

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**OTOBÜSLERDE HAVALANDIRMA ve KLİMA
SİSTEMLERİNİN İNCELENMESİ**

**TC. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ**

Makine Müh. Serdar Gökhan APAYDIN

**FBE Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Isı Proses Programında
Hazırlanan**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Doç. Dr. Eyüp AKARYILDIZ

Doç. Dr. Dürrüye Bilge

Y. Doç. Dr. Nurten Jander

İSTANBUL, 2002

128026

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	vi
KISALTMA LİSTESİ.....	ix
ŞEKİL LİSTESİ.....	x
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xii
ÖNSÖZ.....	xiii
ÖZET.....	xiv
ABSTRACT.....	xv
1. GİRİŞ.....	1
1.1 İlk Uygulamalar.....	2
2. KLİMA DONANIMI.....	3
2.1 Klima.....	3
2.2 Sürüş Emniyeti.....	4
2.3 Sıcaklık.....	5
2.4 Nem.....	6
2.5 Havalandırma.....	8
2.6 Hava Akış Hızı.....	9
2.7 Kontrol.....	9
2.8 Filtre Teknikleri.....	10
3. SOĞUTUCU AKIŞKANLAR.....	12
3.1 Soğutucu Akışkan Hakkında Temel Bilgiler.....	12
3.2 Soğutucu Akışkan Miktarı.....	12
3.3 Soğutucu Akışkanların Atmosfere Etkileri.....	13
3.4 Soğutucu Akışkan R134a.....	14
3.5 Yağlayıcılar ve Soğutucu Akışkan.....	14
3.5.1 Yeni Araçlarda.....	14
3.5.2 Eski Araçlarda.....	15
4. SOĞUTMA TEKNİĞİ.....	16
4.1 Temel Bilgiler.....	16
4.2 Soğutma Çevrimi.....	16
4.3 Soğutma Teorisi.....	16
4.4 Soğutma Devreleri.....	17
4.5 Tek Kademeli Soğutma Devreleri.....	17
4.5.1 Geri Isıtma Sistemi.....	18
4.6 Soğutma Devresi Hesabı.....	19

4.7	Yenilikler	27
4.7.1	Isı Değiştiricileri	28
5.	SOĞUTUCU AKIŞKAN DOLAŞIMI	29
5.1	Kompresör	29
5.1.1	Fiziksel Boyutlar	30
5.1.2	Hız Aralığı	30
5.1.3	Tork Gereklilikleri	30
5.1.4	Kompresör Tahriki	30
5.2	Kondanser	30
5.3	Kurutucu Filtre	32
5.4	Termostatik Genleşme Supabı (TXV)	33
5.4.1	Soğutucu Akışkan Değişikliğinde Genleşme Supabı Ayarı	34
5.4.2	Tüm Genleşme Valfleri İçin Yeni Tip Seçim Yönetmi	35
5.5	Kontrol Penceresi	35
5.6	Soğutucu Madde Toplama Tüpü	36
5.7	Basınca Duyarlı Şalter	36
5.8	Manüel Kesme Valfi	36
5.9	Evaporatör	37
6.	EKİPMAN YERLEŞİM KRİTERLERİ	38
6.1	Dizayn Yaklaşımları	39
7.	OTOBÜS KLİMA SİSTEMLERİNİN PROJE ESASLARI	41
7.1	Otobüs Kliması	41
7.1.1	Hava Dağıtım Sistemleri	41
7.1.2	Donanım Yerleri	41
7.1.3	Tahrik	42
8.	OTOBÜS HAVA ŞARTLANDIRMASI	44
8.1	Isı Yüğü	44
8.2	İç Hava Konfor Özellikleri	44
8.3	Simülasyon Uygulması	45
8.4	Oluşturulan Modelde Yapılan Kabuller	46
9.	ÇEŞİTLİ ISI YÜKLERİ	47
9.1	Solar Radyasyon	47
9.2	Yolcu Bölümünün İçi ve Dışı Arasındaki Sıcaklık Farkı Üzerine Isı Geçişinin Etkisi	47
9.3	Hava Şartlandırıcı Üfleyici Motorundan Kazanılan Isı	47
9.4	Yolcuların Isı Emisyonu	48
9.5	Havalandırmayla Kaybedilen Isı	48
10.	ISI YÜKÜNE ETKİ EDEN KARAKTERİSTİK DEğERLERİN İNCELENMESİ	49
10.1	Taşıt Gövdesinin Solar Radyasyon Soğuruculuğu	49
10.2	Solar Radyasyon İçin Camın Karakteristik Değerleri	50
10.3	Yolcu ve Motor Kabini Arasındaki Isı İletimi	51
10.4	Taşıt Gövdesinin eőitli Parçalarındaki Isı Transfer Katsayısı	51

10.4.1	Duran Aracın En Dış Yüzeyindeki Isı Transfer Katsayısı.....	51
10.4.2	Araç Hareket Halindeyken Aracın Dış Yüzeylerindeki Isı Transfer Katsayısı	51
10.5	Camın İç Yüzeyindeki Isı Transfer Katsayısı	52
11.	OTOBÜS İÇİN HESAPLAMALAR	53
11.1	Solar Radyasyon Isı Yüğü	53
11.1.1	Güneş ile Dünya Arasındaki Temel Açılar.....	54
11.1.2	Güneşlenme Açıları	56
11.2	Otobüsün Çatısından Gelen İstımın Tayini.....	58
11.2.1	Araç Hareketsizken	58
11.2.1.1	Sacın Siyah Boyalı Olması Durumu.....	58
11.2.1.2	Sacın Beyaz Boyalı Olması Hali	60
11.2.2	Araç Sabit Hızda Giderken	60
11.2.2.1	Siyah Renk İçin	60
11.2.2.2	Beyaz Renk İçin	60
11.3	Yan Gövdelerden Yolcu Bölmesine Geçen Solar Radyasyon Miktarı	60
11.3.1	Araç Hareketsizken	61
11.3.2	Araç Sabit Hızda Giderken	61
11.3.3	Camlardan Gelen Solar Radyasyon Isı Yüğü	61
11.3.3.1	Yan Camlardan Gelen Solar Radyasyon Miktarı.....	62
11.3.3.2	Arka Camdan Gelen Solar Radyasyon	62
11.3.3.3	Ön Camdan Gelen Solar Radyasyon	63
11.3.4	Döşemeden Konveksiyonla Gelen Isı.....	63
11.3.5	Motor Bölümünden Yolcu Bölümüne Geçen Isı Yüğü	64
11.3.6	Yolculardan Gelen Isı Yüğü	64
11.3.7	Havalandırmayla Alınan Isı	65
11.3.8	Fan Motorundan Gelen Isı	65
11.3.9	Toplam Isı Yüğü.....	66
12.	PSİKOMETRİK DİYAGRAMDA HAVA ŞARTLANDIRMASININ GÖSTERİLEREK HESAPLARIN YAPILMASI	67
13.	SOĞUTMA DEVRESİNİN HESABI	69
14.	SONUÇLAR	74
15.	ÖNERİLER	75
	KAYNAKLAR	76
	EKLER	77
Ek 1	Soğutucu Akışkanların Karakteristik Değerleri	77
Ek 2	Düzeltilme Faktörü.....	78
Ek 3	Düzeltilme Faktörü (R134a)	79
Ek 4	R134a Çabuk Seçim Tablosu	80
Ek 5	Soğutucu Akışkan Özellikleri (R134a).....	81
Ek 6	Soğutucu Akışkan Özellikleri (R22)	82
Ek 7	Soğutucu Akışkan lnP-h Diyagramı (R22).....	83
Ek 8	Soğutucu Akışkan lnP-h Diyagramı (R134a)	84

Ek 9	Psikometrik Diyagram	85
Ek 10	Soğutucu Akışkan Devresinin Elemanları	86
Ek 11	Otobüs Boyutları	87
ÖZGEÇMİŞ	88



SİMGE LİSTESİ

a	Soğuruculuk	
a_B	Gövdenin soğuruculuğu	
a_{Bi}	İç parçaların soğuruculuğu	
a_g	Camın soğuruculuğu	
A_a	Hava tarafındaki kanatların ve boruların yüzey alanı	m^2
A_r	Soğutucu akışkan tarafındaki kanatların ve boruların yüzey alanı	m^2
c	Özgül ısı	$j.kg^{-1}.K^{-1}$
c_p	Sabit basınçta özgül ısı	$j.kg^{-1}.K^{-1}$
d	Kalınlık	m
d_s	Deklinasyon açısı	
D	Dış Hava	
F	Alan	m^2
G	Sistemdeki akışkan miktarı	$kg.h^{-1}$
h	Entalpi	W/kg
h_a	Diyagramda a noktasındaki entalpi	W/kg
h_b	Diyagramda b noktasındaki entalpi	W/kg
h_d	Diyagramda d noktasındaki entalpi	W/kg
h_i	İç havanın entalpisi	W/kg
I	Solar radyasyon	$W.m^{-2}$
I_D	Direkt solar radyasyon	$W.m^{-2}$
I_N	Normal doğrultusunda gelen solar radyasyon	$W.m^{-2}$
I_Y	Yatay doğrultuda gelen solar radyasyon	$W.m^{-2}$
K	Toplam ısı transfer katsayısı	$W.m^{-2}.K^{-1}$
l	Enlem açısı	
M	Isı kapasitesi	$j.K^{-1}$
P_k	Kondanserde yoğuşurma basıncı	bar
P_1	Evaporatörde buharlaşma basıncı	bar
Q	Isı yükü	W
Q_e	Toplam ısı kazancı	W
Q_d	Duyulur ısı	W
Q_k	Kondanser yoğuşurma kapasitesi	W
Q_y	Kompresör pompalama ısısı	W
Q_0	Buharlaştırıcının ısı kapasitesi	W
Q_v	Havalandırma ile gelen ısı kazancı	W

Q_E	Gizli ısı	W
Q_P	Yolculardan gelen ısı yükü	W
Q_B	Otobüs dış gövdesinin ısı kazancı	W
Q_{Bi}	Otobüs iç parçalarının ısı kazancı	W
Q_E	İçten yanmalı motorun bulunduğu mahalden gelen ısı	W
Q_M	Üfleyici motordan kazamlan ısı	W
V_T	Toplam hava miktarı	$m^3.h^{-1}$
V	Toplam silindir hacmi	m^3
V_{s0}	Silindir ölü hacmi	m^3
V_{s1}	Her strokta içeri alınabilen teorik soğutucu akışkan buharının teorik hacmi	m^3
V_b	Üst ölü noktada sıkışan soğutucu akışkan buharının genişleme hacmi	m^3
V_h	Kompresör süpürme hacmi	m^3
V_c	P_1 basıncında V_b hacminde özgül hacim	$m^3.kg^{-1}$
V_d	P_k basıncında V_{s0} hacminde özgül hacim	$m^3.kg^{-1}$
T	Sıcaklık	$^{\circ}C$
T_0	Dış hava sıcaklığı	$^{\circ}C$
T_B	Dış gövdenin sıcaklığı	$^{\circ}C$
T_{Bi}	İç parçaların sıcaklığı	$^{\circ}C$
T_E	İçten yanmalı motorun bulunduğu bölümdeki sıcaklık	$^{\circ}C$
T_C	Bagaj bölümünün sıcaklığı	$^{\circ}C$
T_i	İç hava sıcaklığı	$^{\circ}C$
W_y	Kompresörde mekanik sıkıştırma işi	kW/HP
W_t	Teorik güç	kW/HP
W_p	Pratik güç	kW/HP
w_1	Saat açısı	
z	Zaman	dakika
Z	Kompresör silindir adedi	
α	Konveksiyon ısı transfer katsayısı	$W.m^{-2}.K^{-1}$
α_a	Hava tarafındaki kanatçığın ısı transfer katsayısı	$W.m^{-2}.K^{-1}$
α_r	Soğutucu akışkan tarafındaki borunun ısı transfer katsayısı	$W.m^{-2}.K^{-1}$
α_i	Camın iç yüzeyindeki ısı transfer katsayısı	$W.m^{-2}.K^{-1}$
β	Geliş açısı	
γ	Yansıtıcılık	
γ_B	Camın yansıtıcılığı	
η_i	İndike verim	

η_m	Mekanik verim	
η_v	Volümetrik verim	
η_{tp}	Termik pompalama verimi	
λ	Isıl iletkenlik	$W.m^{-1}.K^{-1}$
v_a	İç mahal hava hızı	$m.s^{-1}$
ξ	Azimuth açısı	
ψ	Zenith açısı	
ρ	Havanın yoğunluğu	$kg.m^{-3}$
φ	İzafi nem	
τ	Geçirgenlik	
τ_g	Camın geçirgenliği	



ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1 Arzu edilen sıcaklık dağılımına bir örnek	5
Şekil 2.2 Grafikselsel metot	5
Şekil 2.3 Nümerik analiz metot sonucu	6
Şekil 2.4 Geri ısıtma sistemli sonuçlar	7
Şekil 2.5 Nem kontrolü	7
Şekil 2.6 İç hava analiz örneği	8
Şekil 2.7 Havalandırma örneği	9
Şekil 3.1 Yıllara göre soğutucu akışkan kullanımının azalması	13
Şekil 4.1 Soğutma devresi (InP-h diyagramı)	18
Şekil 4.2 Geri ısıtma sistemi	19
Şekil 4.3 Kompresör P-V diyagramı	22
Şekil 4.4 Gerçek soğutma çevrimi	24
Şekil 4.5 Emme sıcaklığına göre termik pompalama verimi (η_{ip})	26
Şekil 4.6 Isı değiştiricelerin tarihsel gelişimi	28
Şekil 5.1 Otobüs soğutma çevrimi elemanları	29
Şekil 5.2 Kompresör	32
Şekil 5.3 Kurutucu filtre	33
Şekil 5.4 Termostatik genleşme supabı (TXV)	34
Şekil 5.5 Genleşme valfleri için yeni tip seçim yöntemi	35
Şekil 5.6 Soğutma çevriminde evaporatör	37
Şekil 6.1 Bir otobüsün etrafındaki basınç dağılımı	38
Şekil 6.2 Şehir içi yolcu otobüsünde ekipman yerleşimi	39
Şekil 6.3 şehirler arası yolcu otobüsünde ekipman yerleşimi	40
Şekil 8.1 Simülasyon uygulaması	45
Şekil 10.1 Boyalı plakanın solar radyasyon soğuruculuğu ölçme seti	49
Şekil 10.2 Boyalı plakanın solar radyasyon soğuruculuğu ölçüm sonucu	50
Şekil 11.1 Dünya ile atmosfer arasındaki ısı balansı	54
Şekil 11.2 Enlem, saat açısı, ve güneş deklinasyonu	55
Şekil 11.3 Zenith, geliş ve Azimuth açılarının açıklaması	57
Şekil 11.4 Dünya üzerindeki bir nokta ile güneş açıları arasındaki ilişki	57
Şekil 11.5 Araç çatısını oluşturan malzemelerin özellikleri	58
Şekil 11.6 Çatıdan gelen solar radyasyon ısı yükü ve sıcaklık değişimi	59
Şekil 11.7 Yan yüzey sıcaklık ve ısı değişimi	61
Şekil 11.8 Taban malzemeleri ve kalınlıkları	63

Şekil 11.9 Motor bölümü ile yolcu bölümü arasındaki malzemelerin kalınlıkları.....	64
Şekil 12.1 Psikometrik diyagramda havanın havanı şartlandırılması.....	68
Şekil 13.1 R134a lnP-h diyagramı.....	69
Şekil 13.2 R22 lnP-h diyagramı	70



ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 10.1 Çeşitli tip camların solar radyasyon karakteristikleri.....	50
Çizelge 11.1 Dikkate alınan aracın özellikleri	53
Çizelge 11.2 Güneş deklinasyonu ve zaman eşitliği	56
Çizelge 11.2 Çatıyı oluşturan malzemelerin özellikleri	58



ÖNSÖZ

Yüksek lisans tezi olarak sunulan bu çalışmada, otobüslerde uygulanan klima sistemlerinin etüdü ile proje esasları belirlenmiştir.

Tez çalışmamın her aşamasında yakın ilgi ve yardımlarını esirgemeyen, cesaret veren, teşvik eden değerli hocam Sayın Doç. Dr. Eyüp AKARYILDIZ'a, yoğun iş temposuna rağmen bana yardımcı olan Konvekta A.Ş. çalışanlarından Tonguç YALÇIN'a, Mercedes Benz Türk A.Ş. çalışanlarından Kamuran EFE'ye sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Üniversite tahsilim boyunca özveriyle iyi mühendisler yetiştirmek gayesinde olan, öğrendiğim her şeyi borçlu olduğum, kıymetli hocalarıma teşekkürlerimi ve en derin saygılarımı sunarım.



ÖZET

Bir şehirler arası yolcu otobüsünün ısı radyasyon kazancı, yolculardan gelen ısı yükü, havalandırma ısı yükü, üfleyici motorlardan gelen ısı yükü, motor kısmından iç mahale geçen ısı yükü kazanımlarını hesaba katan bir simülasyon uygulaması kullanılarak toplam ısı yükü bulunmuştur. Bu toplam ısı yükü kullanılarak ekipman seçimi yapılmıştır.

Soğutma sisteminde kullanılan ekipmanlar ayrıntılı olarak anlatılmıştır. R134a ve R22 soğutucu akışkanlarının lnP-h diyagramı yardımıyla seçilecek olan kompresörün özellikleri tayin edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Klima tasarımı hesaplamaları, otobüs klima sistemi, şehirler arası otobüs kliması, soğutucu akışkan R134a ve R22.



ABSTRACT

Total heat load of an interurban bus was amounted to a sum by a simulation that helps to estimate solar radiation heat load, passengers heat load, ventilation heat load, blower fans heat load and the amount flows from the motor cabin to inside of the bus.

Components of air-conditioning system was detailly described. The characteristics of compressor as determined separatly for refrigerant R134a and R22.

Keywords: design criteria of air-conditiner, calculations of design of an interurban bus airconditioner, refrigerant R134a and R22.



1. GİRİŞ

Modern ülkelerde bütünleşik ulaşım sistemlerinin bir arada kullanılması ve toplu taşıma ile mesafeler kat edilirken daha çok yolcu taşıyarak verimli bir ulaşım politikası geliştirilmesi önem kazanmıştır. Havayolu, denizyolu ve karayolu taşımacılığı yeni yüzyılda insanlığın zamanı verimli kullanmak için sarf ettiği azami çabanın göstergeleri olmuştur. Yolcu taşımacılığında en önemli etken yolcuların rahat ve konforlu bir ortamda seyahat etmeleridir. Dolayısıyla iç ortam şartlarını daha konforlu hale getirmek bir gereksinim olmuştur.

Yaşadığımız ve teneffüs ettiğimiz havanın, durumlarına bağlı olarak, sağlık için gerekli şartlara sahip olabilmesini temin eden cihazlara, (air-conditioner) klima cihazları denilmektedir. Yüzyıldan fazla bir süre önce çalışan ilk araç, hayretler içinde halka tanıtılmıştır. Teknik bir ustalık eseri olan bu araçtan başlayarak, araç teknolojisi, kesintisiz bir büyüme gerçekleştirmiştir. Bu arada araçlar dünya çapında, günlük hayatın doğal ve vazgeçilemeyen bir parçası olmuştur. Bugün modern araçlarda emniyet ve konfor doğal isteklerdir.

Araç klima sistemlerinin diğer klima sistemlerinden hiçbir farkı yoktur. Ana bileşenleri aynıdır. Araç klimalarında sıcaklık kontrolü, sık kullanılan iki sistem olan, kompresörün elektromanyetik kontrolü ve soğutucu akışkan kontrolüdür. Bir hava şartlandırıcı yolcu bölmesini belirli derecede sıcak rutubetli ve daha konforlu bir çevre yapmak için işletilir. Son zamanlarda taşıt yakıt ekonomisindeki gelişmelerle taşıtın tüm enerji harcamasına göre hava şartlandırıcı için izin verilebilen enerji harcaması düşürülmektedir. Bu nedendir ki yeni bir taşıt geliştirilirken, taşıtın yakıt ekonomisi ve taşıtın yolcu bölmesindeki konfor o taşıtın ticareti için önem taşımaktadır.

1.1 İlk Uygulamalar

Aslında bizler soğutma tekniğinin babası olarak Kail von Linde'ye sonsuz teşekkür borçluyuz. Münihli profesör 19. yüzyılın sonunda kendi soğutma makinesinde havayı sıkıştırma denemeleri yaparak ilk soğutma makinesini yapmıştır.

Bu makine bize buzdolabını, konforlu bir şekilde soğutulmuş odaları ve araç klima tekniğindeki gelişmeleri kazandırmıştır.

Araç içinde rahatsız eden hava sıcaklığını soğuk bir meltem ile giderme düşüncesi yeni değildir. Bu yönde 1927'de ilk konstrüksiyonlar macera olarak gerçekleşmiştir.

Bazı ülkelerde özellikle Amerika Birleşik Devletleri'nde iş bilir insanlar, buz kalıpları ile donatılmış soğutucu rafları, kamyonetlerin yük taşıma yerlerine koyarak soğutulan havayı bir vantilatörle sürücü kabininin içine üflediler. İlk klima donanımı uygulaması bu şekilde icat edilmiştir.

Amerika'lı otomobil üreticileri, örneğin Packard bu düşünceye hemen el atarak 1940 yılında ilk kez seri halde 1000 aracı klima donanımı ile donatmıştır. Aracın içinde biçimsiz soğutma kutularından küçük buz rafları bulunduğu için doğal olarak hava şartlandırma bu tarzıyla büyük bir ekonomik başarı elde edememiştir.

Sonraki dönemde klima donanımları, ilk olarak ikinci dünya savaşı şartlarından dolayı beklemeye alınmıştır. 50'li yılların ortalarında teknik gelişme o kadar ilerlemiştir ki , klima donanımının seri araç üretimine girmesi başlamıştır. Başlangıçta lüks bir eşya olarak, ama daha sonra “Güneş Devletleri ” olarak adlandırılan ülkelerde hızla vazgeçilmez bir donanım detayı olarak araçlarda kullanılmaya başlanmıştır (Hoorneman,1997).

2. KLİMA DONANIMI

2.1 Klima

Basit olarak ifade etmek gerekirse klima insan termik ortamından başka bir şey değildir. Burada hava sıcaklığı, havanın akış hızı, ısı taşınımı ve havanın nemi önemli faktörlerdir. Klima donanımının görevi, saf, insana hoş gelecek şekilde ısıtılmış ve nemi iyice alınmış kabin içi hava için sıhhi ve fizyolojik temel esasları sağlamaktır. Bu esnada aracın içindekilere güvenli ve gerilimsiz sürüşü , seyahati mümkün kılan bir rahatlık ve konfor duygusu sağlanır. Ne sürgülü tavan , nede açılmış pencere ile yapılan hava ayarlaması bu komplike görevi , tatmin edici şekilde başaramazlar.

Bu bağlamda otobüslerde hava şartlandırmasına olan talep git gide artmaktadır. Buğulu camlar ve rahatsız edici iç atmosfer şehirler arası otobüslerde klima sistemlerine daha fazla önemin verilmesinde ki önemli iki sebeptir. Daha fazla yolcunun otobüs ile seyahat edebilmesi için otobüs teknolojilerinin otomobil ve diğer toplu taşıma araçları ile rekabet edebilir bir düzeye gelmesi önemlidir. Bu yüzden iklimsel konfor otobüsle toplu taşımacılığı daha çekici hale getirebilecek bir faktör olacaktır. Bu konfor şartlarına ulaşılırken çevre ile dost teknolojilerin kullanılması ve sağlıklı ortam şartlarının göz önünde bulundurulması da önemli sosyal faktörlerdir.

Çoğu ülkede yüksek talep ve gelişmiş yerel piyasaların etkisi ile ürünlerde kayda değer gelişmeler olmaktadır. Japonya 1980'lerden bu yana otobüslerde klima uygulamalarında neredeyse %100 gibi bir başarıya ulaşmıştır. Japonya'da pazarın tüketicilerinin konfor beklentileri oldukça yüksek, ve üreticilerin (ki bu üreticiler her bir komponenti; örneğin, evaporatörleri, kompresörleri vb; kendileri ürettikleri için toplam sistem geliştiricileri olarak karakterize edilirler) bu beklentileri karşılayabilmekte oldukça başarılıdırlar.

Bazı ürün ve komponent gelişimleri göstermiştir ki bir otobüsün iklimsel sisteminde hava şartlandırılması sadece soğutma ile kısıtlanamaz. Nem giderme, dikey sıcaklık kontrolü ve havalandırma kontrolü otobüs taşımacılığının gelecekte en çok tercih edilen seçenek olmasına katkıda bulunacaklardır.

İklimsel konforun otobüslerde nasıl geliştirilebileceği sorusuna geçmeden evvel iklimsel konforun ne anlama geldiğinden bahsetmek yerinde olacaktır. Konfor fiziksel olarak iyi olma , ve iklim ise bir alanın hava koşulları olarak tanımlanabilir. Bu tanımlamalardan da

anlaşıldığı gibi iklimsel konfor incelenen spesifik olay ile direkt ilişkilidir. İklimsel konfor üzerine yapılan çoğu araştırma binalardaki yaşam koşullarının iyileştirilmesine yönelik olmaktadır. Bu yüzden daha spesifik konular üzerine yapılan araştırmalar yetersiz kalmaktadır.

İklimsel konforun en önemli parametreleri; sıcaklık, bağıl nem, hava akış hızı, havadaki koku, havalandırma ve ısı radyasyondur. Bu parametreleri uygun ölçülere getirmek için uygulanan mühendislik yaklaşımları ise ısıtma, soğutma, ve filtrelemedir (Tanahashi, 1997).

2.2 Sürüş Emniyeti

Sonbaharda ve kışın trafikte tehlikeli kör sürüşler çoğalır. İçeriden buğulanan araç camları sürücünün görüşünü perdeler. Bunun nedeni dışarıdaki sıcaklığın düşük olması ve yolcuların nefesiyle oluşan oldukça yüksek iç hava nemliliğidir. Nemli ve sıcak iç hava aracın camlarının soğuk yüzeylerine çarparak yoğunlaşır yani sıvılaşır. Otomobil klima donanımının kabin içindeki havanın nemini ayarladığı az bilinen bir durumdur. Fazla nem evaporatörde yoğunlaşır rölatif hava nemi %35-60 arasında kalır. Kabine gönderilecek havanın nemi kabine ulaşmadan nemi alınmış olur.

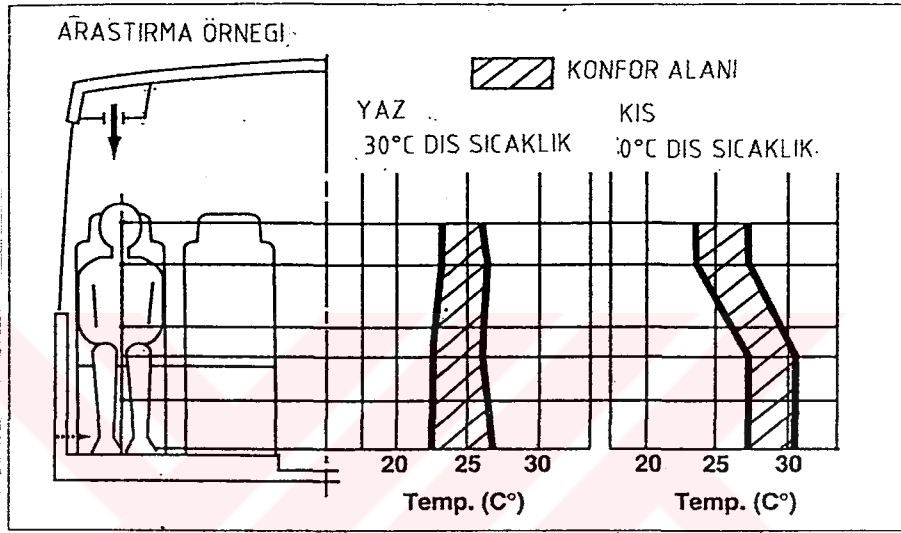
Böylece en uygunsuz şartlarda bile; yani yağmurdan ıslanmış camlar, kısa sürede buğulanmaktan kurtulur. Her zaman çepeçevre kusursuz bir görüş garanti edilir (Hoorneman, 1997).

2.3 Sıcaklık

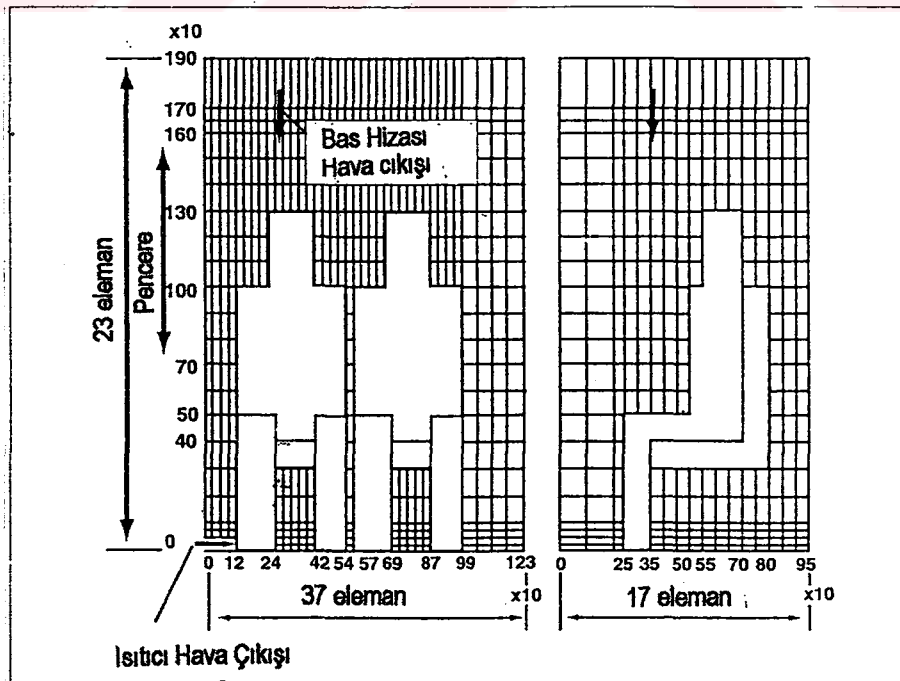
Taşıt iç sıcaklıkları ile ilgili birçok kaynak bulunmaktadır. Sonuçlar göstermiştir ki arzu edilen iç sıcaklık dış hava sıcaklığı ile doğrudan ilişkilidir. 15°C civarında bir dış hava sıcaklığı için iç sıcaklığın 21°C olması uygundur. Daha düşük dış hava sıcaklıklarında iç hava sıcaklığı artar. Hoorneman'a (1997) göre baş hizası ve ayak hizasında sıcaklıkların farklı olması gerekmektedir. Kışın kafa hizasında ki sıcaklık ayak mesafesindeki sıcaklığa nazaran daha düşük olmalıdır. Bu sıcaklık dağılımı 50 kişiden oluşan bir simülasyon aracında deneysel olarak elde edilmeye çalışılmıştır. Sonuçta otobüsün iç mahalinin tabanı ile tavanı arasında 7°C 'lik bir konfor sıcaklık farkı değeri elde edilmiştir.

Maalesef otobüsler için konfor sıcaklığını belirleyen spesifik veri bulunmamaktadır. Bundan dolayı Denso firması konfor seviyelerinin sıcaklık parametresine dayalı olarak elde edilmesi için deneyler yapmıştır. Deney dikey sıcaklık dağılımının tayin edilmesi üzerine yoğunlaşmıştır. Sonuçta yaz ve kış ayları için arzu edilen sıcaklık değerlerine ulaşılmıştır.

Kış mevsiminde ayak hizasındaki sıcaklık baş hizasındaki sıcaklıktan daha yüksek olmalıdır. Yazın ise 25° C sıcaklık konforlu iç ortam sıcaklığıdır. Bu termal konfor karakteristiklerinin tayininde bilgisayar destekli simülasyon uygulamaları yapılmış ve böylece çıkış parametreleri değerlendirilmiştir. Şekil 2.1 ve Şekil 2.2’ de gösterildiği gibi otobüsün yolcu koltuğunun bir kısmının ifade edilebilmesi için grafiksel bir metot uygulanmıştır. Kesin sonuçlara ulaşılabilmesi için bu model 3 boyutlu olarak tasarlanmış ve otobüs koltuk kısmı 1500 adet küçük parçaya ayrılmıştır.

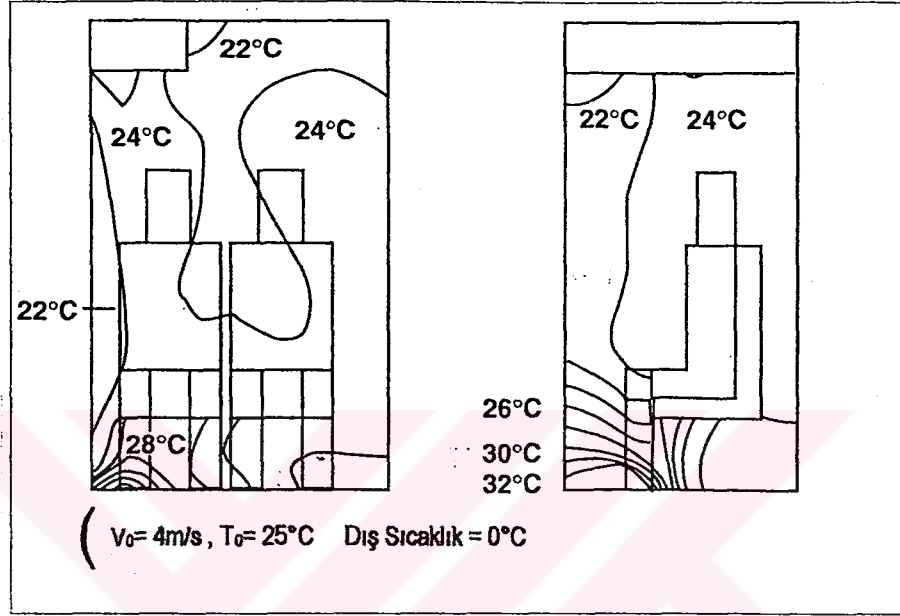


Şekil 2.1 Arzu edilen dikey sıcaklık dağılımına bir örnek (Hoorneman, 1997)



Şekil 2.2 Grafiksel metot (Hoorneman, 1997)

Çıkış parametreleri, hidrodinamik disiplinine nümerik analiz metotlarının uygulanması sonucu gerekli olan dikey sıcaklık dağılımı elde edilmeye çalışılmıştır. Bu çalışmaların bir örneği Şekil 2.3'de gösterilmiştir. Bu nümerik analiz metodu; üfleme menfezlerinin pozisyonunun, üfleme sıcaklığının, hava akış hızının, ayak hizasındaki ısıtıcı kapasitesinin tayini gibi daha bir çok sonucun elde edilmesi için kullanılmıştır.

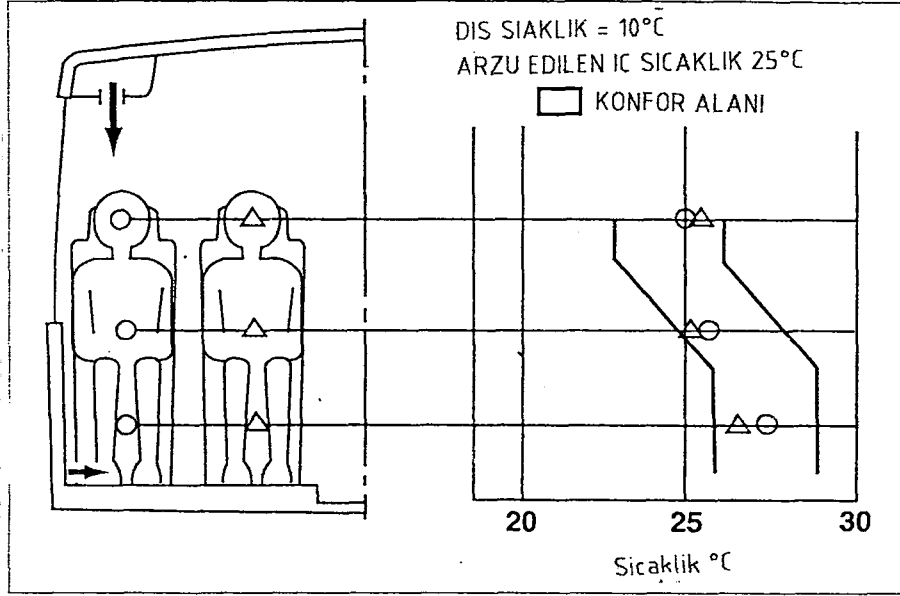


Şekil 2.3 Nümerik analiz metot sonucu (Hoorneman, 1997)

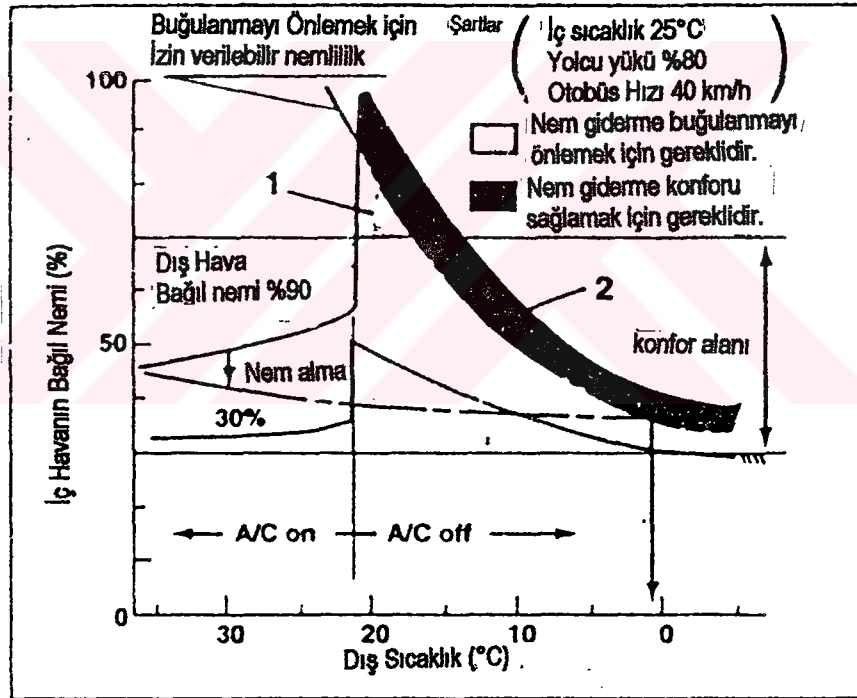
Kışın düşük dış hava sıcaklık değerlerinde kabin içi sıcaklık dağılımının yolculara rahatsızlık vermemesi için baş hizasındaki sıcaklığın ayak hizasındaki sıcaklıktan daha düşük olması gereklidir. Bu ise geri ısıtma sistemli hava şartlandırıcı ve ayak hizasında bir ısıtıcının uygulanması ile mümkündür. Bu uygulamanın bir sonucu Şekil 2.4'te gösterilmiştir (Hoorneman, 1997).

2.4 Nem

Otobüs içindeki bağıl nem, taze hava ile içeri alınan dış hava nemliliği ve yolculardan gelen nem ile ilişkilidir. Yolcular nefes alıp verme yoluyla otobüs içindeki bağıl nemi dışarıya verdikleri su buharı ile arttırmaktadırlar. Nem oranının kontrolünün konfor seviyelerinde tutulması camların buğulanmaması için önemlidir. Bu konu üzerine yapılan çalışmalarda belli bir konfor alanı belirlenmiştir. İç mahal neminin dış sıcaklık ile ilişkilendirilip camların buğulanmaması için uygulanması gereken nem giderme miktarı tayin edilmiştir. Sonuç Şekil 2.5'te gösterilmiştir.



Şekil 2.4 Geri Isıtma sistemli sonuçlar (Hoorneman, 1997)



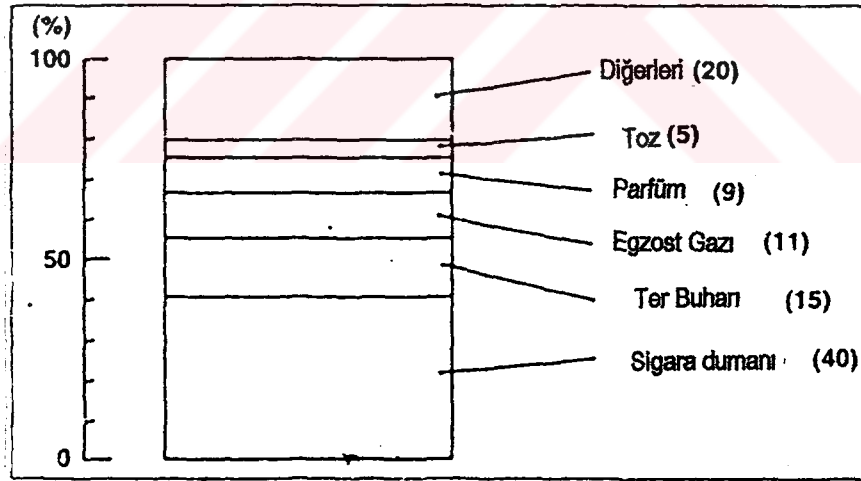
Şekil 2.5 Nem kontrolü (Hoorneman, 1997)

İki tane konforsuz alan belirtilmiştir. Alan 1: Eğer hava şartlandırıcı (A/C) kapalı ise , iç nem konfor şartı olan %70'in üzerine çıkmakta ve buda ıslak ve ağır bir hava hissi vermektedir. Alan 2 : Eğer hava şartlandırıcı (A/C) kapalı ise , camlarda buğulanma oluşmaktadır. Bu iki konforsuz alanı bertaraf edebilmek için nem giderme uygulaması gerekir. Aynı zamanda nem alma için, geri ısıtma sistemi de nemliliği arzu edilen seviyede tutmak için kullanılabilir. Bu genelde hava şartlandırıcının kapalı olduğu mevsimlerde geçerlidir. (sonbahar,kış,ve

ilkbahar).

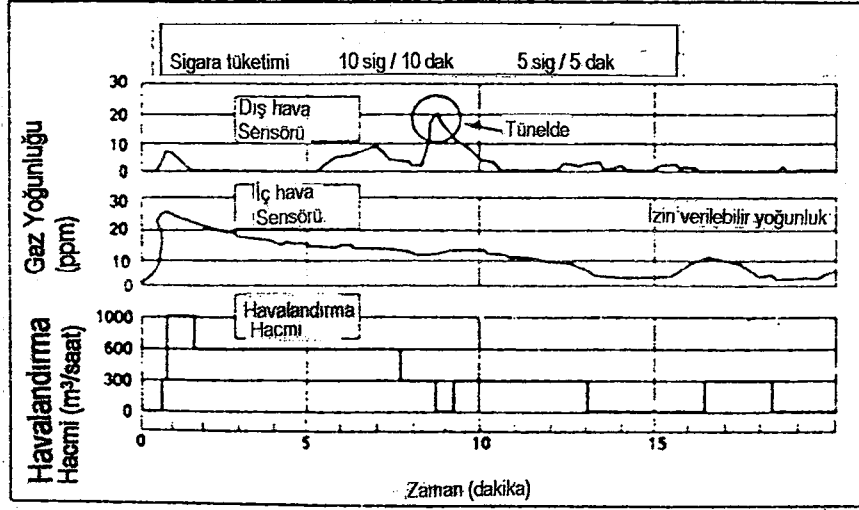
2.5 Havalandırma

Temiz ve sağlıklı bir hava ile çevrelenen bir ortam için en uygun olanı, ortama dış hava damperi kontrolü ile mümkün olduğu kadar fazla taze havanın alınmasıdır. Ama göz önünde bulundurulması gereken etkenlerden biri ekonomiklik olduğunda bahsi geçen uygulama verimsiz olmaktadır. Çünkü ne kadar çok taze hava alınırsa o kadar fazla şartlandırılacak hava anlamına gelir ki bu da yakıt tüketimini oldukça artırır. Bu yüzden taze hava miktarı ekonomiklik ve iklimsel konfor arasında bir denge oluşturabilecek şekilde kontrol edilmelidir. Taze hava kontrolünün yapılmasında ki diğer bir sebep ise; çoğu zaman dış havanın iç havaya nazaran daha kirli olmasıdır. Özellikle sanayii bölgeleri yakınlarında havanın daha fazla zararlı partikül içermesidir. Ne yazık ki günümüzde şehir merkezlerinde, endüstriyel alanlarda ve tünellerde atmosfer havası iç ortam havasından çoğu zaman daha kirli olmaktadır. Şekil 2.6'da bir otobüsün iç havasının analizi gösterilmektedir. Çoğu gaz CO_x sensörü ile hissedilebilir.



Şekil 2.6 İç hava analiz örneği (Hoorneman, 1997)

Otobüsün içinde ve dışında CO_x konsantrasyonu ölçülerek havalandırma miktarı ayarlanabilir. Bu şekil bir kontrol Şekil 2.7'de gösterilmiştir.



Şekil 2.7 Havalandırma kontrol örneği (Hoorneman, 1997)

2.6 Hava Akış Hızı

Hava hacmi iç sıcaklığı kontrol etmek için kullanılan bir araçtır. Hoorneman'a göre klima cihazı çalıştırdıktan sonra iç ortam sıcaklığının konfor sıcaklığına ulaşması havanın hacmine ve dış hava sıcaklığına bağlıdır.

DIN 1946 belirli sıcaklıklarda maksimum hava üfleme hızlarını belirleyen bir standarttır. Konforlu hava üfleme hızı belli bir değeri aşmamalıdır. Bunun sebebi insanlar hareket eden havayı durağan haldeki havadan daha soğuk hissederler. Bazı firmalar ortamı daha soğuk hissettirmek için havayı menfezlerden mahale daha hızlı gönderirler. Ancak araştırmalar göstermiştir ki 2,5 m/s' yi aşan hava hızları otobüs yolcularında baş ağrısı, yorgunluk gibi belirtilere sebep olmaktadır. Bundan dolayı arzu edilen iç sıcaklığa ulaşılması için hava hızı mümkün olduğu kadar düşük seviyelerde tutulmalıdır. Yolcu kendi isteği doğrultusunda da üzerine gelecek olan havanın doğrultusunu ve hızını tavanda bulunan nozüller yardımıyla ayarlayabilir (Hoorneman, 1997).

2.7 Kontrol

Geçmişte en büyük şikayetlerden birisi otobüs içindeki yatay sıcaklık farkı idi, bundan dolayı otobüs boyunca düzgün bir sıcaklık dağılımının elde edilmesi için büyük efor sarf edilmişti.

Otomobillerle karşılaştırıldığında otobüslerdeki kabin alanı daha büyüktür. Büyük kabin boşluğunda iç sıcaklığın homojenliğinin sağlanması zaman açısından daha geç olmaktadır.

Genel olarak hava akış hızının, soğutucu akışkan sirkülasyonunun ve taze hava hacminin sıklıkla kontrol edilmesinin gereği yoktur. Ama bu zaman gecikmesinden dolayı, iç sıcaklık sensörü tarafından uyarılan geri besleme de gecikmektedir. Bu ise hedeflenen iç sıcaklıktan sapılmasına sebep olmaktadır. Bu yüzden feed-forward kontrol kullanışlı olacaktır. Çoğu firma iç hava dış hava ve klima cihazı çıkış sıcaklıkları için oransal, ve oransal-integral kontrolü kullanmaktadır. On-Off çalışan analog bir kontrol sistemine nazaran PI kontrol sistem histerisini 5 kat düşürür ve böylelikle daha stabil bir sıcaklık yaratılmış olur.

Otobüs içindeki ısı yük farklılıkları da sıcaklık dağılımını etkilemektedir. Isıl radyasyon ve yolcuların oturma düzenleri düzgün olmayan sıcaklık farkının ana sebepleridir. Düzgün bir sıcaklık dağılımı elde edilmesi için uygulanması gereken sistem alan kontroldür. Otobüs ayrı ayrı kontrol edilebilecek bir çok kısma bölünmelidir. En ekstrem halde ise her yolcunun kendi kısmını kendisinin kontrol etmesi, ya da yolcunun talebine göre bunun otomatik olarak ayarlamasıdır.

Otobüslerin ön camının oldukça büyük olmasından dolayı ön camdan gelen ısı radyasyonda oldukça büyüktür. Bundan dolayı şoföre özel bir ehemmiyetin gösterilmesi gerekir ; çünkü sürücünün konforu direkt olarak yolcuların güvenliği ile ilişkilidir. Bu hassas yaklaşımdan ötürü sürücü bölmesindeki nözül (üfleiyici menfez) yapıları daha verimli ve etkin konfor şartlarının elde edilmesi için özenle düşünülür. Hatta daha da ekstrem bir örnek olarak sürücü mahaline ait özel klima uygulamaları yapılabilir.

Enerji tasarrufu da aynı zamanda önemli bir unsurdur. Elektrik gücünü ve yakıt kullanımını azaltmanın yolu ise sistem verimliliğinin artırılması ile mümkündür (komponentler ve soğutma çevrimi), ve gerekli olmadığı zaman gücü düşürmektir. (sistem kontrolü ,değişken kompresör kapasitesi) (Hoorneman,1997).

2.8 Filtre Teknikleri

Piyasa araştırmaları gösteriyor ki temiz havaya olan talepten ötürü araştırma geliştirme departmanlarında temiz hava eldesi geliştirilecek olan sistemleri doğrudan etkileyecek unsurların başında gelir. Temiz hava, havadan toz, polen ve kokunun giderilmesi ile elde edilen havadır.

Toz filtreleme ile kolayca tutulabilir. Hava akışına gösterdiği direnci arttırmadan fitrelemeyi daha verimli hale getirmek elektrostatik filtreler ile mümkün olmaktadır. Elektrostatik filtreler dokumasız (non-fabric) fitrelere örnektir. Bu tip filtreler kutuplaşmış olan partikülleri

elektrostatik fiberleri yardımıyla tutar. Bundan sonraki adım ise hava içindeki benzin, mazot egzostlarını ve kokuyu gidermek olacaktır. Bu tip yapıları filtrelemek için ise daha özel filtreler geliştirilmiştir. Bu tip filtreler kokunun ana maddesi olan asetaldehiti amino grubu bir baz yardımıyla filtre eder (Tanahashi, 1997).



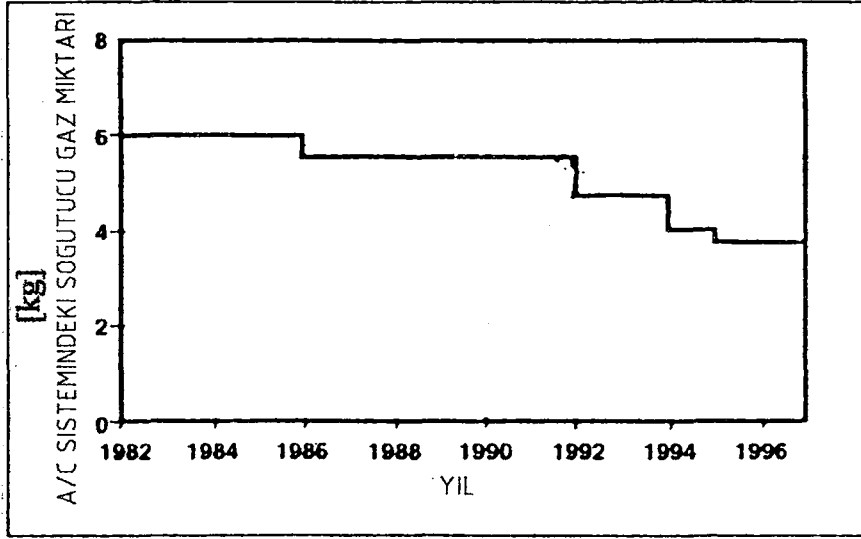
3. SOĞUTUCU AKIŞKANLAR

3.1 Soğutucu Akışkan Hakkında Temel Bilgiler

Soğutucu akışkan ısının taşıyıcı maddesidir. Görevi aracın içinden ısıyı almak ve başka bir yerde tekrar dış havaya vermektir. Isı kendi doğal akış yönünün tersine hareket eder. Bunun için soğutma maddesi devam eden bir işlem içinde, kendi madde halini sıvıdan gaza ters yönde değiştirmeye müsaittir. Soğutucu akışkanın kaynama noktası, basınca ve sıcaklığa bağlıdır. Normal hava basıncında su 100°C da buharlaşır, soğutucu akışkan ise -30°C da buharlaşır. Soğutucu akışkan bir otobüsün klima donanımının da kullanılabilmesi için başka şartları da yerine getirmesi gerekmektedir. Soğutucu akışkandan tüm basınç ve sıcaklık sahalarında kimyasal dayanıklılık istenir yani bileşenlerine ayrılmamalıdır. Metalik parçalarla (kompresör), metal olmayan parçalar (hortumlar ve contalar), kompresör yağı, hava oksijeni ve su buharı ile sistem içinde hiçbir birleşme olmamalıdır. Onat'a (1994) göre endüstri uzun zaman bu etraflı şartları yerine getiren soğutucu akışkanı aramıştır. Patlama tehlikesinden dolayı kullanılmayan eterin yanında amonyak (R717) dünyaca geçerli bir soğutucu akışkan olmuştur. Florlanmış hidrokarbon örneğin R12 , ilk olarak 30'lu yılların başında soğutucu akışkan olarak önerilmişti. Soğutucu akışkan R12 tam bir halojenleşmiş hidrokarbon bileşiği olup kısa adı FKHC (Flor-Klor Hidrokarbon)'dir. Ozon tabakasına zararı ile de tanınan bir gazdır. FKHC ve Ozonunun komplikasyonu içinde tartışılan karşılıklı etkisini anlamak için şöyle bir gökyüzüne bakmamız yeterli olacaktır. Bu maddenin belirgin faydası ısı tekniği özelliklerinin iyi olması yanında yanmaz ve zehirsiz olmasıdır. Özelliklerinden biri olan yağlarla çözülmesi kompresör yağlama maddesini başka hiçbir ilave yağlama maddesi olmaksızın tüm kapalı sistem içinde dolaştırmasını sağlamıştı.

3.2 Soğutucu Akışkan Miktarı

Günümüzde zararlı gazların kullanımının azalması için yoğun bir sosyal baskı vardır. Isı değiştiriciler ve soğutma çevriminde ki gelişmelerle orantılı olarak soğutucu akışkan miktarı azalmaktadır.



Şekil 3.1 Yıllara göre soğutucu akışkanın kullanımının azalması (Tanahashi, 1997)

Verimli soğutma çevrimleri, daha verimli ısı değıştiricilerin gelişmesi ile soğutucu akışkan kullanımı azalmıştır. Şekil 3.1’de kompakt bir klima ünitesinin gelişim sürecinde yıllara göre soğutucu akışkan kullanımında ki azalmalar bir grafik olarak verilmiştir.

3.3 Soğutucu Akışkanların Atmosfere Etkileri

Yeryüzü atmosfer denilen bir gaz karışımı ile örtülmüştür. Bunun önemli bir bileşeni üç değerli bir oksijen olan Ozon’dur, bu da güneş ışınlarının etkisiyle atmosferimizi mavimsi olarak gösterir. Güneşin zararlı kızıl ötesi ışınları ozon ile kompleks bir kimyasal reaksiyonda büyük çapta emilir ve yaşam için tahammül edilebilir dozlarda yer yüzüne iner.

Güncel bilimsel araştırmaların belgelerine göre ozon tabakasının filtreleme etkisi kitlesel olarak yok edilmektedir. Devamlı büyüyen ozon delikleri UV – ışınlarını hemen hemen hiç engellemeden yeryüzüne bırakmaktadır. FKHC’ nin ozon tabakası üzerindeki etkilerinin yanı sıra iklim araştırmacıları atmosferin devamlı ısındığını ikaz etmektedirler. ‘Sera Etkisi’ denilen bu olay FKHC gazlarının bir sonucudur. Hava tabakasının kimyasal yapısının bu derece etkili olması bizim güneş sistemimizin diğer gezegenler ile karşılaştırmayı anlamlı kılmaktadır. Yeryüzünün dışında, örneğin, Venüs bu enerji kütesinin relatif korumasız ortamında bulunmaktadır. Onun gaz örtüsü tamamen karbondioksitten ibarettir. Bu nedenle Venüs’ün yeryüzünde sıcaklık 470°C ’a kadar yükselir. En son araştırmalar hem Venüs’te hem de Mars’ta gri zaman (soğuk çölü -140° C) denilen çok eski zamanlarda dünyadaki gibi bir iklimin hüküm sürdüğünü göstermiştir (Onat, 1994).

3.4 Soğutucu Akışkan R134a

1987 yılında Montreal'de yol gösterici bir çevre koruma konferansı yapıldı. 30'un üzerinde ülke zararlı FKHC emisyonlarını 1998 yılına kadar azaltmak için bir protokolü onayladılar. Bundan araç klima donanımlarındaki soğutma maddeleri de etkilendi. Bugüne kadar kullanılan klor ihtiva eden soğutma maddesi R12'nin yerine mümkün olduğu kadar çabuk çevre dostu bir maddenin bulunması gerekiyordu. Soğutma maddesi R134a ile birlikte klor ihtiva etmeyen ve ozon tabakasını tahrip etmeyen alternatif madde bulunmuş oldu.

Bu gazın sera etkisi özeliği R12 ye göre %90 azaltıldı. Çevre dostu olan R134a'nın araçlarda kullanılmasına, bu soğutma maddesinin endüstriyel ihtiyaca yetecek miktarda üretiminden hemen sonra hızla başlanmıştır. ABD'de yaklaşık üç yıl süren ve sonuçlanan araştırmalarda bu alternatif maddenin zehirli olmadığı tespit edilmiştir.

Soğutma maddesi R134a'nın araçlarda kullanılması için klima donanımının yapısal olarak değiştirilmesi koşulu vardı. Küçük molekül ebadından ve biraz daha yüksek olan sistem basıncından dolayı yeni conta ve hortum malzemelerinin kullanılması gerekirdi ve bunların ölçüleri daha büyük oldu. Kendinden önceki soğutma maddelerine göre farklı kimyasal özelliklere sahiptir. Bu nedenle soğutma maddesi R134a ile birlikte özel sentetik yağlama maddesi kullanımı gerekmektedir. Korozyon nedeni ile bakır ihtiva eden bütün malzemeler donanımdan uzaklaştırılmış olup bunların yerine alternatif maddeler kullanılmıştır.

3.5 Yağlayıcılar ve Soğutucu Akışkan

Kompresör yağlama maddesi kompresörün, kumanda supabının ve genişleme supabının hareketli parçalarını yağlar. Aynı zamanda içinden soğutucu akışkan geçen klima donanımının parçalarını korozyondan korur. Klima donanımının ilk olarak işletmeye alınmasından önce kompresörün içinde kompresör yağının tamamı bulunur. Klima donanımı çalışmaya başladıktan sonra kompresör yağlama maddesi soğutucu akışkan ile birlikte sisteme taşınır. Klima donanımının durması esnasında çeşitli parçalara dağılmış olarak bir kısım yağ burarlarda kalır. Sistemdeki ekipmanlar böylece yağlanmış olur. Kompresör yağlama maddesi klima donanımının çalışması esnasında tüketilmez ve değiştirilmemelidir.

3.5.1 Yeni Araçlarda

R12 soğutucu akışkanının yavaş yavaş kullanımdan kaldırılması CFC içermeyen yeni soğutucu akışkanların kullanılmasında önderlik etmiştir. En çok tercih edilen akışkan ise R314a olmuştur çünkü fiziksel ve kimyasal özellikleri R12 ile oldukça uyuşmaktadır.

R134a'nın mineral yağlarla olan uyumu zayıf olduğundan dolayı ise polyalkaline glikol (PAG) veya polyol ester (POE) gibi sentetik yağlarla kullanılma ihtiyacı vardır. PAG en çok tercih edilen sentetik yağdır. Bu yağlayıcılar – özellikle PAG – mineral yağlardan daha higroskopiktir.

R134a'nın üretiminin kolay olması ve görevini gayet iyi şekilde yerine getirmesi de kullanımının yaygınlaşmasında büyük etken olmuştur. CFC içermeyen yeni nesil soğutucu akışkanlar yeni araçlarda kullanılmaktadır. R134a fiziksel ve termodinamik özellikler açısından R12 ye çok benzerdir . R12' den daha üstün kılan özelliği ise polyalkalin glikol (PAG) veya polyol ester (POE) gibi sentetik yağlar ile daha uyumlu şekilde çalışmasıdır.

3.5.2 Eski Araçlarda

R12 ile çalışan araçların R134a ile rejenere edilmesi R12'nin sistemde bitmesi veya görevini yerine getiremeyecek kadar deforme olduğu durumlar için gerekli bir uygulamadır. Çünkü bu soğutucu akışkan araçlardaki soğutma çevriminin ihtiyaçlarını gerek kimyasal gerekse fiziksel olarak kompanze edebilen bir akışkandır. Eğer şartlar gerektirirse sistem modifiye edilir, R-314a ve özel sentetik yağları ile sistem yeniden doldurulur.

R12 akışkanın bir diğer özelliği ise elastomerik sızdırmazlık elemanları ve hortumlarla uyumlu bir kimyasallık göstermemesidir. Günümüzde sosyal baskılardan dolayı bu çeşit CFC içeren soğutucu akışkanlardan vazgeçilmeye başlanılmış ve eski taşıtların soğutma sistemleri revize edilmeye başlanmıştır. Bunun için sisteme R134a ve POE (veya PAG) verilerek R12 den arındırılır (ASHRAE, 1999).

Bazı hallerde R22 uygulaması da yapılmaktadır ancak bu bire bir R12'nin yerini tutan bir soğutucu akışkan değildir. Çünkü R22 relanti çalışma anında arzu edilmeyen çıkış basınçlarına sebep olur (4,5 MPa ya kadar). Halbuki R12'nin relanti çıkış basıncı 3.1 MPa'dır. Aynı zamanda R22 elastomerik sızdırmazlık elemanlarıyla ve hortum malzemeleriyle reaksiyona girdiği için uygun değildir. Dolayısı ile soğutma sisteminde kullanımı bir gereklilik halini alan R134a kullanımı yaygınlaşmıştır (ASHRAE,1999)

4. SOĞUTMA TEKNİĞİ

4.1 Temel Bilgiler

Isı bir enerji şeklidir, sıcaklık ise onun şiddeti için bir ölçüdür. Isı daima daha sıcak olan ortamdaki daha soğuk olan sıcaklık seviyeli ortama doğru hareket eder (Kanun I). Isı hareketi, her iki sıcaklık seviyesi aynı sıcaklığa geldiğinde durur .

Bir sıvıyı buhar haline dönüştürmek için ısı enerjisi gereklidir. Su bir ocak üzerinde kaynarken buharlaşma sırasında kendi sıcaklığını değiştirmeden büyük miktarda ısı yutar (Kanun II). Tersine, eğer buhardan ısı geri alınırsa o zaman buhar su haline dönüşür yani yoğunlaşır. Suyun kaynadığı veya suyun buhar olduğu sıcaklık basıncına bağlıdır, basınç arttıkça bu sıcaklıkta artar.

Gazın sıkıştırılması sırasında sıcaklığı ve basıncı yükselir. Örneğin, bir bisiklet pompasının hava çıkışı baş parmak ile sıkıca kapatılır ve pompalama hareketi uygulanırsa bu bisiklet pompası ısınır. Basıncın artması da pistonun geriye doğru gelmesinden anlaşılır.

4.2 Soğutma Çevrimi

Yukarıda belirtilen kanunların klima donanımındaki uygulaması ise aşağıdaki gibidir.

Klima donanımında soğutucu akışkan değişmeli olarak maddenin sıvı ve gaz halini alır. Klima donanımı, soğutucu akışkanın, kapalı devredeki hal değişmelerinin bir sonucu olan soğutma çevrimi olarak adlandırılır. Sıvı haldeki soğutucu akışkan buharlaşma esnasında çevresinden ısı emer (Kanun I ve II). Buhar sıkıştırılır ve ortamdaki daha yüksek bir sıcaklığa ulaşır. Daha soğuk olan ortam havası ısıyı alır ve buharı tekrar sıvı halinde yoğunlaştırır (Kanun I). Sıvı başlangıçtaki çıkış noktasına geri gelir, bundan sonra çevrim tekrar başlar.

4.3 Soğutma Teorisi

Bugün için soğutma tekniğinde soğutma; ısı geçişine karşı yalıtılmış kapalı bir hacimden ısı emilmesi olarak tarif edilir. Isı emilmesi sırasında kapalı hacmin içinde bulunan madde ve havanın ısı tutumu azalır ve dolayısıyla sıcaklığı düşer. Isı geçişine karşı yalıtılmış kapalı hacimden emilen ısının bir mahale taşınması veya pompalanması gerekir. Bu taşınma veya pompalanma işleminde soğutma devreleri kullanılır.

Soğutma devreleri genelde atmosfer havasına karşı tam kapalı bir devre olup, bu tam kapalı devrede ısı taşıyıcı madde olarak soğutucu akışkan kullanılır. Soğutucu akışkan buharlaşma sırasında ısı geçişine karşı yalıtılmış kapalı hacimden ısı emer, yoğuşma sırasında da bünyesindeki ısıyı dışarıya atar. Buna göre soğutma devreleri; ısı geçişine karşı yalıtılmış kapalı hacimdeki ısıyı dışarıya pompalayabilmek için içinde bulunan soğutucu akışkanın gereğine göre buharlaşmasını ve yoğuşmasını sağlayan tam kapalı devreler olarak tarif edilir.

4.4 Soğutma Devreleri

Yukarıda da açıklandığı üzere soğutma devreleri içinde soğutucu akışkan taşıyan tam kapalı devreler olup, soğutucu akışkan devrede;

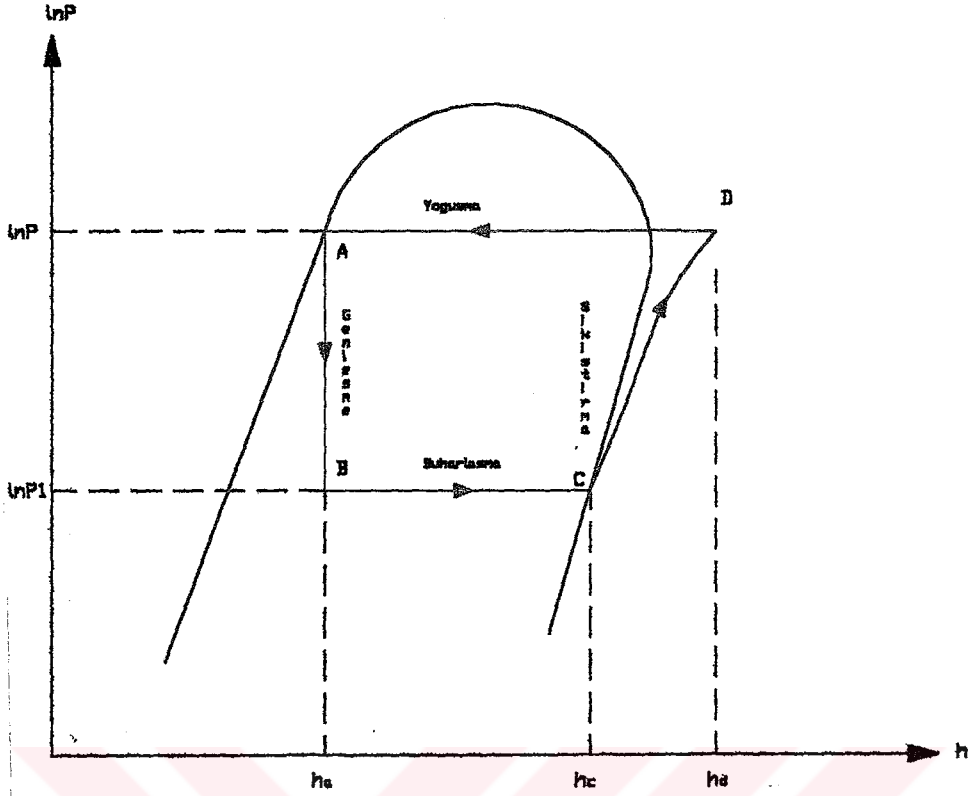
- Evaporatörde buharlaşır
- Kompresörde emilir ve pompalanır
- Kondanserinde yoğuşur

Soğutucu akışkanın soğutucudan buharlaşması ile kompresöründe sıkıştırılması sırasında ısı tutumu artar, kondanserde yoğuşturulması sırasında ise azalır. Bugün mevcut ve kullanılabilir durumda olan devreler, tek kademeli soğutma devreleri, çift kademeli soğutma devreleri ve kas-kad sistem soğutma devreleridir (Özkul,1997).

Soğutma tekniğinde, soğutma ihtiyacına göre bu devrelerden herhangi biri veya ikisi ya da üçü müşterek kullanılabilir. Gerekirse bu devrelere ilave yan devreler tesis edilebilir veya devre dışı tedbirler alınabilir. Ancak tüm bu ilave tesis ve tedbirlerde genel esasa sadık kalınması gereken husus yukarıda belirtilen üç tip soğutma devresi etrafında merkezleşmektedir. Çalışmanın konusu olan taşıt klimalarında tek kademeli soğutma devreleri kullanılır . Teori ve hesaplamalar sırasında bu durum göz önünde bulundurulacaktır.

4.5 Tek Kademeli Soğutma Devreleri

Tek kademeli soğutma devresi Ek 10'daki şekilde verilmiş olup bu devrenin çalışma durumu ise Şekil 4.1'de lnP-h diyagramı üzerinde özetlenmiştir.

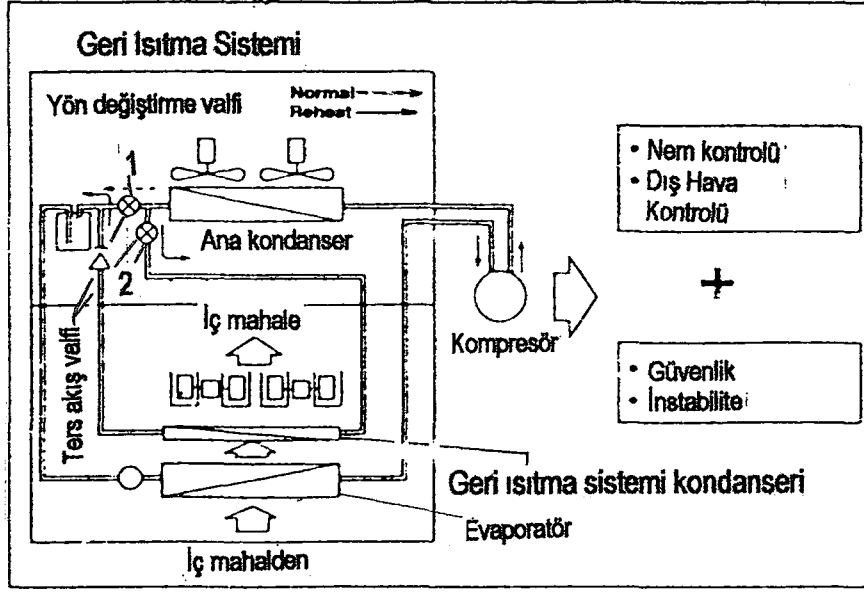


Şekil 4.1 Soğutma devresi (lnP-h diyagramı)

4.5.1 Geri Isıtma Sistemi

Genelde kullanılan bir geri ısıtma sistemi Şekil 4.2'de gösterilmiştir. Hava evaporatörlerde soğutulur ve sonra yeniden ısıtma kısmında ısıtılır. Burada amaç klimanın kapalı olduğu mevsimlerde havanın neminin alınması ve çıkış havasının daha konforlu bir seviyeye ısıtılmasıdır. Geri ısıtma sistemlerinin çoğu su ısıtıcısı kullanır. Bunun dezavantajı ise tesisatta tehlikeli olabilecek sıcaklıklarda su dolaşıyor olmasıdır. Buna ek olarak, tesisatın oluşturulması ve çalıştırılması işçilik açısından fazla bir yük getirmektedir (su pompası, su tesisatı gibi ekstra tesisatın oluşturulması).

Kondanserli geri ısıtma sistemleri ise daha güvenli ve kompakt bir çözümdür. Şekil 4.2'de Klima cihazı işler haldeyken 1 no' lu valf açıktır ve 2 no' lu valf kapalıdır. Geri ısıtma sistemi devrede iken ise 1 no'lu valf kapalı , 2 no'lu valf açıktır. Bu valfler iç sıcaklığı hisseden sensörler tarafından kontrol edilir (Hoomeman, 1997).



Şekil 4.2 Geri Isıtma sistemi (Hoorneman, 1997)

4.6 Soğutma Devresi Hesabı

a) Sistemin soğutma kapasitesi

$$Q_0 = G \cdot (h_c - h_a)$$

$$G = \frac{Q_0}{(h_c - h_a)}$$

(4.1)

b) Kompresörün pompalama ısısı

$$Q_y = G \cdot (h_d - h_c) = \left(\frac{h_d - h_c}{h_c - h_a} \right) \cdot Q_0$$

(4.2)

c) Kondanser yoğunlaştırma kapasitesi

$$Q_k = G \cdot (h_d - h_a) = \left(\frac{h_d - h_a}{h_c - h_a} \right) \cdot Q_0$$

(4.3)

d) Teorik soğutma katsayısı

$$T.S.K = \frac{Q_0}{Q_y} = \frac{h_c - h_a}{h_d - h_c}$$

(4.4)

Eşitlik 4.3 ve 4.4'ten de görülebileceği gibi;

$$Q_k = Q_0 + Q_y$$

(4.5)

olmalıdır. Buna göre yukarıdaki ifadelerin doğruluğu aşağıdaki gibi olmalıdır.

$$Q_k = Q_0 + \left(\frac{h_d - h_c}{h_c - h_a} \right) \cdot Q_0 = \left(1 + \frac{h_d - h_c}{h_c - h_a} \right) \cdot Q_0 = \left(\frac{h_d - h_a}{h_c - h_a} \right) \cdot Q_0 \quad (4.6)$$

(4.3) no'lu ifade (4.6) no'lu ifade ile aynı olduğundan yukarıda belirtilen ısı denklemleri doğru olur.

e) Kompresörün pratik gücü veya tüketim gücü

Teorik güç için , kompresörde mekanik sıkıştırma işi;

$$w_y = |q_y| = (h_d - h_c) \quad (4.7)$$

Bu ifade 1 kg soğutucu akışkanın mekanik sıkıştırma işini vermektedir. Oysa ;

Q_0 : kj /h sistem soğutma kapasitesi idi.

$$G = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{Q_0}{h_c - h_a} \quad (4.8)$$

Buna göre kompresörde mekanik sıkıştırma işinin 1 kg soğutucu akışkana göre değil de G kg , soğutucu akışkana göre hesaplanması gerekir.

Bu esas altında ;

$$W_y = G \cdot q_y = G \cdot (h_d - h_c) \quad (4.9)$$

ifadesi kompresörde mekanik sıkıştırma işini verir . Bu sonuçtan teorik gücü ;

$$W_t = W_y \cdot 1,35962 \text{ [HP]} \quad (4.10)$$

$$W_t = \frac{W_y}{1000} \text{ [kW]} \quad (4.11)$$

Bu ifadelerden pratik gücü veya tüketim gücünü hesaplamak için (η_i) indike verimi ve ayrıca (η_m) mekanik verimi hesaba katmak gerekir. Buna göre pratik güç :

$$W_p = \frac{W_t}{\eta_i \cdot \eta_m} \text{ [kW]}$$

$$W_p = \frac{W_t}{\eta_i \cdot \eta_m} \text{ [HP]} \quad (4.12)$$

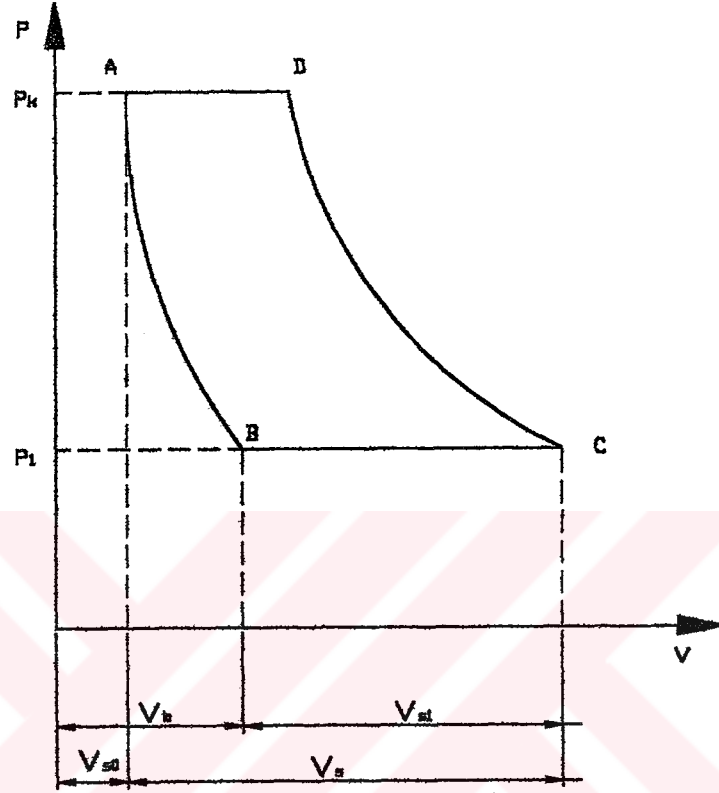
ifadeleri ile hesaplanır. Bu ifadeler de (η_i) indike verim ; mutedil iklimli bölgelerde 0.85 den başlayıp, tropikal iklimli bölgelerde 0.80'e kadar düşer. Mekanik verim (η_m) ise hafif konstrüksiyonlu kompresörlerde 0.85'den başlayıp ağır konstrüksiyonlu kompresörlerde 0.75'e kadar düşer (Bock Kältemaschinen, 2000).

Silindirlere giren soğutucu akışkan gazı sıkışarak basıncı artar. Bu gaza soğutma çevriminde dolaşabilmesi için gerekli enerji basıncı yükseltilecek şekilde kazandırılmış olur. İndike verim silindirlerde akışkana kazandırılan bu gücün teorik olarak hesaplanan güce oranıdır. Ayrıca kompresörün giriş milinden alınan gücün tamamı içindeki soğutucu akışkan gazını sıkıştırmak için kullanılmaz. Pistonların ve segmanların silindirlerin iç yüzeyi ile sürtünmesinden, biyel kollarının kranka mesnetlendiği yataklarda sürtünmeden dolayı bir kısım güç buralarda tüketilir. Mekanik verim kompresörün giriş milinden alınan gücün % olarak ne kadarının harcandığını ve ne miktar sıkıştırma gücüne dönüştüğünü gösteren verimdir. Emme anında gerek emme supaplarının, gerekse emme manifoldunun kompresöre bağlandığı yerlerden belli bir miktar hacimde soğutucu akışkan gazı kaçığı olur. Dolayısıyla silindir içine alınması gereken hacimde gaz alınmamış olur. Emme anında silindirlere girmiş olan soğutucu akışkan gazının hacminin, silindir hacmine oranı volümetrik verimdir.

Yukarıdaki ifadelerle hesaplanan güç, kompresörün tükettiği güçtür. Kompresör tahrik motorunun gücü değildir. Kompresör tahrik motorunun gücü ilk hareket momenti dikkate alınarak kompresörün pratik gücünden daha yüksek olmalıdır.

f) Volümetrik verimin hesabı

Termik pompalama verimi (η_{tp}) bilinirse volümetrik verimi teorik olarak hesaplamak mümkündür. Diyagram üzerinde belirtilen esaslara göre ;



Şekil 4.3 Kompresör P-V diyagramı

V_s : piston süpürme hacmi,

V_{s0} : silindir ölü hacmi,

V_{s1} : her strokta silindire alınabilen soğutucu akışkan buharının teorik hacmi,

V_b : üst ölü noktada sıkışıp kalan soğutucu akışkan buharının genişleme hacmi,

V : toplam silindir hacmi,

p_k : kondenserde yoğuşma basıncı

p_1 : soğutucu üniteye buharlaşma basıncı,

p_k/p_1 : kompresör sıkıştırma oranı olarak ifade edilir.

Şekil 4.3 üzerinde belirtilen esaslara göre;

$$V_{s1} = V_{s0} + V_s - V_b \quad (4.13a)$$

$$V_{s0} = m_s \cdot V_s \quad (4.13b)$$

kabul edelim.

Piston üst ölü noktadan alt ölü noktaya inerken V_{s0} ölü hacminde sıkışıp kalan soğutucu akışkan buharı, politropik genişleme altında V_b hacmine kadar genişler. Buna göre ;

$$P_k V_{s0}^n = P_v V_b^n \quad (4.14)$$

$$V_0 = m_s \cdot V_s \quad (4.15)$$

ifadesi kullanılabilir. Bu ifade ele alınarak ve ayrıca ;

$$P_k (m_s V_s)^n = P_v V_b^n$$

$$V_b = m_s V_s \left(\frac{P_k}{P_v} \right)^{1/n} \quad (4.16)$$

bu ifadelerden ise ;

$$V_{s1} = m_s V_s + V_s - m_s V_s \left(\frac{P_k}{P_1} \right)^{1/n} = V_s \left[m_s + 1 - m_s \left(\frac{P_k}{P_1} \right)^{1/n} \right]$$

$$V_{s1} = V_s \left\{ 1 - m_s \left[\left(\frac{P_k}{P_1} \right)^{1/n} - 1 \right] \right\} \quad (4.17)$$

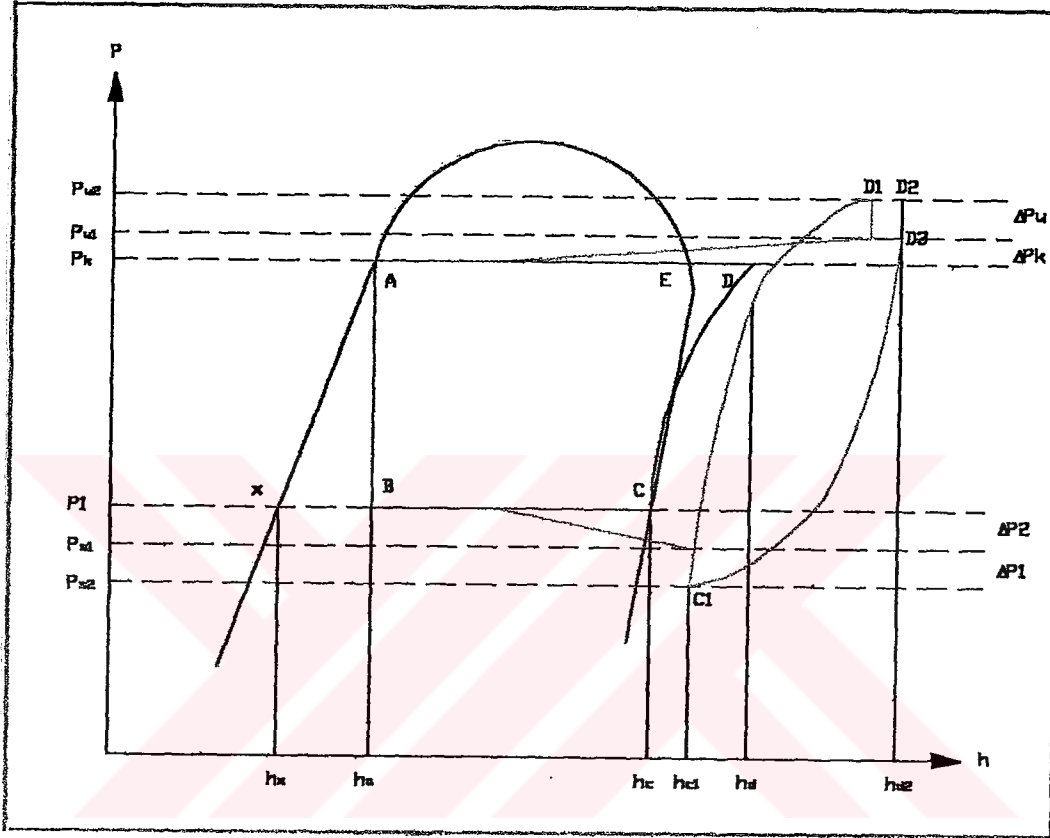
elde edilir. Bu ifadede V_{s1} hacmi her strokta silindire alınan soğutucu akışkan buharının hacmi olup. Bu hacmin hesabında termik ve pompalama verimi dikkate alınmamıştır. Termik ve pompalama verimi dikkate alındığında silindire alınan soğutucu akışkan buharının gerçek hacmi bulunarak kayıplar göz önünde bulundurulur. Blok, kanal ve valflerden geçen soğuk soğutucu akışkan buharı ısınır ve dolayısıyla hacmi büyür. Ayrıca sıkıştırma sırasında piston çevresinden kartere (dolayısı ile emme tarafına) soğutucu akışkan sızması olur. Bu sebeple silindire daha az ağırlıkta soğutucu akışkan emişi ve pompalaması yapılır. Bu hususa göre ;

$$V_g = \eta_{lp} \cdot V_{s1} \quad (4.18)$$

Buna göre ;

$$V_{s1} = \frac{V_g}{\eta_p} \quad (4.19)$$

ifadesi elde edilir. Bu ifadeye V_{s1} değerinin eşiti V_g/η_p değerini (4.17) no'lu ifadeye V_{s1} değerinin yerine koyarsak ;



Şekil 4.4 Gerçek soğutma çevrimi (Gülenç, 1999)

$$\frac{V_g}{\eta_p} = V_s \cdot \left\{ 1 - m_s \cdot \left[\left(\frac{P_k}{P_1} \right)^{1/n} - 1 \right] \right\}$$

$$\eta_p = \frac{V_g}{V_s} = \eta_{p0} \cdot \left\{ 1 - m_s \cdot \left[\left(\frac{P_k}{P_1} \right)^{1/n} - 1 \right] \right\} \quad (4.20)$$

elde edilir. Ancak ;

$$m_s = \frac{V_{s0}}{V_s} \quad (4.21)$$

olduğu düşünülürde ;

$$\eta_v = \eta_{tp} \cdot \left\{ 1 - \frac{V_{s0}}{V_s} \left[\left(\frac{P_k}{P_1} \right)^{1/n} - 1 \right] \right\} \quad (4.22)$$

g) Pratik volümetrik verimin hesabı

(4.22) ile belirlenmiş bu ifadede kondansere basma basıncı P_k ile kompresörün emme basıncı P_1 değerleri teorik olarak düşünülmüş idi. Oysa kondansere basma basıncı Şekil 4.4'de görüldüğü gibi;

$$(P_k + \Delta_{ps} + \Delta_{pk}) \quad (4.23)$$

olur. Kompresörün emme basıncı ise,

$$[P_1 - (\Delta P_s + \Delta P_1)] = P_1 - \Delta P_s - \Delta P_1 \quad (4.24)$$

gibidir. Bu durumda volümetrik verimin (4.25) ifadesi ile belirlenmesi gerekir .

$$\eta_v = \eta_{tp} \cdot \left\{ 1 - \frac{V_{s0}}{V_s} \left[\left(\frac{P_k + \Delta_{ps} + \Delta_{pk}}{P_1 - \Delta_{ps} - \Delta_{p1}} \right)^{1/n} - 1 \right] \right\} \quad (4.25)$$

Ancak bu ifadede Δ_{ps} , Δ_{pk} , Δ_{p1} değerlerini tespit etmek zor olup belirli bir tecrübe ve test gerektirir. Bu tecrübe ve testin sonucunu kompresörün çalışma şartları ve çalışma durumu büyük ölçüde etkiler. Bu durumlar dikkate alınarak pratikte proje çalışmalarında ;

Mutedil bölgelerde ;

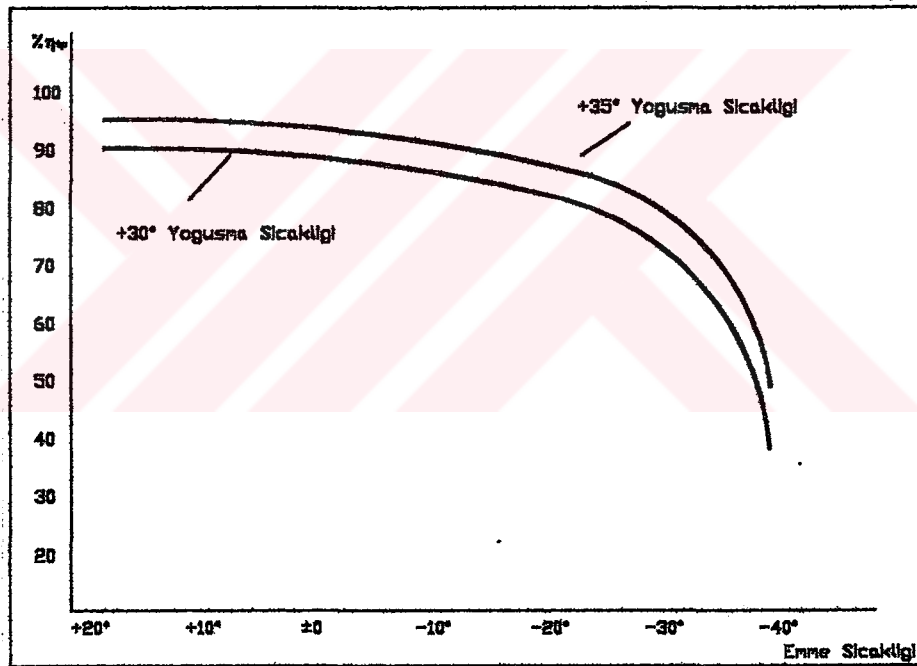
$$\eta_v = \eta_{tp} \cdot \left\{ 1 - \frac{V_{s0}}{V_s} \left[\left(\frac{1,1P_k}{0,9P_1} \right)^{1/n} - 1 \right] \right\} \quad (4.26)$$

Tropikal bölgelerde ;

$$\eta_v = \eta_{tp} \cdot \left\{ 1 - \frac{V_{s0}}{V_s} \left[\left(\frac{1,15 P_k}{0,85 P_1} \right)^{1/n} - 1 \right] \right\} \quad (4.27)$$

ifadeleri volümetrik verim testinde uygulanır. Bu ifadedeki termik ve pompalama verimi (η_{tp}) mutedil iklim bölgelerinde 0.90'dan başlayıp, tropikal bölgelerde 0.80'e kadar şekilde belirtildiği gibi düşmektedir.

Soğutma kompresörlerinde silindir ölü hacminin piston hacmine oranı kompresör yapısına göre (V_{s0}/V_s) = 0.04 ile 0.06 arasında değişir (Gülenç, 1999).



Şekil 4.5 Emme sıcaklığına göre termik ve pompalama verimi (η_{tp}) (Gülenç, 1999)

h) Kompresörün süpürme hacmi

V_s : m³, bir pistonun ait süpürme hacmi

Z: adet, kompresör silindir sayısı

n: dev/dak, kompresör devir sayısı olsun. Buna göre kompresör süpürme hacmi

$$V_h = V_s \cdot Z \cdot n \cdot 60 \quad (4.28)$$

ifadesi ile hesaplanır.

Herhangi bir soğutma devresinde kompresörün emip pompaladığı soğutucu akışkan hacmi, soğutma devresinde 1 saatte dolaştırılan buhar hareket hacmine eşittir. Bu işlemin ;

$$G = \frac{Q_0}{h_c - h_a} \quad (4.29)$$

ifadesi ile hesaplandığı bilinmektedir.

Buna göre, soğutma devresinde 1 saatte dolaştırılan buhar hareket hacmi veya kompresörün emip pompaladığı soğutucu akışkan buharının gerçek hacmi;

$$V_{gh} = G.V_c = \frac{V_c.Q_0}{h_c - h_a} \quad (4.30)$$

ifadesi ile hesaplanır. Bu ifadede V_{gh} : m³/h olarak kompresörün 1 saatte emip pompaladığı soğutucu akışkan buharının gerçek hacmi olup, aynı zamanda ;

$$V_{gh} = \eta_v.V_h \quad (4.31)$$

ifadesi ile hesaplanır. Kompresörün süpürme hacmi ;

$$V_h = \frac{Q_0.V_c}{(h_c - h_a).\eta_v} \quad \text{veya,} \quad V_h = \frac{V_{gh}}{\eta_v} \quad (4.32)$$

ifadesi ile hesaplanır. Kompresörün süpürme hacmi bilindiğinde, kompresör soğutma kapasitesi ;

$$Q_0 = \frac{V_h.(h_c - h_a)}{V_c} \quad (4.33)$$

ifadesi ile hesaplanır (Gülenç, 1999).

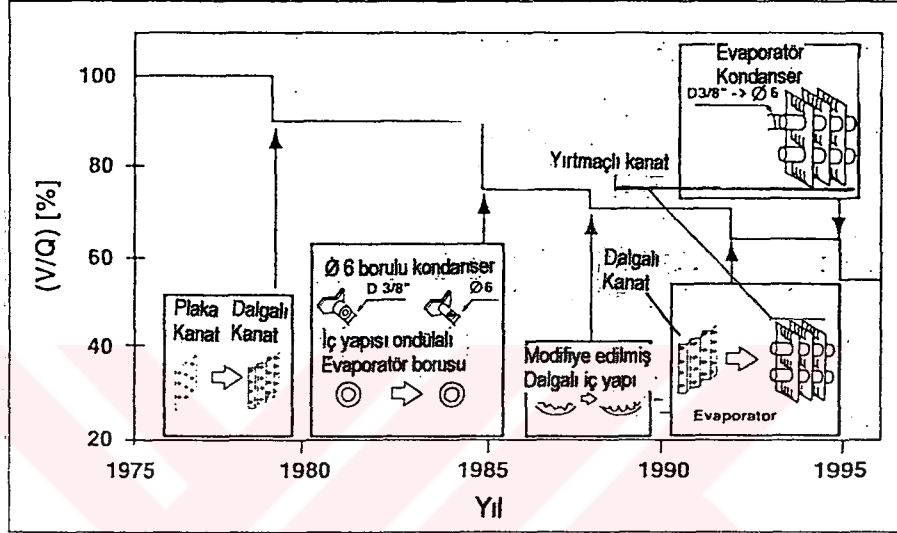
4.7 Yenilikler

Bir klima sistemin genel başarısı sadece yolcuların ihtiyaçlarının tatmin edilmesi değil aynı zamanda kullanılacak olan ekipman ve komponentlerin optimum koşullarda en iyi etkiyi verecek şekilde seçilmesidir. Bundan dolayı klima komponentleri geliştirilirken ekonomiklik ve gerçekçilik akıldan çıkartılmamalıdır.

4.5.1 Isı Değiştiricileri

Isı değiştiricilerinin teknolojik gelişimi Şekil (4.6)'da gösterilmiştir. Evaporatör ve kondenserlerin gelişimi hacim [V] ve [Q] soğutma kapasitesi oranı ile temsil edilir. Bu verimlilik gelişimleri daha kompakt ve daha hafif yapıların oluşturulması ile sonuçlanmıştır.

Isı değiştiricilerin geliştirilmesinde önemli olan K değerinin geliştirilmesidir.



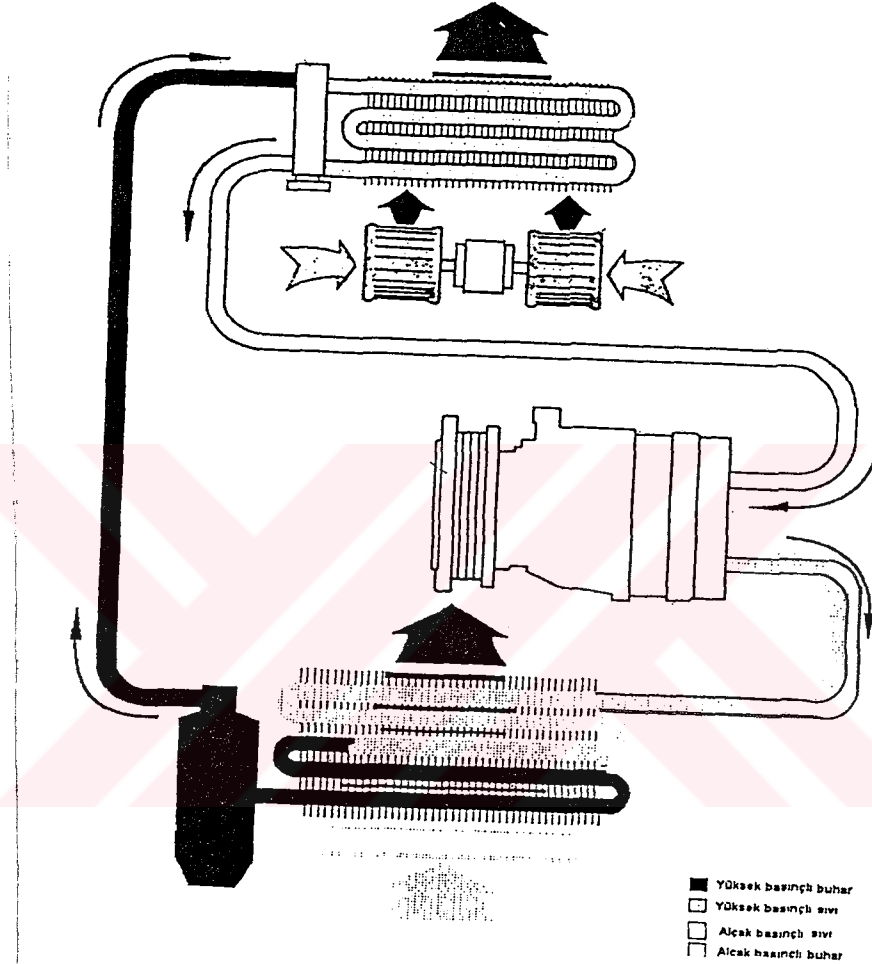
Şekil 4.6 Isı değiştiricilerin tarihsel gelişimi (Tanahashi, 1997)

$$K=(c_p/aa + c_s/ar) \times (A_a/A_r)^{-2} \quad (4.34)$$

Sadece A_a 'nın geliştirilmesi boyutlarda büyümeye sebep olur. Bundan dolayı A_a 'nın A_r 'nin aynı anda artırılması daha verimli bir sonuç ortaya çıkarır. Örneğin düz kanattan dalgali kanata geçildiğinde aa büyür. İç tarafı ondülali olan kanat yapısı kullanıldığı zaman ise ar artar. Verimlilik artışı ve daha küçük çaplı boru tesisatının kullanılması da soğutucu akışkan miktarını azaltır. Şekil 4.6'da bu kriterlerin sağlanmasına yönelik tarihsel gelişim görülmektedir.

5. SOĞUTUCU AKIŞKAN DOLAŞIMI

Soğutma tekniği başlığı altında bahsedilen soğutma çevriminin pratikte uygulanması aşağıdaki gibidir. Şekil 5.1' de gösterildiği gibi araç klima donanımı kapalı bir sistem olup normalde periyodik bakım gerektirmez. Ek 10'da ayrıntılı çizim verilmiştir.



Şekil 5.1 Otobüs soğutma çevrimi elemanları (Gülenç, 1999)

5.1 Kompresör

Otobüslerde kullanılan tip kompresörler FK tip kompresörlerdir. Bir silindir içinde gidip gelme hareketi yapan bir pistonla sıkıştırma işlemi yapan bu tip kompresörlerde tahrik motorun dönme hareketi bir krank-biyel sistemi ile doğrusal harekete çevrilir. Pistonlu kompresörlerin uygulama şartları, birim soğutucu akışkan soğutma kapasitesine isabet eden silindir hacmi gereksinimi az olan ve fakat emiş/basınç farkı oldukça fazla olan soğutucu akışkanlar için uygun düşmektedir. Amonyak, R12, R22, R502, R134a bu soğutucu akışkanların başında gelen türlerdir. Soğutma sisteminde kullanılan bu tip kompresörlerin

karakteristikleri aşağıda belirtilmiştir.

5.1.1 Fiziksel Boyutlar

Dar kaput alanı, fazla motor aksesuarı kompresörün montaj alanını kısıtlamaktadır. Bu özellikler daha küçük kompresör kullanımlarını zorunlu kılmaktadır (ASHRAE,1999).

5.1.2 Hız Aralığı

Kompresörler direkt motorla bağlantılı olduğundan 100d/s gibi hızlara dayanıklı olmalı ve 8.3d/s hızlarında ise sessiz ve titreşimsiz çalışmalıdır. Değişken tahrik oranlarından yoksun olan bir kompresörde motor relantide çalışırken gerekli pompalama kapasitesi elde edilemez. Bundan dolayı motor klima sistemi açık vaziyette relantide çalışıyorsa motorun o anki relanti devri klima çalışmadığı haldeki relanti devrinden daha yüksek olmalıdır (ASHRAE, 1999).

5.1.3 Tork Gereklilikleri

Tork darbeleri titreşim problemlerini şiddetlendirdiğinden dolayı azaltılması şarttır. Tork darbelerinin azaltılması kompresör tahrik elemanlarında ve kavrama elemanlarında meydana gelebilecek yıpranmaları azaltır. Fazla silindirli ileri-geri çalışan ya da dönel olarak çalışan kompresörler titreşimi azaltırlar (ASHRAE, 1999).

5.1.4 Kompresör Tahriki

Motorun elektrik devresinden enerjisini alan manyetik bir kavrama kompresörü tahrik eder. Kavrama hava iklimlendirme cihazına ihtiyaç duyulmadığı zaman kompresörden ayrık olarak durur.

5.2 Kondanser

Kondanser pratikte soğutma devresinin soğutucusudur. Kompresyon sırasında ısınan ve buradan geçtikten sonra tekrar sıvı haline dönüşen soğutucu akışkan buharı, kondanserin peteklerine geçen dış hava ile soğutulur. Bu olaya kondesasyon (yoğuşma) denir.

Kondanser peteklerle bağlantılı olan serpantin şeklindeki bir borudan ibarettir. Bunlar sisteme gerekli stabiliteyi sağlamamın yanında borunun dış yüzey alanını artırır. Bu sayede her zaman mümkün olduğunca yoğun bir ısı transferini garanti ederler. Kondanserler uygun şekillerde boyutlandırılmalıdırlar. Yüksek çıkış basınçları kompresörün kapasitesini düşürür ve güç ihtiyacını artırır. Kondanser radyatör ile seri bağlı ise, hava kısıtlaması motor soğutma

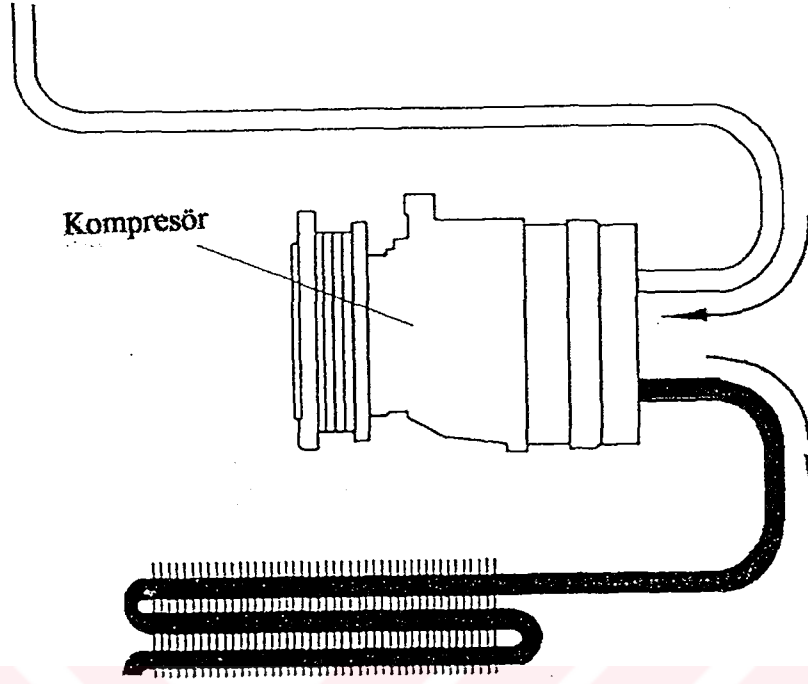
fanı ve motor soğutma gerekliliğiyle uyumlu olmalıdır.

Kondanserler direkt akışkan temaslı ekipmanlar olduklarından dolayı ve araçlarda zor şartlar dahilinde çalışma zorunlulukları olduğundan dolayı hem iç hem dışta oluşabilecek korozyona dayanıklı olmalıdırlar. Titreşimlere karşı dayanıklı olmalıdırlar. Şu şekillerde dizayn edilebilirler ; (1) boru ve kanatları mekanik olarak birleştirilmiş dizayn, (2) perçinlenmiş serpantin boru ve ondülal kanat, (3) ekstrüzyon ile sıkı şekilde boru üzerine geçirilmiş ondülal kanat. Kullanılan malzeme düşük fiyatı ve hafif konstrüksyon malzemesi olmasından ötürü alüminyum veya bakırdır.

Normalden daha büyük olarak üretilmiş bir kondanserde yoğuşma sıcaklığı motor kısmının sıcaklığının altında olur. Bu ise soğutucu akışkanın motor kompartımanından geçerken buharlaşmasına sebep olur.

Kondanserler genelde hava by-pass'ını önlemek için radyatörün bütün yüzeyini kaplar. Bu uygulama ile motor kısmında alandan tasarruf edilmiş olur. Ancak bu halde radyatöre ulaşan hava kısıtlanmış olur aynı zamanda radyatöre giren hava ısınmışta olur. Bu etkiden kurtulabilmek için ekstra bir soğutma sistemine ihtiyaç duyulur. Radyatör kapasitesi kanatçıklar ekleyerek artırılır, yada derinlik kazandırılarak yüzey büyütülmeye çalışılır. Bunlarında ötesinde soğutma suyunu pompalayan pompanın hızı artırılır. Bu tip bir uygulamada pompanın kavitasyon sınırı bir limit teşkil eder. Aynı zamanda artan soğutma suyu hızı borularda aşırı aşınmaya sebep olur. Su pompasının hızının artırılması soğutma fanının hızının artırılmasına da sebep olur böylelikle kondanser daha fazla hava ile beslenmiş olur.

Kompresörden yüksek basınçla basılan buharlaşmış kızgın gaz burada ısınıp havaya atarak yoğunlaşır ve sıvı hale dönüşür. Kondanserde yoğunlaşır da sıvı hale gelen gaz ısı alacak durumdadır. Gazın sıvı hale dönüşümü, ısının düşmesi ile hızlanacağından, kondanser sirkülasyon boruları ve peteklerde havanın hızla geçmesini sağlayan fan vardır (ASHRAE, 1999).

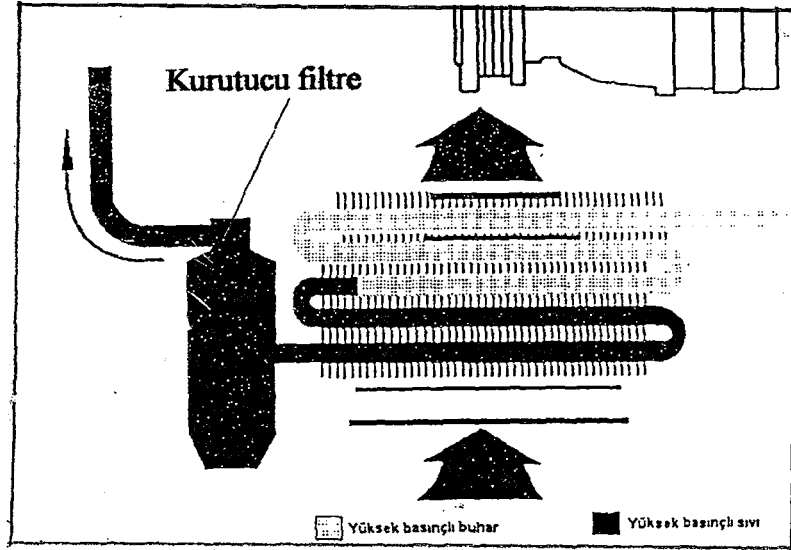


Şekil 5.2 Kompresör (Gülenç, 1999)

5.3 Kurutucu Filtre

Belli başlı görevi soğutucu akışkan içindeki nemi almaktır. Soğutucu maddede bulanabilecek nem ve yabancı maddelerle yaşanabilen problemlere bir tedbir olarak filtre/kurutucu tertibatı sisteme konular. Sıvı haldeki soğutucu akışkan Ek 10'da görülen kurutucu filtreye gelir. Soğutma maddesi içindeki nem ve pislikler burada tutulur. Soğutma sisteminin içinde sadece kuru ve temiz soğutucu akışkan ile kuru ve temiz yağ dolaşmalıdır. Ayrıca soğutucu gazın içinde asitlerde bulunabilir. Kurutucu filtre içerisindeki silika-jel maddesi sayesinde gazı, nem ve asitten ayırır.

Soğutucu madde sıfır derece santigrad altında seyreden buharlaşma ısılarında daha önce çekmiş olduğu nemi genleşme supabında bırakmaktadır. Buradaki nem buz oluşturur ve genleşme supabının ayarlayıcı işlevini engeller. Bunun yanında nem soğutma devresinde korozyona, asit ve kimyasal bileşiklerin oluşmasına neden olmaktadır. Dolayısı ile nemin sistemde dolaşan akışkandan alınması oldukça önemlidir.



Şekil 5.3 Kurutucu filtre (Gülenç, 1999)

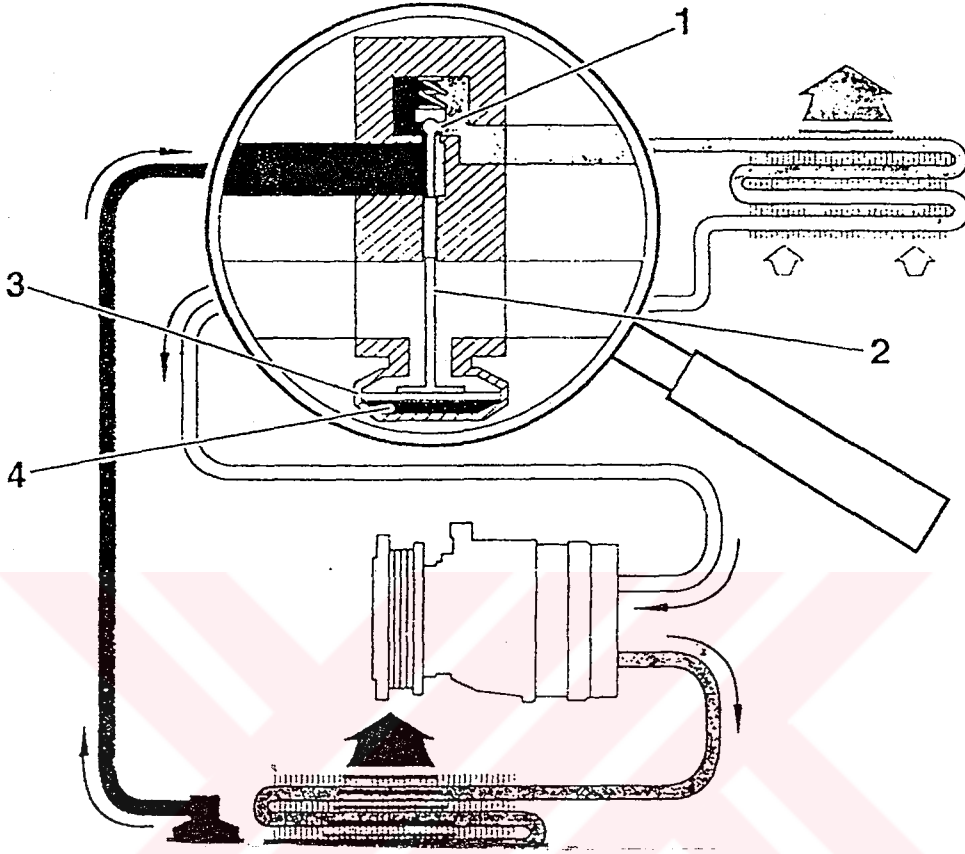
Nem kompresör içinde korozyona ve genişleme supabının donmasına dolayısıyla klima donanımının gücünün azalmasına neden olur. Nemin sistem içine girmesini önlemek için servis sırasında bağlanması gereken parçalar normal oda sıcaklığında olmalıdır. Bu parçaların kapama tapaları mutlaka montajdan az önce çıkarılmalıdır (Konvekta, 1997).

5.4 Termostatik Genleşme Supabı (TXV)

Termostatik genişleme supabı yüksek basınç etkisiyle sıvı halde olan küçük bir miktar soğutucu akışkanı alçak basıncın hakim olduğu buharlaştırıcıya aktarmaktadır. Bu supap soğutucu akışkan borusunun kesitini daraltır ve bu sayede tüm dolaşım sisteminin Ek 16'da da görülebileceği gibi yüksek basınç ve alçak basınç tarafları arasındaki sınır çizgisi oluşur.

Yüksek basınçlı sıvı buharlaşmaya hazırdır. Soğutucu gazın buharlaşabilmesi için yüksek basınçtan alçak basınca düşmesi gerekir. Basınç farklılığını genişleme supabı oluşturur. Genleşme supabı evaporatör soğutma yüküne bağlı olarak açılıp kapanabilen özel bir yapıya sahiptir. Termostatik genişleme supapları evaporatör boyunca soğutucu akışkan akışını kontrol eder. Çoğu uygulamada dengelemeli (dış basınç dengeli) genişleme supabı kullanılmaktadır. Bu tip genişleme supapları basınç ve ısıyı buharlaştırıcı çıkışından aldıkları için çok hassas çalışır ve yaklaşık 7 K'lık bir ısınmaya ayarlar. Tertibatlarda bulunan ve yedek parça olarak tedarik edilen genişleme supapları yukarıda ifade edilen ısı hazır ayarlanmıştır. Verimi düşürmemek veya kompresör arızalarını önlemek için mutlaka orijinal genişleme supapları kullanılmalıdır zira genişleme supaplarının kalibrasyonu çok zaman ve titizlik gerektirir. Soğutucu maddenin kirletici etkilerine maruz kalmaması için bir küçük filtre genişleme

supabının girişine monte edilir.



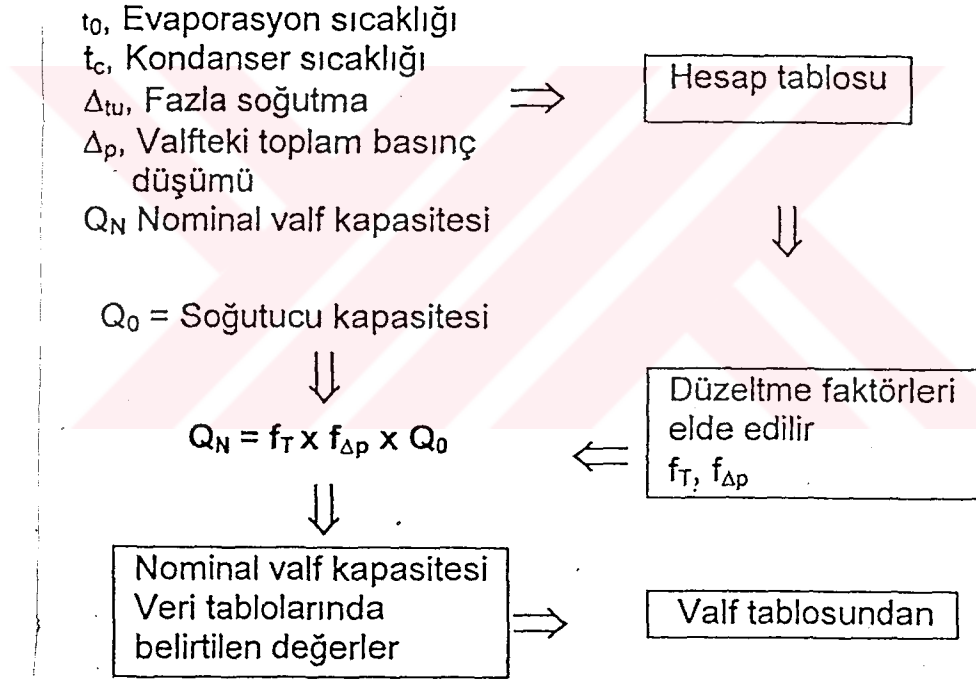
Şekil 5.4 Termostatik genişleme supabı (TXV) (Gülenç, 1999)

5.4.1 Soğutucu Akışkan Değişikliğinde Genleşme Supabı Ayarı

Soğutma sisteminin evaporatör sıcaklığı ($\pm 5^\circ \text{K}$) limiti içinde kalmak şartıyla pratik olarak, genişleme supabını, soğutucu akışkan basıncına uygun ayarlayabilmek için diyaframın üzerinde bulunan mekanik ayar vidası kullanılır. Evaporatör basıncı P_1 ve yay basıncı P_F kontrol diyaframının alt yüzeyini etkiler. Bu her iki basınç uygulaması, P_F , hazne basıncıyla karşılanır. Daha yüksek evaporatör basınçlı bir alternatif soğutucu kullanıldığında hazne basıncı da doğru orantılı olarak artırılmalıdır. Bu da sadece haznenin ısısını arttırmakla mümkün olacaktır. Evaporatör değişimdeki genişleme, alternatif soğutucu için, hesaplanır (değerler doymuş buhar için seçilmelidir). Buharlaştırma sıcaklığına karşılık gelen, evaporatör basıncı temel alınarak, yeni ve eski soğutucu arasındaki basınç farkı, alternatif soğutucunun evaporatör basıncına eklenir. Sonuçta elde edilen sıcaklık değişimi, $^\circ\text{K}$ cinsinden evaporatördeki değişime eşdeğerdir. Alternatif soğutucunun (sistem revize edildiği vakit

sisteme konulan yeni soğutucu akışkan) basıncı artarsa, emme hattında gazın sıcaklığında aynı oranda artacaktır. Alternatif soğutucunun basıncı düştüğündeki bu daha kritiktir, emme hattı gazı kızdırılma miktarı azalacaktır. Birinci durumda kompresör emişinde kompresör içine sıvı soğutucu akışkan girme riski oluşur. İkinci durumda valf kapanmaz. Bunun neticesinde soğutucu akışkan, soğuk evaporatöre geçer. Kompresör çalıştığında bu soğutucu akışkan kaynar ve evaporatörde köpürür. Az veya çok buharlaşmamış durumda kompresör tarafından emilir. Bu durum yağ basıncı problemlerine, taşma hasarlarına, ya da kompresör silindir yüzeyinde su birikintilerine neden olur. Yeni ile eski soğutucu arasındaki basınç farkı, yay basıncını ayarlamak suretiyle karşılanabilir.

5.4.2 Tüm Genleşme Valfleri İçin Yeni Tip Seçim Yöntemi



Şekil 5.5 Genleşme valfleri için yeni seçim yöntemi (Gülenç, 1999)

Hesaplama metodu, soğutma kapasitesi Q_0 sıcaklık etkileşiminden kaynaklanan ' f_T ' düzeltme faktörü, genleşme supabında basınç düşmesi ' $f_{\Delta p}$ ' çizelgelerden tespit edilip birbiriyle çarpılarak Q_N nominal kapasite bulunur. Bulunan değere göre de valf seçimi yapılır. Ek 1,2,3,ve 4 teki tablolar yardımı ile seçim gerçekleştirilir.(Gülenç, 1999)

5.5 Kontrol Penceresi

Sistemde dolaşan soğutucu akışkanın homojenliğinin ve temizliğinin tespit edilmesi için

tesisata yerleştirilir. İşletme esnasında soğutucu madde kabarcık yapmadan kontrol penceresinden geçmelidir. Gaz kabarcıklarının belirmesi genellikle sistemde yeterli miktarda soğutucu maddenin bulunmadığı anlamına gelmektedir. Diğer bir olasılık; kirlenmiş veya arızalı kondanser nedeniyle soğutucu akışkan yeterli derecede yoğunlaştırılmamıştır.

Kontrol penceresinden aynı zaman da kontrol edilmesi gereken bir hususta akışın fiziksel homojenliğe sahip olmasıdır zira soğutucu madde geçtiği tesisatta eşit miktarda dağılmak zorundadır. Ek 10'da kapsamlı çizimde kontrol penceresini yeri gösterilmektedir.

5.6 Soğutucu Madde Toplama Tüpü

Bu parça soğutucu akışkanın genişleme kabı ve yedek deposu olarak hizmet eder. Ek 10'da 3 numaralı ekipmandır. Özel yapısı sayesinde sıvı haldeki soğutucu madde ağırlığı nedeniyle ayrışarak toplama tüpünün zeminine çöker ve buradan dik bir boru yardımıyla çıkış ağzına taşınarak genişleme supabının kabarcıksız çalışmasını sağlar.

Patlama ve müteakip zararları engellemek için soğutucu madde toplama tüpünde meydana gelen herhangi bir mekanik hasar veya paslanma durumunda tüp değiştirilmelidir.

Soğutucu madde toplama tüpü belirli bir çalışma basıncı altındadır. Bu yüzden üretim ve denetim bakımından basınçlı kaplar yönergesine uymak zorundadır.

5.7 Basınca Duyarlı Şalter

Alçak basınç yönünde meydana gelen asgari yada yüksek basınç yönünde meydana gelen azami basınçta basınca duyarlı şalterler veya presostatlar kompresörün manyetik debriyajını keser. Böylece yüksek basınçtan doğabilecek patlamalara, tertibat ünitelerinin hasar görmesine veya alçak basıncın etkisiyle yabancı gazların ve maddelerin içeriye emilmesine engel olur.

5.8 Manüel Kesme Valfi

Servise alınan araçta klima sisteminde dolaşan akışkanı sistem dışına almadan bakım yapılabilmesi için kullanılan ekipmandır. Filtre/kurutucu, kontrol penceresi, genişleme supabı, buharlaştırıcı veya kompresörün emme yönüne kadar giden hatlarda yapılan çalışmalarda, manüel kesme valfini kapatıp aracın klimasını çalıştırarak tertibatın soğutucu maddeyi kendiliğinden emmesi sağlanabilir. Bu işlemde soğutucu madde kondanser ve soğutucu madde toplama tüpüne sıkıştırılır.

Manüel kesme valfi bulunmayan tertibatlar üzerinde yapılan çalışmalarda soğutucu maddenin servis amacıyla boşaltılması gerekmektedir (Konvekta, 1999).

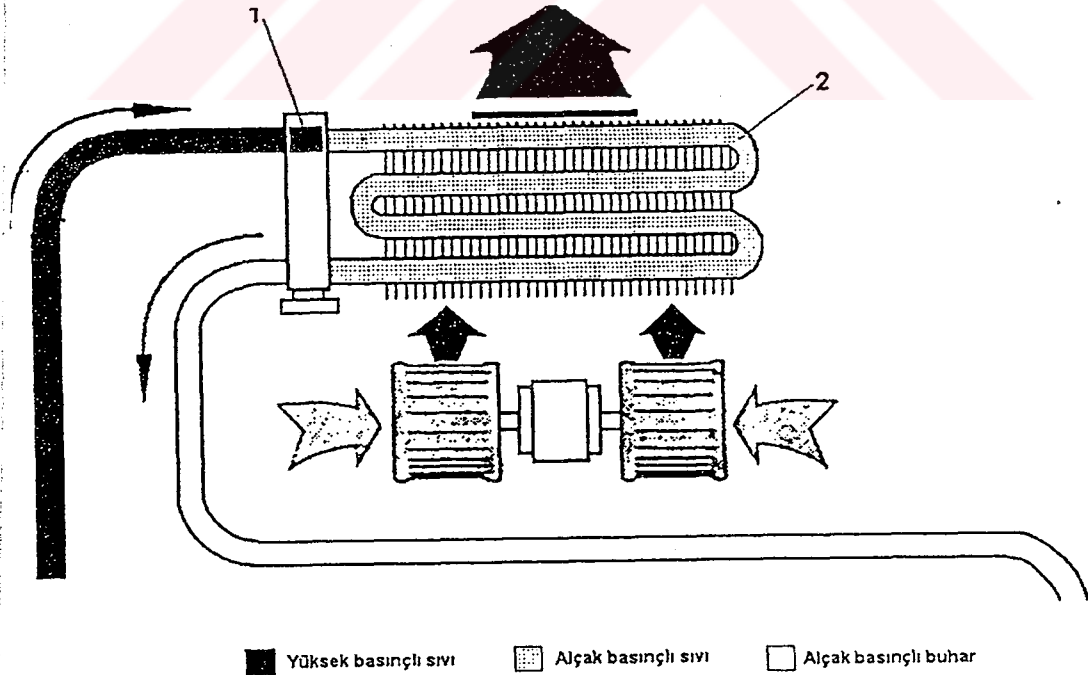
5.9 Evaporatör

Günümüzde otomotiv sanayinde kullanılan evaporatör malzemeleri; (1) bakır veya alüminyum boru ve alüminyum kanat, (2) alüminyum plaka ve alüminyum kanat, (3) serpantin boru ve kanattır.

Normal konutsal uygulamalardakinden farklı olarak otobüs uygulamalarında evaporatör boyut kriterleri farklılık arz eder. Çalışma süresi, çalışma şartları, hızdan dolayı maruz kalınan dış basınç v.b.' den dolayı seçim farklıdır.

Genleşen ve kısmen buharlaşma sayesinde soğuyan, fakat büyük kısmı sıvı olan soğutucu akışkan evaporatöre gelir. Soğutma maddesi kendisinin tamamen buharlaşması için gerekli ısı miktarını evaporatörün kantçıkları üzerinden üflenen dış havadan alır.

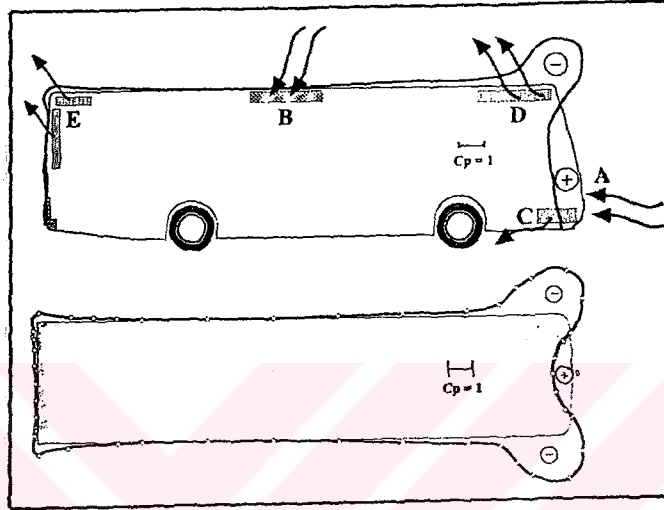
Bu şekilde ısının bir kısmı yani soğuyan hava havalandırma sisteminden geçerek aracın kabini içine gelir. Hemen arkasından buhar fazında olan soğutucu akışkan kompresör tarafından emilir ve böylece dolaşım, diğer adı ile çevrim sona erer.



Şekil 5.6 Soğutma çevriminde evaporatör (Gülenç, 1999)

6. EKİPMAN YERLEŞİMİ KRİTERLERİ

Otobüsün dış kısmında bulunan hava girişleri ve yolcu kompartımanında bulunan hava üfleme menfezlerinin yeri oldukça önemlidir. Aynı zamanda klimanın ana parçalarının yerleşimi de oldukça önemli bir unsurdur. Konstrüksiyonun teorik hesaplamalarla temellenmesi mantığı ile aerodinamik disiplini yardımıyla basınç deplasmanları belirlenmiş ve bu veriler ışığında ana parçaların yerleşim düzeni Şekil 6.1'de gösteriliği gibi oluşturulmuştur.



Şekil 6.1 Bir otobüsün etrafındaki basınç dağılımı (ASHRAE, 1999)

Bu yerleşim düzeni aşağıdaki başlıklarda anlatılmıştır;

- Ön tarafta basıncın çoğu pozitif basıncıdır ve otobüsün ön tarafındaki durma noktası otobüs yüksekliğinin 1/3'ü seviyesindedir.
- Ön kısım ile tavanın birleşme köşesinde basınç kuvvetli şekilde negatiftir.
- Çatıda basınç yaklaşık olarak atmosfer basıncıdır.
- Arkada basınç katsayısı her zaman negatiftir.

Yukarıda belirtilen spesifik bilgiler ışığında klima cihazının ekipman yerleşimi yapılır. Giriş için en uygun yer otobüsün alt ön tarafıdır (A). Girişin yapılacağı kısma bir alternatif ise otobüsün üst orta tarafıdır (B), bu kısım aynı zamanda yağmurdan da etkilenmez. Güçlü negatif basınç katsayılarına haiz alanlar (C;D) ki ön kısmın hemen arkasındaki yan paneller üzerindedir çıkışlar için en uygun yerlerdir, buralarda aracın hareketi akışı tahrik eder. Arka kısımdaki lateral paneller (E)'de aynı zamanda çıkış için uygun alanlardır. Bazı hallerde

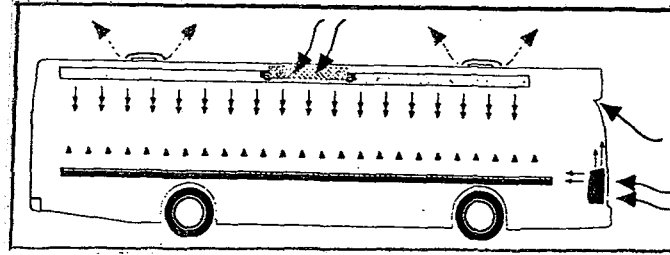
evaporatör çatıda hemen kaportanın altına yerleştirilir (ASHRAE, 1999).

6.1 Dizayn Yaklaşımları

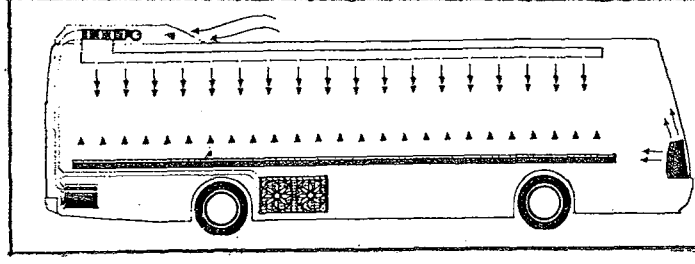
Şekilde şehirler arası seyahat otobüsünün ekipman yerleşimi gösterilmiştir. Kompresör genelde motor tahriklidir. Bazı şehirler arası yolcu otobüsleri kompakt olarak dizayn edilmiş ve motor tarafından direkt tahrikli klima cihazları kullanmaktadır ancak bu üniteler oldukça pahalı ve komplekstirler. Motor bölümüne yerleştirildikleri için motor bölümünde ekstra bir alana ihtiyaç duymaktadırlar. Evaporatör yada evaporatörler otobüsün çatısının arka kısmına veya otobüsün çatısının ortasına üst kaporta ile iç kaportanın tavanı arasındaki boşluğa yerleştirilir. Fanlar havayı evaporatör üzerinden uzunlamasına yerleştirilmiş kanallara üfler. Sonrasında hava, yolcu kompartımanına yolcuların oturdukları alanın üstündeki üfleme menfezlerinden üflenir.

Bir damper vanası ise taze hava miktarını ve sirküle edilen hava miktarını regüle eder. Kondanserin verimliliğini sağlayabilmek için kondanserin negatif basınç katsayısının olduğu yerlere veya sıcaklığın yüksek olduğu alanlara konulmamalıdır.

Konfor için önemli olan bir hususta soğuk havalarda ısınma ihtiyacını karşılayabilecek bir ısıtıcı ünitenin bulunmasıdır. Sıcak olan motor soğutma suyu yolcu kompartımanının yan panellerinde bulunan konvektörlere ulaştırılır ve hava böylelikle ısıtılıp konforlu bir ortam oluşturulmaya çalışılır. Yazın ise ısının akışını önleyebilecek olan basit fakat verimli uygulamalarda vardır. Örneğin camlarda perdelerin bulunması vb.



Şekil 6.2 Şehir içi yolcu otobüsünde ekipman yerleşimi (ASHRAE, 1999)



Şekil 6.3 Şehirlerarası yolcu otobüsünde ekipman yerleşimi (ASHRAE, 1999)

Şehir içi taşımacılığı yapan otobüslerde ise iki faktör belirleyici olmaktadır. Bunlardan birincisi şehir içi otobüslere insanlardan gelen ısı yükü daha fazladır. İkincisi ise şehir içi seyahatinde yolcular otobüste daha az zaman harcadıklarından konfor şartlarının çok iyi olması gerekmez. Bundan dolayı genelde bu tip otobüslerde sadece ısıtma, havalandırma uygulamaları yapılır. Klima uygulamaları nadiren söz konusudur. Bu tip otobüslerde dikkat edilecek husus taze hava ihtiyacının fazla olması ve bu sebepten dolayı daha fazla taze hava sirkülasyonunun yapılmasıdır.

Şekil 6.2'de bir şehir içi otobüsündeki havalandırma ve ısıtma ekipmanı uygulamaları görülmektedir. Hava girişleri ön iç panelin hemen altından ve üst tarafta rüzgar kalkanının hemen altından yapılır. Çatı vantilatör uygulamaları sayesinde yolcu kompartımanından hava dışarı atılabilir. Bu uygulamada dikkat edilecek bir husus ise kullanılan vantilatörlerin sesinin 65dB(A)'yı aşmaması olmalıdır. Vantilatör adetlerini arttırıp rotasyon hızlarını düşürmek bu soruna bir çözüm teşkil edebilir (ASHRAE, 1999).

7. OTOBÜS KLİMA SİSTEMLERİNİN PROJE ESASLARI

Pek çok klima sisteminde olduğu gibi taşıt iklimlendirme sistemi de değişen ortam şartlarında taşıt içindeki yolculara uygun bir soğutma temin etmelidir. Soğutma yükü genel olarak dış hava sıcaklığı ve nemi, yolcu sayısı ve gereken temiz hava miktarı ve güneş ışımasını faktörleri ile etkilenmektedir. Bu faktörler bütün ortamlardaki değişik yol şartlarında ve taşıtın farklı hız ve doğrultulardaki hareketlerinde değişimlere uğramaktadır. Güneş altında asfalt bir yolda yol sıcaklığı 70°C a kadar yükselebilir. Buda yoldan araca geçen ısı miktarını artırır. Ağaçlık bölgelerde hareket eden taşıtlar, kumluk ve kayalık bölgelere nazaran daha az ışıma maruzdur. Taşıt hareketi sırasında ön, yan ve arka camlardan gelen güneş ışımasını da, hareket doğrultusu ile devamlı değişir. Duran veya yavaş hareket eden şehir trafiğinden hızlı şehir dışı trafiğine kadar taşıt hızındaki değişimler soğutma yükünü etkiler (Gülenç, 1999).

7.1 Otobüs Kliması

Otobüs klima sistemleri, diğer taşıtlara göre gerek soğutma yüklerinin tespiti, gerekse havalandırma donanım yerleri ve tahrik sistemleri açısından farklılık gösterir.

7.1.1 Hava Dağıtım Sistemleri

Otobüslerde soğutulmuş hava tavandan dağıtıldığından değişik akış menfezleri kullanılır. Bazı otobüslerde tavan boyunca delikli levhalar üzerinden hava dağıtılır, bazı sistemlerde ise her yolcu için hava çıkışları bulunmaktadır. Tavandan dağıtım sistemi ısıtma amaçlıda kullanılabilir. Ancak ısıtmanın döşeme kanallarından yapılması daha verimlidir ve ısınma için en çok tercih edilen yöntemdir. Tavan dağıtım sisteminin dezavantajı yüksekliğin azalması ve hacim kaybıdır . İdeal olarak taşıtta kullanılacak havanın %30 kadarı dış atmosferden alınmalı %70 kadarı ise taşıt içinde devir daim ettirilmelidir (ASHRAE, 1999).

7.1.2 Donanım Yerleri

Otobüs iklimlendirme sistemi için önemli özelliklerden biri otobüs dizaynını da etkileyen yer sorunudur. Normal olarak uygun şekilde yeteri kadar dar hacim bulmak zor olmaktadır. İklimlendirme sisteminin bütün bileşenlerinin ekonomik olduğu kadar hafif olması ve tekerlek yüküne bağlı olarak uygun şekilde yerleştirilmeleri gerekmektedir.

Günümüz otobüsleri iklimlendirme sistemlerinde alüminyum gövdeli kompresörler ve bazılarında da alüminyum evaporatör ve kondansör kullanılmaktadır. Ayrıca ağırlıktan ve boyuttan tasarruf etmek için yüksek hızlı kompresörler kullanılır.

Otobüste kompresör, kondanser, evaporatör ve hava fanlarından ibaret iklimlendirme sisteminin tamamı döşeme altında tavanda veya kompresör ve kondanser döşeme altında, evaporatör ve fanlar tavanda olacak şekilde yerleştirilebilirler. Döşeme altı sitemlerinin şehirler arası çalışan otobüslerde pek çok yararı vardır. Bunlar otobüs ağırlık merkezini yere yaklaştırması, hava kanallarının kolay yerleştirilmesi ve kısa olması, tavandaki sisteme nazaran daha sessiz olması sayılabilir. Bu sistemin sakıncası özellikle uzun mesafeler arasında çalışan otobüslerde kıymetli sayılabilecek bagaj hacmini kullanmasıdır.

Ayrık yerleştirme sistemi, evaporatörün üstte bulunması nedeni ile daha az bagaj hacmi kullanılır. Kondanserin üstte olması durumunda ise soğutma havası daha serin olacak ve kondanser üzerinde daha az toz ve kir birikecektir. Otobüs üzerinde bir şişkinlik yaratan ayrık sistem yükseklik ile kısıtlıdır. Bu sistemde kompresörün kendisi döşeme altında bulunur (Gülenç, 1999).

7.1.3 Tahrik

İklimlendirme sisteminin tahriki için en genel uygulama ayrı bir benzin veya diesel motorunun kullanılmasıdır. Soğutma kompresörünün daha verimli çalıştığı otobüsün esas güç kaynağından bağımsız olduğu bu uygulamada yardımcı motor, buharlaştırıcı fanlarını tahrik edecek elektrik motorlarına enerji sağlayan jeneratörü de tahrik edecek kadar büyük güçte olmalıdır. İkinci bir motorun bakım giderleri, daha fazla ağırlık ve hacim getirmesi nedeniyle bu sistem yerini taşıt ana motorundan tahrikli sistemlere bırakmıştır. Motor tahrikli sistemlerin bu yararlarına karşın sakıncaları da bulunmaktadır. Soğutma kompresörleri ana motora bağlı olduğundan soğutma kapasitesi motor hızına bağlı olarak değişir. Relanti hızlarında kapasite çok düşüktür, buna karşın yüksek hızlarda çok büyük olabilir. Kondanser ve soğutma fanlarını içeren 60000 kJ/h soğutma kapasiteli tipik bir sistem yaklaşık 300 kg ağırlıkta olmasına karşın bağımsız tahrikli sistem 600 kg'a kadar ağırlaşabilir. Otobüs hızına bağlı olmadan oldukça üniform bir kompresör hızı elde etmek için otomatik transmisyon kullanılmalıdır (Gülenç, 1999).

Bu durumda relanti hızlarında dahi kompresör maksimum hızın 0.50-0.60'ı kadar bir hızda çalışabilir. Soğutma kapasitesini ayarlamanın bir yolu otomatik kapasite donanımlı normalden daha büyük deplasmanlı kompresör kullanmaktır. Düşük kompresör devirlerinde deplasmanın tamamı kullanılır, yüksek devirlerde ise kapasite otomatik olarak azaltılır. Taşıt motorundan tüm gücün isteneceği durumlarda, kompresör ve motor arasında kullanılacak kavrama ile kompresör devreden çıkartılabilir. Bazı uygulamalarda (motordan azami performans istendiği

durumlarda) gaz pedalına bağlı bir anahtarla kompresör ve soğutma fanları devre dışı bırakılır. Tabi bu uygulama çok dikkatli bir tahrik ve kavrama dizaynı gerektirir ki anahtarın açılıp kapanmasında hata olasılığının sıfır olması çok önemlidir (Gülenç, 1999).



8. OTOBÜS HAVA ŞARTLANDIRMASI

Bir otobüsün yolcu kompartımanında konforlu iklim şartlarının sağlanması oldukça zordur çünkü birim alanda bulunan yolcu adedi fazladır, gözlem yapılacak olan alan oldukça büyüktür, ve dış hava şartları oldukça değişkendir. Spesifik dış koşullar için özel klima dizayn edilmesi ekonomik değildir. Dolayısı ile klima dizaynında benzer iklimler için, ve yüksek dış hava sıcaklığında verimli olabilecek, çok yüksek nemli havalarda verimli olabilecek optimizasyonların yapılması gereklidir.

Ünitenin yüksek dış hava sıcaklıklarında dahi tatminkar ölçülerde çalışması gerekmektedir. Dış hava kalitesi de göz önünde bulundurulmalıdır. Havalandırma için gerekli hava, yol yüzeyinin kirli olmasından, kondanserin hava sirkülasyonundan, veya radyatörün deşarj havasından dolayı oldukça kirlenmektedir. Aracın hareket halinde olması ise kondanser fanlarının performansını etkiler. Buna ek olarak, motor hızı kompresör kapasitesini etkiler. Bu değişken etkilerden dolayı otobüsler için geliştirilecek olan klima öncelikle daha küçük deney setlerinde elde edilen değerlerin (simülasyon uygulamaları vb.) otobüs ihtiyacına göre revize edilmesi ile gerçekleştirilir.

8.1 Isı Yükü

Otobüsler için yapılacak olan klima dizaynlarında etkili olan ısı yükler ve ana parametreler şöyle sınıflandırılabilir.(ASHRAE, 1999)

- Seyahat verileri (yolcu sayısı, kat edilecek olan mesafe)
- Camların boyutları ve optik özellikleri
- Dış hava şartları (sıcaklık, bağıl nem, solar radyasyon)
- Otobüs içinde ve dış gövdede kullanılan konstrüksiyon elamanlarının özellikleri

8.2 İç Hava İçin Konfor Özellikleri

Bir yolcu otobüsü için ısıtma ve soğutma yükü aşağıda belirtilen yüklerin toplamı şeklinde olur ;

- Otobüsün dışından gelen ısı akısı (yan paneller,zemin, çatı)
- Camlardan gelen ısı akısı (yan, arka ve ön camlar)

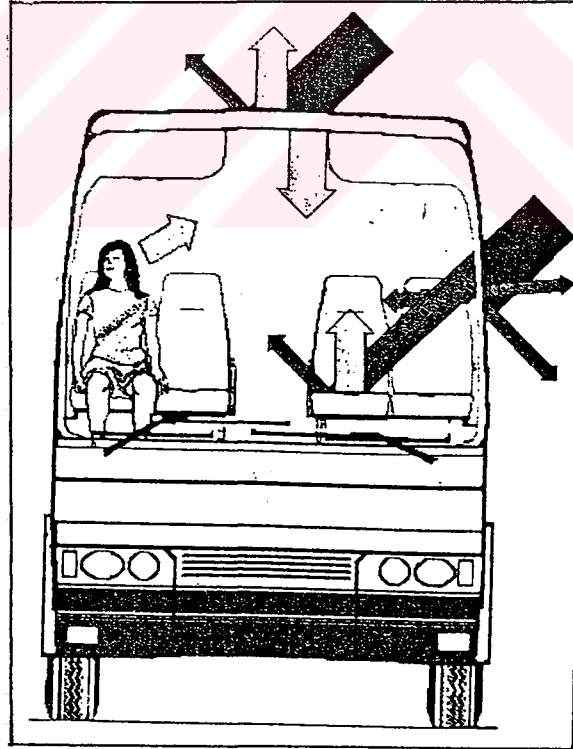
- Yolculardan gelen ısı akısı
- Motordan, yolculardan ve havalandırma ile gelen ısı yükleri (iç hava ve dış hava arasındaki entalpi farkı)
- Üfleme motorundan gelen ısı yükü

Kış aylarında ısınma için gerekli olan ısı yükünün tayini yaz aylarında soğutma için gerekli olan ısı yükünün tayininden daha kolaydır (ASHRAE, 1999).

8.3 Simülasyon Uygulaması

Oluşturulacak olan simülasyonda ısı kazanımları yukarıda bahsi geçen etkenler göz önünde bulundurularak oluşturulacaktır. Isı kazanımlarını temsili olarak gösteren Şekil 8.1 aşağıdadır. Parçalar ve hava düzgün sıcaklık dağılımına sahip olmak üzere , yolcu kabininin ısı balansı (8.1) eşitliği ile bulunur. Ek 14'te ısı yükleri gösterilmiştir.

$$Q_e = Q_B + Q_g + Q_{BH} + Q_E + Q_C + Q_M + Q_P + Q_V \quad (8.1)$$



Şekil 8.1 Simülasyon uygulaması

Binalardaki hava şartlandırma uygulamalarında yapılan kapsamlı çalışmalarla Q_P , Q_M , Q_C ve Q_V ısı kazanımları detaylı bir şekilde elde edilmiştir. Bunun yanında otobüslerde klima

uygulamalarına dair daha spesifik yapıda olan Q_B , Q_g , Q_{Bi} ısı kazanımları üzerine çalışmalar yetersiz kalmaktadır. Bu ısı yükleri tamamiyle aracın maruz kaldığı yüksek solar radyasyon nedeniyle incelenmesinde güçlük çekilen kazanımlardır. Bu karakteristikler, taşıtın ısı balansını yapınıninkinden farkı kılar. Motorlu taşıt bir bina ile karşılaştırıldığında, taşıtın pencere alanının onun kendi hacmine oranı oldukça büyük olduğundan, radyasyondan gelen ısı yükünün değeri önemlidir. Bu çalışma çeşitli tip ısı yükleri, özellikle solar radyasyon ile ilgili yapılmış deney ve teorik analizler yardımı ile hava şartlandırıcının ısı yükü üzerine simülasyon programı oluşturulmasını tanımlar. Buna ek olarak simülasyon programı yardımıyla hava şartlandırma bireysel ısı yükünü irdeler ve ısı yükünün azaltılmasının başarılmasını sağlar.

8.4 Oluşturulan Modelde Yapılan Kabuller

$Q_e = Q_B + Q_g + Q_{Bi} + Q_E + Q_C + Q_M + Q_P + Q_V$; oluşturulan bu modelde Q_B , aracın sacdan imal edilmiş olan gövdesinin ısı kazanımıdır. Bu ısı kazanımı sacın farklı renklerde olması da göz önünde bulundurularak incelenmeye çalışılacaktır. Q_g , camlardan gelen solar radyasyon nedeniyle incelenmesinde temel olarak kullanılan cam tiplerinin optik karakteristikleri göz önünde tutulacaktır. Yolcu bölmesinde ki her bir parça tarafından soğurulan ısı yükü yolcu bölümündeki parçaların ve havanın sıcaklığının artmasına yol açar. Q_{Bi} , aracın iç mahalini oluşturan parçaların kabin içindeki havayı ısıtmasını göz önünde bulundurularak tayin edilecektir. Kabin içi hava ve kabin içindeki parçalar homojen bir ısı dağılımına sahiptir. Gövdenin ısı transferi tek boyutlu ısı iletimini öngörür. Yolcu bölmesinde ki her bir parça tarafından soğurulan ısı yükü, yolcu bölmesindeki parçalar ve havanın sıcaklığının artmasına yol açar. Q_E ; motor bölümünden yolcu bölümüne geçen ısı yüküdür. Q_C ; bagaj kısmından yolcu bölümüne geçen ısı yüküdür. Q_M ; üfleyici motorlardan gelen ısı yüküdür. Q_P ; yolcularan gelen ısı yüküdür. Q_V ; havalandırma ile kazanılan ısıdır.

9. ÇEŞİTLİ ISI YÜKLERİ

9.1 Solar Radyasyon

Yan yüzeylere ve çatıya gelen solar radyasyon ısı miktarı yüzeyler tarafından soğurulur veya yansıtılır, bu elde edilen ısının bir parçası yolcu bölümünden gövdeye kadar içindeki hava sıcaklığının artmasına sebep olur. Her bir pencere camına gelen solar radyasyon ya soğurulur, ya yansıtılır ya da geçirilir. Soğurulan ısının bir miktarı yolcu bölümüne girer. Pencereden geçen ısının bir bölümü iç parçalar tarafından soğurulur. Böylece pencere camından ve kasadan yolcu bölümüne giren solar radyasyon ısı yükü aşağıdaki eşitliklerle bulunur. İç parçaların soğuruculuğunun tayin edilmesi zorluğundan dolayı Q_g ve Q_{Bi} ısı kazançları birleştirilerek Q_s ısı kazancı olarak hesap edilecektir. Kapsamlı hesap Bölüm 11.3.3'te yapılmıştır.

$$Q_B = K_B \cdot (T_B - T_i) \cdot F_B \quad (9.1)$$

$$M_B \cdot \partial T_B / \partial z = [a_B \cdot I_B - \alpha_o \cdot (T_B - T_o) - K_B \cdot (T_B - T_i)] \cdot F_B \quad (9.2)$$

$$Q_s = Q_g + Q_{Bi} \quad (9.3)$$

$$Q_s = I_N \cdot [(0,4a_g) + \tau_g] \quad (9.4)$$

Yukarıdaki eşitliklerde T_B , çeşitli malzemeler içeren gövdenin en dış kısmı tarafından solar radyasyon ısı miktarı soğurulurken kalınlıktaki sıcaklık dağılımını hesaba katar.

9.2 Yolcu Bölümünün İçi ve Dışı Arasındaki Sıcaklık Farkı Üzerine Isı Geçişinin Etkisi

Motor bölümünden yolcu bölümüne geçen ısı yükü Q_E (9.5) eşitliği ile elde edilir.

$$Q_E = K_E \cdot (T_E - T_i) \cdot F_E \quad (9.5)$$

T_E ve T_i , her bir bölümdeki ortalama sıcaklıktır. Q_C , Q_E gibi aynı yolla çözümlenecek döşeme ve bagajdan gelen ısı yüküdür.

9.3 Hava Şartlandırıcının Üfleyici Motorundan Kazanılan Isı

Bir üfleyici motoru yolcu bölmesi üzerine monte edilir. Ön veya orta kısımda yer alabilir. Böylece motorun enerji harcaması Q_M hava şartlandırma ısı yüklerindedir.

9.4 Yolcuların Isı Emisyonu

Yerinde oturan yolcu ortalama 25°C'de 57W duyulur ısı yayar, yaydığı gizli ısı ise 33,5 W'dur. Yaptığı iş hafif olarak varsayılan sürücü ve hostesler yaklaşık 25°C'de 59,5W duyulur ısı üretir. Yayılan gizli ısı kişi başına aynı sıcaklıkta 56W'dur (Carrier, 1999).

9.5 Havalandırmayla Kaybedilen Isı

Havalandırma yolcu bölmesine giren ısı aşağıdaki eşitlikle tanımlanır.

$$Q_v = G_v \cdot (h_o - h_i) \quad (9.6)$$

h_i ve h_o sırasıyla yolcu bölmesi ve dış atmosferdeki havanın entalpileridir. Otobüsteki havalandırma uygulamasında iç havanın %70'i by-pass havasıdır. Geriye kalan %30'luk kısım dış havadan temin edilecektir. Gerekli olan hava değişimi Gülenç'e (1999) göre saatte 12 defa olarak tayin edilmiştir.

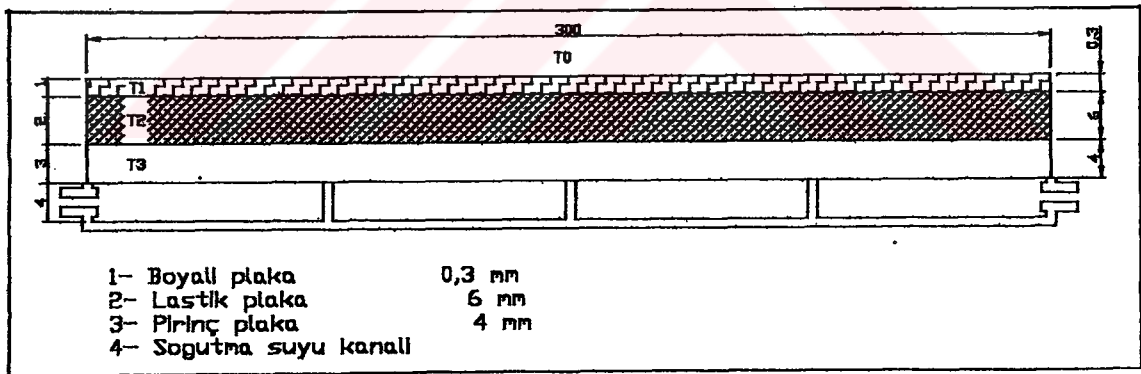
10. ISI YÜKÜNE ETKİ EDEN KARAKTERİSTİK DEĞERLERİN İNCELENMESİ

Yukarıda bahsedilen eşitliklerdeki karakteristik değerler hesaplamalar ve denemelere göre elde edilmiştir.

10.1 Taşıt Gövdesinin Solar Radyasyon Soğuruculuğu

Yan gövdeden ve çatıdan gelen solar radyasyon ısı yükü Q_B , boya renginden büyük ölçüde etkilenir. Onun etkisini miktar olarak açığa çıkarmak için boyalı gövdenin solar radyasyon soğuruculuğunu belirlemek gerekir. Şekil 10.1'de kızıl ötesi lambalar altında yatay olarak uzatılmış ölçme aparatı gösterilmiştir. Eppley pyrliometresi ile ölçülen solar radyasyon miktarı aparata uygulanır. Böylece boyanmış plakanın yüzey sıcaklığı ' T_1 ' aparatın çevresindeki atmosfer ve duvar sıcaklığı ile aynı olur. Boyalı plakadan radyasyonla etraf duvarlara, konveksiyonla atmosfere transfer edilen ısı kaybını mümkün olduğunca azaltmak için $T_1 = T_0$ olur. Aparat örnek olarak araç için yapılan boyalı plakanın ısı iletimi katsayısı

$\lambda = 0,35 \text{ W/mK}$ olan 6 mm kalınlığında lastik plakaya ve onun altındaki 4mm kalınlığındaki pirinç plakaya ve yüzey yönünde sıcaklık dağılımını sabit yapmak için su soğutmasına sahiptir.

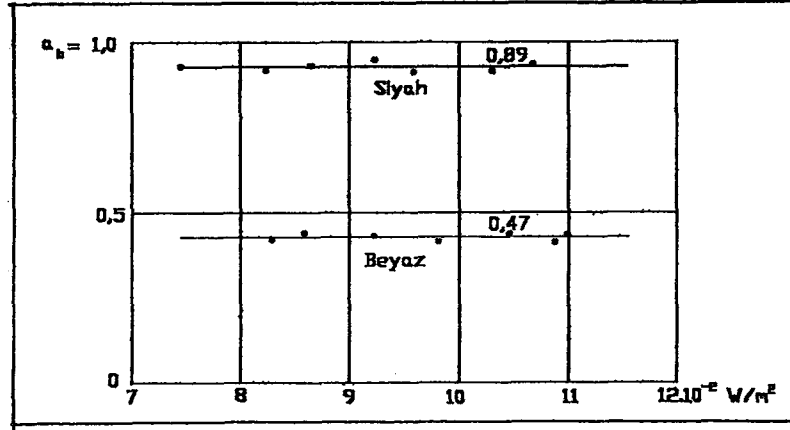


Şekil 10.1 Boyalı plakanın solar radyasyon soğuruculuğu ölçme seti (Bekdemir, 1995)

Boyalı çelik plakanın (gövde) solar radyasyon soğurması a_B lastik plakamın sıcaklık farkı tarafından hesaplanan ısı miktarına göre (10.1) eşitliği ile hesaplanmıştır.

Aparatın boyutları kenarlardan ısı kaybı tesirini bozmak için 300 x 300 mm' dir.

$$a_B = \lambda \cdot (T_2 - T_3) / (6 \times 10^{-3} \cdot I) \quad (10.1)$$



Şekil 10.2 Boyalı plakanın solar radyasyon soğuruculuğunun ölçüm sonuçları

Bekdemir'e (1995) göre a_B 'nin ölçüm sonuçları siyah renk için $a_B = 0,89$ beyaz renk için $a_B = 0,47$ olduğu şekilde gösterilmiştir. Bu göstermiştir ki, siyah renkli gövde, beyaz renkli gövdenin soğurduğu solar radyasyon miktarının iki katı kadarını absorbe eder.

10.2 Solar Radyasyon İçin Camın Karakteristik Değerleri

Geliş açısı, kalınlık ve malzemeye göre değişen solar radyasyon için geçirme, yansıtma ve soğurma gibi camın karakteristik değerleri, camın optik teorisine temel alan verileri kullanarak yapılan hesaplamayla elde edilmiştir. Çizelge 10.1'de üç farklı tip camın optik özellikleri verilmiştir. Bu çizelgede geçirgenlik τ_g , soğuruculuk a_g ve yansıtıcılık γ_g ile ifade edilmiştir.

Çizelge 10.1 Çeşitli tip camların solar radyasyon karakteristikleri (Bekdemir, 1995)

Karakteristik /Tip	Görünür İş	Tüm Dalga Boyları		
	τ Geçirgenlik	τ_g Geçirgenlik	a_g Soğuruculuk	γ_g Yansıtıcılık
Sıradan Cam	0,90	0,84	0,08	0,08
Enfraruj Soğurucu Cam	0,76	0,59	0,41	0,06
Enfraruj Yansıtıcı Cam	0,73	0,52	0,11	0,37

10.3 Yolcu ve Motor Kabini Arasındaki Isı İletimi

Otobüsün dizel motoru çalışır durumdayken motorun bulunduğu kısmın sıcaklığını artırır. İç mahalin sıcaklığı motor kabininin sıcaklığından daha az olduğu için motor kabininden yolcu mahaline ısı geçişi olur.

10.4 Taşıt Gövdesinin Çeşitli Parçalarındaki Isı Transfer Katsayısı

10.4.1 Duran Aracın En Dış Yüzeyindeki Isı Transfer Katsayısı

Isı transfer tipleri yatay yukarı bakan düzlemdeki çatı, dik düzlemdeki yan ve arka gövde ve camlar yukarı doğru eğik düzlemdeki ön cam için çözüldüğünde her bir α_0 (10.2)'den (10.4)'e kadar olan eşitliklerle ifade edilir.

$$\text{Çatı} \quad \alpha_0 = 2,63 (T - T_0)^{0,25} \quad (10.2)$$

$$\text{Kapı} \quad \alpha_0 = 1,98 (T - T_0)^{0,2} \quad (10.3)$$

$$\text{Cam} \quad \alpha_0 = 1,98 [(T - T_0)\cos(\theta - 90)]^{0,25} \quad (10.4)$$

Burada θ eğik düzlemin yatay düzlemle yaptığı açıdır (Bekdemir, 1995).

10.4.2 Araç Hareket Halindeyken Aracın Dış Yüzeylerindeki Isı Transfer Katsayısı

Aracın her bir parçasının dış yüzeyi türbülanslı akımda ısı transferi yaptığı düşünülerek solar radyasyonla etki altında kalan aracın dış yüzeyinin ısı transfer katsayısı (9.2) eşitliğinden, K_B ve α_i yerleştirilerek bulunur. Yolcu arabasından elde edilen sonuç aşağıdaki eşitliklerle tanımlanmıştır (Bekdemir, 1995).

$$\text{Ön pencere camı} \quad \alpha_0 = 3,79 \cdot v^{0,8} \quad (10.5)$$

$$\text{Yan pencere camı} \quad \alpha_0 = 7,21 \cdot v^{0,8} \quad (10.6)$$

$$\text{Arka pencere camı} \quad \alpha_0 = 4,65 \cdot v^{0,8} \quad (10.7)$$

$$\text{Çatı ve kapı} \quad \alpha_0 = 4,41 \cdot v^{0,8} \quad (10.8)$$

Yukarıdaki eşitlikler pürüzsüz düz plaka boyunca türbülanslı akıştaki ısı transfer katsayılarıdır.

10.5 Camın İç Yüzeyindeki Isı Transfer Katsayısı

Cam yüzeyinin laminar akışta ısı transferini gerçekleştirdiğini kabul ederek α_i cam iç yüzeyindeki ısı transfer katsayısı elde edilir. Elde edilen sonuçlar (10.9)'dan (10.11)'a kadar olan eşitliklerle verilmiştir (Bekdemir, 1995).

$$\text{Ön pencere camı } \alpha_i = 0,584 \cdot v_a^{0,5} \quad (10.9)$$

$$\text{Yan pencere camı } \alpha_i = 0,495 \cdot v_a^{0,5} \quad (10.10)$$

$$\text{Arka pencere camı } \alpha_i = 0,700 \cdot v_a^{0,5} \quad (10.11)$$

11. OTOBÜS İÇİN HESAPLAMALAR

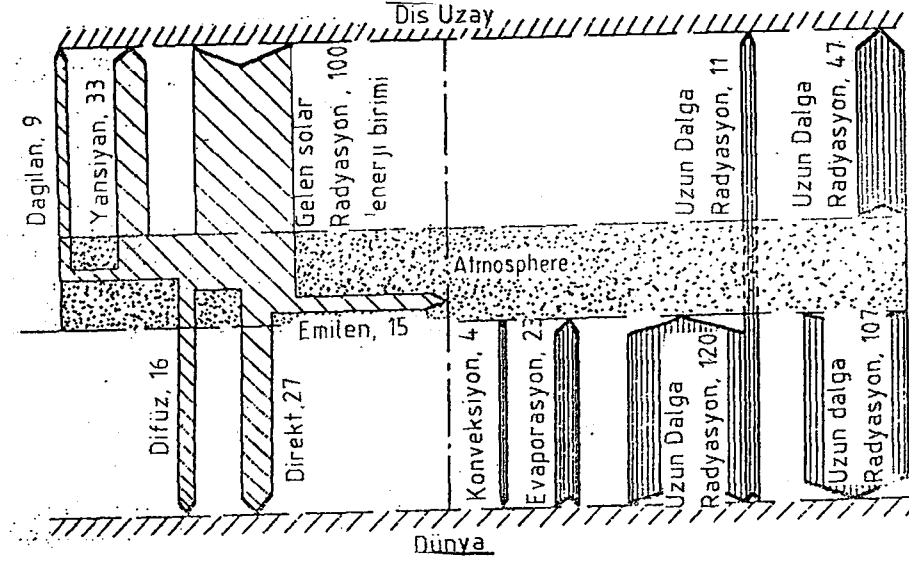
Çizelge 11.1 Dikkate alınan aracın özellikleri (Konvekta, 1999)

TİP (İSİM)	ÖZELLİKLER
MERCEDES O-403	ŞEHİRLER ARASI YOLCU OTOBÜSÜ
MODEL	MERCEDES-BENZ 1999
YOLCU SAYISI	53 YOLCU ; 1 HOSTES ; 1 SÜRÜCÜ
AÇILIR KAPI	1 ADET ORTADA ; 1 ADET ÖNDE
MOTOR	V8 , 8 SİLİNDİR , V TİPİ MERCEDES BENZ DİESEL MOTOR , P= 380 PS
DİĞER	KAPALI TİP PENCERE ; 2 ADET VANTİLATÖR

Özellikleri kabaca belirtilen ve Ek 9'da ölçülendirilmiş resmi bulunan otobüsün hava şartlandırma sistemi için yapılacak ısı hesapları irdelenecektir. Bu hesaplamalar yapılırken daha önceki bölümlerde belirtilmiş olan kabuller geçerlidir.

11.1 Solar Radyasyon Isı Yüğü

Dünya atmosferinin en dış kısmında solar radyasyon Güneş'in Dünyaya en yakın olduğu 21 Aralıkta yaklaşık 1403.45 W/m^2 ve Dünyanın Güneş'e en yakın olduğu 21 Haziranda yaklaşık 1308.64 W/m^2 'dir. Dünya atmosferinin en dış kısmındaki solar radyasyon miktarı tüm yıl boyunca bu limitler arasında değişir. İdeal şartlar altında, yani bulutsuz havada veya atmosferin dışından alınan ışının şiddetine ' Güneş Sabiti ' denir. Yapılan ölçümler Güneş sabitinin 1353 W/m^2 olduğunu göstermiştir. Yeryüzüne ulaşan solar radyasyon ısısı onun büyük kısmının dağıtılması, tekrar uzaya geri yansıtılması ve atmosfer tarafından soğurulmasından dolayı bu rakamların önemli miktar altına inilir. Dağıtılan radyasyon yaygın veya gök radyasyonu diye isimlendirilir. Ve atmosferdeki ozon, su buharı ve toz partiküllerinden yansımada başka bir şey olmadığından yeryüzüne aşağı-yukarı düzgün olarak dağıtıldığı varsayılır. Şekil 11.1'atmosfere ulaşan solar radyasyonun kaçta kaçının yeryüzüne ulaştığı gösterilmektedir.



Şekil 11.1 Dünya ile atmosfer arasındaki ısı balansı (Therlkeld, 1970)

Atmosferden doğrudan gelen radyasyona direkt radyasyon denir. Dünyadaki herhangi bir noktadaki yaygın direkt ve toplam radyasyon arasındaki ilişkiler iki faktöre bağlıdır. Yeryüzündeki o noktaya ulaşmak için atmosfer boyunca kat edilen mesafe ve havadaki pus miktarıdır.

11.1.1 Güneş ile Dünya Arasındaki Temel Açılar

Dünya üzerinde bulunan herhangi bir P noktasının, güneşten gelen güneş ışınları ile yaptığı açılar Şekil 11.2'de gösterilmiştir. l ; P noktasının enlem açısı, w_1 ; saat açısı, d_s ; ise güneşin deklinasyon (ışınımın P noktasına düşüş) açısıdır.

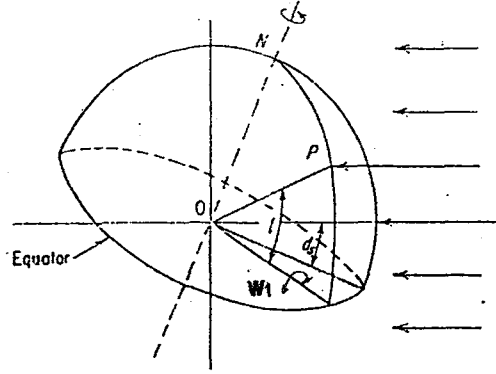
Enlem açısı (l), P noktasının ekvator ile yaptığı açısal mesafedir. Saat açısı (w_1), dünyanın merkezi ile güneşin merkezini birleştiren çizgi ile dünyanın ekvatorial düzleminde bulunan OP çizgisinin izdüşümünün yaptığı açıdır. Deklinasyon açısı (d_s); ise güneş ışınının ekvatorun kuzeyi ya da güneyi (ki eğer P noktası kuzeyde ise kuzeye doğru, güneyde ise güneye doğru) ile yaptığı açıdır (Therlkeld, 1970).

Hesaplamalarda $28^{\circ} 22' 51''$ doğu boylamında, $37^{\circ} 15' 0''$ kuzey enleminde yer alan Muğla ilinin bahsi geçen açıları tayin edilecektir. Hesaplamalarda Muğla iline 21 Haziranda, berrak bir günde, bölgesel yerel saatle, öğlen saat 12:00'de gelen ışınımın açıları tayin edilecektir. Muğla ilinin enlem açısı $37^{\circ} 15'$ dir. Saat açısı ise 11.1 no'lu eşitlikle hesaplanacaktır.

$$LST = LCT + \text{Zaman eşitliği} \quad (11.1)$$

Bu formülde LST yerel solar saati, LCT ise bölgesel yerel saati ifade etmektedir, ki bir

bölgeye belli bir bölgesel yerel saatte düşen ışınımın o bölgede oluşturduğu gerçek saat açısı solar saat açısıdır (Therikeld, 1970).



Şekil 11.2 Enlem, saat açısı , ve güneş deklinasyonu (Therikeld, 1970)

Sonuçta;

Yerel Solar Saat = Bölgesel Yerel Saat + Saat Eşitliği; formülü ile bulunur. Saat eşitliği Çizelge 11.1'den alınır.

Buna göre Muğla ilinde Bölgesel Yerel Saatle öğlen 12:00'de oluşan Yerel Solar Saat ;

Yerel Solar Saat = 12:00 - 1' 14 " = 11 saat 58 dakika 46 saniye'dir. Buda toplamda 718 dakika eder. Bir derece 60 dakikaya eşitse 718 dakika da 11° 54 ' eder. Dolayısı ile 11° 54 ' Muğla ilinin belirtilen koşullarda saat açısıdır. Deklinasyon açısı ise Çizelge 11.1'den alınır ve 23° 27' 'dir.

Çizelge 11.2 Güneş deklinasyonunu ve zaman eşitliği (Therikeld, 1970)

GÜN	1		8		15		21	
	Deklinasyon Derece:Dakika	Zaman Eşitliği Dakika:Saniye	Deklinasyon Derece:Dakika	Zaman Eşitliği Dakika:Saniye	Deklinasyon Derece:Dakika	Zaman Eşitliği Dakika:Saniye	Deklinasyon Derece:Dakika	Zaman Eşitliği Dakika:Saniye
OCAK	- (23:08)	- (3:16)	- (22:20)	- (6:26)	- (21:15)	- (9:12)	- (19:50)	- (11:27)
ŞUBAT	- (17:18)	- (13:34)	- (15:13)	- (14:14)	- (12:55)	- (14:15)	- (10:27)	- (13:41)
MART	- (7:51)	- (12:36)	- (5:10)	- (11:04)	- (2:25)	- (9:14)	0:21	- (7:12)
NİSAN	4:16	- (4:11)	6:56	- (2:07)	9:30	- (0:15)	11:57	1:19
MAYIS	14:51	2:50	16:53	3:31	18:41	3:44	20:14	3:30
HAZİRAN	21:57	2:25	22:47	1:15	23:17	- (0:09)	23:27	- (1:40)
TEMMUZ	23:10	- (3:33)	22:34	- (4:48)	21:39	- (5:45)	20:25	- (6:19)
AĞUSTOS	18:12	- (6:17)	16:21	- (5:40)	14:17	- (4:35)	12:02	- (3:04)
EYLÜL	8:33	- (0:15)	5:58	2:03	3:19	4:29	0:36	6:58
EKİM	- (2:54)	10:02	- (5:36)	12:11	- (8:15)	13:59	- (10:48)	15:20
KASIM	- (14:12)	16:20	- (16:22)	16:16	- (18:18)	15:29	- (19:59)	14:02
ARALIK	- (21:41)	11:14	- (22:38)	8:26	- (23:14)	5:13	- (23:27)	1:47

11.1.2 Güneşlenme Açıları

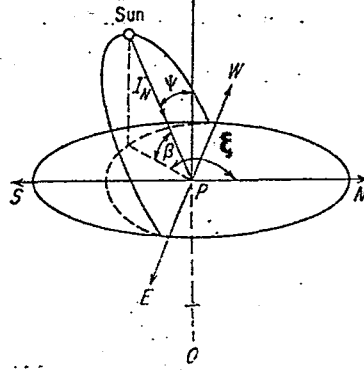
Yukarıda bahsedilen açı grubu haricinde P noktasına ulaşan normal ışınımı (I_N), direkt ışınımı (I_D), ve yatay ışınımı (I_Y) tayin edebilmek için belirtilmesi gereken üç açı daha vardır. Bunlar; (ψ) Zenith açısı, (β) Geliş açısı, (ξ) Azimuth açılarıdır.

(ψ) Zenith açısı güneş ışını ile ufuk yüzeyine dik doğrultuda çıkılan normalle yapılan açıdır.

(ξ) Azimuth açısı ise ufuk yüzeyi ile ışınımın üzerine düştüğü yüzeyin normali arasındaki açıdır.

(β) Geliş açısı ise Zenith açısını bütünleyen yani 90° 'ye tamamlayan açıdır (Therkeld, 1970).

$$\beta = 90^\circ - \psi \quad (11.2)$$

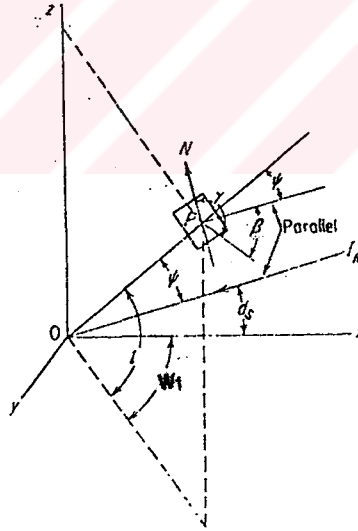


Şekil 11.3 Zenith , Geliş ve Azimuth açılarının açıklaması (Therkeld, 1970)

Bu iki açı grubu arasındaki matematiksel ilişki aşağıdaki formüllerle verilmiştir.

$$\cos\psi = \cos i \cdot \cos w_1 \cdot \cos d_s + \sin i \cdot \sin d_s \quad (11.3)$$

$$\cos\xi = \sec\beta \cdot (\cos i \cdot \sin d_s - \cos d_s \cdot \sin i \cdot \cos w_1) \quad (11.4)$$



Şekil 11.4 Dünya üzerindeki bir nokta ile güneş açıları arasındaki ilişki (Therkeld, 1970)

Sonuçta; Muğla iline 21 Haziran'da, berrak ve güneşli bir günde bölgesel yerel saat öğlen 12:00' de ulaşan ışınımın Zenith açısı 38° olarak bulunur.

Muğla iline ulaşan (I_N) normal ışınım 373 W/m^2 'dir (Arıncı, 1999).

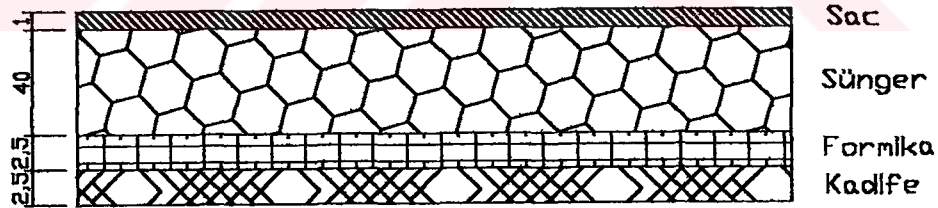
$$I_D = I_N \cdot \cos\psi = 373 \cdot \cos 38^\circ = 354 \text{ W/m}^2 \text{ 'dir.}$$

$$I_Y = I_N \cdot \sin \psi = 373 \cdot \sin 38^\circ = 116 \text{ W/m}^2 \text{ , dir.}$$

Otobüsün ısı kazanımlarının hesabı bu solar radyasyon yüklerine göre yapılacak. Otobüse dik gelen doğrultulardaki solar radyasyon 354 W/m^2 alınacaktır. Otobüse yatay doğrultuda ulaşan solar radyasyon 116 W/m^2 alınacaktır. Otobüsün ön ve arka camlarına gelen solar radyasyon ise otobüsün ön ve arka camlarına gelen solar radyasyon ise 116 W/m^2 alınacaktır. Sonuç olarak otobüsün ön ve arka camları yatay solar radyasyon bileşenine maruz kalmaktadır (Bekdemir 1995).

Çizelge 11.3 Çatıyı oluşturan malzemelerin özellikleri (Bekdemir, 1995)

MALZEMELER	ÖZGÜL ISI (J/kg.K)	YOĞUNLUK (kg/m ³)	ISIL İLETKENLİK (W/m.K)
ÇELİK SAC	486	7759	96.4
PU.SÜNGER	670	200	0.035
FORMİKA	2387	540	0.175
KADİFE	1382	300	0.030



Şekil 11.5 Araç çatısını oluşturan malzemelerin özellikleri (Bekdemir, 1995)

11.2 Otobüsün Çatısından Gelen Isının Tayini

11.2.1 Araç Hareketsizken

11.2.1.1 Sacın Siyah Boyalı Olma Durumu

Bu durumda , yapılan araştırmalara göre $a_B = 0,89$ olduğu görülmüştür. Denklem (9.2)'deki bilinmeyen değerleri bulmaya çalışalım. Öncelikle çatının ısı kapasitesi M_B ' yi bulalım. (9.2)

no'lu denklemde $I_B=I_D= 354 \text{ W/m}^2$ olarak alınacaktır.

$$M_B = \Sigma c_i \cdot \rho_i \cdot F_i \cdot d_i \quad (11.5)$$

$M_B = 401607.24 \text{ J/K}$ olarak çatının kapasitesi bulunur. ($F_i=30 \text{ m}^2$)

$M_B = \Sigma m_i = 515 \text{ kg}$ ve $c_B = 780 \text{ J/kg.K}$ olarak bulunur.

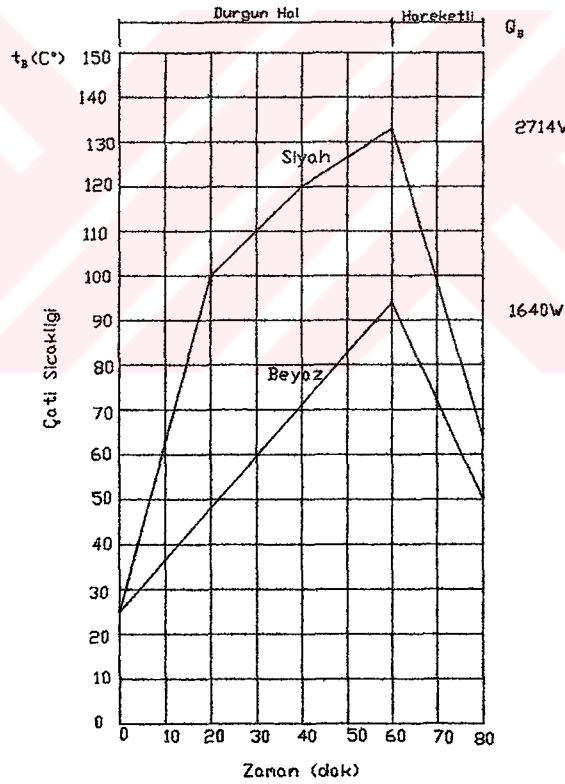
$$\alpha_i = 0.5 \text{ V}^{0.5}$$

$$\alpha_i = 39 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$K = [(d_1/\lambda_1) + (d_2/\lambda_2) + (d_3/\lambda_3) + (d_4/\lambda_4) + (1/\alpha_i)]^{-1}$$

$$K = 0.7986 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Elde edilen değerleri (9.2) formülde yerine koyarsak sonuca ulaşmış oluruz. Elde edilen değerler Şekil 11.3'te gösterilmiştir.



Şekil 11.6 Çatıdan gelen solar radyasyon ısı yükü ve sıcaklık değişimi

$Q_B = K_B \cdot (t_B - t_i)$. F_B denkleminde son değerler erine konursa ;

$Q_B = 0.7986 \cdot (138,5 - 25) \cdot 30 = 2714 \text{ W}$ bulunur.

11.2.1.2 Sacın Beyaz Boyalı Olması Hali

$$Q_B = 0.7986 \cdot (93.9 - 25) \cdot 30 = 1640 \text{ W} \text{ bulunur.}$$

Beyaz boya kullanmak suretiyle elde edilen kazanç siyaha göre % 40 civarındadır .

Değişimler Şekil 11.6'da gösterilmiştir.

11.2.2 Araç Sabit Hızda Giderken

Araç sabit hızda giderken, α_i ' nin değişimi daha önce belirtilmişti. Buna göre aracın $v = 40$ km/h sabit hızda gittiği varsayılırsa ve bilinen değerler denklem (9.2) yerine konunca elde edilen değerler Şekil 11.6'da gösterilmiştir.

11.2.2.1 Siyah Renk İçin

$$Q_B = 0.7986 \cdot (64-25) \cdot 30 = 934 \text{ W}$$

11.2.2.2 Beyaz Renk İçin

$$Q_B = 0.7986 \cdot (51,7-25) \cdot 30 = 640 \text{ W}$$

Görüldüğü gibi hareket halinde bile çatıdan gelen radyasyon miktarı , siyah ve beyaz renk için yaklaşık %31 civarında bir değişme göstermektedir.

11.3 Yan Gövdelerden Yolcu Bölmesine Geçen Solar Radyasyon Miktarı

21 Haziran bölgesel yerel saatle öğlen 12:00'de gelen yatay solar radyasyon ; $I_Y = 116$ W/m²'dir.

Yolcu bölmesi yan yüzeyi $F = 16,2 \text{ m}^2$.

Yolcu bölmesinin yan cidarını oluşturan malzeme ve kalınlıkları, çatıda kullanılanlar ile aynıdır. Bundan dolayı çatı ile ilgili ısı hesaplarında kullandığımız toplam ısı transfer katsayısını burada da kullanabiliriz. Buna göre $K = 0,7986 \text{ W/m}^2$ alınacak. Yüzeyin dış ortamla yaptığı konveksiyon ısı transferi de, konveksiyon ısı transfer katsayısı denklem (10.3)'den elde edilir. Yüzey alanı değiştiğinden ısı kapasiteyi denklem 11.5'ten tekrar hesaplamak gerekecek.

$$M_B = 216867,91 \text{ J/K} \text{ , bulunur.}$$

11.3.1 Araç Hareketsizken

Bilinen tüm değerler Denklem (9.2)'de yerine konularak sıcaklık ve ısı miktarındaki değişimler

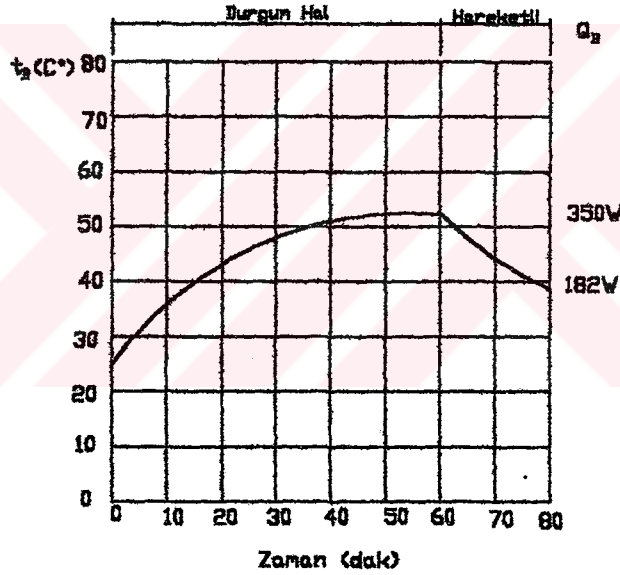
Şekil 11.7'te gösterilmiştir.

$$Q_B = 0.7986 \cdot (52 - 25) \cdot 16,2 = 350 \text{ W}$$

11.3.2 Araç Sabit Hızda Giderken

Araç sabit hızda giderken, dış yüzey ile dış ortam arasındaki konveksiyon ısı transfer katsayısı, Denklem (10.9)'dan elde edilir. Buna göre $v = 40 \text{ km/h}$ sabit hızla giden araç için $\alpha_o = 30,27 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak bulunur. Böyle bir durumda sıcaklık ve ısı değişimi Şekil 11.4'te verilmiştir.

$$Q_B = 0,7986 \cdot (39 - 25) \cdot 16,2 = 182 \text{ W}$$



Şekil 11.7 Yan yüzey sıcaklık ve ısı değişimi

11.3.3 Camlardan Gelen Solar Radyasyon Isı Yükü

Sıradan cam, solar radyasyonunun ufak bir kısmını soğurur (%5-8) . Işının geri kalan kısmını sıradan cam tarafından ya içeri girer ya da yansıtılır. Yansıtılan ve geçirilen miktar geliş açısına bağlıdır. Küçük geliş açılarının %86-87'si geçirilir ve %8-9'u yansıtılır. Cam tiplerine göre değişen bu değerler daha önce Çizelge 10.1'de verilmişti. Araştırmalar göstermiştir ki, şartlandırılmış alana camlardan giren solar radyasyon ısı yükü geçirilen ısı ile buna ek olarak cam tarafından soğurulan ısı'nın %40'ını içerir. Buna göre alana giren solar radyasyon;

$$Q_s = 0,40 \cdot 0,6 \cdot I_N + 0,86 \cdot I_N = 0,884 \cdot I_N \quad (11.6)$$

Olur ki ; burada I_N cama ulaşan solar radyasyon miktarıdır.

İç parçaların toplam yüzeyini ve soğuruculuğunu bulmaktaki zorluktan dolayı, biz burada Q_G ve $Q_{Bİ}$ 'yi birlikte ele alıp pratik hesap şeklinde kullanacağız. Bu iki ısının toplamına Q_s diyeceğiz. Buna göre eşitlik yan camlara I_Y solar radyasyonu etkidiği için ;

$$Q_s = I_Y \cdot [0,4 a_G + \tau_G] \cdot F_G \quad (11.7)$$

şeklini alır.

11.3.3.1 Yan Camlardan Gelen Solar Radyasyon Miktarı

Sıradan Cam

Yan yüzeylerdeki cam alanı $F = 11,7 \cdot 2 = 23,4 \text{ m}^2$

$a_G = 0,08$; $\tau_G = 0,84$ ve $I_Y = 116 \text{ W/m}^2$

$Q_s = 116 \cdot [0,4 \cdot 0,08 + 0,84] \cdot 23,4 = 2388 \text{ W}$ bulunur.

Enfraruj Soğurucu Cam

$a_G = 0,41$; $\tau_G = 0,53$

$Q_s = 116 \cdot [0,4 \cdot 0,41 + 0,53] \cdot 23,4 = 1883 \text{ W}$ bulunur.

Sıradan camla kıyaslandığında %21 daha az ısı yükü oluşur.

Enfraruj Yansıtıcı Cam

$a_G = 0,11$; $\tau_G = 0,52$

$Q_s = 116 \cdot [0,11 \cdot 0,4 + 0,52] \cdot 23,4 = 1531 \text{ W}$ bulunur.

Sıradan camla kıyaslandığında %36 daha az ısı yükü oluşur.

11.3.3.2 Arka Camdan Gelen Solar Radyasyon

$I = 116 \text{ W/m}^2$; $F = 1,54 \text{ m}^2$

$Q_s = I_Y \cdot [0,4 a_G + \tau_G] \cdot F_G$

Sıradan cam

$Q_s = 116 \cdot [0,4 \cdot 0,08 + 0,84] \cdot 1,54 = 166 \text{ W}$ bulunur

Enfraruj soğurucu cam

$$Q_s = 116 \cdot [0,4 \cdot 0,41 + 0,53] \cdot 1,54 = 123 \text{ W bulunur}$$

Enfraruj Yansıtıcı Cam

$$Q_s = 116 \cdot [0,4 \cdot 0,11 + 0,52] \cdot 1,54 = 100 \text{ W bulunur}$$

11.3.3.3 Ön Camdan Gelen Solar Radyasyon

$I_Y = 116 \text{ W/m}^2$; $F = 3,3 \text{ m}^2$, enfraruj yansıtıcı camın optik özellikleri hesaplarda kullanılacak farklı cam tipleri için hesap yapılmayacaktır.

$$Q_s = I_Y \cdot [0,4 a_G + \tau_G] \cdot F_G$$

Sıradan Cam

$$Q_G = 0,872 \cdot 116 \cdot 3,3 = 334 \text{ W}$$

Enfraruj Soğurucu Cam

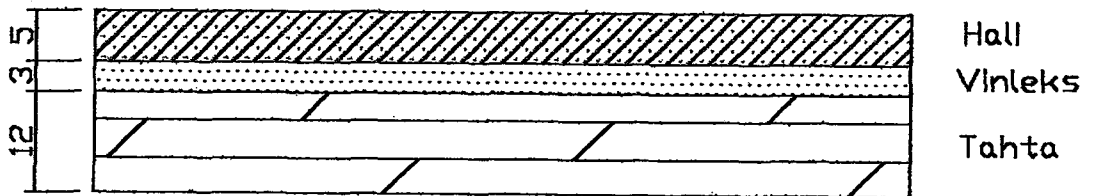
$$Q_G = 0,694 \cdot 116 \cdot 3,3 = 265 \text{ W}$$

Enfraruj yansıtıcı cam

$$Q_G = 0,564 \cdot 116 \cdot 3,3 = 215 \text{ W}$$

11.3.4 Döşemeden Konveksiyonla Gelen Isı

Yolcu bölmesi oldukça büyük taban alanına sahip olduğundan ve bagaj bölümü yolcu bölümüne nazaran daha yüksek sıcaklığa sahip olduğundan, bagaj bölümünden yolcu bölümüne ısı geçişi olur. Bagaj içi havasının sıcaklığı yan kapaklardan gelen ısıyla oldukça yükselir ve yan yüzeylerin izolesiz olması bunu artırır. Bu sıcaklık dış ortam sıcaklığının 10-12°C üzerine çıkabilir. Döşemeyi oluşturan malzeme ve kalınlıkları Şekil 11.5'te gösterilmiştir (Gülenç, 1999).



Şekil 11.8 Taban malzemeleri ve kalınlıkları (Bekdemir, 1995)

$$K_H = 2,725 \text{ W/m}^2\text{K}, \quad \lambda_w = 0,18 \text{ W/mK}, \quad \lambda_T = 0,140 \text{ W/mK}$$

Buna göre; $K = 2,13 \text{ W/m}^2\text{K}$,olarak bulunur.

$$T_D = 25 + 12 = 37^\circ\text{C}$$

Olarak alınırsa ;

$$Q_D = 2,13 \cdot (37 - 25) \cdot 24 = 614 \text{ W bulunur.}$$

11.3.5 Motor Bölümünden Yolcu Bölümüne Geçen Isı Yükü

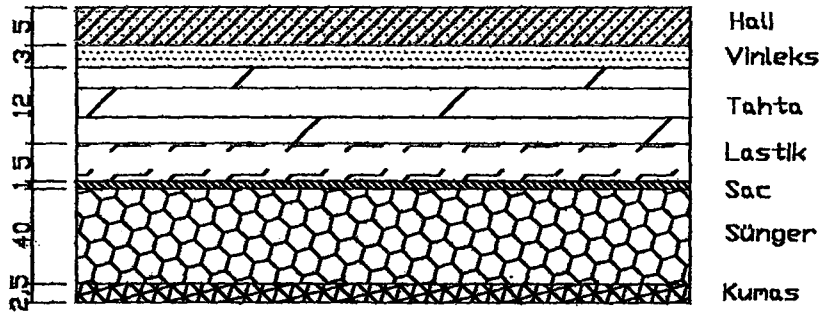
Motorda yakıtın yanması sonucu oluşan ısı enerjisine karşılık, motorun bu enerjiyi faydalı iş haline sokma oranı termik verimdir. Yanma sonunda oluşan ısı enerjisinin büyük bir kısmı soğutma ve yağlama sistemiyle ve yanmış egzost gazları tarafından motordan uzaklaştırılır. Geriye kalan ısı motorda güce dönüşür ki, buna fren ya da faydalı güç denir.

Soğutma suyuyla motordan alınan bu ısı, radyatörden hava fanı ile motor bölmesine atılır. Bu motor bölmesi sıcaklığını $55-65^\circ\text{C}$ 'ye çıkarır (Özdemir, 1977).

Bekdemir'e (1995) göre yolcu bölümü ile motor bölümü arasındaki duvarın malzeme ve kalınlıkları gösterilmiştir. Buna göre toplam ısı transferi katsayısı $K = 0,63 \text{ W/m}^2\text{K}$ 'dir.

$$\lambda_L = 0,186 \text{ W/mK}; \lambda_K = 0,036 \text{ W/mK}; F_E = 4,17 \text{ m}^2$$

$$Q_E = 0,63 \cdot (65 - 25) \cdot 4,17 = 105 \text{ W}$$



Şekil 11.9 Motor bölümü ile yolcu bölümü arasındaki malzemelerin kalınlıkları

11.3.6 Yolculardan Gelen Isı Yükü

Yerinde oturan yolcu ortalama 25°C 'de 57W duyulur ısı yayar, yaydığı gizli ısı ise $33,5 \text{ W}$ 'dur.

Yaptığı iş hafif olarak varsayılan sürücü ve hostesler yaklaşık 25°C'de 59,5W duyulur ısı üretir. Yayılan gizli ısı kişi başına aynı sıcaklıkta 56W'dur (Carrier, 1996). 53 yolcu ve 1 hostes ve 1 sürücü bulunan bir otobüste insanlardan yayılan toplam ısı;

$$Q_p = 53 \cdot 57 + 2 \cdot 59,5 = 3140 \text{ W (Duyulur ısı)}$$

$$Q_p = 53 \cdot 33,5 + 2 \cdot 56 = 1887,5 \text{ W (Gizli ısı)}$$

olarak bulunur.

11.3.7 Havalandırmayla Alınan Isı

Taze hava kullanılması durumunda dış ortam sıcaklığından iç ortam sıcaklığına düşürülmesi için çekilmesi gereken ısı miktarıdır. Bu değer çok yüksek olduğundan araç hava şartlandırılmasında tamamı ile taze hava belli miktar dış hava ve belli miktar sirkülasyon havası kullanılır.

Literatürde taşıtlar için kişi başına gerekli hava miktarı belirtilmemekle birlikte, insan vücudunun yaptığı hareketi göz önüne alarak insanların taşıttaki şekilde bulunduğu binalar için öngörülen hava miktarları taşıtlarda da uygulanmıştır. Küçükçali'ya (1997) göre bu değer 8 L/s olarak belirtilmiştir. Bu ise saatte 28.8 m³'lük bir hava ihtiyacına karşı gelir. Otobüs içinde oturan kişilerin bir saatte ihtiyaç duyacağı hava 30m³/h olarak alınmıştır. Buna göre ;

$$V_{\max} = 30 \cdot 55 = 1650 \text{ m}^3 / \text{h}, \text{ bulunur.}$$

Ancak dış havadan bütün bu havanın temin edilmesi büyük bir ısı yükü getirmektedir. Daha önceki bölümlerde de belirtildiği gibi bu havanın %30'u dış havadan karşılanır. Geri kalanı ise iç havadan by-pass edilir. Dolayısı ile ;

$$V_{\max} = 1650 \cdot 0,3 = 495 \text{ m}^3/\text{h} \text{ olur.}$$

Bir saat boyunca otobüs içindeki hava pek çok kez yenilendiği için ki daha önceki bölümlerde bu değer 12 kere olarak belirtilmişti;

$$h_o = 30,02 \text{ W/kg} \quad h_i = 20,66 \text{ W/kg} \quad \rho = 1,205 \text{ kg/m}^3 \text{ alınır.}$$

$$Q_v = 495 \cdot 1,205 \cdot (30,02 - 20,66) = 4663,2 \text{ W bulunur.}$$

11.3.8 Fan Motorundan Gelen Isı

Toplam basıncın P = 400 Pa (Konvekta, 1999) olduğu durum için ;

$N_m = V \cdot P = 1650 \cdot 400 / 3600 = 184 \text{ W}$ bulunur.

11.3.9 Toplam Isı Yüğü

Önceki bölümlerden elde edilen ısı yükleri denklem (8.1)'de yerine konursa toplam yük;

$Q_e = 17675 \text{ W}$,olarak bulunur. Bu değeri %15 arttırım ile toplamda ısı yükü 20000 W olarak bulunur.

12. PSİKOMETRİK DİYAGRAMDA HAVA ŞARTLANDIRMASININ GÖSTERİLEREK HESAPLARIN YAPILMASI

Dış hava sıcaklığı(KT) : 37°C

Dış hava sıcaklığı (YT): 22°C

İç hava sıcaklığı (KT): 25°C (ASHRAE, 1999)

İç hava sıcaklığı (YT): 19,5°C (ASHRAE, 1999)

Muğla ilinin dış hava sıcaklığı; kuru termometre sıcaklığı 37°C ve yaş termometre sıcaklığı 22°C'dir (Özkul, 1997). Havanın buharlaştırıcıdan geçirilmesi ve otobüs iç mahaline gönderilmesi psikometrik diyagramda Şekil 12.1'de gösterilmiştir.

$$\varphi = \frac{Q_d}{Q_d + Q_g} \quad (12.1)$$

Q_d : Duyulur ısı

Q_g : Gizli ısı

Gizli ısı sadece yolculardan gelmektedir. Gerekli olan değer 11.3.6'no'lu bölümden alınacaktır.

$$Q_d = Q_e - Q_g = 20000 - 1887,5 = 18112,5 \text{ W}$$

$$\varphi = \frac{18112,5}{20000} = 0,91$$

Bu diyagramda;

D : Dış havayı

I : İç havayı

K : Karışım havasını

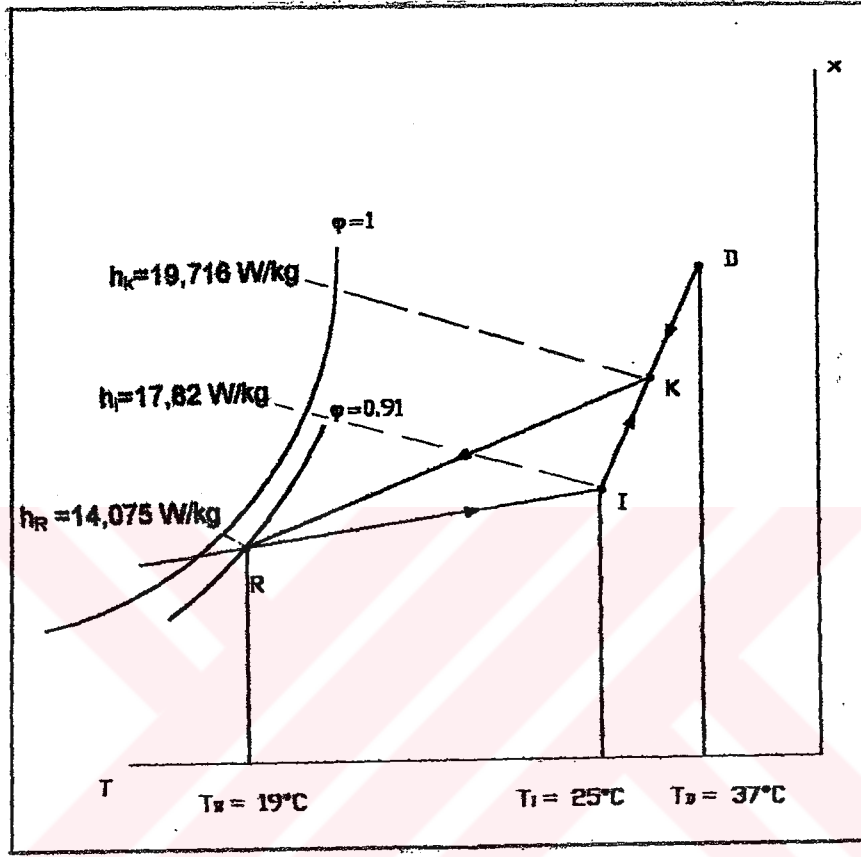
R : Karışım havasının evaporatörden çıkış noktasını

φ : Duyulur ısı oranını

T: Kuru termometre sıcaklığını

RA: Karışım havasının buharlaştırıcıda soğutulmasını

RI: Buharlaştırıcıdan çıkan havanın , sabit duyulur ısı oranı boyunca ısınarak otobüsün kazançlarını karşılamasını göstermektedir.



Şekil 12.1 Psikometrik diyagramda havanın şartlandırılması

V_T : Alana gönderilecek toplam hava miktarı

ρ : Havanın yoğunluğu $1,2 \text{ kg/m}^3$

$$V_i = \frac{Q_e}{\rho(h_i - h_R)} = \frac{20000}{1,2(17,820 - 14,075)} \quad (12.2)$$

$$V_i = 4476 \text{ m}^3/\text{h}$$

Bölüm 11.3.7'den gerekli olan hava miktarı $1650 \text{ m}^3/\text{h}$ olarak alınır ve ;

Sirküle eden iç hava miktarı , $V_i = V_T - V_D = 4476 - 1650 = 2826 \text{ m}^3/\text{h}$, bulunur

13. SOĞUTMA DEVRESİNİN HESABI

Yoğuşturucu sıcaklığı : 50° C (Konvekta, 1999)

Buharlaştırıcı sıcaklığı : 15° C (Konvekta, 1999)

Hesaplamalar, soğutucu akışkan R22 ve R134a'ya göre ayrı ayrı yapılacaktır. Hesaplamalar için Şekil 13.1'de gösterilen lnP-h diyagramından ve Ek 5,6,7 ve 8' den yararlanılacaktır.

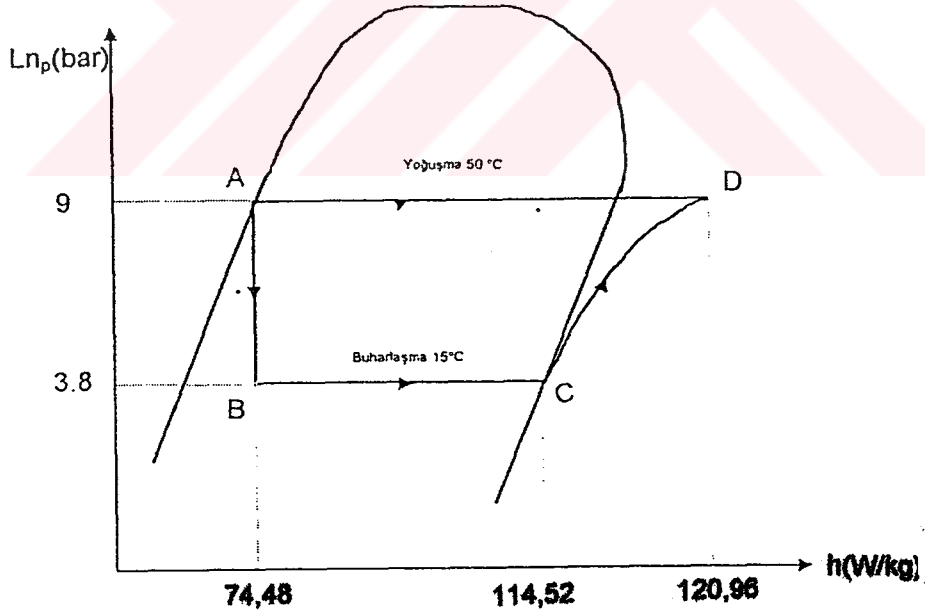
a)Sitemin soğutma kapasitesi

$$Q_0 = V_T \cdot \rho \cdot (h_k - h_R)$$

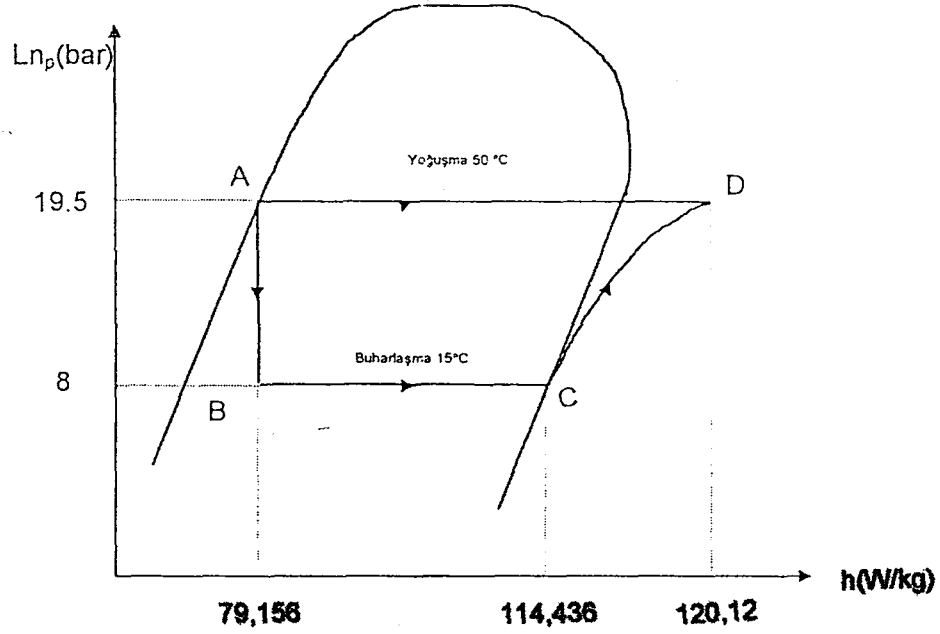
$$Q_0 = 4476.1,2.(19,716 - 14,075)$$

$$Q_0 = 30063 \text{ W}$$

G: kg/h soğutma devresinde bir saatte dolaştırılan soğutucu akışkan miktarı



Şekil 13.1 R134a lnP-h diyagramı



Şekil 13.2 R22 lnP-h diyagramı

Soğutucu akışkan: R134a

$$G = \frac{30063}{114,52 - 74,48}$$

$$G = 756 \text{ kg/h}$$

Soğutucu akışkan: R22

$$G = \frac{30063}{114,436 - 79,156}$$

$$G = 867 \text{ kg/h}$$

b) Kompresör akıştırma gücü

$$Q_y = G \cdot (h_d - h_c)$$

Soğutucu akışkan: R134a

$$Q_y = 756(120,96 - 114,52)$$

$$Q_y = 4830 \text{ W}$$

Soğutucu akışkan: R22

$$Q_y = 867(120,12 - 114,436)$$

$$Q_y = 4889 \text{ W}$$

c) Kondanser ısı kapasitesinin hesabı

$$Q_k = G \cdot (h_d - h_a)$$

Soğutucu akışkan: R134a

Soğutucu akışkan: R22

$$Q_k = 756(120,96 - 74,48)$$

$$Q_k = 34860W$$

$$Q_k = 867(120,12 - 79,156)$$

$$Q_k = 35234W$$

d) Teorik soğutma katsayısının (T.S.K) hesabı

$$T.S.K = \frac{Q_o}{Q_y}$$

Soğutucu akışkan: R134a

Soğutucu akışkan: R22

$$T.S.K = \frac{30063}{4830}$$

$$T.S.K = 6,2$$

$$T.S.K = \frac{30063}{4889}$$

$$T.S.K = 6,2$$

e) Pratik güç veya tüketim gücü

- Teorik gücün hesabı

Pratik gücün hesaplanabilmesi için öncelikle teorik gücün hesaplanması gerekir.

Kompresörün teorik gücü;

$$W_t = |Q_y|, \text{ olur.}$$

kW olarak bulunan bu değerleri beygir gücü olarak bulmak istersek;

$$1kW = 1,35962HP \quad ; \text{ eşitliği ile beygir gücüne çevirilir.}$$

Soğutucu akışkan: R134a

Soğutucu akışkan: R22

$$W_t = |Q_y| = 4830W = 4,83kW$$

$$W_t = |Q_y| = 4889W = 4,89kW$$

$$4,83 \times 1,35962 = 6,57HP$$

$$4,89 \times 1,35962 = 6,65HP$$

- Pratik gücün hesabı

$$W_p = \frac{W_t}{\eta_i \cdot \eta_m}$$

Soğutucu akışkan: R134a

Soğutucu akışkan: R22

$$W_p = \frac{6,57}{0,75 \times 0,90}$$

$$W_p = 9,72HP$$

$$W_p = \frac{4,83}{0,75 \times 0,90}$$

$$W_p = 7,15kW$$

$$W_p = \frac{6,65}{0,75 \times 0,90}$$

$$W_p = 9,85HP$$

$$W_p = \frac{4,89}{0,75 \times 0,90}$$

$$W_p = 7,24kW$$

f) Volümetrik verimin hesabı

η_{tp} : Teorik verimi mutedil bölgeler için 0,90 kabul edelim

$\frac{V_{s0}}{V_s}$: Silindir ölü hacminin piston süpürme hacmine oranı 0,06 kabul edelim.

Soğutucu akışkan: R134a

Soğutucu akışkan: R22

$P_k = 20$ bar (50°C'de kondanser basıncı)

$P_k = 20$ bar

$P_1 = 7$ bar (15°C'de evaporatör basıncı)

$P_1 = 7$ bar

$V_c = 0,04081$ m³/kg (15°C'de özgül hacim)

$V_c = 0,03079$ m³/kg

$V_d = 0,01511$ m³/kg (15°C'de özgül hacim)

$V_d = 0,01161$ m³/kg

• Polotropik üs hesabı

$$n = \frac{\log \frac{P_k}{P_1}}{\log \frac{V_c}{V_d}}$$

Soğutucu akışkan: R134a

Soğutucu akışkan: R22

$$n = \frac{\log \frac{20}{7}}{\log \frac{0,04081}{0,01511}}$$

$$n = \frac{\log \frac{20}{7}}{\log \frac{0,03079}{0,01161}}$$

$$n = 1.05$$

$$n = 1.07$$

$$\eta_v = \eta_{tp} \cdot \left\{ 1 - \frac{V_{s0}}{V_s} \left[\left(\frac{1,1P_k}{0,9P_1} \right)^{1/n} - 1 \right] \right\}$$

$$\eta_v = \eta_{tp} \cdot \left\{ 1 - \frac{V_{s0}}{V_s} \left[\left(\frac{1,1P_k}{0,9P_1} \right)^{1/n} - 1 \right] \right\}$$

$$\eta_v = 0,90 \left\{ 1 - 0,06 \left[\left(\frac{1,1 \times 20}{0,9 \times 7} \right)^{1/1,05} - 1 \right] \right\}$$

$$\eta_v = \%78$$

$$\eta_v = 0,90 \left\{ 1 - 0,06 \left[\left(\frac{1,1 \times 20}{0,9 \times 7} \right)^{1/1,07} - 1 \right] \right\}$$

$$\eta_v = \%78$$

g) Kompresör süpürme hacminin hesabı

$$V_h = \frac{Q_0 V_c}{(h_c - h_a) \eta_v}$$

Soğutucu akışkan: R134a

$$V_h = \frac{30063 \times 0,03079}{(114,52 - 74,48) \times 0,78}$$

$$V_h = 29 m^3 / h$$

Soğutucu akışkan: R22

$$V_h = \frac{30063 \times 0,04081}{(114,436 - 79,156) \times 0,78} \cdot \frac{3600}{1000}$$

$$V_h = 27,34 m^3 / h$$

14. SONUÇLAR

'Otobüslerde Havalandırma ve Klima Sistemlerinin İncelenmesi' konusunda hazırlanan bu tez çalışmasında aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır.

1. Bu çalışmada otobüslerde kullanılan klima sistemlerinin, projelendirmesi sırasında ana kriterler olan yolcu ve sürücü sağlığı ile sürüş emniyeti faktörleri üzerinde durularak bu doğrultuda sistemin donanım özellikleri incelenmiştir. Çeşitli kaynaklardan bu donanımların özellikleri belirlenmiştir.
2. Otobüs klima sistemlerinde kullanılan donanımın domestik klimalardan olan farklılıkları ve dizayn kriterleri incelenmiştir. Kullanılan soğutucu akışkanların özellikleri ve birbirlerine olan üstünlükleri anlatılmıştır.
3. Otobüslerde uygulanan klima sistemlerinin soğutma yükü , dış hava sıcaklığı ve nemi, iç konfor şartları, güneş ışınım faktörleri göz önünde bulundurularak soğutma hesapları yapılarak, en fazla ısı kazanımının olduğu illerden biri olan Muğla iline 21 Haziran'da yerel saatle öğlen saat 12:00'de gelen ışınımın Zenith açısı 38° olarak bulunmuştur. Böylelikle Muğla ilindeki herhangi bir düzleme gelen dik ve yatay ışınım değerleri tespit edilmiştir.
4. Bilinen hesap yöntemleri ve ulaşılan dik ve yatay doğrultudaki solar radyasyon değerleri ışığında bir otobüsün klimatize edilmesi örneklenmeye çalışılmıştır. Muğla ili sıcaklık ve solar radyasyon verileri baz alınarak örnek otobüsün toplam ısı kazanç $Q_e = 20000 \text{ W}$ bulunmuştur. Bu değer ülkemiz şartlarına göre üretilen otobüslere tatbik edilen hava şartlandırıcı ısı yükünün %20 daha azı bir değer olduğu görülmüştür.

15. ÖNERİLER

1. Dünyada otomobil sektöründeki hızlı gelişme ve fosil yakıtların kullanımının azaltılması isteği yeni tip motor dizaynlarının icat edilmesinin temel nedenlerdir. Hibrid (melez) motor uygulamaları ile hem fosil yakıtla çalışan, hem de elektrik ile çalışan motorların araçlarda beraber kullanımı önem kazanmaktadır. Otobüslerde böyle bir uygulama Alman Neoplan firması tarafından gerçekleştirilmiştir. Bu gelişmeler ışığında soğutma sistemindeki kompresörün tahrikinin elektrik ya da içten yanmalı motordan mı alınacağı sorusunun araştırılmasının gelecek için güzel bir çalışma olacağı inancındayım.
2. Fosil yakıt tüketiminin çevresel faktörlerden dolayı git gide bilinçli olarak azaltılması alternatif bir enerji olan güneş enerjisine eğilimi arttırmıştır. Oldukça yüksek değerlerde ısı radyasyona maruz kalan otobüslerde klima ve ısıtma sistemlerinde bu enerjiden nasıl yararlanılabileceğinin araştırılmasının gayet mühim olduğunu düşünmekteyim.
3. İletişim teknolojilerinin gelişmesi ile araçlarda tüm elektronik kontrol sistemlerinin 'Araç Beyni' denen tek bir merkezden kontrolü uygulamaları gelişmektedir. Otobüslerde de zamanı geldiğinde kendiliğinden devreye giren otomatik klima uygulamaları yaygınlaşmıştır. Bu bağlamda ileride otomotiv alanında (yeni uygulanmaya başlanan bir sistem) CAN (Controller Area Network) sistemi gelecekte konfor ihtiyaçlarını kendi muhakemesi ile gerçekleştirecek ve gelecek otobüs teknolojilerine yön verecektir.
4. Verimli bir iç sıcaklık dağılımı için ayarlanabilir nozüller önemli ekipmanlardır. Güneşin araca gelme açısına göre klimatizasyonu o bölgede yoğunlaştırabilecek özel dizaynların araştırılmasının önemini belirtmek isterim.

KAYNAKLAR

- Arınc, Ü. D., (1999) “Güneş Enerjisi ve Isı Pompası Sistemleri Ders Notları”, İstanbul.
- ASHRAE HVAC (1999) Application Handbook , Chapter 8, “Surface Transportation”, (8.3), (8.6), USA.
- Bekdemir, Ş., (1995) “Şehirler Arası Otobüslerde Klima Uygulamaları”. Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Yüksek Lisans Tez Çalışması, İstanbul 1995. 10-18.
- Carrier, “Air Conditioning System Design” Technical Press , (1994) /USA ,. 34
- Bock Kältemaschinen Catalog, (1999) ,Art. No: 09970 , Technical Press. , 8-13, Stuttgart/Germany.
- Gülenç, M.(1999) “Otomobillerde ve Otobüslerde Uygulanan Klima Sistemlerinin Etüdü” Balıkesir Üniversitesi Yüksek Lisans Tezi, 12,15,18-23, Balıkesir.
- Hoorneman J.(1997) “Truck & Commercial Vehicle International” Mayıs,1997, Washington D.C., 109-113.
- Incorpera, F. P. , ve DeWitt, D. P., (1999) “Fundamentals of Heat and Mass Transfer”. USA
- Konvekta, (1999) “Operation Instructions and Technical Informations (R134a)” 24-35, Stuttgart/Germany.
- Konvekta A.G. Teknik Yayını, BBID #: KL6TO62A, Stuttgart / Germany.
- Konvekta, (2000). “Konvekta Soğutma ve Klima Tertibatları Hakkında A’dan Z’ye Bilinmesi Değer Herşey” ID –TKD-005/ 2000,12-24., İstanbul.
- Konvekta, (1999) “Mercedes Benz Otobüslerinde O-403, O-404 Klima Montaj ve Temel Bilgiler” Konvekta A.G. Teknik Yayın #MB 800/ 99, İstanbul. 6-10, 44,45,46,47.
- Küçükçalı, R. (1997) “Isısan Çalışmaları No:158 Klima- Havalandırma Tesisatı” Bölüm 6 Havalandırma Uygulamaları , 105,108 ,121.(1997), İstanbul.
- Onat A.(1994), “Soğutma ve Klimada Kullanılan Soğutucu Akışkanların Ozon Tabakası Üzerindeki Etkilerinin Araştırılması” Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Yüksek Lisans Tezi, 13,26,28,34 .İstanbul.
- Özdemir, Y. (1977). “ Makine Mühendisliği El Kitabı” Bölüm 13 İçten Yanmalı Motorlar., TMMOB Makine Mühendisliği El Kitabı Yayın No : 100 ,. 1, 34-37.
- Özkul, N. (1997) “ Uygulamalı Soğutma Tekniği” TMMOB Yayınları Yayın No: 115., 221,222.
- Tanahashi M.(1997) “Truck & Commercial Vehicle International” Haziran,1997, Air conditioning and the future of the bus, Haziran 1997, Washington D.C. , 34, 42, 57-63.
- Threlkeld J. L. , (1970) “ Thermal Enviromental Engineering” , Chapter 13, Solar Radiation 279-289. New Jersey, 1970.

Ek 1 Soğutucu Akışkanların Karakteristik Değerleri (Gülenç, 1999)

Yalıtıklı basınç kaybı Δp bar	Buharlaştırma sıcaklığı $t_s = 10^\circ\text{C}$, sıcak gaz sıcaklığı $t_g = t_s + 25^\circ\text{C}$, $w = 1\text{K}$												R502						R404A					
	R12			R134a			R22			R502			R404A			R502			R404A					
	+25	+30	+40	+40	+50	+60	+25	+30	+40	+40	+50	+60	+25	+30	+40	+40	+50	+60	+25	+30	+40	+50		
0.5	0.40	0.47	0.49	0.50	0.50	0.54	0.55	0.57	0.58	0.57	0.68	0.70	0.74	0.76	0.78	0.85	0.86	0.88	0.83	0.83	0.80	0.83		
1.0	0.70	0.72	0.76	0.78	0.78	0.83	0.86	0.89	0.90	0.89	1.06	1.10	1.15	1.19	1.22	1.17	1.19	1.20	0.93	0.93	0.90	0.83		
1.5	0.95	0.99	1.04	1.08	1.08	1.12	1.17	1.23	1.25	1.24	1.46	1.51	1.60	1.67	1.70	1.17	1.19	1.20	1.10	1.29	1.29	1.16		
2.0	1.11	1.18	1.24	1.29	1.30	1.31	1.38	1.47	1.50	1.50	1.74	1.81	1.93	2.01	2.06	1.40	1.43	1.45	1.33	1.54	1.55	1.41		
0.2	1.22	1.28	1.38	1.46	1.48	1.44	1.52	1.64	1.70	1.70	1.94	2.04	2.19	2.29	2.34	1.57	1.61	1.65	1.62	1.52	-	-		
0.5	0.59	0.60	0.63	0.65	0.64	0.69	0.72	0.75	0.75	0.73	0.77	0.91	0.96	0.99	1.00	0.70	0.71	0.72	0.70	0.64	0.77	0.68		
1.0	0.91	0.94	0.98	1.01	1.00	1.07	1.11	1.15	1.17	1.16	1.37	1.42	1.49	1.55	1.58	1.09	1.11	1.12	1.09	1.01	1.20	1.07		
1.5	1.23	1.22	1.35	1.40	1.41	1.44	1.51	1.60	1.62	1.61	1.89	1.96	2.08	2.15	2.20	1.51	1.54	1.56	1.43	1.66	1.67	1.50		
2.0	1.43	1.50	1.60	1.67	1.68	1.69	1.78	1.89	1.94	1.93	2.25	2.34	2.50	2.60	2.66	1.81	1.85	1.87	1.84	1.72	1.99	1.82		
0.2	1.58	1.65	1.79	1.88	1.91	1.86	1.97	2.12	2.20	2.20	2.52	2.64	2.88	2.97	3.03	2.04	2.09	2.19	2.09	1.97	-	-		
0.5	0.62	0.63	0.66	0.68	0.67	0.72	0.75	0.78	0.78	0.77	0.80	0.95	1.00	1.03	1.05	0.73	0.74	0.75	0.67	0.80	0.80	0.71		
1.0	0.95	0.98	1.02	1.06	1.05	1.12	1.16	1.21	1.22	1.21	1.43	1.48	1.56	1.62	1.65	1.14	1.16	1.17	1.14	1.06	1.26	1.12		
1.5	1.29	1.33	1.41	1.46	1.47	1.51	1.58	1.67	1.69	1.68	1.98	2.05	2.17	2.25	2.30	1.58	1.61	1.63	1.59	1.49	1.74	1.57		
2.0	1.50	1.57	1.67	1.75	1.76	1.77	1.86	1.98	2.03	2.02	2.35	2.45	2.61	2.72	2.78	1.89	1.93	1.86	1.92	1.80	2.08	2.05		
0.2	1.65	1.73	1.87	1.97	2.00	1.94	2.06	2.22	2.30	2.30	2.64	2.76	2.95	3.10	3.17	2.13	2.18	2.29	2.19	2.06	-	-		
0.5	0.53	0.54	0.57	0.58	0.57	0.62	0.64	0.67	0.67	0.68	0.69	0.81	0.86	0.88	0.90	0.63	0.63	0.64	0.63	0.57	0.69	0.61		
1.0	0.81	0.84	0.87	0.91	0.90	0.96	0.99	1.04	1.05	1.04	1.23	1.27	1.34	1.39	1.41	0.98	0.98	1.00	0.98	0.91	1.08	1.05		
1.5	1.11	1.14	1.21	1.25	1.26	1.29	1.35	1.43	1.45	1.44	1.70	1.76	1.86	1.93	1.97	1.35	1.38	1.40	1.36	1.28	1.49	1.46		
2.0	1.29	1.35	1.43	1.50	1.51	1.52	1.69	1.70	1.74	1.73	2.01	2.10	2.24	2.33	2.38	1.62	1.65	1.68	1.65	1.54	1.78	1.76		
0.2	1.41	1.48	1.60	1.69	1.71	1.66	1.77	1.90	1.97	1.97	2.28	2.37	2.64	2.66	2.72	1.83	1.87	1.96	1.88	1.77	-	-		
0.5	4.29	4.40	4.58	4.70	4.68	5.04	5.21	5.40	5.44	5.36	6.40	6.60	6.94	7.17	7.30	5.10	5.16	5.19	5.04	4.69	5.60	5.44		
1.0	5.62	6.31	7.12	7.34	7.33	7.77	8.07	8.40	8.50	8.39	9.97	10.30	10.90	11.20	11.50	7.96	8.07	8.13	7.91	7.38	8.76	8.52		
1.5	8.96	9.23	9.79	10.20	10.20	10.50	11.00	11.60	11.80	11.70	13.70	14.30	15.10	15.70	16.00	11.00	11.20	11.30	11.10	10.30	12.10	11.80		
2.0	10.60	10.80	11.60	12.20	12.30	12.30	13.00	13.80	14.10	14.10	16.40	17.10	18.20	19.00	19.40	13.20	13.40	13.60	13.40	12.50	14.50	14.60		
0.2	11.40	12.10	13.00	13.70	13.90	13.50	14.30	15.50	16.00	16.00	18.40	19.20	20.60	21.60	22.10	14.80	15.20	15.50	15.20	14.30	-	-		
0.5	5.39	5.50	5.72	5.88	5.85	6.29	6.61	6.76	6.80	6.70	8.00	8.25	8.68	8.96	9.12	6.38	6.48	6.48	6.30	5.87	7.00	6.80		
1.0	8.27	8.51	8.00	9.18	9.16	9.72	10.10	10.50	10.60	10.50	12.50	12.90	13.60	14.10	14.30	9.95	10.10	10.20	9.89	9.22	10.90	10.60		
1.5	11.20	11.60	12.20	12.70	12.70	13.20	13.70	14.50	14.70	14.60	17.20	17.60	18.90	19.60	20.00	13.80	14.00	14.10	13.80	12.90	15.10	14.80		
2.0	14.30	15.60	14.50	15.20	15.30	15.40	16.20	17.10	17.20	17.00	20.50	21.30	22.70	23.70	24.20	16.50	16.80	17.10	16.70	15.70	18.10	17.90		
0.2	10.70	11.00	11.40	11.70	11.70	12.60	13.00	13.50	13.50	13.40	16.00	16.50	17.40	17.90	18.20	12.80	12.90	13.00	12.60	11.70	14.00	13.60		
0.5	16.60	17.00	17.80	18.30	18.30	19.40	20.10	21.00	21.00	21.00	24.90	25.80	27.10	28.10	28.60	19.90	20.20	20.30	19.80	18.50	21.90	21.90		
1.0	22.40	23.20	24.50	25.40	25.50	26.30	27.50	29.00	29.50	29.50	34.40	35.60	37.80	39.20	40.00	27.60	28.00	28.30	27.60	25.80	30.30	30.40		
1.5	28.20	27.20	29.00	30.40	30.70	30.80	32.40	34.50	35.20	35.20	41.00	42.60	45.40	47.40	48.40	32.90	33.50	34.10	33.40	31.30	36.30	36.50		
2.0	28.70	30.10	32.50	34.30	34.80	33.80	35.90	38.70	39.90	40.00	45.30	48.00	51.50	53.90	55.20	37.00	37.90	38.70	38.00	35.80	-	-		

Ek 2 Düzeltme Faktörü (Gülenç, 1999)

$$Q_0 \times f_T \times f_{\Delta p} = Q_N$$

Düzeltme Faktörü f_{TS} (İşletme sıcaklıklarına göre kapasite değişimleri)

Evaporatör Sıcaklığı t_0 (°C)	Kondanser Sıcaklığı t_k (°C)				
	Soğutucular, R12, R134a, R22, R502				
+10	0.98	0.86	0.78	0.71	0.66
0	1.19	1.05	0.95	0.86	0.79
-10	1.48	1.29	1.16	1.05	0.96
-20	1.88	1.62	1.44	1.31	1.19
-30	2.42	2.08	1.83	1.65	1.59
-40	3.20	2.71	2.37	2.13	1.92
	Soğutucu R404a				
+10	-	1.14	0.82	0.71	0.63
0	-	1.24	1.01	0.87	0.77
-10	-	1.57	1.26	1.07	0.94
-20	-	2.02	1.60	1.35	1.17
-30	-	2.67	2.07	1.72	1.49
-40	-	3.62	2.74	2.25	1.93

Düzeltme Faktörü $f_{\Delta PS}$ (İşletme sıcaklıklarına göre)

Valfteki basınç düşümü ΔP (bar)	0.05	0.075	0.10	0.15	0.20	0.30	0.40	0.50	0.60
Düzeltme Faktörü $f_{\Delta PS}$	1.73	1.41	1.22	1.00	0.87	0.71	0.61	0.55	0.50

Ek 3 Düzeltme Faktörü (R134a) (Gülenç, 1999)

Düzeltme faktörü F_t (R134a)

Valfteki Sıvı Sıcaklığı °C	Evaporatör Sıcaklığı °C													
	+30	+25	+20	+15	+10	+5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35
60	1.34	1.36	1.39	1.42	1.46	1.49	1.53	1.57	1.62	1.93	2.34	2.85	3.50	4.34
55	1.24	1.27	1.29	1.32	1.35	1.38	1.41	1.45	1.49	1.78	2.14	2.60	3.19	3.95
50	1.16	1.18	1.21	1.23	1.26	1.28	1.31	1.34	1.38	1.64	1.97	2.39	2.93	3.62
45	1.09	1.11	1.13	1.15	1.18	1.20	1.23	1.25	1.28	1.53	1.83	2.22	2.71	3.34
40	1.03	1.05	1.07	1.09	1.11	1.13	1.15	1.18	1.20	1.43	1.71	2.07	2.52	3.11
35	0.98	0.99	1.01	1.03	1.05	1.06	1.09	1.11	1.13	1.34	1.61	1.94	2.36	2.90
30		0.94	0.96	0.97	0.99	1.01	1.03	1.05	1.07	1.27	1.51	1.82	2.22	2.72
25			0.91	0.93	0.94	0.96	0.97	0.99	1.01	1.20	1.43	1.72	2.09	2.57
20				0.88	0.90	0.91	0.93	0.94	0.96	1.14	1.36	1.63	1.98	2.42
15					0.86	0.87	0.88	0.90	0.91	1.08	1.29	1.55	1.88	2.30
10						0.83	0.84	0.86	0.87	1.03	1.23	1.48	1.79	2.19
5							0.81	0.82	0.83	0.99	1.17	1.41	1.71	2.08
0								0.79	0.80	0.94	1.12	1.35	1.63	1.99
-5									0.77	0.91	1.08	1.29	1.56	1.91
-10										0.87	1.04	1.24	1.50	1.83

Düzeltme Faktörü $f_{\Delta p}$ (R134a)

Δp bar	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4	4.5	5	5.5	6	6.5	7	7.5	8	8.5	9
$f_{\Delta p}$	2.15	1.76	1.52	1.36	1.24	1.15	1.08	1.02	0.96	0.92	0.8	0.85	0.81	0.79	0.76	0.74	0.72

Δp bar	9.5	10	10.5	11	11.5	12	12.5	13	13.5	14	14.5	15	16	17	18	19	20
$f_{\Delta p}$	0.70	0.68	0.67	0.65	0.64	0.62	0.61	0.60	0.59	0.58	0.57	0.56	0.54	0.52	0.51	0.49	0.48

Nominal Kapasite değerleri Q_N (R134a)

Nominal Kapasite kW	0.65	0.90	1.30	2.10	2.70	3.80	6.20	8.20	11.1	15.0	18.8	26.0	33.3	40.8	48.0
Valf Ölçüsü	0.5	0.70	1.00	1.50	2.00	2.50	3.00	3.50	4.50	4.75	5	6	7	8	10

Ek 4 R134a Çabuk Seçim Tablosu (Gülenç,1999)

Kondenser Sıcaklığı °C	Orfiz Ölçüsü	Evaporatör Sıcaklığı °C														
		+30	+20	+10	+5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40	-45	-50
+30	0.5		0.22	0.44	0.50	0.54	0.56	0.58	0.51	0.44	0.38	0.32	0.26			
	0.7		0.31	0.61	0.69	0.74	0.78	0.81	0.71	0.62	0.52	0.44	0.36			
	1		0.44	0.88	0.99	1.07	1.13	1.17	1.03	0.89	0.76	0.64	0.53			
	1.5		0.71	1.42	1.60	1.73	1.82	1.89	1.66	1.44	1.22	1.03	0.85			
	2		0.92	1.83	2.06	2.23	2.35	2.43	2.13	1.85	1.57	1.32	1.09			
	2.5		1.29	2.57	2.90	3.14	3.30	3.42	3.00	2.60	2.21	1.86	1.54			
	3		2.10	4.20	4.73	5.12	5.39	5.57	4.90	4.24	3.61	3.03	2.51			
	3.5		2.78	5.55	6.26	6.77	7.12	7.37	6.48	5.60	4.77	4.01	3.32			
	4.5		3.76	7.52	8.48	9.16	9.64	9.98	8.77	7.59	6.46	5.43	4.50			
	4.75		5.09	10.16	11.45	12.38	13.03	13.48	11.86	10.25	8.73	7.33	6.08			
	5		6.38	12.73	14.36	15.51	16.33	16.90	14.86	12.85	10.94	9.19	7.62			
	6		8.82	17.61	19.85	21.45	22.58	23.37	20.55	17.77	15.13	12.71	10.53			
7		11.29	22.55	25.43	27.47	28.92	29.93	26.32	22.76	19.38	16.28	13.49				
8		13.84	27.63	31.16	33.66	35.44	36.67	32.25	27.89	23.75	19.94	16.53				
10		16.28	32.51	36.65	39.60	41.69	43.14	37.94	32.81	27.94	23.46	19.45				
+25	0.5			0.32	0.41	0.47	0.51	0.53	0.48	0.42	0.36	0.30	0.25			
	0.7			0.45	0.57	0.64	0.70	0.74	0.66	0.58	0.49	0.42	0.35			
	1			0.65	0.82	0.93	1.01	1.07	0.95	0.83	0.71	0.60	0.50			
	1.5			1.05	1.32	1.50	1.63	1.72	1.54	1.34	1.15	0.98	0.81			
	2			1.35	1.70	1.93	2.10	2.22	1.98	1.73	1.48	1.25	1.04			
	2.5			1.89	2.39	2.72	2.96	3.12	2.78	2.43	2.09	1.75	1.47			
	3			3.09	3.90	4.44	4.82	5.09	4.54	3.97	3.41	2.88	2.40			
	3.5			4.09	5.16	5.88	6.38	6.74	6.01	5.25	4.51	3.81	3.17			
	4.5			5.53	6.98	7.95	8.64	9.12	8.13	7.11	6.10	5.18	4.30			
	4.75			7.48	9.44	10.75	11.67	12.32	10.99	9.60	8.24	6.97	5.80			
	5			9.37	11.83	13.47	14.63	15.44	13.77	12.04	10.33	8.73	7.27			
	6			12.96	16.35	18.63	20.23	21.36	19.05	16.65	14.29	12.08	10.06			
7			16.60	20.95	23.86	25.91	17.35	24.40	21.32	18.30	15.47	12.89				
8			20.34	25.66	29.23	31.74	33.51	29.89	26.12	22.42	18.95	15.79				
10			23.93	30.19	34.39	37.34	39.43	35.17	30.73	26.38	22.29	18.57				
+20	0.5				0.28	0.37	0.43	0.47	0.43	0.38	0.33	0.28	0.24			
	0.7				0.39	0.52	0.60	0.65	0.59	0.53	0.46	0.39	0.33			
	1				0.57	0.74	0.86	0.94	0.86	0.76	0.66	0.56	0.47			
	1.5				0.91	1.20	1.39	1.52	1.39	1.23	1.07	0.91	0.76			
	2				1.18	1.55	1.79	1.96	1.78	1.58	1.38	1.17	0.98			
	2.5				1.56	2.18	2.52	2.75	2.51	2.23	1.94	1.65	1.38			
	3				2.70	3.55	4.11	4.49	4.10	3.64	3.16	2.63	2.26			
	3.5				3.57	4.70	5.43	5.94	5.42	4.81	4.18	3.56	2.99			
	4.5				4.83	6.36	7.35	8.04	7.34	6.51	5.65	4.82	4.04			
	4.75				6.53	8.60	9.94	10.87	9.92	8.80	7.64	6.51	5.46			
	5				8.19	10.77	12.46	13.62	12.43	11.03	9.57	8.16	6.84			
	6				11.32	14.90	17.23	18.84	17.19	15.25	13.24	11.29	9.47			
7				14.50	19.08	22.06	24.13	22.01	19.53	16.96	14.45	12.12				
8				17.77	23.38	27.03	29.56	26.97	23.93	20.78	17.71	14.85				
10				20.91	27.51	31.80	34.78	31.73	28.16	24.44	20.83	17.47				

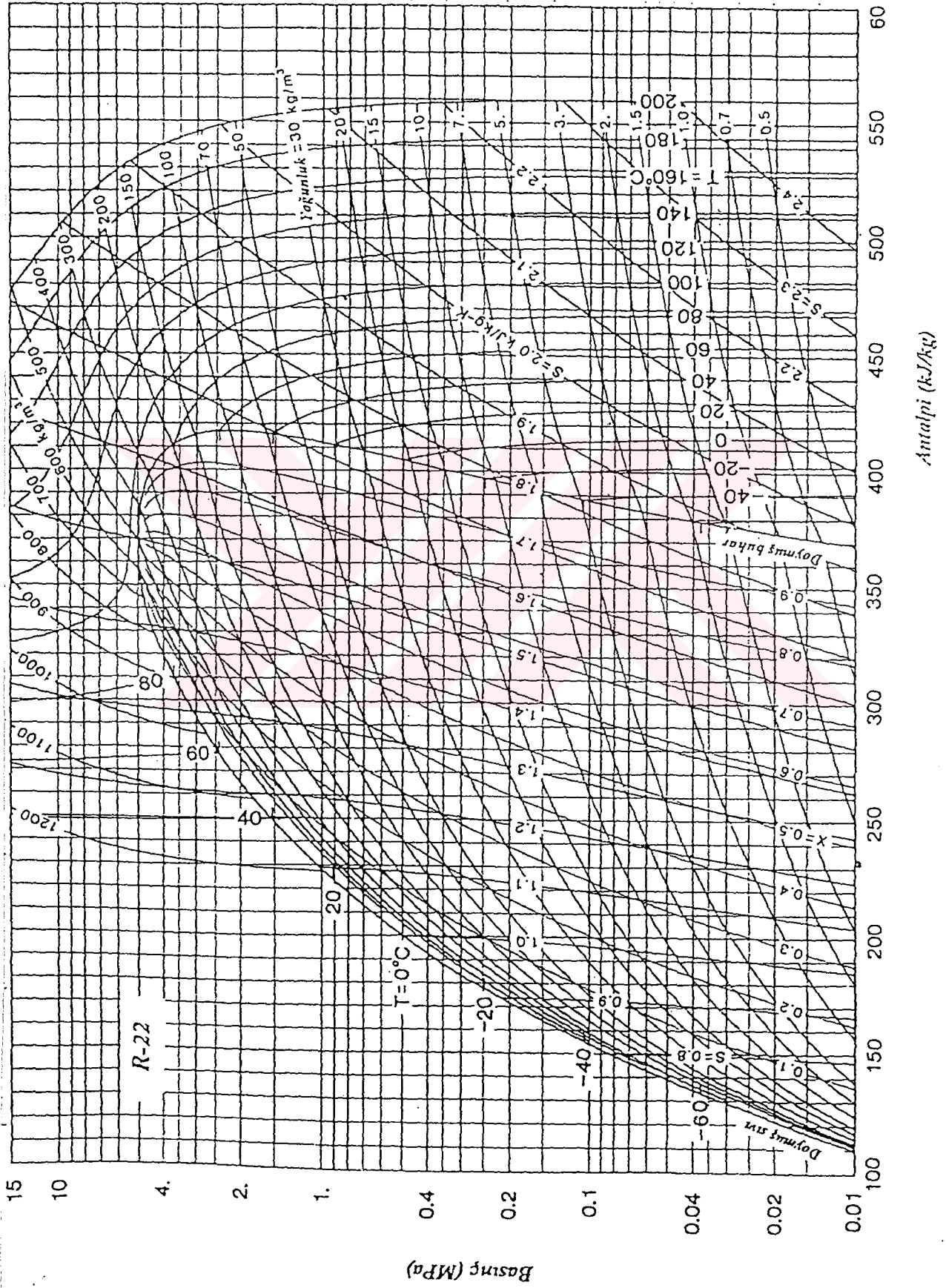
Ek 5 Soğutucu Akışkan Özellikleri (R134a) (Gülenç, 1999)

Sic ^a 'C	Bas. MPa	ρ_{sat} kg/m ³	ρ_{sat} m ³ /kg	Aralıklı kJ/kg.K		Entropi kJ/kg.K		Özgül ısı c_p kJ/kg.C		c/c _c	Ses hızı m/s		Viskozite μ /Pa.s		Kütle kat. mW/m.K		Yüz Ger.	Sic 'C
				Sıvı	Buh	Sıvı	Buh	Sıvı	Buh		Sıvı	Buh	Sıvı	Buh	Sıvı	Buh		
-101.30a	0.00039	1591.2	35.263	71.89	335.07	0.4143	1.9638	1.147	0.585	1.163	1135.	127.	2136.6	6.63	—	—	23.15	-101.30
-100.00	0.00056	1531.9	25.039	75.71	337.00	0.4366	1.9456	1.168	0.592	1.161	1111.	128	1958.2	6.76	—	—	23.55	-100.00
-90.00	0.00153	1553.9	9.7131	87.59	342.94	0.3032	1.8975	1.201	0.614	1.155	1051.	131	1445.6	7.16	—	—	25.81	-90.00
-80.00	0.00369	1526.2	4.2504	99.65	349.03	0.5674	1.8535	1.211	0.637	1.151	999.	134.	1109.9	7.57	—	—	24.11	-80.00
-70.00	0.00801	1498.6	2.0523	111.73	355.23	0.6286	1.8269	1.215	0.660	1.143	951.	137.	879.6	7.97	125.8	—	22.44	-70.00
-60.00	0.01594	1471.0	1.0730	123.96	361.51	0.6871	1.8016	1.220	0.685	1.145	904.	139.	715.4	8.38	121.1	—	20.31	-60.00
-50.00	0.02948	1444.1	0.60560	136.21	367.83	0.7432	1.7812	1.229	0.712	1.146	858.	142.	594.3	8.79	115.5	7.12	19.22	-50.00
-40.00	0.05122	1414.8	0.36095	148.57	374.16	0.7973	1.7649	1.243	0.740	1.143	812.	144.	502.2	9.20	111.9	8.19	17.66	-40.00
-30.00	0.08436	1385.9	0.22595	161.10	380.45	0.8498	1.7519	1.260	0.771	1.152	765.	145.	430.4	9.62	107.3	9.16	15.13	-30.00
-23.00	0.09268	1380.0	0.20632	165.62	381.70	0.8601	1.7497	1.264	0.778	1.153	756.	145.	418.0	9.71	106.3	9.35	15.33	-23.00
-26.07b	0.10132	1374.3	0.19015	166.07	382.90	0.8701	1.7476	1.268	0.784	1.154	747.	146.	406.4	9.79	105.4	9.52	15.54	-26.07
-25.00	0.10164	1374.1	0.18961	166.16	382.94	0.8704	1.7476	1.268	0.785	1.154	747.	146.	406.0	9.79	105.4	9.53	15.53	-25.00
-24.00	0.11127	1368.2	0.17410	163.70	384.19	0.8806	1.7455	1.273	0.791	1.155	738.	146.	374.6	9.88	104.5	9.71	15.23	-24.00
-22.00	0.12160	1362.2	0.16010	171.26	385.43	0.8908	1.7436	1.277	0.798	1.156	728.	146.	353.6	9.96	103.6	9.89	14.93	-22.00
-20.00	0.13268	1356.2	0.14744	173.82	386.66	0.9009	1.7417	1.282	0.805	1.157	719.	146.	333.1	10.05	102.6	10.07	14.63	-20.00
-18.00	0.14454	1350.2	0.13597	176.39	387.89	0.9110	1.7399	1.286	0.812	1.159	710.	146.	303.0	10.14	101.7	10.24	14.33	-18.00
-16.00	0.15721	1344.1	0.12556	178.97	389.11	0.9211	1.7383	1.291	0.820	1.160	700.	147.	273.3	10.22	100.8	10.42	14.04	-16.00
-14.00	0.17074	1338.0	0.11610	181.56	390.33	0.9311	1.7367	1.296	0.827	1.162	691.	147.	244.0	10.31	99.9	10.59	13.74	-14.00
-12.00	0.18516	1331.8	0.10749	184.16	391.55	0.9410	1.7351	1.301	0.835	1.164	682.	147.	215.0	10.40	99.0	10.76	13.45	-12.00
-10.00	0.20052	1325.6	0.09953	186.78	392.75	0.9509	1.7337	1.306	0.842	1.166	672.	147.	186.3	10.49	98.0	10.93	13.15	-10.00
-8.00	0.21684	1319.3	0.09225	189.40	393.95	0.9608	1.7323	1.312	0.850	1.168	663.	147.	158.0	10.58	97.1	11.10	12.87	-8.00
-6.00	0.23418	1313.0	0.08591	192.03	395.15	0.9707	1.7310	1.317	0.858	1.170	654.	147.	130.9	10.67	96.2	11.28	12.59	-6.00
-4.00	0.25257	1306.6	0.08091	194.63	396.33	0.9805	1.7297	1.323	0.866	1.172	644.	147.	104.2	10.76	95.3	11.45	12.29	-4.00
-2.00	0.27206	1300.2	0.07742	197.33	397.51	0.9903	1.7285	1.329	0.875	1.175	635.	147.	78.7	10.85	94.3	11.62	12.00	-2.00
0.00	0.29269	1293.7	0.06935	200.00	398.68	1.0000	1.7274	1.335	0.883	1.178	626.	147.	53.4	10.94	93.4	11.79	11.71	0.00
2.00	0.31450	1287.1	0.06440	202.63	399.84	1.0097	1.7263	1.341	0.892	1.180	616.	147.	28.4	11.03	92.5	11.96	11.43	2.00
4.00	0.33755	1280.5	0.06042	205.37	401.00	1.0194	1.7252	1.347	0.901	1.183	607.	147.	3.6	11.13	91.6	12.13	11.14	4.00
6.00	0.36186	1273.8	0.05643	208.08	402.14	1.0291	1.7242	1.353	0.910	1.187	598.	147.	27.0	11.22	90.7	12.31	10.86	6.00
8.00	0.38749	1267.0	0.05244	210.80	403.27	1.0387	1.7233	1.360	0.920	1.190	588.	147.	26.6	11.32	89.7	12.48	10.58	8.00
10.00	0.41449	1260.2	0.04943	213.53	404.40	1.0483	1.7224	1.367	0.930	1.193	579.	146.	25.3	11.42	88.8	12.66	10.30	10.00
12.00	0.44289	1253.3	0.04646	216.27	405.51	1.0579	1.7215	1.374	0.939	1.197	569.	146.	24.3	11.52	87.9	12.84	10.02	12.00
14.00	0.47276	1246.3	0.04348	219.03	406.61	1.0674	1.7207	1.381	0.950	1.201	560.	146.	24.2	11.62	87.0	13.02	9.74	14.00
16.00	0.50413	1239.3	0.04051	221.80	407.70	1.0770	1.7199	1.388	0.960	1.206	550.	146.	23.8	11.72	86.0	13.20	9.47	16.00
18.00	0.53706	1232.1	0.03833	224.59	408.78	1.0865	1.7191	1.396	0.971	1.210	541.	146.	23.2	11.82	85.1	13.39	9.19	18.00
20.00	0.57159	1224.9	0.03603	227.40	409.84	1.0960	1.7183	1.404	0.982	1.215	532.	145.	22.5	11.92	84.2	13.57	8.92	20.00
22.00	0.60777	1217.5	0.03383	230.21	410.89	1.1055	1.7176	1.412	0.994	1.220	522.	145.	22.0	12.03	83.3	13.76	8.65	22.00
24.00	0.64566	1210.1	0.03189	233.05	411.93	1.1149	1.7169	1.420	1.006	1.226	512.	145.	21.5	12.14	82.4	13.96	8.38	24.00
26.00	0.68531	1202.6	0.03003	235.90	412.95	1.1244	1.7162	1.429	1.018	1.231	503.	144.	21.0	12.25	81.4	14.15	8.11	26.00
28.00	0.72676	1194.9	0.02829	238.77	413.95	1.1338	1.7155	1.438	1.031	1.238	493.	144.	20.5	12.36	80.5	14.35	7.84	28.00
30.00	0.77008	1187.2	0.02667	241.65	414.94	1.1432	1.7149	1.447	1.044	1.244	484.	143.	20.0	12.48	79.6	14.56	7.57	30.00
32.00	0.81530	1179.3	0.02516	244.55	415.90	1.1527	1.7142	1.457	1.058	1.251	474.	143.	19.6	12.60	78.7	14.76	7.31	32.00
34.00	0.86250	1171.3	0.02374	247.47	416.85	1.1621	1.7135	1.467	1.073	1.259	465.	142.	19.1	12.72	77.7	14.97	7.05	34.00
36.00	0.91172	1163.2	0.02241	250.41	417.78	1.1715	1.7129	1.478	1.088	1.267	455.	142.	18.6	12.84	76.8	15.19	6.79	36.00
38.00	0.96301	1154.9	0.02116	253.37	418.69	1.1809	1.7122	1.489	1.104	1.276	445.	141.	18.2	12.97	75.9	15.41	6.52	38.00
40.00	1.0165	1146.5	0.01999	256.35	419.58	1.1903	1.7115	1.500	1.120	1.285	436.	140.	17.8	13.10	75.0	15.64	6.27	40.00
42.00	1.0721	1137.9	0.01890	259.35	420.44	1.1997	1.7108	1.513	1.138	1.295	426.	140.	17.4	13.24	74.1	15.86	6.01	42.00
44.00	1.1300	1129.2	0.01786	262.38	421.28	1.2091	1.7101	1.525	1.156	1.306	416.	139.	16.9	13.38	73.1	16.10	5.76	44.00
46.00	1.1901	1120.3	0.01689	265.42	422.09	1.2185	1.7094	1.539	1.175	1.318	407.	138.	16.5	13.52	72.2	16.34	5.51	46.00
48.00	1.2527	1111.3	0.01598	268.49	422.88	1.2279	1.7086	1.553	1.196	1.331	397.	137.	16.1	13.67	71.3	16.59	5.26	48.00
50.00	1.3177	1102.0	0.01511	271.59	423.63	1.2373	1.7078	1.569	1.218	1.345	387.	137.	15.7	13.83	70.4	16.84	5.01	50.00
52.00	1.3852	1092.6	0.01430	274.71	424.35	1.2468	1.7070	1.585	1.241	1.360	377.	136.	15.3	13.99	69.5	17.10	4.76	52.00
54.00	1.4553	1082.9	0.01353	277.86	425.03	1.2562	1.7061	1.602	1.266	1.377	367.	135.	14.9	14.16	68.5	17.36	4.52	54.00
56.00	1.5280	1073.0	0.01280	281.04	425.68	1.2657	1.7051	1.621	1.293	1.395	358.	134.	14.5	14.33	67.6	17.63	4.28	56.00
58.00	1.6033	1062.8	0.01212	284.25	426.29	1.2752	1.7041	1.641	1.322	1.416	348.	133.	14.2	14.51	66.7	17.91	4.04	58.00
60.00	1.6815	1052.4	0.01146	287.49	426.86	1.2847	1.7031	1.663	1.354	1.438	338.	132.	13.8	14.71	65.8	18.19	3.81	60.00
62.00	1.7625	1041.7	0.01085	290.77	427.37	1.2943	1.7019	1.686	1.388	1.463	328.	131.	13.4	14.91	64.9	18.48	3.57	62.00
64.00	1.8464	1030.7	0.01026	294.08	427.84	1.3039	1.7007	1.712	1.426	1.490	318.	129.	13.1	15.12	63.9	18.78	3.34	64.00
66.00	1.9334	1019.4	0.00970	297.44	428.25	1.3136	1.6993	1.740	1.468	1.522	308.	128.	12.7	15.35	63.0	19.09	3.12	66.00
68.00	2.0234	1007.7	0.00917	300.84	428.61	1.3234	1.6979	1.772	1.515	1.557	298.	127.	12.3	15.59	62.1	19.40	2.90	68.00
70.00	2.1165	995.6	0.00867	304.29	428.89	1.3332	1.6963	1.806	1.567	1.597	287.	126.	12.0	15.85	61.2	19.72	2.67	70.00
72.00	2.2130	983.1	0.00818</															

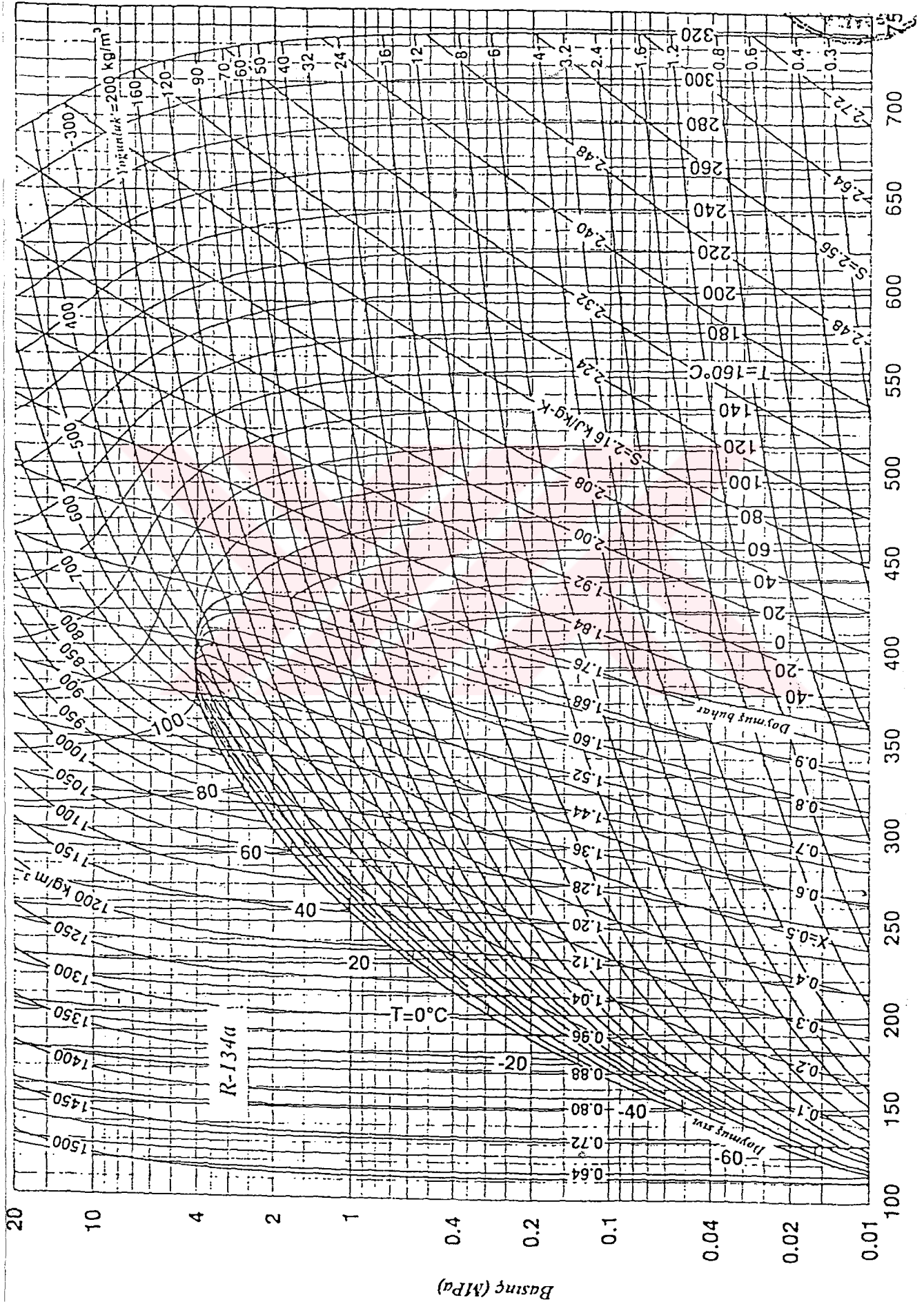
Ek 6 Soğutucu Akışkan Özellikleri (R22) (Gülenç, 1999)

Sic °C	Bas. MPa	Yoğ.	Hac.	Antalpi		Entropi		Özgül ısı c_p			Ses hızı		Viskozite		Yoğunluk			Sic °C		
		kg/m ³	m ³ /kg	Sıvı	Buh.	Sıvı	Buh.	Sıvı	Buh.	Sıvı	Buh.	Buh.	Sıvı	Buh.	Sıvı	Buh.	Sıvı		Buh.	m ³ /m ³
-150.00	—	1701.5	—	26.01	335.85	0.0566	2.5752	—	0.434	1.235	—	123.	—	—	—	—	—	—	37.59	-150.00
-140.00	—	1675.3	—	43.84	340.24	0.1561	2.4222	—	0.445	1.275	—	123.	—	—	—	—	—	—	35.70	-140.00
-130.00	0.00006	1649.7	229.29	57.00	344.75	0.2916	2.3017	—	0.458	1.266	—	132.	—	—	—	—	—	—	33.84	-130.00
-120.00	0.00023	1624.0	61.648	63.51	349.38	0.3694	2.2033	—	0.470	1.253	—	156.	—	—	—	—	—	—	32.00	-120.00
-110.00	0.00074	1598.0	21.311	79.47	354.11	0.4386	2.1220	—	0.483	1.250	—	140.	—	—	—	—	—	—	30.17	-110.00
-100.00	0.00200	1571.7	8.2930	90.24	358.93	0.5027	2.0545	—	0.497	1.243	—	144.	—	—	—	—	—	—	28.37	-100.00
-90.00	0.00450	1545.1	3.6548	100.95	363.82	0.5629	1.9982	1.070	0.511	1.237	1094.	147.	—	—	—	—	—	—	26.59	-90.00
-80.00	0.01035	1518.3	1.7816	111.66	368.75	0.6197	1.9508	1.070	0.527	1.233	1037.	150.	—	—	—	—	—	—	24.83	-80.00
-70.00	0.02044	1491.1	0.94476	122.36	373.63	0.6738	1.9109	1.072	0.544	1.231	936.	153.	—	—	—	123.0	—	—	23.10	-70.00
-60.00	0.03747	1463.6	0.53734	133.11	378.58	0.7253	1.8770	1.076	0.563	1.231	937.	156.	—	—	—	123.1	5.61	21.39	21.39	-60.00
-50.00	0.06449	1435.5	0.32405	143.91	383.39	0.7748	1.8480	1.083	0.584	1.233	890.	158.	—	—	—	113.4	6.31	19.70	19.70	-50.00
-45.00	0.07140	1429.8	0.29469	146.08	384.35	0.7844	1.8427	1.085	0.589	1.233	831.	159.	—	—	—	117.5	6.44	19.37	19.37	-45.00
-40.00	0.07990	1424.1	0.26849	148.25	385.29	0.7940	1.8376	1.087	0.594	1.234	871.	159.	—	—	—	116.5	6.58	19.04	19.04	-40.00
-35.00	0.08700	1418.4	0.24507	150.43	386.23	0.8035	1.8326	1.089	0.598	1.235	862.	160.	—	—	—	115.6	6.71	18.70	18.70	-35.00
-30.00	0.09575	1412.6	0.22410	152.61	387.17	0.8130	1.8277	1.091	0.603	1.236	853.	160.	—	—	—	114.7	6.85	18.37	18.37	-30.00
-25.00	0.10132	1409.1	0.21256	153.93	387.72	0.8186	1.8249	1.092	0.606	1.237	847.	160.	—	—	—	114.1	6.93	18.13	18.13	-25.00
-20.00	0.10513	1406.3	0.20526	154.80	388.09	0.8224	1.8230	1.093	0.608	1.237	844.	160.	—	—	—	113.8	6.93	18.05	18.05	-20.00
-18.00	0.11533	1401.0	0.18832	156.99	389.01	0.8317	1.8184	1.096	0.614	1.239	834.	161.	—	—	—	112.9	7.11	17.72	17.72	-18.00
-16.00	0.12623	1395.1	0.17306	159.19	389.93	0.8410	1.8140	1.093	0.619	1.240	825.	161.	—	—	—	112.0	7.24	17.39	17.39	-16.00
-14.00	0.13793	1389.2	0.15927	161.40	390.84	0.8502	1.8096	1.101	0.624	1.242	816.	161.	—	—	—	111.1	7.37	17.07	17.07	-14.00
-12.00	0.15045	1383.3	0.14620	163.61	391.74	0.8594	1.8054	1.104	0.630	1.243	807.	161.	—	—	—	110.1	7.50	16.74	16.74	-12.00
-10.00	0.16384	1377.3	0.13551	165.82	392.63	0.8685	1.8013	1.107	0.636	1.245	797.	162.	—	—	—	109.2	7.63	16.42	16.42	-10.00
-8.00	0.17815	1371.3	0.12525	168.04	393.52	0.8776	1.7973	1.110	0.642	1.247	783.	162.	—	—	—	108.4	7.76	16.10	16.10	-8.00
-6.00	0.19340	1365.2	0.11593	170.27	394.39	0.8866	1.7934	1.114	0.648	1.249	779.	162.	—	—	—	107.5	7.89	15.77	15.77	-6.00
-4.00	0.20965	1359.1	0.10744	172.51	395.26	0.8955	1.7895	1.117	0.654	1.252	770.	162.	—	—	—	106.6	8.02	—	—	-4.00
-2.00	0.22693	1352.9	0.09970	174.75	396.12	0.9044	1.7859	1.121	0.660	1.254	760.	163.	—	—	—	105.7	8.14	—	—	-2.00
0.00	0.24529	1346.8	0.09262	177.00	396.97	0.9133	1.7822	1.125	0.667	1.257	751.	163.	260.1	—	—	104.8	8.27	—	—	0.00
2.00	0.26477	1340.5	0.08615	179.26	397.81	0.9222	1.7787	1.129	0.674	1.260	742.	163.	254.7	11.08	—	103.9	8.40	—	—	2.00
4.00	0.28542	1334.2	0.08023	181.53	398.64	0.9309	1.7752	1.133	0.681	1.263	733.	163.	249.4	11.16	—	103.1	8.52	—	—	4.00
6.00	0.30728	1327.9	0.07479	183.81	399.46	0.9397	1.7719	1.137	0.688	1.266	723.	163.	244.2	11.24	—	102.2	8.64	—	—	6.00
8.00	0.33040	1321.5	0.06979	186.09	400.27	0.9484	1.7686	1.141	0.695	1.269	714.	163.	239.1	11.32	—	101.3	8.77	—	—	8.00
10.00	0.35482	1315.0	0.06520	188.38	401.07	0.9571	1.7653	1.146	0.703	1.273	705.	163.	234.1	11.40	—	100.4	8.89	—	—	10.00
12.00	0.38059	1308.5	0.06096	190.69	401.85	0.9657	1.7621	1.151	0.710	1.277	696.	163.	229.1	11.48	—	99.6	9.02	—	—	12.00
14.00	0.40775	1301.9	0.05706	193.00	402.63	0.9743	1.7590	1.156	0.718	1.281	686.	163.	224.2	11.56	—	98.7	9.14	—	—	14.00
16.00	0.43636	1295.3	0.05345	195.32	403.39	0.9829	1.7560	1.161	0.727	1.285	677.	163.	219.4	11.64	—	97.9	9.26	—	—	16.00
18.00	0.46646	1288.6	0.05012	197.66	404.14	0.9915	1.7530	1.166	0.735	1.289	668.	163.	214.7	11.72	—	97.0	9.38	—	—	18.00
20.00	0.49811	1281.8	0.04703	200.00	404.87	1.0000	1.7500	1.171	0.744	1.294	658.	163.	210.1	11.80	—	96.2	9.50	—	—	20.00
22.00	0.53134	1275.0	0.04417	202.35	405.59	1.0085	1.7471	1.177	0.753	1.299	649.	163.	205.6	11.88	—	95.3	9.63	—	—	22.00
24.00	0.56622	1268.1	0.04152	204.72	406.30	1.0170	1.7443	1.183	0.762	1.305	640.	163.	201.2	11.96	—	94.5	9.75	—	—	24.00
26.00	0.60279	1261.1	0.03906	207.10	406.99	1.0254	1.7415	1.189	0.772	1.310	630.	163.	196.9	12.04	—	93.6	9.87	—	—	26.00
28.00	0.64109	1254.0	0.03676	209.49	407.67	1.0338	1.7387	1.195	0.782	1.316	621.	163.	192.6	12.12	—	92.8	9.99	—	—	28.00
30.00	0.68119	1246.9	0.03463	211.89	408.33	1.0422	1.7360	1.202	0.792	1.323	611.	163.	188.5	12.20	—	92.0	10.11	—	—	30.00
32.00	0.72314	1239.7	0.03265	214.31	408.97	1.0506	1.7333	1.208	0.802	1.330	602.	162.	184.4	12.23	—	91.1	10.23	—	—	32.00
34.00	0.76693	1232.4	0.03079	216.74	409.60	1.0590	1.7306	1.215	0.813	1.337	592.	162.	180.5	12.36	—	90.3	10.35	—	—	34.00
36.00	0.81277	1225.0	0.02906	219.18	410.21	1.0673	1.7280	1.223	0.825	1.345	583.	162.	176.6	12.44	—	89.5	10.47	—	—	36.00
38.00	0.86056	1217.6	0.02744	221.63	410.80	1.0756	1.7254	1.230	0.837	1.353	573.	162.	172.8	12.52	—	88.7	10.59	—	—	38.00
40.00	0.91041	1210.0	0.02593	224.10	411.38	1.0840	1.7228	1.233	0.849	1.361	564.	161.	169.1	—	—	87.8	10.71	—	—	40.00
42.00	0.96236	1202.4	0.02451	226.59	411.93	1.0923	1.7202	1.246	0.862	1.370	554.	161.	165.4	—	—	87.0	10.82	—	—	42.00
44.00	1.0165	1194.6	0.02319	229.09	412.46	1.1006	1.7177	1.254	0.875	1.380	544.	160.	161.9	—	—	86.2	10.94	—	—	44.00
46.00	1.0728	1186.8	0.02194	231.60	412.98	1.1088	1.7151	1.263	0.889	1.391	535.	160.	158.4	—	—	85.4	11.06	—	—	46.00
48.00	1.1314	1178.8	0.02077	234.14	413.46	1.1171	1.7126	1.272	0.904	1.402	525.	160.	155.0	—	—	84.6	11.13	—	—	48.00
50.00	1.1924	1170.7	0.01968	236.69	413.93	1.1254	1.7101	1.282	0.919	1.413	515.	159.	151.7	—	—	83.8	11.30	—	—	50.00
52.00	1.2557	1162.5	0.01864	239.25	414.37	1.1336	1.7075	1.292	0.935	1.426	506.	159.	148.5	—	—	83.0	11.42	—	—	52.00
54.00	1.3215	1154.2	0.01767	241.84	414.79	1.1419	1.7050	1.302	0.952	1.440	496.	158.	145.4	—	—	82.2	11.54	—	—	54.00
56.00	1.3898	1145.7	0.01675	244.44	415.18	1.1501	1.7024	1.313	0.970	1.454	486.	158.	142.3	—	—	81.4	11.66	—	—	56.00
58.00	1.4606	1137.1	0.01589	247.06	415.54	1.1584	1.6999	1.325	0.989	1.470	476.	157.	139.3	—	—	80.6	11.78	—	—	58.00
60.00	1.5341	1128.4	0.01507	249.71	415.87	1.1667	1.6973	1.338	1.009	1.486	466.	156.	136.3	—	—	79.8	11.90	—	—	60.00
62.00	1.6103	1119.5	0.01430	252.37	416.17	1.1749	1.6947	1.351	1.030	1.504	456.	156.	—	—	—	79.0	12.02	—	—	62.00
64.00	1.6892	1110.4	0.01357	255.06	416.44	1.1832	1.6921	1.365	1.052	1.524	446.	155.	—	—	—	78.2	12.14			

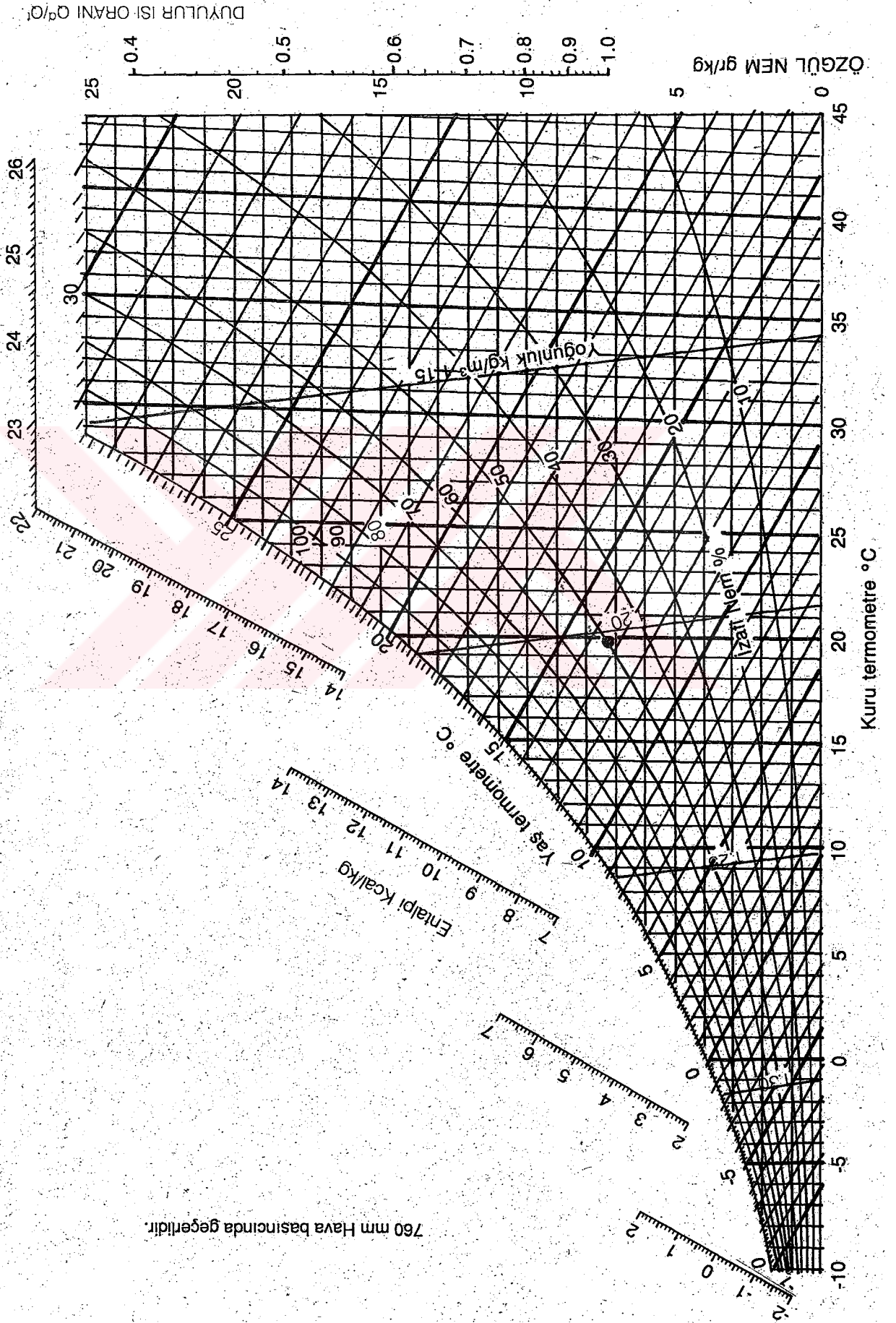
Ek 7 Soğutucu Akışkan lnP-h Diyagramı (R22) (Gülenç, 1999)



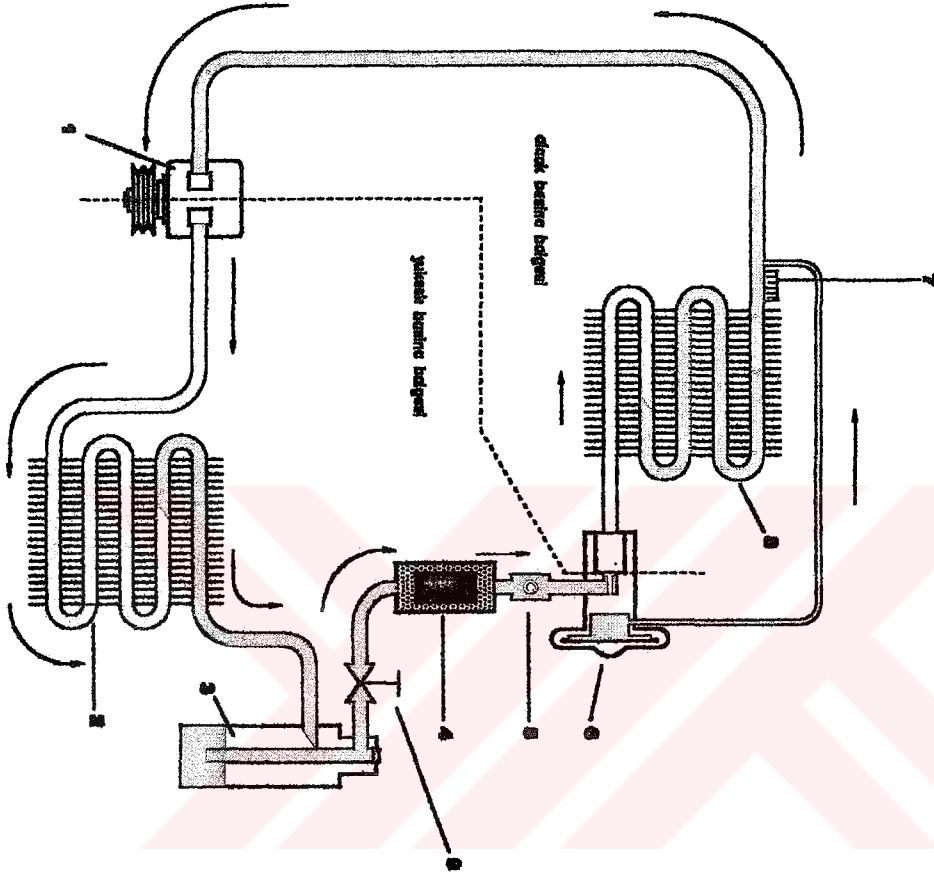
Ek 8 Soğutucu Akışkan lnP-h diyagramı (R134a) (Gülenç, 1999)



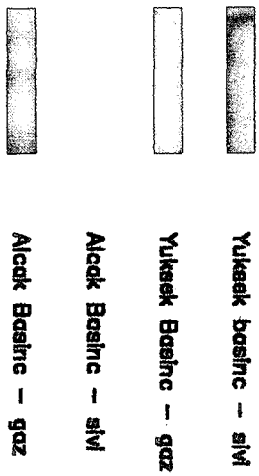
EK 9 Psikometrik Diyagram (Özku, 1997)



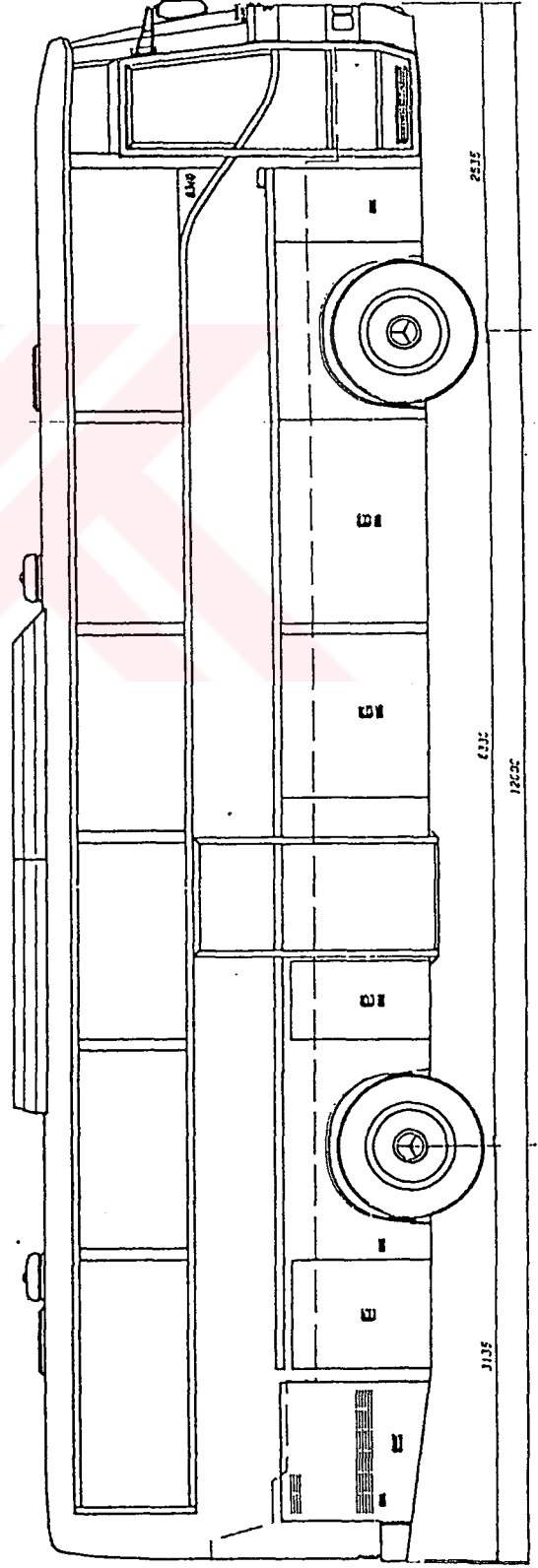
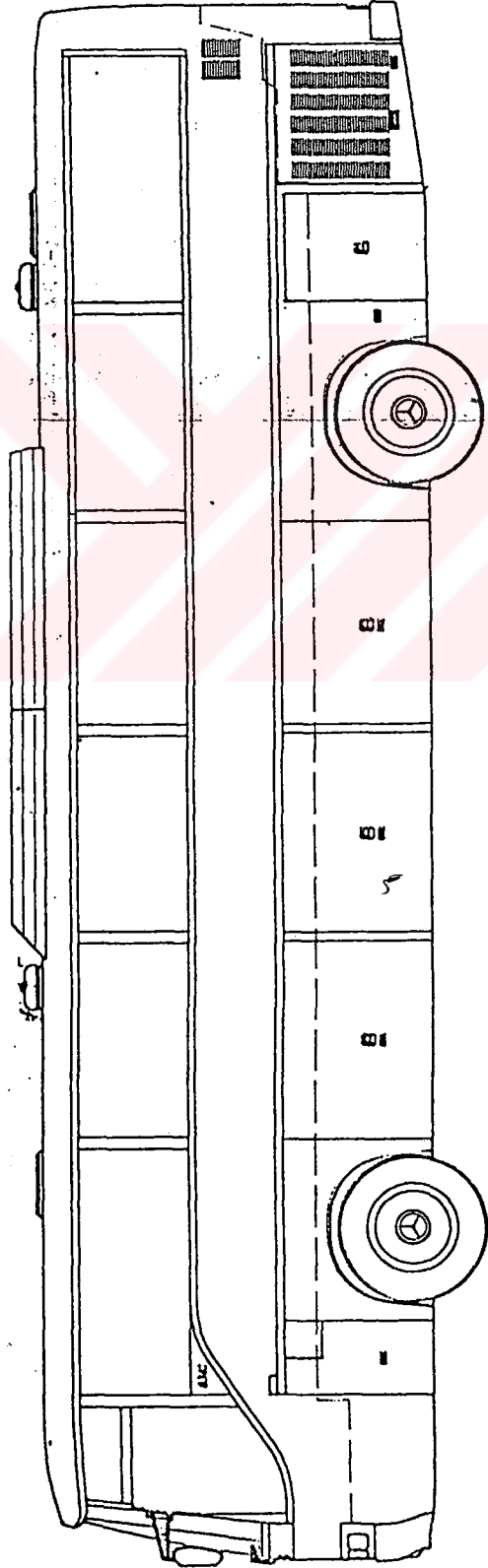
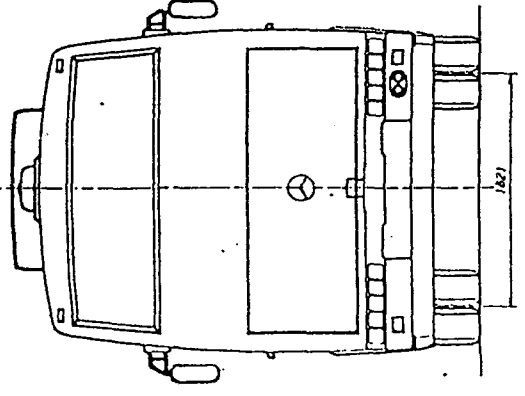
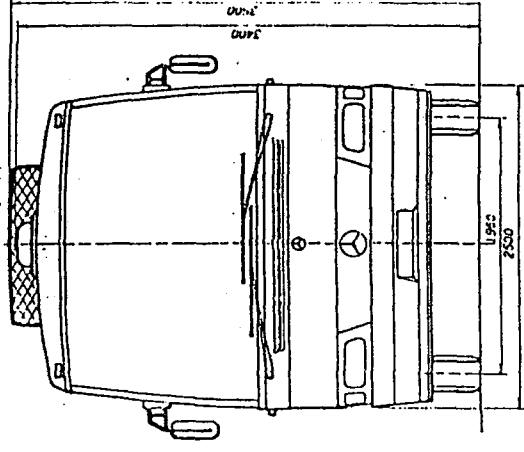
Ek 10 Soğutucu Akışkan Devresinin Elemanları



- 1 - Kompresör elektromanyetik kovanlı
- 2 - Kondansör
- 3 - Soğutucu Madde Toplama Tapu
- 4 - Filtre/Kurutucu
- 5 - Gazleme Camı
- 6 - Genleşme Supabı
- 7 - temp. sensor of (genleşme supabının)
- 8 - Evaporatör
- 9 - Manuel Kesme Valfi



Ek 11 Otobüs Boyutları



ÖZGEÇMİŞ

Doğum Tarihi 07.03.1978

Doğum Yeri Ankara

Lise 1992-1995 Özel İstek Uluğbey Lisesi

Lisans 1995-1999 Yıldız Teknik Üniversitesi Mühendislik Fak.
Makine Müh. Anabilim Dalı, Isı Proses Programı

Yüksek Lisans 1999-2002 Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Müh. Anabilim Dalı, Isı Proses Programı

Çalıştığı Kurumalar

1999-2001 TMA Tekstil Makine Aksesuar Ltd. Şti.

