503	ASAS -1	1
105	--	--	--	--	--	710	ASA-1	1
TOPLAM	22838	995	23833	27150		9827		

5.2 RESTORANT

5.2.1 Restorant Tamamen Havalı Sistem

Bu örnekte bir restorantın klima sistem seçimi üzerinde durulmuştur. Restorantın üst katı açık teras, alt kat makina dairesidir. Mutfağı ise başka bölümde kabul edilmiştir. Dış duvarlar sandviç duvar. Camlar ahşap çerçevesi, çift cam olduğu kabul edildi.

Yapı malzemeleri ısı iletim katsayıları :

Malzeme cinsi	K (Kcal / hm ² °C)
Dış duvar	0.7
Pencere ve dış kapılar (Ahşap çerçevesi çift cam)	2.8
Döşeme	0.73
Tavan	0.56
İç duvar	1.39
İç kapı	2

Restorantlarda ısı yükün en yüksek olduğu zaman sadece dış sıcaklığa bağlı değildir. Restorantlarda öğlen 12⁰⁰ - 14⁰⁰, akşam 18⁰⁰ - 20⁰⁰ arasında maks. ısı yük meydana gelmektedir.

Restorantlarda, konfor açısından taze hava verilmesinde fayda vardır.

Örneğimizde,

- 24 Ağustos 13⁰⁰ için güneş radyasyonu ile kazanılan ısıyı hesap edeceğiz

$f = 0.86$ (çiftcam, ahşap çerçevesi, iç tarafta jaluzi, kanatlar 45° ve yarı kapalı)

- Camdan geçen toplam güneş radyasyonu 40° kuzey enlemine göre

hesaplanmıştır. 38 - 40 kuzey enlemlerinde ihmal edilir fark görülmektedir. Bu nedenle 38 kuzey enlemi için hesap edilmemiştir.

İZMİR için

KT = 37 °C

$$Y_T = 24 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_g = 12.8 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{Kış } 0 \text{ R}$$

$$\text{Restorant çalışma saatleri : } 10^{00} - 24^{00}$$

$$\Delta t_g = 12.8 \text{ }^\circ\text{C} \text{ ve } 13^{00} \text{ için}$$

Dış dizayn şartlarında düzeltme

$$K_T = 37 - 1.5 = 35.5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$Y_T = 24 - 0.2 = 23.08 \text{ }^\circ\text{C}$$

Kuzey Yönü İçin :

Camdan geçen toplam güneş radyasyonu. 24 Ağustos 13⁰⁰ $q = 44 \text{ W/m}^2$

$$A_1 = 4.5 \times 2.5 = 11.25 \text{ m}^2 \text{ (cam alanları)}$$

$$A_2 = 2.20 \times 2.85 = 6.27 \text{ m}^2 \text{ (ahşap çerçevesi, çift camlı kapı)}$$

$$\text{Toplam alan} = 2 \times A_1 + A_2 = 2 \times 11.25 + 6.27 = 28.77 \text{ m}^2$$

$$Q = q \times A \times f \text{ (çift cam, ahşap çerçevesi)}$$

$$f = 0.86 \text{ (iç tarafta jaluzi, kanatlar } 45^\circ \text{ durumda yarı kapalı)}$$

$$Q = 44 \times 28.77 \times 0.86 = 1088 \text{ Watt}$$

Doğu Yönü İçin :

Camdan geçen toplam güneş radyasyonu 24 Ağustos 13⁰⁰ için $q_{\text{Doğu}} = 44 \text{ W/m}^2$

$$\text{Toplam } A = 28.77 \text{ m}^2$$

$$Q = q \times A \times f$$

$$Q = 44 \times 28.77 \times 0.86 = 1088 \text{ Watt}$$

Batı Yönü İçin :

Camdan geçen toplam güneş radyasyonu 24 Ağustos 13⁰⁰ için $q_{\text{Doğu}} = 142 \text{ W/m}^2$

$$\text{Toplam } A = 28.77 \text{ m}^2$$

$$Q = q \times A \times f$$

$$Q = 142 \times 28.77 \times 0.86 = 3513 \text{ Watt}$$

Pencerelerden Konveksiyon Isı Kazancı :

$$\text{Toplam Pencere Alanı} = 86.31 \text{ m}^2$$

$$Q = 86.31 \times 2.8 \times (35.5 - 26)$$

$$Q = 2296 \text{ kcal/h} = 2663 \text{ Watt}$$

Duvarlardan ısı kazancı :

Tablodan

$$\Delta t_{\text{Şkuzey}} = -0.55 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_{\text{ŞBati}} = 1.7 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_{\text{ŞDoğu}} = 7.2 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_{\text{ŞGüney}} = 1.7 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_1 = (KT_{\text{dış}} - KT_{\text{iç}}) - 0.8$$

$$\Delta t_1 = (35.5 - 26) - 0.8 = 1.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_2 = (T_{\text{gün}} - T_{\text{gece}}) - 11 = 12.8 - 11 = 1.8$$

$$\Delta t_{\text{ŞHesap}} = \Delta t_{\text{ŞTablo}} + \Delta t_1 - 0.5 \times \Delta t_2$$

$$\Delta t_{\text{ŞHesap - Kuzey}} = -0.55 + 1.5 - 0.5 \times 1.8 = 0.05 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_{\text{ŞHesap - Batı}} = 1.7 + 1.5 - 0.5 \times 1.8 = 2.3 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_{\text{ŞHesap - Doğu}} = 7.2 + 1.5 - 0.5 \times 1.8 = 7.8 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_{\text{ŞHesap - Güney}} = 2.3 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Kuzey Duvarı

$$A = 16.5 - 3.25 = 13.25$$

$$\text{Net Alan} = 13.25 - 28.77 = 24.85 \text{ m}^2$$

$$Q = 24.85 \times 0.7 \times 0.05 = 1.16 \text{ ihmal edilebilir.}$$

Doğu Duvarı

$$\text{Net Alan} = 24.85 \text{ m}^2$$

$$Q = 24.85 \times 0.7 \times 7.8 = 136 \text{ kcal/h} = 157 \text{ Watt}$$

Batı Duvarı

$$Q = 24.85 \times 0.7 \times 2.3 = 40 \text{ kcal/h} = 47 \text{ Watt}$$

Güney Duvarı

$$\text{Toplam Duvar} = 4.5 \times 3.25 = 14.62 \text{ m}^2$$

$$Q = 14.62 \times 0.7 \times 2.3 = 24 \text{ kcal/h} = 28 \text{ Watt}$$

Döşemeden Isı Kazancı

$$\Delta t = (35.5 - 26) = 9.5 \text{ }^\circ\text{C}$$

Alt kat makina dairesi olduğuna göre sadece havalandırılıyor $\Delta t = 9.5 \text{ }^\circ\text{C}$ alınır.

$$Q = 272 \times 0.73 \times 9.5 = 1886 \text{ kcal/h} = 2187 \text{ Watt}$$

Komşu mahallerden ısı kazancı

$$\dot{I}K = 2.20 \times 2.85 = 6.27$$

$$\dot{I}K = 1 \times 2.20 = 2.20$$

$$\text{Toplam Alan} = 8.47 \text{ m}^2$$

$$\Delta t = 9.5 - 3 = 6.5 \text{ iç kısımlarda sıcaklık farkı.}$$

$$Q = 8.47 \times 2.8 \times 6.5 = 155 \text{ kcal/h} = 175 \text{ Watt}$$

İç Duvar

$$A = 12.5 \times 3.325 = 40.62 \text{ m}^2$$

$$\text{Net İç Duvar Alanı} = 40.62 - 8.47 = 32.15 \text{ m}^2$$

$$Q = 32.15 \times 1.39 \times (6.5) = 291 \text{ kcal/h} = 337 \text{ Watt}$$

Tavandan Isı Kazancı

$$A = 272.2 \text{ m}^2$$

Restorant üzeri açık teras olarak kullanılıyor. Açık teras insanların dinlenmesi için hizmet ediyor. Restorant tavanı gölgededir.

$$\Delta t_{\text{teş sıcaklık toplam}} = 1.2$$

$$\Delta t_{\text{Hesap}} = 1.2 + 1.5 - 0.9 = 1.8 \text{ bulunur}$$

$$Q = 272 \times 0.56 \times 1.8 = 274 \text{ kcal/h} = 318 \text{ Watt}$$

İnsanlardan duyulur - gizli ısı kazancı

$$n = 100 \text{ kişi ve 6 garson}$$

Kişi Başına Isı	KT = 26 °C	
Kazancı	DI (watt)	GI (watt)
Oturmuş yemekte	70	92

Toplam 106 kişi

Not : Lokanta için verilen değerlere yemeklerden gelen $9.3_{\text{duy}} + 9.3_{\text{gizli}} = 18.6 \text{ W}$ dahildir.

6 garson : orta iş, ayakta veya ağır yürüyor.

$$Q_{\text{duyulur}} = 100 \times 70 + 6 \times 64 = 7384 \text{ Watt}$$

$$Q_{\text{gizli}} = 100 \times 92 + 6 \times 69 = 9614 \text{ Watt}$$

- Aydınlatmadan gelen duyulur ısı $15 \text{ W} / \text{m}^2$ döşeme

$$Q_d = 272 \times 15 = 4083 \text{ Watt bulunur}$$

$$\text{ODI} = 1088 + 1088 + 3513 + 2663 + 157 + 47 + 28 + 2187 + 175 + 337 + 318 \\ + 7384 + 4083$$

$$\text{ODI} = 23,068 \text{ Watt}$$

$$\text{OGI} = 9,614 \text{ Watt}$$

% 5 artırım

$$\text{ODI} = 24,221 \text{ Watt}$$

$$\text{OGI} = 10,094 \text{ Watt}$$

$$\text{OIDO} = \frac{24,221}{10,094 + 24,221} = \frac{24,221}{34,312} = 0.70$$

Toplam Hava Debisi Hesabı

$$m_t = \frac{\text{ODI}}{\text{Op} \cdot \Delta t_m} = \frac{24221}{1025 \times 8} = 2.953 \text{ kg/s}$$

Dış hava miktarı

$$V_d = 106 \times 25 = 2650 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$m_d = 2650 / (0.89 \times 3600) = 0.827 \text{ kg /s}$$

BF' den gelen ısı kazancı

$$Q_d = m_d \times C_p \times \text{BF} \times \Delta t$$

$$Q_d = 0.827 \times 1005 \times 0.15 \times 9.5 = 1207 \text{ Watt}$$

$$Q_g = m_d \times r \times \text{BF} \times \text{DX}$$

$$Q_g = 0.827 \times 2500 \times 3.2 \times 0.15 = 992 \text{ Watt}$$

- Fan Motorundan gelen ısı kazancı

ODI 'nin %5'I kabul edildi. = 1211 Watt

- Kanallardaki duyulur - gizli ısı artışı

(sızıntılardan dolayı) ODI nın % 3 duyulur ısı kazancı

OGI nın % 3 gizli “ “

$$Q_d = 726 \text{ Watt}$$

$$Q_g = 302 \text{ Watt}$$

$$EODI = 27365 \text{ Watt}$$

$$EOGI = 11388 \text{ Watt}$$

$$EODIO = 0.70$$

$$m_d = 0.827 \text{ kg / s}$$

$$m_l = 2.953 - 0.827 = 2.130 \text{ kg/s iç hava}$$

Karışım noktası sıcaklığının bulunması

$$t_k = \frac{0,827 \times 35,5 + 2,130 \times 26}{2,953} = \frac{29,358 + 55,25}{2,953}$$

$$t_k = 28.65 \text{ }^\circ\text{C}$$

- Soğutucu coilden çıkan havanın sıcaklığı

$$KTC = \text{ÇCN} + BF \times (KTK - \text{ÇCN})$$

$$= 10.8 + 0.15 \times (28.65 - 10.8)$$

$$= 13.48 \text{ }^\circ\text{C}$$

- Kanallardaki Sıcaklık Artımı

$$Q = 1211 + 726 = 1937 \text{ watt}$$

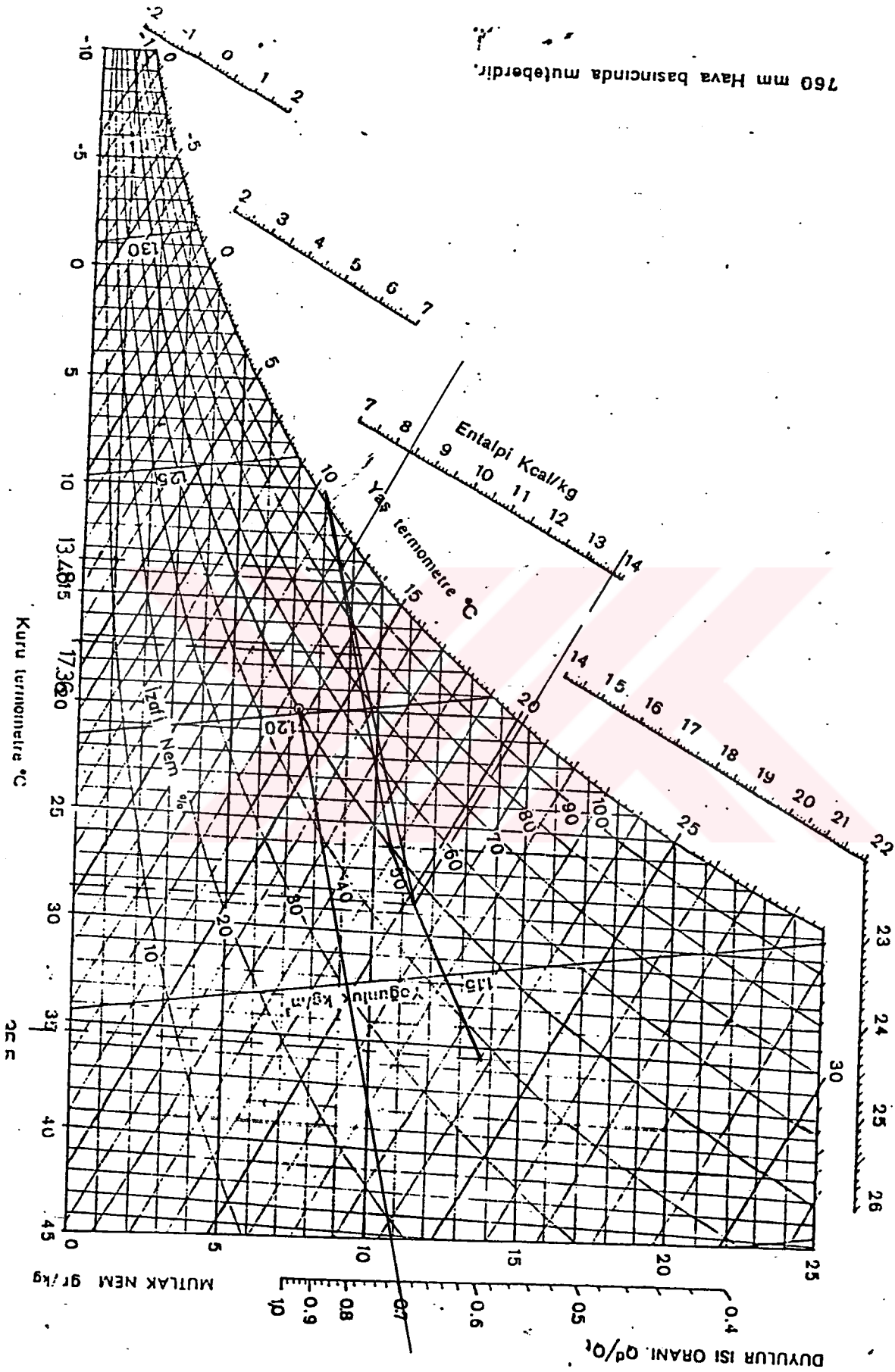
$$\Delta t = \frac{Q}{mT.Cp} = \frac{1937}{2,553.1025} = 0.54 \text{ }^\circ\text{C bulunur}$$

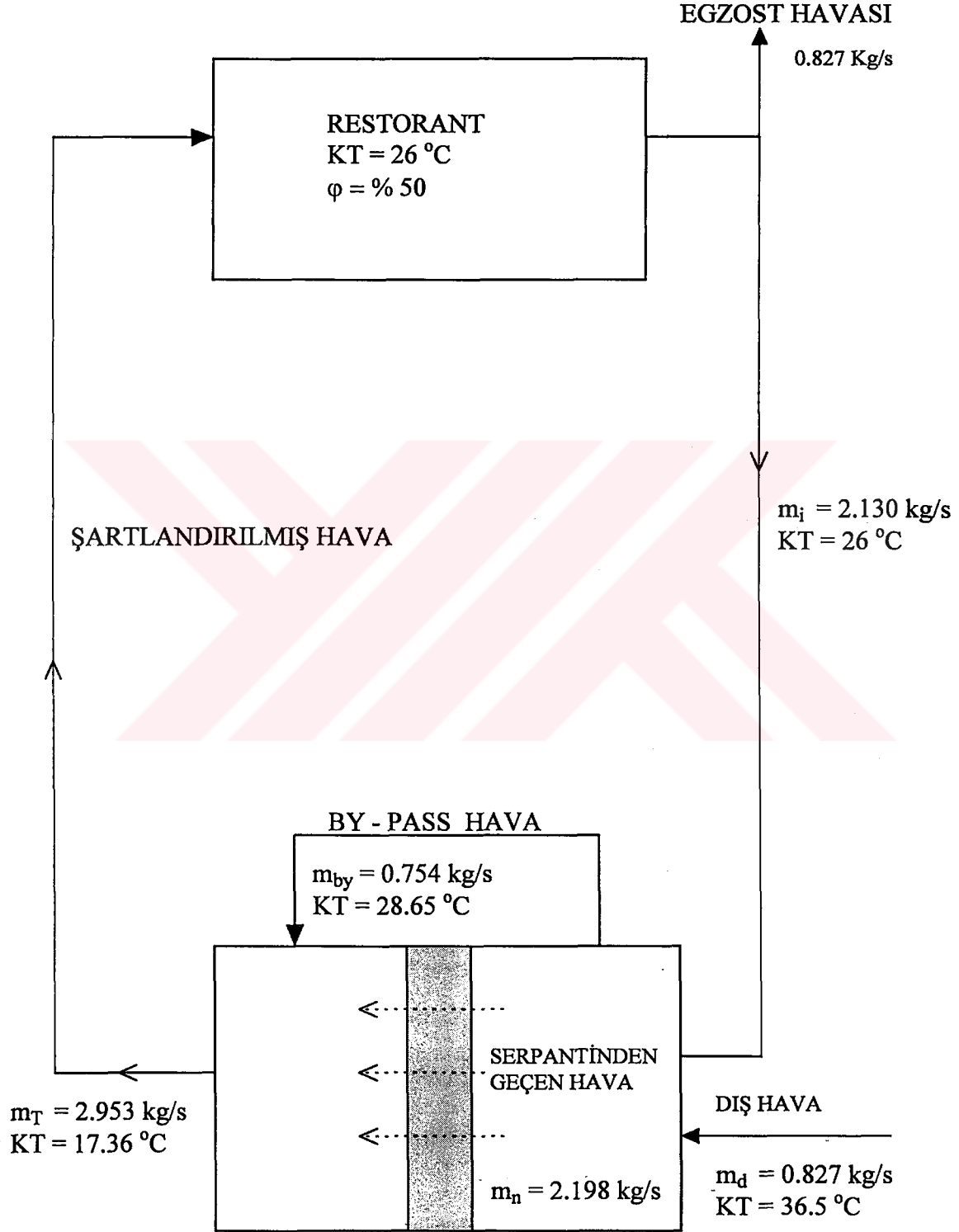
Yapılan işlemlerde 17.36 sıcaklığına erişilmediğinden ya ısıtma serpantini kullanılmımalı ya da karışım havasından by - pass yapılmalıdır.

KANAL DİRENÇ HESABI

PROJE ADI		RESTORANT			BAĞLANDIĞI CİHAZ			YAPAN		TARİH
TAMAMEN HAVALI					KLİMA SANTRALI (VANTİLATÖR)					
PARÇA NO	HAVA DEBİSİ	ESDEĞER ÇAP	KANAL ÖLÇÜLERİ	HAVA HIZI	UZUNLUK	SÜRTÜNME DİRENCİ	BASINÇ DÜŞÜŞÜ	ÖZEL DİRENÇ KAYBI	TOPLAM BASINÇ KAYBI	AÇIKLAMALAR
	Qh m ³ /h	mm	A x B mm x mm	V m/s	L m	R mmSS/m	R x L mmSS	Z mmSS	L x R x Z mmSS	
1	8868	60	100 x 300	8,5	8	0.125	1.06	3.08		
2	5912	50	725 x 300	6	4.5	0.8	3.6	1.31		
3	4434	50	725 x 300	5.9	3.5	0.8	2.8	1.27		
4	2956	40	460 x 300	5.9	12	0.1	1.2	2.12		
5	1478	33	300 x 300	5	11	0.1	1.1	1.6		
6	739	25	300 x 180	4.2	11	0.09	+ 0.99	+0.54		
							10.75	9.92		
			KANAL KAYBI						10.75 mmSS	
			MENFEZ KAYBI						3 mmSS	
			TAZE HAVA EMİŞ PANJUR KAYBI						3 mmSS	
			FİTTİNGS KAYBI						9.92 mmSS	
			FİLTRE KAYBI						-5 mmSS	
									31.67 mmSS	
									40 mmSS SEÇİLDİ	

760 mm Hava basincında muteberdir.





ŞEKİL 5.11 RESTORANT - TAMAMEN HAVALI SİSTEM.

$$m_{by} / m_n = (t_6 - 75) / (t_k - t_6)$$

$$\frac{m_{by}}{m_n} = \frac{17.36 - 13.48}{28.65 - 17.36} = 0.343$$

$$m_{by} = 0.343 m_n$$

$$m_n + m_{by} = m_T$$

$$m_n = 2.198 \text{ kg/s}$$

$$m_{by} = 0.754 \text{ kg/s} \text{ bulunur.}$$

Bu durumda m_n ve m_{by} içindeki dış hava miktarları

$$m_T = 2.953 \text{ içinde } 0.827 \text{ kg/s}$$

$$m_n = 2.198 \text{ içinde } 0.6155 \text{ kg/s}$$

$$m_{by} = 0.754 \text{ içinde } 0.211 \text{ kg/s}$$

m_{by} ve BF den gelen ısı kazançları :

$$\begin{aligned} Q_{byDuy} &= m_{byd} \times C_p \times (t_d - t_i) \\ &= 0.211 \times 1005 \times (35.5 - 26) = 2056 \text{ Watt} \end{aligned}$$

$$Q_{byGiz} = m_{byd} \cdot r \cdot (X_d - X_i) = 0.211 \times 2500 \times (3.2) = 1688 \text{ Watt}$$

$$\begin{aligned} Q_{BFDuy} &= m_{nd} \times BF \times C_p \times (t_d - t_i) \\ &= 0.6155 \times 0.15 \times 1025 \times (9.5) = 899 \text{ Watt} \end{aligned}$$

$$Q_{BFGiz} = m_{nd} \times BF \times r \times (X_d - X_i) = 0.6155 \times 0.15 \times 2500 \times (3.2) = 738 \text{ Watt}$$

Yeni EODI hesabı

$$Q_f = \text{Fan motorundan gelen ısı}$$

$$Q_{KD} = \text{Kanallardaki duyulur ısı artışı}$$

$$\begin{aligned} EODO &= ODI + Q_f + Q_{KD} + Q_{byDuy} + Q_{BFDuy} \\ &= 24221 + 1211 + 726 + 2056 + 899 \\ &= 29113 \text{ Watt} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{EOGI} &= \text{OGI} + Q_{\text{KG}} + Q_{\text{BYgiz}} + Q_{\text{BFGiz}} \\ &= 1094 + 302 + 1688 + 738 \\ &= 12822 \text{ Watt} \end{aligned}$$

$$\text{EOTI} = 41935 \text{ Watt}$$

$$\text{EDIO} = 0.69 \text{ bulunur.}$$

$$\begin{aligned} \text{EODI} &= m_n \cdot (1 - \text{BF}) \cdot c_p \cdot (\text{KTO} - \text{CÇN}) \\ &= 2.198 \times (1 - 0.15) \times 1005 \times (26 - 10.8) \\ &= 29108 \text{ Watt} \end{aligned}$$

İki EODI arasındaki hata :

$$\text{Hata} = \frac{29113 - 29108}{29113} = 0.00017 \quad \text{uygundur.}$$

Toplam Soğutma Yüğü Hesabı :

$$\begin{aligned} \text{Duyulur Isı : } Q_1 &= m_d \cdot (1 - \text{BF}) \cdot c_p \cdot \Delta t \\ &= 0.827 \times (1 - 0.15) \times 1025 \times (35.5 - 26) \\ &= 6845 \text{ Watt} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Gizli Isı : } Q_2 &= m_d \cdot (1 - \text{BF}) \cdot r \cdot (X_d - X_i) \\ &= 0.827 \times (1 - 0.15) \times 2500 \times (3.2) \\ &= 5623 \text{ Watt} \end{aligned}$$

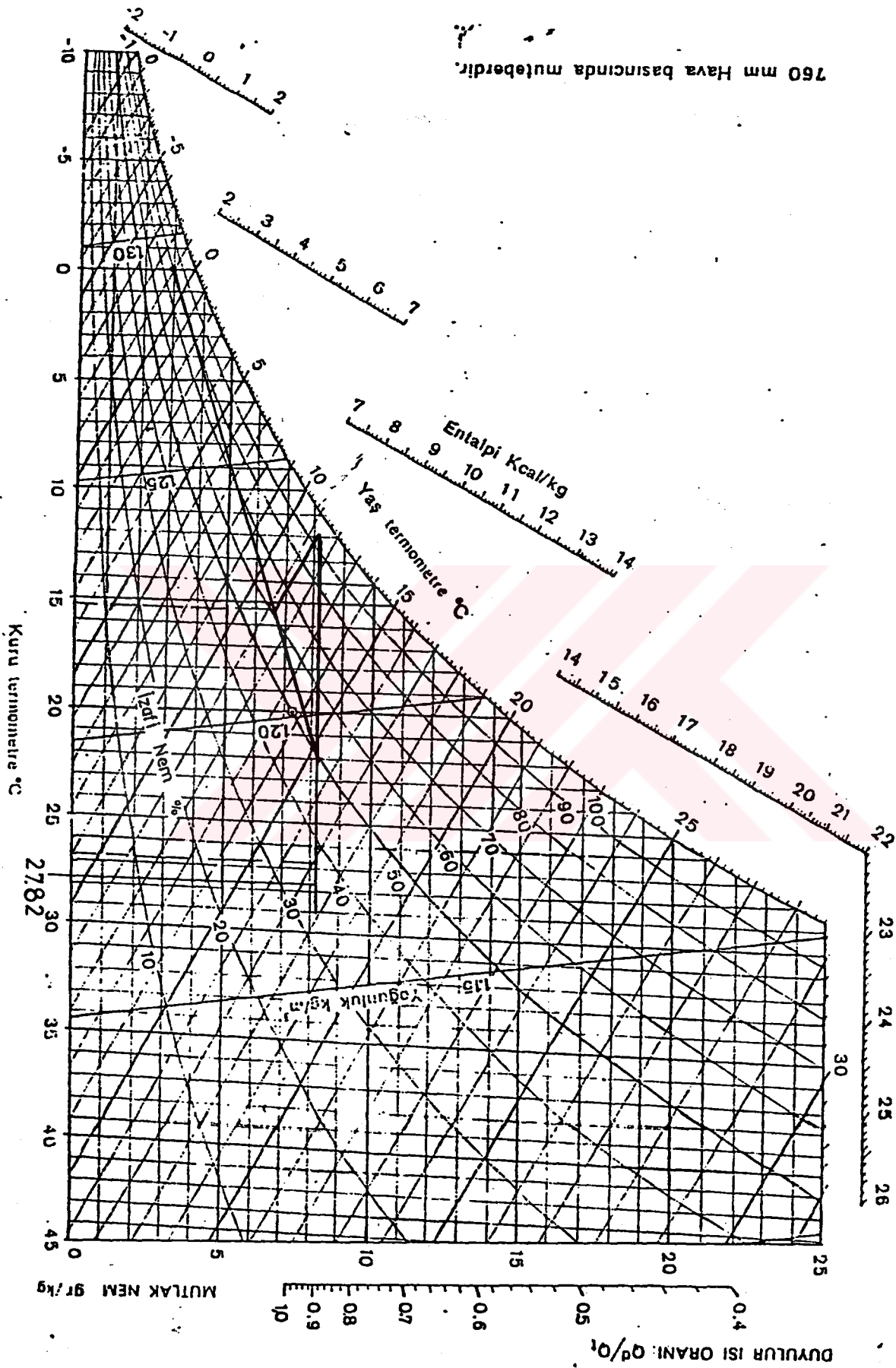
% 10 Artırım (dönüş kanalı zammı vb.)

$$Q_3 = \text{EOTI} \times 0.1 = 4193 \text{ Watt}$$

$$\begin{aligned} \text{Toplam Soğutma Yüğü} &= Q_1 + Q_2 + Q_3 + \text{EOTI} \\ &= 58596 \text{ Watt} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Üfleme Fan Debisi} &= m_f \times v_f \times 3600 \\ &= 2.953 \times 0.834 \times 3600 = 8866 \text{ m}^3/\text{h} \end{aligned}$$

760 mm Hava basincında mutleberdir.



ISI KAYBI HESABI											Sayfa	1				
Tesisin Adı :.....Restorant.....											Kat					
											Tarih					
Yapı Bileşeni		Alan Hesabı					Isı Kaybı Hesabı					Zamlar				
Isaret	Yön	Kalınlık	Uzunluk	Yükseklik veya Genişlik	Toplam Alan A _o	Miktar	Çıkarılan Alan	Hesaba Giren Alan A	Isı İletim Katsayısı k	Sıcaklık Farkı Dt	Zamsız Isı Kaybı Q _o	İşletme Z _o	Kat Yükseklik Z _w	Yön Z _r	Toplam Z _o	Toplam Isı İhtiyacı Q _h =Q _i +Q _E
		cm	m	m	m ²	Ad	m ²	m ²	Kcal m ² h°C	°C	Kcal h	%	%	%	1 + %	Kcal h
Restorant 22° C																
K	K		2.20	2.85	6.27	1	-	6.27	2.8	22	386					
CP	K		4.5	2.5	11.25	2	-	22.5	2.8	22	1386					
D	K		16.5	3.25	52.62	1	28.77	23.85	0.7	22	367					
K	D		2.20	2.85	6.27	1	-	6.27	2.8	22	386					
CP	D		4.5	2.5	11.25	2	-	22.5	2.8	22	1386					
D	D		16.5	3.25	52.62	1	28.77	23.85	0.7	22	367					
K	B		2.20	2.85	6.27	1	-	6.27	2.8	22	386					
CP	B		4.5	2.5	11.25	2	-	22.5	2.8	22	1386					
D	B		16.5	3.25	52.62	1	28.77	23.85	0.7	22	367					
D			1.5	3.25	4.87	4	-	19.5	0.7	22	300					
D	G		2.25	3.25	7.31	2	-	14.62	0.7	22	225					
K			2.2	2.85	6.77	1	-	6.27	2	4	50					
K			1	2.20	2.20	1	-	2.20	2	4	18					
D			12.5	3.25	40.62	1	8.47	32.15	1.39	4	178					
v					272.2	1	-	272.2	0.56	22	3354					
pb					272.2	1	-	272.2	0.73	7	1390					
											1193	20	-	5	1.25	14915

Kış Kliması

$$Q = 14915 \text{ kcal/h (ısı kaybı)}$$

Karışım noktası Sıcaklığı

$$V_d = 2650 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$V_t = 6216 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\begin{aligned} t_k &= (m_d \times t_d + m_i \times t_i) / m_t \\ &= (2650 \times 0 + 6216 \times 22) / 8866 \\ &= 15.42 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$t_{\text{Üfl.}} = \frac{14915}{8866 \times 0.29} + 22 = 27.80 \text{ }^\circ\text{C}$$

Santral Kapasitesi

Toplam debi 8866 m³/h bulundu. Santral debisi % 10 emniyetle (kaçak kayıpları ..vb) 9750 m³/h seçildi.

Q_{IB} : Isıtıcı batarya (kcal/h)

$$\begin{aligned} Q_{IB} &= m \cdot c_p \cdot \Delta t \\ &= 9750 \times 1.22 \times 0.24 \times (29 - 15.42) \\ &= 38768 \text{ kcal/h} \end{aligned}$$

Soğutucu Batarya Kapasitesi

$$\begin{aligned} Q_{SB} &= m \cdot Dh \\ &= 1.2 \times 9750 \times (14 - 8.5) \\ &= 64350 \text{ kcal/h} \end{aligned}$$

Nemlendirme hücresi (havuz tipi hava yıkayıcı)

$$\begin{aligned} m_b &= m \cdot DX \\ &= 9750 \times 1.2 \times (8 - 6.8) \\ &= 14277 \text{ gr/h} \end{aligned}$$

Restorantta % 15 pozitif basınç meydana getiriliyor. Egzost debisi

$$V_{\text{Egzost}} = 8866/1.15 = 7700 \text{ m}^3/\text{h} \text{ olur.}$$

5.2.2 Restorant Havalı - Sulu Sistem

Restorantta ikinci sistem olarak havalı - sulu sistem düşünöldü.

Fan - coil Unit ile ısıtma - soğutma, primer taze hava santrali ile taze hava temin edilir.

Restorant bölümünde pozitif basınç meydana getirmek için eksoz (emiş)

yapılmamıştır. Tabii olarak kapılardan ve pencerelerden çıkışa bırakılmıştır. Böylece infiltrasyonla içeriye dış hava girişi önlenmiştir.

$$ODI = 23068 \text{ Watt}$$

$$OGI = 9614 \text{ Watt} \quad \text{bulunmuştur.}$$

Fan coil unit cihazlarının vantilatörlerinden kazanılan ısı ilave edilirse

$$Q_1 = 76 \times 4 = 304 \text{ Watt} \quad \text{duyulur ısı kazancı}$$

$$ODI = 23372 \text{ Watt}$$

% 5 artırım ile

$$ODI = 24617 \text{ Watt}$$

$$OGI = 10000 \text{ Watt} \quad \text{bulunur.}$$

4 adet Alarko firmasının ASAS-5 tipi (gizli tavan) fan coil unit seçildi.

Restorantta 106 kişi olduğu düşünölmüştü.

$$106 \times 25 = 2650 \text{ m}^3/\text{h} \quad \text{taze hava bulunur.}$$

%10 emniyetle (kaçak vb. kayıplar için)

$$3000 \text{ m}^3/\text{h} \quad \text{debisinde santral düşünöldü.}$$

Psikrometrik diyagramdan faydanılarak ısıtıcı ve soğutucu kapasitelerini bulalım.

Isıtıcı Serpantin Kapasitesi :

1. ısıtıcı serpantin

$$Q = m \cdot c_p \cdot \Delta t \quad \text{'den}$$

$$Q = 3000 \times 1.29 \times 0.24 (29 - 0)$$

$$= 26000 \text{ kcal/h}$$

2. ısıtıcı serpantin

$$Q = 3000 \times 1.29 \times (25-15.8) = 8081 \text{ kcal/ h}$$

Soğutucu Serpantin

$$Q = m \cdot Dh$$

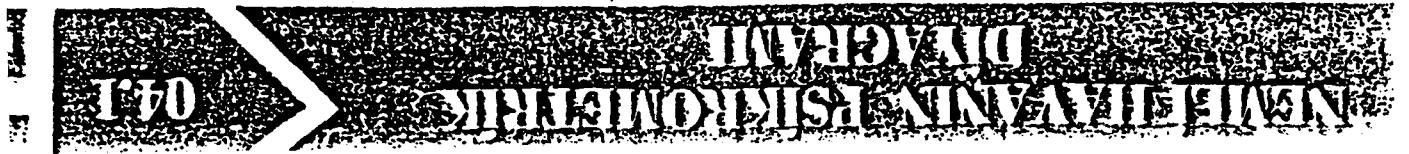
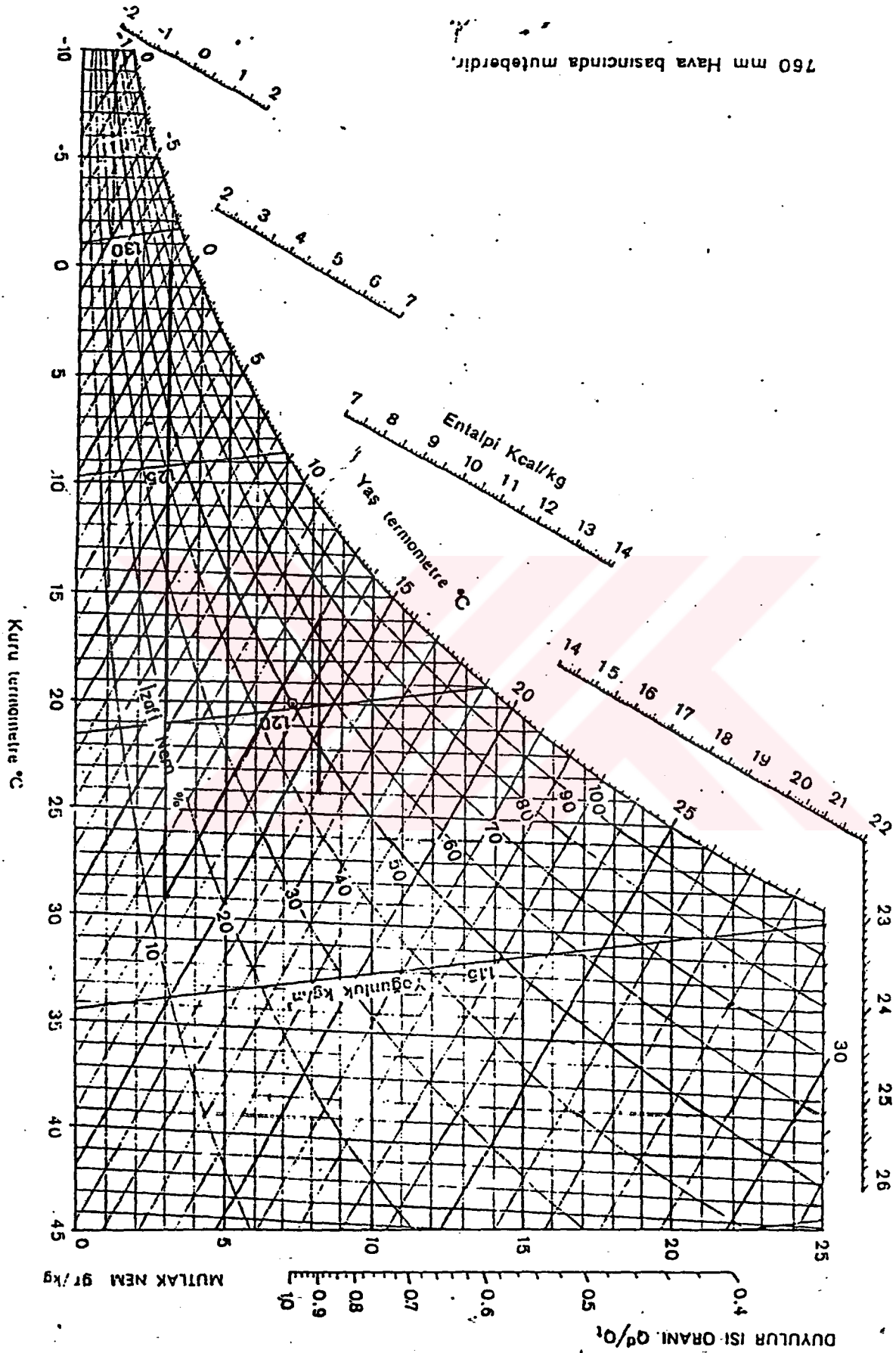
$$= \frac{3000}{0.878} \times (17.1 - 12.5) = 15717 \text{ kcal/h}$$

Nemlendirme Hücresi

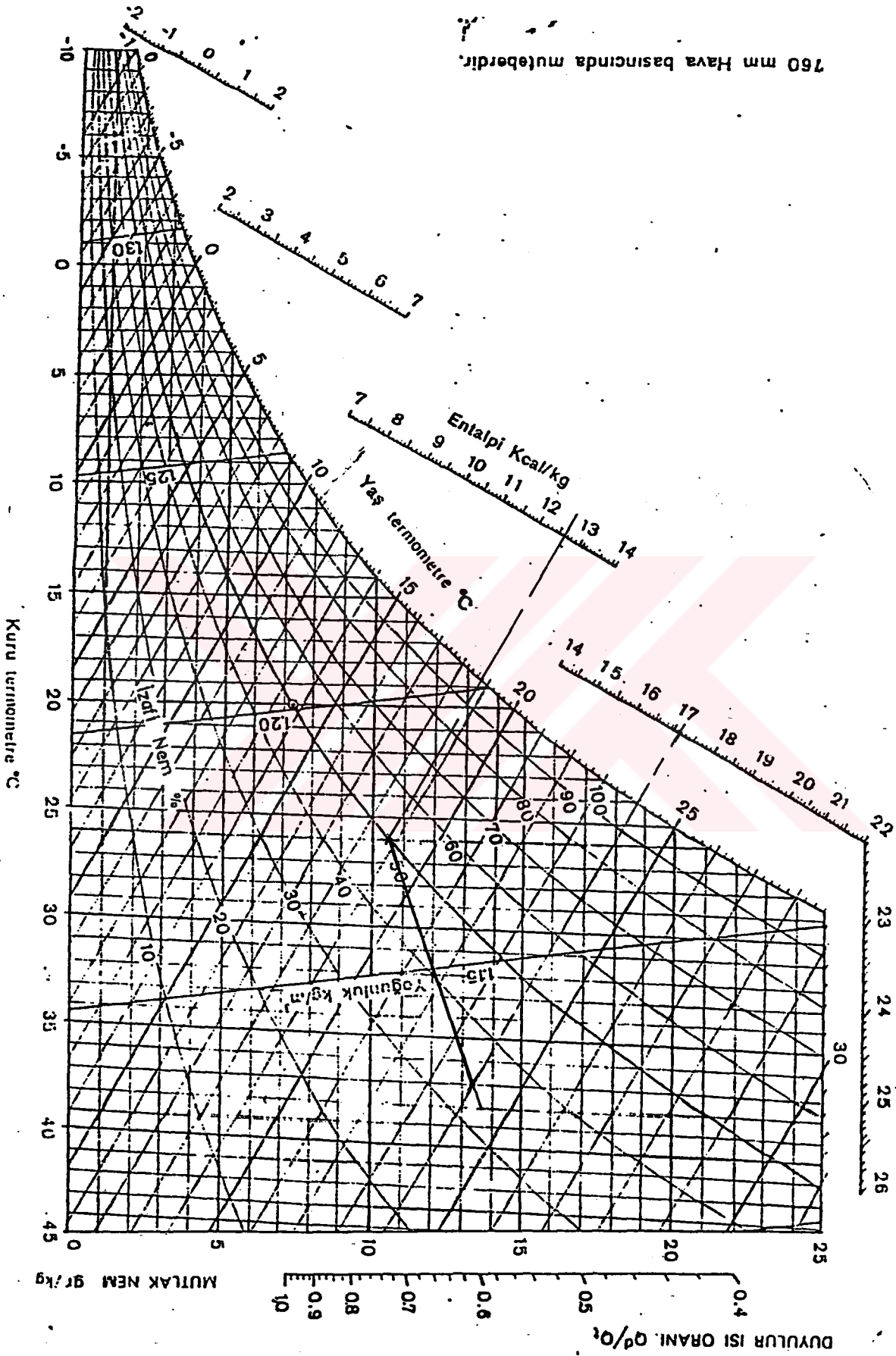
$$m_b = \frac{3000}{0.878} \times (8.2 - 3) = 17.7 \text{ kgl/h su buharı}$$



760 mm Hava Basıncında mutleberdir.



760 mm Hava basincında mütberdir.



5.3 OTEL

5.3.1 Otel Havalı - Sulu Sistem

Yapı Malzemeleri Isı İletim Katsayıları

Malzeme	K (Kcal / m ² h °C)
Dış duvar	0.7
Tavan	0.54
Ahşap çerçevesi çift camlı pencere	2.8

Camden geçen maks. güneş radyasyon

Kuzey yönü için	21 Haziran	18 ⁰⁰	q = 101 w/m ²
Güney yönü için	21 Kasım	12 ⁰⁰	q = 523 w/m ²
Doğu yönü için	23 Temmuz	8 ⁰⁰	q = 516 w/m ²
Batı yönü için	23 Temmuz	16 ⁰⁰	q = 516 w/m ²

Kuzey yönüne bakan odalar için pencerelerden radyasyonla kazanılan ısı

$$21 \text{ Haziran } 18^{00} \quad q = 101 \text{ w/m}^2$$

$$A = (1.5 \times 1.80) \times 2 = 3.6 \text{ m}^2$$

İç tarafta perde, krem renk f = 0.78 (yarı kapalı)

$$Q_{\text{rad}} = q \times A \times f$$

$$Q_{\text{rad}} = 101.3 \times 3.6 \times 0.78 = 284 \text{ Watt}$$

Dış dizayn şartlarında düzeltme

İZMİR

$$KT = 37^\circ \text{ C}$$

$$YT = 24^\circ \text{ C}$$

$$\Delta t_g = 12.8^\circ \text{ C}$$

$$KT = 37 - 0.5 = 35.5^\circ \text{ C}$$

$$YT = 24 - 0.5 = 23.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Pencereden konveksiyon yoluyla kazanılan ısı

$$A = 3.6 \text{ m}^2$$

$$K = 2.8 \text{ Kcal / h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Q = K \times A \times \Delta t$$

$$Q = 3.6 \times 2.8 \times (35.5 - 26) = 96 \text{ Kcal/h} = 111 \text{ Watt}$$

Duvardan kazanılan ısı

Açık renk

$$\Delta t_{\text{teş tablo}} = 5.6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_1 = (k_{\text{dış}} - k_{\text{iç}}) - 8$$

$$\Delta t_2 = (T_{\text{gündüz}} - T_{\text{gece}}) - 11$$

$$\Delta t_1 = 1.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = 1.8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{\text{teş hes}} = \Delta t_{\text{teş tablo}} + \Delta t_1 + 0.5\Delta t_2$$

$$\Delta t_{\text{teş hes}} = 5.6 + 1.5 + (0.5) \times (1.8) = 6.2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Duvar Alanı

$$A = 5.9 \times 3.20 = 14.1 \text{ m}^2$$

$$Q = A \times K \times \Delta t_{\text{teş hesap}}$$

$$Q = 14.1 \times 0.7 \times 6.2 = 62 \text{ Kcal/h} = 71 \text{ Watt}$$

Aydınlatmadan Gelen Duyulur Isı Kazancı

m^2 ' ye 15 W/ m^2 döşeme alanı

$$A_{\text{döş}} = 5.9 \times 3.7 = 21.83 \text{ m}^2 = 327 \text{ Watt}$$

Fan coil motoru = 62 Watt

İnsanlardan Duyulur Gizli Isı Kazancı

n = iki kişi

Kişi başına duyulur ısı 63 Watt/kişi

Kişi başına gizli ısı 53 Watt/kişi

$$Q_d = 63 \times 2 = 126 \text{ Watt}$$

$$Q_g = 53 \times 2 = 106 \text{ Watt/kişi}$$

İnfiltrasyon ile havanın getirdiği ısı kazancını hesaplayalım

1.0 x 1.80 penceresinin açılan kısımlarının uzunluğu $L = 3.0 \text{ m}$

$$V = a \times L \times R \times H \times Z$$

V : İnfiltrasyonla giren hava miktarı (m^3 / h)

a : Penecerenin hava geçirgenliği ($\text{m}^3 / \text{h m}$)

L : pencerenin açık kısımlarının çevre uzunluğu

R : Mahal karakteristiği

H : Yapı karakteristiği

$$a = 2.52 \text{ m}^3 / \text{h m} \quad (\text{çift cam})$$

$$R = 0.9$$

$$H = 2.9 \quad (\text{serbest ayrık nizam})$$

$$V = 2.5 \times 65 \times 0.9 \times 2.9 = 39.2 \text{ m}^3 / \text{h}$$

$$Q_d = V \times 0.29 \times (t_d - t_i) = 39.2 \times 0.29 \times 9.5 = 108 \text{ kcal/h} = 125 \text{ Watt}$$

$$Q_g = V \times 0.716 \times (X_d - X_i) = 39.2 \times 0.76 \times 2.65 = 74.3 \text{ kcal/h} = 87 \text{ Watt}$$

Batı duvarı Açık renk

$$\Delta t_{\text{teş tablo}} = 7.8 \text{ }^\circ \text{C}$$

$$\Delta t_1 = (k_{t_{\text{dış}}} - k_{t_{\text{iç}}}) - 8$$

$$\Delta t_2 = (T_{\text{gündüz}} - T_{\text{gece}}) - 11$$

$$\Delta t_1 = 1.5 \text{ }^\circ \text{C}$$

$$\Delta t_2 = 1.8 \text{ }^\circ \text{C}$$

$$\Delta t_{\text{teş hes}} = \Delta t_{\text{teş tablo}} + \Delta t_1 - 0.5 \Delta t_2$$

$$\Delta t_{\text{teş hes}} = 7.8 + 1.5 - (0.5) \times (1.8) = 8.4 \text{ }^\circ \text{C}$$

$$A = 3.7 \times 3.20 = 11.84 \text{ m}^2$$

$$Q = 11.84 \times 0.7 \times 8.4 = 70 \text{ kcal/h} = 81 \text{ Watt} \quad \text{bulunur}$$

Tavandan Isı Kazançları

$$K = 0.54 \text{ kcal/m}^2 \text{ h }^\circ \text{C}$$

$$\Delta t_{\text{teş tablo}} = 24.4 \text{ } ^\circ \text{C}$$

$$\Delta t_1 = (k_{t_{\text{dış}}} - k_{t_{\text{iç}}}) - 8$$

$$\Delta t_2 = (T_{\text{gündüz}} - T_{\text{gece}}) - 11$$

$$\Delta t_1 = 1.5 \text{ } ^\circ \text{C}$$

$$\Delta t_2 = 1.8 \text{ } ^\circ \text{C}$$

$$\Delta t_{\text{teş hes}} = \Delta t_{\text{teş tablo}} + \Delta t_1 + 0.5 \Delta t_2$$

$$\Delta t_{\text{teş hes}} = 24.4 + 1.5 + (0.5)(1.8) = 25.4 \text{ } ^\circ \text{C}$$

$$A = 7.8 \times 3.20 = 28.08 \text{ m}^2$$

$$Q = 28.08 \times 0.54 \times 25 = 379 \text{ kcal/h} = 440 \text{ Watt}$$

10 - 11 - 12 nolu yatak odalarının ODI ve OGI eşittir.

$$\text{ODI} = 284 + 111 + 71 + 327 + 62 + 126 + 125 + 440 = 1546 \text{ Watt}$$

$$\text{OGI} = 193 \text{ Watt}$$

% 5 artırımlı ODI ve OGI

$$\text{OGI} = 203 \text{ Watt}$$

$$\text{ODI} = 1623 \text{ Watt}$$

$$\text{ODIO} = 1623 / 1826 = 0.88$$

9 Nolu yatak odası

$$\text{ODI} = 1627$$

% 5 artırımlı

$$\text{ODI} = 1780 \text{ watt}$$

$$\text{OGI} = 203 \text{ watt}$$

Güney Yönü 1,2,3,4,5,6,7,8,13 no'lu yatak odaları

pik yük 21 Kasım 12⁰⁰ candan maks. radyasyonla kazanılan ısı $q = 523 \text{ W / m}^2$

$$A = 1.5 \times 1.80 = 2.7 \text{ m}^2$$

$f = 0.78$ (iç tarafta krem renkteki perde yarı kapalı)

$$Q = 523 \times 2.7 \times 0.78 = 1102 \text{ Watt}$$

Dış dizayn şartlarında düzeltme

$$KT = 37 - 2.5 = 34.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$YT = 24 - 0.5 = 23.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Pencerelerden konveksiyon yoluyla ısı kazancı

$$Q = 2.7 \times 2.8 \times (34.5 - 26) = 64 \text{ kcal/h} = 75 \text{ Watt}$$

Duvarda Isı Kazancı

Güney duvarı için

$$\Delta t_{\text{teş tablo}} = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_1 = (k_{t_{\text{dış}}} - k_{t_{\text{iç}}}) - 8 = 0.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = (T_{\text{gündüz}} - T_{\text{gece}}) - 11 = 1.8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$\Delta t_{\text{teş Hes}} = -4 \text{ } ^\circ\text{C}$ ısı kazancı ihmal edildi.

Batı duvar için

$\Delta t_{\text{teş tablo}} = 1.1$ ihmal edildi

Adınlatmadan gelen ısı kazancı (diğ er yatak odalarıyla aynı)

$$Q = 327 \text{ Watt}$$

60 Watt fan coil vantilatörü

İnsanlardan duyulur - gizli ısı kazançları

$$Q_d = 126 \text{ Watt}$$

$$Q_g = 106 \text{ Watt}$$

İnfiltrasyon havasının getirdiğ i duyulur gizli ısılar

$$V = 2.5 \times 3.5 \times 0.9 \times 2.9 = 22.8 \text{ m}^3 / \text{h}$$

$$Q_d = V \times 0.29 \Delta t = 22.8 \times 0.29 \times 8.5 = 56 \text{ kcal/h} = 65 \text{ Watt}$$

$$Q_g = V \times 0.716 \times DX = 22.8 \times 0.716 \times 3 = 48 \text{ kcal/h} = 57 \text{ Watt}$$

Tavandan Isı Kazancı

Saat 12 için

$$\Delta t_{\text{teş tablo}} = 11.1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_1 = (k_{t_{\text{dış}}} - k_{t_{\text{iç}}}) - 8$$

$$\Delta t_2 = (T_{\text{gündüz}} - T_{\text{gece}}) - 11$$

$$\Delta t_1 = 1.5 \text{ } ^\circ \text{C}$$

$$\Delta t_2 = 1.8 \text{ } ^\circ \text{C}$$

$$\Delta t_{\text{hes}} = \text{Deş}_{\text{tablo}} + \Delta t_1 - 0.5\Delta t_2$$

$$\Delta t_{\text{hes}} = 11.1 + 1.5 - (0.5) \times (1.8) = 10.7 \text{ } ^\circ \text{C}$$

$$A = 3.8 \times 9.2 = 34.96 \text{ m}^2$$

$$Q = 34.96 \times 0.54 \times 10.7 = 202 \text{ kcal/h} = 234 \text{ Watt}$$

$$\text{ODI} = 1989 \text{ Watt}$$

$$\text{OGI} = 163 \text{ Watt}$$

%5 artırım

$$\text{ODI} = 2088 \text{ Watt}$$

$$\text{OGI} = 171 \text{ Watt}$$

Batı Yönü 14, 15 No'lu odalar

23 Temmuz 16⁰⁰ pik yük. Pencerelerden kazanılan maks. güneş rad. $q = 516 \text{ W/ m}^2$

$$A = 3.6 \text{ m}^2$$

$$Q = 516 \times 3.6 \times 0.78 = 1449 \text{ Watt}$$

Dış dizayn şartlarında düzeltme

$$KT = 37 - 1.5 = 35.5 \text{ } ^\circ \text{C}$$

$$YT = 24 - 0 = 24 \text{ } ^\circ \text{C}$$

Pencerelerden konveksiyon yolu ile kazanılan ısı

$$Q = 3.6 \times 2.8 \times (35.5 - 26) = 96 \text{ kcal/h} = 111 \text{ watt}$$

Duvarlardan ısı kazancı

Batı duvarı

Açık renk

$$\Delta t_{\text{hes}} = 4.4 \text{ } ^\circ \text{C}$$

$$\Delta t_1 = 1.5 \text{ } ^\circ \text{C}$$

$$\Delta t_2 = 1.8 \text{ } ^\circ \text{C}$$

$$\Delta t_{\text{hes}} = \text{Deş}_{\text{tablo}} + \Delta t_1 - 0.5\Delta t_2$$

$$\Delta t_{\text{hes}} = 4.4 + 1.5 - (0.5) \times (1.8) = 5 \text{ } ^\circ \text{C}$$

$$Q = 14.1 \times 0.7 \times 5 = 50 \text{ kcal/h} = 58 \text{ Watt}$$

Kuzey duvarı Açık renk

$$\Delta t_{\text{teş tablo}} = 3.3 \text{ } ^\circ \text{C}$$

$$\Delta t_1 = 1.5 \text{ } ^\circ \text{C}$$

$$\Delta t_2 = 1.8 \text{ } ^\circ \text{C}$$

$$\Delta t_{\text{teş hes}} = \Delta t_{\text{teş tablo}} + \Delta t_1 - 0.5\Delta t_2$$

$$\Delta t_{\text{teş hes}} = 3.3 + 1.5 - (0.5) \cdot (1.8) = 3.9 \text{ } ^\circ \text{C}$$

$$Q = (3.8 \times 3.00) \times 0.7 \times 5 = 50 \text{ kcal/h} = 39 \text{ Watt}$$

Adınılatmadan gelen duyulur ısı kazancı

$$Q_d = 327 \text{ Watt}$$

Fan coil vantilatörü 62 Watt

İnsanlardan duyulur - gizli ısı kazancı

$$Q_d = 126 \text{ Watt}$$

$$Q_g = 106 \text{ Watt}$$

İnfiltrasyon havasının getirdiği duyulur gizli ısı kazancı

$$Q_d = 125 \text{ Watt}$$

$$Q_g = 87 \text{ Watt}$$

Saat 16⁰⁰ için

Tavandan kazanılan ısı

$$\Delta t_{\text{teş tablo}} = 23.3 \text{ } ^\circ \text{C}$$

$$\Delta t_1 = 1.5 \text{ } ^\circ \text{C}$$

$$\Delta t_2 = 1.8 \text{ } ^\circ \text{C}$$

$$\Delta t_{\text{teş hes}} = \Delta t_{\text{teş tablo}} + \Delta t_1 + 0.5\Delta t_2$$

$$\Delta t_{\text{teş hes}} = 23.3 + 1.5 + (0.5)(1.8) = 23.9 \text{ } ^\circ \text{C}$$

$$A = 3.8 \times 7.8 = 29.64 \text{ m}^2$$

$$Q = 29.64 \times 0.54 \times 23.9 = 382 \text{ kcal/h} = 444 \text{ Watt}$$

14 No'lu oda

$$\text{ODI} = 2702 \text{ Watt}$$

$$\text{OGI} = 193 \text{ Watt}$$

% 5 artırım

$$\text{ODI} = 2837 \text{ Watt}$$

$$\text{OGI} = 203 \text{ Watt}$$

15 No'lu oda

$$\text{ODI} = 2741 \text{ Watt}$$

$$\text{OGI} = 193 \text{ Watt}$$

% 5 artırım

$$\text{ODI} = 2878 \text{ Watt}$$

$$\text{OGI} = 203 \text{ Watt}$$

Doğu yönü 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 23 No'lu odalar

$$\text{pik yük } 23 \text{ Temmuz } 8^{\text{00}} \text{ } q = 516 \text{ W/m}^2$$

$$A = 2.7 \text{ m}^2$$

$$f = 0.78 \text{ (iç tarafta krem renk perde yarı kapalı)}$$

$$Q = 516 \times 2.7 \times 0.78$$

$$Q = 1087 \text{ Watt}$$

Dış dizayn şartlarında düzeltme

$$KT = 37 - 8.7 = 29.3 \text{ } ^\circ \text{C}$$

$$YT = 24 - 2 = 22 \text{ } ^\circ \text{C}$$

Pencereden konveksiyon yoluyla ısı kazancı

$$Q = 2.7 \times 2.8 \times (29.3 - 26) = 25 \text{ kcal/h} = 29 \text{ Watt}$$

Duvarlardan ısı kazancı

Doğu duvarı

Açık renk

$$\Delta t_{\text{teş tablo}} = 1.1 \text{ } ^\circ \text{C}$$

$$\Delta t_1 = (29.3 - 26) - 8 = -4.7 \text{ } ^\circ \text{C}$$

$$\Delta t_2 = 12.8 - 11 = 1.8 \text{ } ^\circ \text{C}$$

$$\Delta t_{\text{tes hes}} = \Delta t_{\text{teş tablo}} + \Delta t_1 + 0.5 \Delta t_2$$

$$\Delta t_{\text{hes}} = 1.1 - 4.7 - 0.5 = -4.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Kuzey Duvarı

$$\Delta t_{\text{tablo}} = -1.1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{\text{hes}} = -6.9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Güney duvarı

$$\Delta t_{\text{tablo}} = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{\text{hes}} = -5.6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Doğu Duvarı

$$A = 3.8 \times 3.20 - 2.7 = 9.46 \text{ m}^2$$

$$Q = 9.46 \times 0.7 \times (-4.5) = -29 \text{ kcal/h} = -35 \text{ Watt}$$

Kuzey Duvarı

$$A = 6.6 \times 3.20 = 21.1 \text{ m}^2$$

$$Q = 21.1 \times 0.7 \times (-6.9) = -102 \text{ kcal/h} = -118 \text{ Watt}$$

Güney Duvarı

$$Q = 21.1 \times 0.7 \times (-5.6) = -83 \text{ kcal/h} = -96 \text{ Watt}$$

Adınlatmadan gelen duyulur ısı kazancı

$$Q_d = 327 \text{ Watt}$$

Fan coil vantilatörü 62 Watt

İnsanlardan duyulur - gizli ısı kazancı

$$Q_d = 126 \text{ Watt}$$

$$Q_g = 106 \text{ Watt}$$

İnfiltrasyon suretiyle mahale giren dış havanın getirdiği ısı

$$V = 22.8 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Q_d = 22.8 \times 0.29 \times 3.3 = 22 \text{ kcal/h} = 25 \text{ Watt}$$

$$Q_g = 22.8 \times 0.716 \times (3) = 49 \text{ kcal/h} = 57 \text{ Watt}$$

Tavandan ısı kazancı

Saat 8⁰⁰ için

$$\Delta t_{\text{ş tablo}} = 3.3 \text{ } ^\circ \text{C}$$

$$\Delta t_1 = -4.7 \text{ } ^\circ \text{C}$$

$$\Delta t_2 = 1.8 \text{ } ^\circ \text{C}$$

$$\Delta t_{\text{ş hes}} = -2.3 \text{ } ^\circ \text{C}$$

$$A = 9.2 \times 7.8 = 34.9 \text{ m}^2$$

$$Q = 34.9 \times 0.54 \times (-2.3) = -43 \text{ kcal/h} = -50 \text{ Watt}$$

ODA NO	ODI (watt)	OGI (watt)	% 5 Artırım	
			ODI (watt)	OGI (watt)
17	1488	163	1562	171
18	1571	163	1650	171
19	1571	163	1650	171
20	1571	163	1650	171
21	1571	163	1650	171
22	1571	163	1650	171
23	1510	163	1586	171

Koridor havalandırması, koridorda saatte 3 değişim yapılmıştır.

Koridorda (+) basınç meydana getiriliyor. Camlardan infiltrasyonla ısı kaybı ihmal edilmiştir. Koridorda pencere üstlerinde 3 adet 300 m³/h kapasiteli aspiratör vardır.

Koridoro üflene taze havanın 900 m³/h 'lik miktarı bu aspiratörlerle dışarı atılıyor. Geri kalan hava miktarı tabii olarak (pencerelerden, merdivenlerden) çıkışa bırakılmıştır.

Otel odalarında iki kişi olduğunu düşünerek, 100 m³/h taze hava verilmektedir. Taze hava 100 m³/h. Aspiratörlerle dışarı atılmaktadır.(banyolardan)

Toplam taze hava miktarı :

Yatak odaları : 23 x 100 = 2300 m³/h dir.

Koridor : 1220 m³/h

Toplam : 3520 m³/h dir

Santral Kapasitesi :

Santral hava debisi % 10 emniyetle 3900 m³/h alındı.

Psikrometrik diyagramdan faydanılarak ısıtıcı, soğutucu serpantinlerin ve nemlendirme hücresinin kapasitelerini hesaplayalım.

Isıtıcı serpantin :

1. ısıtıcı serpantin

$$Q = V \times 0.31 \times \Delta t$$

$$Q_1 = 3900 \times 0.31 \times (24 - 0) \\ = 28080 \text{ kcal/h}$$

2. ısıtıcı serpantin

$$Q_2 = 3900 \times 0.31 \times (21 - 13.2) \\ = 9126 \text{ kcal/h}$$

Nemlendirme Hücresi:

$$m_b = m_{kh} \times DX$$

$$m_b = 1.22 \times 3900 \times (7.2 - 3) = 19.98 \text{ kg/h}$$

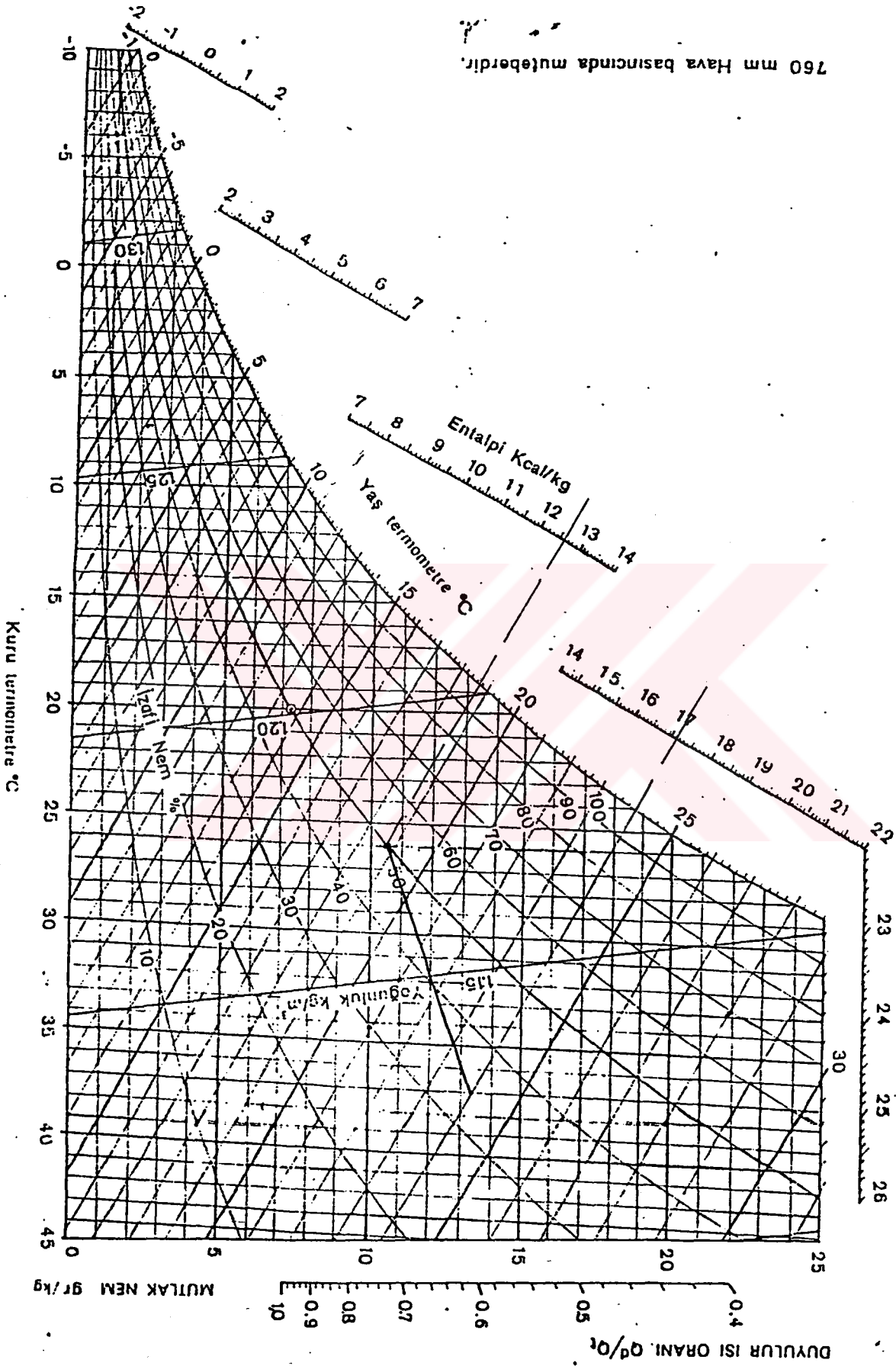
(Havuz tipi hava yıkayıcı)

Soğutucu Serpantin :

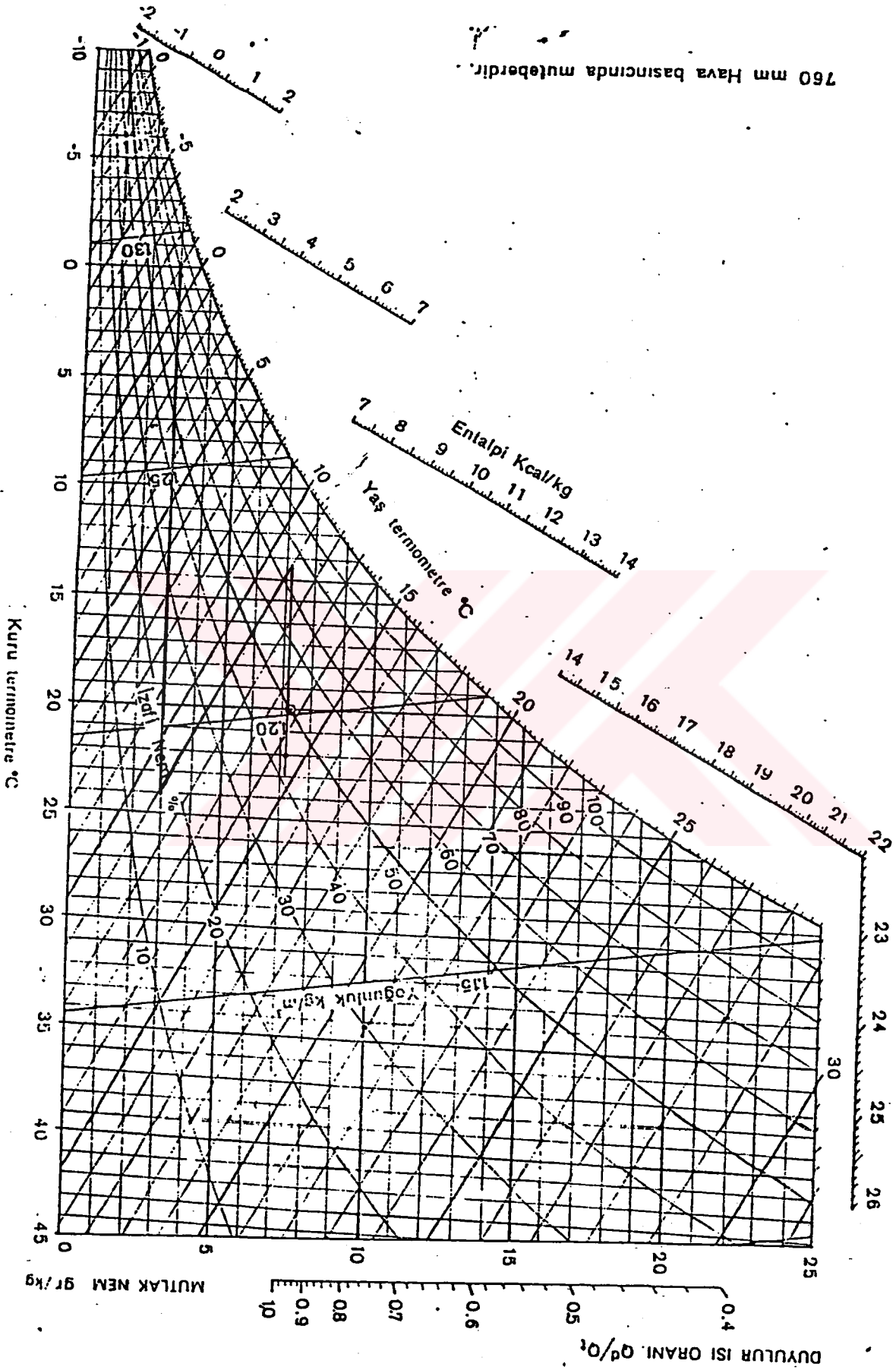
$$Q = m_{kh} \times Dh$$

$$Q = 3900 \times 1.22 \times (17.1 - 12.5) = 20433 \text{ kcal/h}$$

760 mm Hava basincında mülbeberdir.



760 mm Hava Basıncında Mütberdir.



OTEL FAN COIL ÜNİT SEÇİMİ

ODA NO	HESAP EDİLEN ISI KAZANCI			SEÇİLEN CİHAZ SOĞUTMA YÜKÜ		HESAP EDİLEN ISI KAYBI (kcal/h)	CİHAZ ISITMA KAPASİTESİ (kcal/h)	CİHAZ ADI
	DI (Watt)	GI (Watt)	TOPLAM (Watt)	DI (Watt)	TOPLAM (Watt)			
1	2088	171	2259	2111	3010	1201	3837	ASAS-2
2	2088	171	2259	2111	3010	789	3837	ASAS-2
3	2088	171	2259	2111	3010	789	3837	ASAS-2
4	2088	171	2259	2111	3010	789	3837	ASAS-2
5	2088	171	2259	2111	3010	789	3837	ASAS-2
6	2088	171	2259	2111	3010	789	3837	ASAS-2
7	2088	171	2259	2111	3010	789	3837	ASAS-2
8	2088	171	2259	2111	3010	789	3837	ASAS-2
9	1708	203	1911	2111	3010	1188	3837	ASAS-2
10	1623	203	1826	2111	3010	998	3837	ASAS-2
11	1623	203	1826	2111	3010	998	3837	ASAS-2
12	1683	203	1886	2111	3010	998	3837	ASAS-2
13	2088	171	2259	2111	3010	980	3837	ASAS-2
14	2837	203	3040	3016	4309	1162	5081	ASAS-3
15	2878	203	3081	3016	4309	1253	5081	ASAS-3
16	1562	171	1733	2111	3010	822	3837	ASAS-2
17	1650	171	1821	2111	3010	822	3837	ASAS-2
18	1650	171	1821	2111	3010	822	3837	ASAS-2
19	1650	171	1821	2111	3010	822	3837	ASAS-2
20	1650	171	1821	2111	3010	822	3837	ASAS-2
21	1650	171	1821	2111	3010	822	3837	ASAS-2
22	1650	171	1821	2111	3010	822	3837	ASAS-2
23	1586	171	1757	2111	3010	1253	3837	ASAS-2
TOPLAM	44192	4125	48317	50363	71828	21308	90738	

NOT : 1- CİHAZ SOĞUTMA KAPASİTESİ 6°C SU GİRİŞ SICAKLIĞI İÇİN SEÇİLMİŞTİR.

2- ISITMA KAPASİTESİ SU GİRİŞ SICAKLIĞI 70 °C KABULÜ İLE HESAPLANMIŞTIR

ISI KAYBI HESABI												Sayfa		1			
Tesisin Adı :.....Otel.....												Kat					
												Tarih					
Yapı Bileşeni			Alan Hesabı					Isı Kaybı Hesabı				Zamlar					
İşaret	Yön	Kalınlık	Uzunluk	Yükseklik veya Genişlik	Toplam Alan A_0	Miktar	Çıkarılan Alan	Hesaba Giren Alan A	Isı İletim Katsayısı k	Sıcaklık Farkı $Δt$	Zamsız Isı Kaybı Q_0	İşletme Z_0	Kat Yükseklik Z_w	Yön Z_h	Toplam Z_0	Toplam Isı İhtiyacı $Q_h = Q_I + Q_E$	
																	cm
2 No'lu yatak odaları 20° C																	
CP	G		1.5	1.8	2.7	1	-	2.7	2.8	20	152						
DD	G		3.8	3.20	12.16	1	2.7	9.46	0.7	20	133						
Tav.					34.96	1	-	34.96	0.54	19	358						
643																	
7																	
-																	
-5																	
1.02																	
656																	
133																	
789																	
3 No'lu yatak odaları 20° C																	
4 No'lu yatak odaları 20° C																	
5 No'lu yatak odaları 20° C																	
6 No'lu yatak odaları 20° C																	
7 No'lu yatak odaları 20° C																	
8 No'lu yatak odaları 20° C																	
13 No'lu yatak odaları 20° C																	
(2 -3 - 4 - 5 - 6 - 7 - 8 - 13 No'lu yatak odaları aynı ısı kaybı)																	

Yapı Bileşeni		Alan Hesabı						Isı Kaybı Hesabı					Zamlar				Sayfa	5
ISI KAYBI HESABI																	Kat	
Tesisin Adı :.....Otel.....																	Tarih	
Yön	Kalınlık	Uzunluk	Yükseklik veya Genişlik	Toplam Alan A _o	Miktar	Çıkarılan Alan	Hesaba Giren Alan A	Isı İletim Katsayısı k	Sıcaklık Farkı Dt	Zamsız Isı Kaybı Q _o	İşletme Z _o	Kat Yükseklik Z _w	Yön Z _h	Toplam Z _o	Toplam Isı İhtiyacı Q _h =Q _i +Q _E			
cm	m	m	m	m ²	Ad	m ²	m ²	$\frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}}$	°C	$\frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$	%	%	%	1 + %	$\frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$			
14 No'lu yatak odaları 20° C																		
P	B	1	1.8	1.8	2	-	2.7	2.8	20	202								
)	B	5.9	3.20	17.7	1	3.6	14.1	0.7	20	198								
v.				29.64	1	-	29.64	0.54	19	304								
										704	7	-	-	1.07	753			
															227			
															980			
$Q = 2 \times (2.5 \times 3 \times 0.9 \times 0.84 \times 20)$																		

ISI KAYBI HESABI

Tesisin Adı :.....Otel.....

Sayfa 8
Kat
Tarih

Yapı Bileşeni		Alan Hesabı				Isı Kaybı Hesabı					Zamlar				Toplam Isı İhtiyacı $Q_h = Q_i + Q_E$	
İşaret	Yön	Kalınlık	Uzunluk	Yükseklik veya Genişlik	Toplam Alan A_o	Miktar	Çıkarılan Alan	Hesaba Giren Alan A	Isı İletim Katsayısı k	Sıcaklık Farkı Dt	Zamsız Isı Kaybı Q_o	İşletme Z_o	Kat Yükseklik Z_w	Yön Z_h		Toplam Z_o
17 No'lu yatak odaları 20° C																
Çp	D		1.5	1.8	2.7	1	-	2.7	2.8	20	152					
D	D		3.8	3.20	12.16	1	2.7	9.46	0.7	20	133					
iv.					34.96	1	-	34.96	0.54	19	359					
											644	7	-	-	1.07	689
Q = 2.5 x 3.5 x 0.9 x 0.84 x 20																
																133
																822
18 No'lu yatak odaları 20° C																
																822
19 No'lu yatak odaları 20° C																
																822
20 No'lu yatak odaları 20° C																
																822
21 No'lu yatak odaları 20° C																
																822
22 No'lu yatak odaları 20° C																
																822
(17 -18 - 19 - 20 - 21 - 22 No'lu yatak odaları aynı ısı kaybına sahip)																

											Sayfa		9			
											Kat					
											Tesisin Adı :.....Otel.....		Tarih			
Yapı Bileşeni		Alan Hesabı					Isı Kaybı Hesabı				Zamlar				Toplam Isı İhtiyacı	
İşaret	Yön	Kalınlık	Uzunluk	Yükseklik veya Genişlik	Toplam Alan A_o	Miktar	Çıkarılan Alan	Hesaba Giren Alan A	Isı İletim Katsayısı k	Sıcaklık Farkı Δt	Zamsız Isı Kaybı Q_o	İşletme Z_o	Kat Yükseklik Z_v	Yön Z_h		Toplam Z_o
		cm	m	m	m^2	Ad	m^2	m^2	$\frac{Kcal}{m^2 \cdot h \cdot ^\circ C}$	$^\circ C$	$\frac{Kcal}{h}$	%	%	%	1 + %	$\frac{Kcal}{h}$
							Koridor $15^\circ C$									
P	K		1.5	2	3	1	-	3	2.8	18	151					
D	K		2	3.20	6.40	1	3	3.40	0.7	18	43					
P	G		1.5		34.96	1	-	34.96	0.54	19	358					
D	G		2	3.20	6.40	1	3	3.40	0.7	18	43					
P	B		1.5	2	3	1	-	3	2.8	18	151					
D	B		2	3.20	6.40	1	3	3.40	0.7	18	43					
v					150	1	-	150	0.54	17	1377					
											1959	7	-	-	1.07	2096

KANAL DİRENÇ HESABI

PROJE ADI		OTEL			BAĞLANDIĞI CİHAZ			YAPAN	TARİH	
HAVALI-SULU SİSTEM					KLİMA SANTRALI					
PARÇA NO	HAVA DEBİSİ	ESDEĞER ÇAP	KANAL ÖLÇÜLERİ	HAVA HIZI	UZUNLUK	SÜRTÜNME DİRENCİ	BASINÇ DÜŞÜŞÜ	ÖZEL DİRENÇ KAYBI	TOPLAM BASINÇ KAYBI	AÇIKLAMALAR
	Qh m ³ /h	mm	A x B mm x mm	V m/s	L m	R mmSS/m	R x L mmSS	Z mmSS	L x R x Z mmSS	
1	3520	45	950 x 200	6.5	3	0.1	0.3	1.28		
2	1820	35	525 x 200	5.3	27	0.1	2.7	2.6		
3	1720	35	525 x 200	4.7	2.5	0.09	0.25	0.14		
4	1565	33	525 x 180	4.7	2	0.08	0.16	--		
5	1465	33	525 x 180	4.6	1	0.08	0.08	0.13		
6	1365	30	525 x 160	4.6	2	0.07	0.14	--		
7	1265	30	525 x 160	4.6	2	0.07	0.14	0.13		
8	1185	28	450 x 160	4.5	2.5	0.09	0.14	--		
9	1010	28	450 x 160	4.3	3.25	0.08	0.225	0.13		
10	910	26	400 x 150	4.3	2.5	0.08	0.26	0.13		
11	810	25	350 x 150	4.2	2.25	0.07	0.18	0.13		
12	655	23	300 x 150	3.7	3	0.09	0.27	--		
13	555	23	300 x 150	3.6	1	0.09	0.09	0.12		
14	455	23	300 x 150	3.4	2.25	0.07	0.16	--		
15	355	21	250 x 150	2.9	1	0.065	0.065	0.12		
16	255	21	250 x 150	2.6	2.25	0.05	0.2	0.11		
17	100	13.5	150 x 100	2.2	6.5	0.065	+ 0.5	+ 0.17		
							5.94	5.19		
						DÜZ KANAL KAYBI			5.94 mmSS	
						FİTTİNGS KAYBI			5.19 mmSS	
						MENFEZ BASINÇ KAYBI			2 mmSS	
						TAZE HAVA PANJURU			3 mmSS	
						FİLTRE			+ 4 mmSS	
									20.13 mmSS	
									SEÇİLEN 25 mmSS	

6.0 MALİYET VE SİSTEM SECİMİ

6.1 . Villa

6.1.1 Tamamen Sulu Sistem

<u>Fan coil unit</u>	<u>Adet</u>	<u>Birim Fiyat (DM/Ad.)</u>	<u>Toplam Fiyat (DM)</u>
ASAS 1	3	259	777
ASAS 2	1	287	287
ASAS 3	5	349	1745
ASAS 4	2	381	762
ASA 1	2	240	480
TOPLAM			4051

Kondenser Hava Soğutmalı Soğutma Grubu (Chiller)

Fan ünitelerin toplam soğutma yükleri = 36,865 Kcal/h

Diversite faktörü = 0.75

Artırım (boru kayıpları, pompa, fan kayıpları vb.) = 1.15

$Q_s = 36865 \times 0.75 \times 1.15 = 31.796 \text{ Kcal/h}$

Dış şartlar

KT = 38 °C

$t_1 / t_2 = 6/10$ (su çıkış/giriş sıcaklıkları)

Alarko firması kataloğundan

Mc Quary American

ALDRIGE tipi hava soğutmalı soğutma grubu seçildi

Cihaz kapasitesi

$Q_s = 52.9 \text{ KW} = 45494 \text{ Kcal/h}$

P(kompresör) = 14.8 KW

COP = 3.3

FİYAT = 13,530 \$ (Amerikan Doları)

6.1.2 Havalı - Sulu Sistem

<u>Fan coil unit</u>	<u>Adet</u>	<u>Birim Fiyat (DM/Ad.)</u>	<u>Toplam Fiyat (DM)</u>
ASAS 1	2	259	518
ASAS 2	3	287	861
ASAS 3	6	349	2094
ASA 1	2	240	480
TOPLAM			3953

Primer Hava Santrali

20 mmSS

1800 m³ / h

1. ısıtıcı serpantin = 13,375 kcal/h

2. ısıtıcı serpantin = 4479 kcal/h

3. soğutucu serpantin = 13.280 kcal/h

Nemlendirici $m_b = 10214$ kg/h

(Havuz tipi hava yıkayıcı)

Filtre

$$F = 1800 / (3600 \times 1) = 0.5 \text{ m}^2$$

Seçilen cihaz Alarko

KS - 10 klima santrali

Vantilatör : SKV 10/10 - 945 devir/dakika - 1800 m³/h

Elektrik motoru : 1450 devir/dakika

$$N = 0.5 \text{ KW}$$

1. ısıtıcı serpantin = 14000 kcal/h (bakır boru alüminyum kanal serpantin)

2. ısıtıcı serpantin = 5000 kcal/h “ “ “ “ “

3. soğutucu serpantin = 14000 kcal/h “ “ “ “ “

Fiyat : 4200 DM (Alman Markı)

Kondenseri Hava Soğutmalı Soğutma Grubu

Fan coil unit -----	33465 kcal/h
Primer hava santrali -----	14000 kcal/h
TOPLAM	47465 kcal/h
Diversite Faktörü	0.75
Artırım	% 15

$$Q_s = 47465 \times 0.75 \times 1.15 = 40980 \text{ kcal/h,}$$

Dış şartlar

$$KT = 38 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_1 / t_2 = 6/10 \text{ (su çıkış/giriş sıcaklıkları)}$$

Seçilen cihaz

Alarko firması kataloğundan

Mc Quary American

ALDRIGE tipi hava soğutmalı soğutma grubu seçildi

Cihaz kapasitesi

$$Q_s = 52.9 \text{ KW} = 45494 \text{ Kcal/h}$$

$$P(\text{ kompresör }) = 14.8 \text{ KW}$$

$$\text{COP} = 3.3$$

$$\text{FİYAT} = 13,530 \text{ \$ (Amerikan Doları)}$$

6.1.3 Tamamen Havalı Sistem

Klima Santrali

Vantilatör

$$7100 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$20 \text{ mmSS}$$

Aspiratör

$$15 \text{ mmSS}$$

5012 m³/h

Isıtıcı Serpantin 29104 kcal/h

Soğutucu serpantin 59552 kcal/h

Filtre

$F = 7100 / (3600 \times 1) = 1.97 \text{ m}^2$

Nemlendirme $m_b = 10 \text{ kg/h}$

(Havuz tipi hava yıkayıcı)

By-pass havası debisi 834 m³/h

Seçilen cihaz

KS - 12 (ALARKO)

Vantilatör : RDV - 315

3000 devir/dakika

7100 m³/h

Elektrik motoru : 3000 devir/dakika

N = 4 KW

Aspiratör : SKV - 12/12

705 dev/dakika

Elektrik motoru : 1450 devir/dakika

N = 0.75 KW

Isıtıcı serpantin : 30000 Kcal/h

Soğutucu serpantin : 60000 Kcal/h

Nemlendirme hücresi havuz tipi hava yıkayıcı

Seçilen pompa karakteristikleri

$V_p = 5 \text{ m}^3/\text{h}$

H = 2500 mSS

n = 2900 devir/ dakika

N = 2.2 KW

Fiyatı = 8950 DM

Kondenseri Hava Soğutmalı Soğutma Gurubu

$$Q_s = 60000 \times 1.15 = 69000 \text{ kcal/h}$$

Dış şartlar

$$KT = 38 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_1 / t_2 = 6/10 \text{ (su çıkış/giriş sıcaklıkları)}$$

Seçilen cihaz ALR 028 E (Alarko)

$$Q_s = 83 \text{ KW (71380 kcal/h)}$$

$$P(\text{ kompresör }) = 23.4 \text{ KW}$$

$$\text{COP} = 3$$

$$\text{Fiyat} = 18180 \text{ \$ (Amerikan Doları)}$$



6.1.4 Direkt Genleşmeli (Split Klima) Sistem

Tablo 6.1 Villa Split Klima Cihazları

Mahal No	Toplam Soğutma (watt)	Seçilen Cihaz Soğutma Yüğü (watt)	Cihaz Tipi	Fiyatı (TL)
Z01	11269	13055	AUT-45R	493.668.000
Z02	1804	2604	ASK-qRS-RD	129.936.000
Z04	2939	3300	ASK-12-RS-RD	146.616.000
Z05	1441	3300	ASK-12-RS-RD	146.616.000
101	6115	6760	ASK-24-RS-RD	228.288.000
102	3087	3300	ASK-12-RS-RD	146.616.000
103	2882	3300	ASK-12-RS-RD	146.616.000
104	1067	2640	ASK-qRS-RD	129.936.000
			TOPLAM	1.415.670.000

6.1.5 Villa Sistem Seçimi

Villa için ilk seçtiğimiz sistem tamamen havalı sistemdir. Bunun için tek zonlu merkezi bir klima santrali düşünüldü. Soğutma yükü için bina mimarisine göre maksimum güneş radyasyonu 24 Ağustos 8⁰⁰ hesaplandı. Bu seçim Z01 ve 101 salonları, ve koridorlar için uygun bir değerdir. Fakat diğer bölümler için pik yük. farklı zamanlarda olmaktadır (Farklı yönler bakan penceresi olması nedeniyle). Bu bölümlerin tek zonlu merkezi santral kullanarak ani ısı kazancı karşılanmamaktadır. Birinci çözüm ise (havalı sistemler içinde kalarak) iki ayrı merkezi klima santrali kullanmaktır. Birinci merkezi klima santrali Z01, 101 ve koridorların klimatizasyonu için, ikinci merkezi klima santrali ise, diğer bölümlerin klimatizasyonunu yapmak için kullanılmalıdır. Bu ise yatırım ve işletme maliyetlerini arttırır.

İkinci çözüm, VAV (variable air volume) sistemi kullanmaktır. Bu da maliyeti arttırır. Ayrıca VAV sisteminin hesapları merkezi klima santralına göre biraz daha komplekstir.

Havalı sistemlerde, merkezi klima santrallerinde karşılaşılan problemlerden biriside hava miktarlarının istenilen bölümlere tayin edilen miktar kadar gönderilmesinde kanal basınç kaybı dengelenmesinin iyi yapılamaması sonucu problemler meydana gelmektedir.

Tamamen havalı sistemler ile mahallere gönderilecek hava ısıtılabilir, soğutulabilir, nemlendirilebilir, nemi alınabilir ve filitrelenebilir. Ayrıca mahallere taze hava verme imkanı vardır.

İkinci sistem olarak tamamen sulu sistem düşünüldü. Bu sistemde fan coil unit cihazı ile mahaldeki hava ısıtılıyor ve soğutuluyor. Fan coil unit cihazı ile taze hava alma imkanı vardır. Yaz şartlarında havanın nemi alınır fakat, kış şartlarında nem kontrolü yapılamamaktadır. Değişik tiplerde imal edilen bu cihazlar yerleşim açısından kolaylık sağlar. Oda termostatı yardımıyla kullanılmayan bölümlerdeki cihaz fanları durdurulabilir, sıcaklık kontrolü yapılabilir. Bu da enerji tasarrufu sağlar.

Villa için üçüncü sistem olarak, havalı - sulu sistem üzerinde çalışıldı. Fan coil unit cihazı ile mahal havasının ısıtma ve soğutma işlemi yapılır. Primer hava santrali ile, taze hava temin edilir. Santral ortama gönderilecek havayı istediğimiz şartlara getirebilir.

Böylece mahallerde kış ve yaz şartlarında nem kontrol edilmiş olur.

Villa için dördüncü sistem split klima cihazı (direkt genleşmeli sistemler) düşünülmüştür. Bu cihaz ile mahal havasının soğutulması ve filitrelenmesi uygundur. Çünkü bu cihazların ısıtma kapasiteleri dış şartlar 7 °C KT , 6 °C YT 'ye göre dizayn edilmiştir. Soğuk havalarda ısınmada problem olabilir. Bu cihazlar ile yaz şartlarında mahal havasının nem kontrolü de yapılabilir. Kanal tipi split klima cihazları ile ortama taze hava temin edilebilir. Piyasada mevcut olan multi sistemler (bir dış üniteye birden fazla iç ünitenin bağlanması) ile dış ünitenin mimari görüşü bozması engellenebilir. Diğer sistemlere göre tesisat montajı basit, yatırım maliyeti ve işletme maliyeti düşüktür.

Split klima cihazlarının en önemli avantajlarından biriside kullanılan mekanların klimatizasyonu basit işçilik ve tesisat ile yapılabilir.

Buradaki örnek villamızda Z01 ve 101 salonları sürekli kullanılan mahaller olabileceğinden ekonomik açıdan sadece bu bölümlerin split klima cihazı kullanılarak yaz şartları için klimatizasyonu yapılması uygundur.

Bu örnek villamızda çok zonlu klima sistemlerinin kullanılması ekonomik açıdan uygun değildir.

6.2 Restorant

6.2.1 Tamamen Havalı Sistem :

Klima Santrali

Vantilatör

9750 m³/h

40 mmSS

Aspiratör

25 mmSS

7700 m³/h

Isıtıcı Serpantin 38768 kcal/h

Soğutucu serpantin 64350 kcal/h

Nemlendirme $m_b = 14$ kg/h

(Havuz tipi hava yıkayıcı)

Seçilen cihaz KS - 15 (Alarko)

Vantilatör : RDV - 355

2760 devir/dakika

9750 m³/h

Elektrik motoru : 3000 devir/dakika

N = 5.5 KW

Aspiratör : SKV - 15/15

720 dev/dakika

Elektrik motoru : 1450 devir/dakika

N = 2.2 KW

Isıtıcı serpantin : 39000 Kcal/h

Soğutucu serpantin : 65000 Kcal/h

Nemlendirme hücresi havuz tipi hava yıkayıcı

Seçilen pompa karakteristikleri

$$V_p = 6 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$H = 2500 \text{ mSS}$$

$$n = 2900 \text{ devir/ dakika}$$

$$N = 2.2 \text{ KW}$$

$$\text{Fiyatı} = 10,000 \text{ DM}$$

Kondenseri Hava Soğutmalı Soğutma Gurubu

$$Q_s = 65000 \times 1.15 = 74750 \text{ kcal/h}$$

Dış şartlar

$$K_T = 38 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_1 / t_2 = 6/10 \text{ (su çıkış/giriş sıcaklıkları)}$$

Seçilen cihaz ALR 030 E (Alarko)

$$Q_s = 97 \text{ KW (83437 kcal/h)}$$

$$P(\text{ kompresör }) = 29.1 \text{ KW}$$

$$\text{COP} = 2.9$$

$$\text{Fiyat} = 19,300 \text{ \$ (Amerikan Doları)}$$

6.2.2 Havalı Sulu Sistem

$$\text{ASAS - 5 tipi fan coil unit (Alarko)} \quad 5 \times 569 = 2845 \text{ DM}$$

Primer Hava Santralleri (% 100 dış hava)

$$3000 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$25 \text{ mmSS}$$

$$\text{I. Isıtıcı Serpantin} \quad 26935 \text{ kcal/h}$$

$$\text{II.Isıtıcı Serpantin} \quad 8081 \text{ kcal/h}$$

$$\text{Soğutucu serpantin} \quad 15717 \text{ kcal/h}$$

Nemlendirme $m_b = 18 \text{ kg/h}$

(Havuz tipi hava yıkayıcı)

Seçilen cihaz KS - 10 (Alarko)

Vantilatör : SKV - 10/10

1335 devir/dakika

3000 m³/h

Elektrik motoru : 1450 devir/dakika

N = 0.75 KW

1. ısıtıcı serpantin = 27000 kcal/h

2. ısıtıcı serpantin = 8100 kcal/h

3. soğutucu serpantin = 16000 kcal/h

Nemlendirme hücresi havuz tipi hava yıkayıcı

Seçilen pompa karakteristikleri

$V_p = 6 \text{ m}^3/\text{h}$

H = 2500 mSS

n = 2900 devir/ dakika

N = 2.2 KW

Fiyatı = 4200 DM

Kondenseri Hava Soğutmalı Soğutma Gurubu

$Q_s = (5 \times 7620 + 16000) \times 1.15 = 62215 \text{ kcal/h}$

Dış şartlar

KT = 38 °C

$t_1 / t_2 = 6/10$ (su çıkış/giriş sıcaklıkları)

Seçilen cihaz ALR 028 E (Alarko)

$Q_s = 83 \text{ KW (71380 kcal/h)}$

P(kompresör) = 23.4 KW

COP = 3

Fiyat = 18,180 \$ (Amerikan Doları)

Bu restorantta havalı - sulu sistem veya tamamen havalı sistem kullanılabilir. Tamamen havalı sistem yatırım ve işletme maliyeti havalı sulu sisteme göre biraz fazladır. Mimari duruma bakılarak ikisi sistemden biri tercih edilebilir.

Restorantlarda taze hava temini konfor için önemlidir. Bu nedenle bu iki sistem üzerinde çalışılmıştır.



6.3 Otel Klima Sistemi

Oteller genellikle çok katlı mimari tarzında yapırlar ve yatak odalarının dışında, istihbarat, balo salonu, gece kulübü, restoran, yemek ve kahvaltı salonları gibi yan hacimleri mevcuttur ki bunların iklimlendirilmesinin ayrı olarak müteala edilmesi gerekir. Yatak odalarının iklimlendirilmesinde çoğunda fan coil unit sistemi kullanılmakta ve soğuk iklimlerde bu cihazlar pencere kenarına (tercihen altına), daha ılık kışı olan iklimlerde ise banyo veya oda giriş boşluğu tavanına konulmaktadır. Yatak odalarının tuvalet / banyo ünitesinde $100 \text{ m}^3 / \text{h}$ civarında bir egzost sağlanması gerekmektedir. Fan coil unit'lerle birlikte merkezi bir cihazdan hava kanalları ile iklimlendirilmiş dış taze hava yatak odalarına getirilerek hem odanın taze hava ihtiyacı hem de tuvalet egzostunun iklim havası sağlanmış olmaktadır. Soğuk iklimlerde banyo için ilave ısıtıcı konulması gerekebilir.

Otellerin diğer hacimlerinde (Balo, kulüp, restoran, vs.) en uygun sistem merkezi santrallı (tercihen her müstakil hacim için ayrı cihaz) tüm hava sistemi olup bunlar genellikle yüksek oranda dış taze hava kullanılmayı gerektirirler.

Otel yatak odaları için mahal havasını soğutma amacıyla pencere tipi split klima cihazları da kullanılabilir. Bu cihazlarla ortam havasının nemini almak ta mümkündür. Fakat bu tip split klima cihazları mimari görünüşü bozduğu gibi sesli çalışırlar. Bu nedenle tercih etmemekte yarar vardır.

7.0 TARTIŞMA VE SONUÇLAR

Klima sistem seçiminde düşünülmesi gereken noktalardan birincisi, kliması yapılacak binanın bulunduğu yörenin coğrafi ve iklimsel koşullarıdır. Sistem seçiminde etkiyen faktörlerden biride kliması yapılacak binanın (yerin) kullanım maksadıdır. Mimari projenin de izin verdiği ölçüde ekonomik sistem tasarımı yapılmalıdır.

Klima sistemlerinin karşılaştırılması aşağıda ki tablolarla gösterilmiştir.



Tablo 7.1 Tamamen havalı, tamamen sulu ve havalı - sulu sistemlerin karşılaştırılması

	AÇIKLAMA	Enerji Temini			
		Tamamen Havalı	Tamamen Sulu	Havalı Sulu	
Dizayn Özellikleri	Gerekli Alan	Küçük		X	
		Orta			
		Büyük			
Enerji Tüketimi	Doğal soğutmadan faydalanma olanağı	İyi	X		
		Orta			
		Kötü		X	
	Isı geri kazanılma olanağı	İyi	X		
		Kötü		X	
Montaj İşletmeye alma ve Bakım	Hava filtrasyonu	İyi	X		
		Kötü		X	
		İyi			
		Kötü			
Maliyet	Servis olanağı	Tatminkar		X	
		Orta		X	
		Düşük		X	
	İlk yatırım maliyeti	Orta			X
		Yüksek	X		
		Düşük		X	
İşletme maliyeti	Orta			X	
	Yüksek	X			
	Düşük		X		
İstenen şartlara ayarlama	Hava değişimi olanağı	Var	X		
		Yok		X	
İstenen şartlara ayarlama	Nem Alma ve nemlendirme olanağı	Var	X		
		Yok		X	

Tablo 7.2 Tek ve çok zonlu sistemlerin karşılaştırılması

	AÇIKLAMA	Zon Sayısı	
		Bir	Birden fazla
Dizayn özellikleri	Gerekli alan	Küçük X	Büyük X
Mühendislik ve uyg.	Mühendislik hesapları	Basit X	Kompleks X
Maliyet	İlk yatırım maliyeti	Düşük X	Yüksek X
		Düşük X	Yüksek X
İstenen şartlara ayarlama	Bağımsız ayarlama imkanı	Var X	Yok X

Tablo 7.3 . Kanalsız, bir kanallı ve iki kanallı sistemlerin karşılaştı

	AÇIKLAMA	Kanal Sayısı		
		Kanalsız	1	2
Dizayn özellikleri	Gürültü problemi	Önemsiz		
		Orta	X	X
	Gerekli alan	Küçük	X	
		Orta		X
Mühendislik ve uyg.	Estetik	Büyük		X
		İyi		X
	Orta	X		
	Var		X	
Tek ve çok zonlu sistemlerin karşılaştırılması	Çok odalı sistemlere uygunluk	Yok	X	
		Önemsiz		X
	Hava sirkülasyonu problemi	Orta	X	
		Evet		X
Montaj ve işletmeye alma	Oda dışına monte edilirmi ?	Hayır	X	
		Basit	X	
	Montaj	Normal		X
		Karmaşık		X
Maliyet	İlk yatırım maliyeti	Düşük	X	
		Orta		X
	İşletme maliyeti	Yüksek		X
		Orta	X	X
		Yüksek		X

Tablo 7.4. Alçak ve yüksek basınçlı sistemlerin karşılaştırılması

	AÇIKLAMA	Sistem		
		Alçak Basınçlı	Yüksek Basınçlı	
Dizayn Özellikleri	Gürültü Problemi	Önemsiz	X	
		Önemli		X
	Gerekli Alan	Küçük		X
		Büyük	X	
		Düşük	X	
Sızdırma	Yüksek		X	
	Basit	X		
Mühendislik ve uyg.	Kanal Hesapları	Karmaşık		X
		Düşük	X	
	Tablo 7.2 Tek ve çok zonlu sistemlerin karşılaştırılması	Yüksek		X
		Orta		
		Yüksek		X
Kalite	İstenilen Fan Kalitesi	Yüksek		X
		Düşük	X	
Maliyet	Kanal Maliyetleri	Yüksek		X
		Kolay	X	
İstenen Şartlara Ayarlama	Hava Miktarı Kontrolü			X
		Zor		

Tablo 7.5 . Merkezi şartlandırılmalı ve şartlandırılmamasız sistemlerin karşılaştırılması

	AÇIKLAMA	Merkezi Hava Şartlandırma			
		Yok	Kısmen	Var	
Dizayn Özellikleri	Gürültü				
	İç ünite için gerekli alan	Orta	X	X	
		Küçük			X
Dizayn Özellikleri	Hava kanalları için gerekli alan	Orta	X		
		Büyük	X		
		Küçük			
		Orta	X		
		Büyük			X
		Büyük			X
		Bir tane		X	
		Birden fazla	X		
		İyi	X		
		Tatminkar		X	
Enerji Tüketimi	Daha sonra yapılabilecek değişikliklere uygunluk	Zayıf		X	
		Düşük			X
		Orta		X	
		Yüksek	X		
		İyi			X
Montaj ve İşemeye Alma	Tabii soğutmadan faydalanma olanağı	Zayıf	X	X	
		Çok iyi			X
		İyi		X	
		Tatminkar	X		
		Düşük			X
Maliyetler	Filtre sistemlerinin kalitesi	Orta		X	
		Yüksek	X		
		Evet	X		
		Kısmen		X	
		Hayır			X
İstlenen Şartlara Ayarlama	Çok odalı tesisler için işletme maliyeti bağımsız olarak hesaplanabilir mi ?	Var	X		
		Kısmen		X	
		Yok		X	
İstlenen Şartlara Ayarlama	Çok odalı sistemlerde her bir olayı bağımsız ayarlama imkanı	Var	X		
		Kısmen		X	
		Yok		X	
İstlenen Şartlara Ayarlama	Odadan gelen ısıtma - soğutma ihtiyacına hemen uyum sağlama	Var			
		Kısmen	X		

KAYNAKLAR

1. 1. Aybers N. , 1978, “ Isıtma Havalandırma ve İklim Tesisleri ”
2. Bilge M. , 1985, Klima Tekniği Ders Notları
3. Ertem H. , 1994, “ İklimlendirme ve Soğutma Sistemleri”, TMMOB Seminer Notları
4. Humbaracı İ. , 1983, “ Isıtma , Havalandırma ve Sıhhi Tesisat ” , Cilt 2
5. Köktürk U. , 1973, “ Isıtma, Havalandırma ve İklimlendirme Tekniği ” , Cilt 1
6. Köktürk U. , 1975, “ Pratik Havalandırma Tesisleri Kılavuzu ” , Cilt 1
7. Köktürk U. , 1976, “ Pratik Havalandırma Tesisleri Kılavuzu ” , Cilt 2
8. Onat K. , 1985 , “İklimlendirme”
9. Özkol N. , 1981, “ İklimlendirme ”
10. Sak İ. , 1992, “ Isıtma - Havalandırma”, TMMOB Seminer Notları
11. Yücel T. , 1988, “ Soğutma Tekniği ve Klima ”
12. Zorkun M. E. , Ardıç A. R. , 1980, “ Soğutma Tekniği ve Klima ”

ÖZGEÇMİŞ

Doğum Tarihi : 7 Ağustos 1967

Doğum Yeri : Bolu

Eğitim : 1982 - 1986 Kartal Teknik Lisesi

1986 - 1991 İ.T.Ü. Sakarya Müh.Fak.

Makina Müh. Bölümü

1992 - ... Y.T.Ü. Fen B.E. Makina Müh. Böl.

Isı proses Programı

