

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

4X4 ASKERİ ARAÇLAR İÇİN BÜTÜNLEŞİK KLİMA TASARIMI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Barbaros Bahadır ZENGİN

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı-Akışkan Programı

HAZİRAN 2022

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

4X4 ASKERİ ARAÇLAR İÇİN BÜTÜNLEŞİK KLİMA TASARIMI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Barbaros Bahadır ZENGİN
(503181102)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı-Akışkan Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Yakup Erhan BÖKE

HAZİRAN 2022

İTÜ, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü'nün 503181102 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Barbaros Bahadır ZENGİN, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “4X4 ASKERİ ARAÇLAR İÇİN BÜTÜNLEŞİK KLİMA TASARIMI” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Yakup Erhan BÖKE**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Şevket Özgür ATAYILMAZ**
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Sertaç ÇADIRCI
İstanbul Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : 30 Mayıs 2022
Savunma Tarihi : 16 Haziran 2022



ÖNSÖZ

4x4 askeri araç projelerinde ısıtma/soğutma ve havalandırma dizayn kriterlerini kullanarak analizlerini yaptığım bu konuyu seçmeme öncülük eden ve her konuda desteklerini esirgmeyen Danışman Hocam Prof. Dr. Yakup Erhan BÖKE'ye müteşekkir olduğumu bildirmek isterim. Bu çalışmada bana yol gösterici değerlendirme ve tavsiyelerinden dolayı Edanur DEMİRKOL' a teşekkür ederim. Yüksek lisans eğitim öğretim hayatım boyunca bana moral, motivasyon olarak destek olan, tüm olumsuzluklarda beni yeniden ayağa kaldıran ve cesaretlendiren değerli dostlarım Emre ÇUBUK, Ufuk YÖRÜKLÜ ve Mehmet YILDIRIM' a özel olarak teşekkür ederim. Ayrıca maddi manevi her zaman yanımda olan aileme minnetlerimi, arkadaşlarıma ve tez süresince her an yanımda olan mesai arkadaşlarıma da desteklerinden dolayı teşekkürü bir borç bilirim.

Mayıs 2022

Barbaros Bahadır ZENGİN
(Makine Mühendisi)



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	v
İÇİNDEKİLER	vii
KISALTMALAR	ix
SEMBOLLER	xi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xvii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xix
ÖZET.....	xxi
SUMMARY	xxiii
1. GİRİŞ.....	1
1.1 Tezin Amacı	4
2. LİTERATÜR TARAMASI	7
2.1 Buhar Sıkıştırılmalı Otomotiv Klima Sistemi	7
2.1.1 Otomotiv klima sistemi sınıfları	7
2.1.2 Otomotiv klima sistemi karakteristikleri.....	12
2.2 Otomotiv Klima Sistemi Analizi.....	13
2.3 Akümülatör.....	17
2.4 Kompresör Performansı	23
2.5 Klima Sistemindeki Dahili Isı Değiştirici	26
2.6 Karbondioksitli Klima Sistemleri.....	31
2.7 Ters Yönlü Hava Akışı ile Yeni Isı Pompası	33
3. ASKERİ ARAÇLARDA İKLİMLENDİRME.....	37
3.1 Muharebe Araçları İklimlendirmesi için Mevcut Gereklilikler	37
3.1.1 ASHRAE el kitabının ilgili maddeleri	38
3.1.1.1 Kimyasal tehlikeler	39
3.1.1.2 Biyolojik tehlikeler (biyoaerosoller)	42
3.1.1.3 Fiziksel tehlikeler (termal konfor)	42
3.1.2 MIL-STD-1472G standartın iklimlendirme maddeleri.....	46
3.1.2.1 Isıtma kılavuzu	46
3.1.2.2 Havalandırma kılavuzu	47
3.1.2.3 Soğutma kılavuzu.....	48
3.2 Askeri Araçlar için Mevcut Standartların Yeterliliği	50
3.3 Zayıf Araç İklimlendirmesinin İnsan Performansı Üzerine Etkisi.....	52
3.3.1 Anekdotsal rapor	52
3.3.2 MANPRINT/İnsan etkisi incelemesi	53
3.4 Araç İklimlendirme Değerlendirmeleri için Araç-Gereçler	54
3.4.1 Multidisipliner yaklaşım	54
3.4.2 Yeterli iç ortam havası için matematiksel modellemenin rolü	54
3.4.2.1 Kabul edilen iç ortam hava kalitesi.....	55
3.4.3 Tasarım yaklaşımları.....	55
3.4.3.1 Kütle denge analizi.....	56

3.4.3.2 Benzer binalarda başarısı ispatlanmış tasarım yaklaşımları.....	58
3.4.3.3 Atık izleme ve personel kılavuzu	58
3.4.3.4 VRP' yle kombinasyon metodu	58
3.4.3.5 Dökümantasyon.....	58
4. 4x4 ZIRHLI ARAÇLARDA İKLİMLENDİRME SİSTEMİ TASARIMI.....	63
4.1 Tasarım Kısıtları.....	63
4.1.1 Klima sitemi yapılacak örnek 4x4 zırhlı araç detayları.....	63
4.1.2 Araca uygun klima sistemi için hacim kısıtları	63
4.1.3 Tasarımda dikkate alınması gereken askeri standartlar.....	64
4.1.3.1 MIL-STD-810H standartının iklimlendirmeye ilişkin esasları	64
4.1.3.2 MIL-STD-1472G standartının iklimlendirmeye ilişkin esasları	68
4.1.3.3 MIL-STD-461G standartının iklimlendirmeye ilişkin esasları	69
4.1.3.4 MIL-STD-464C Standartının İklimlendirmeye İlişkin Esasları.....	75
4.1.3.5 MIL-STD-1275E standartının iklimlendirmeye ilişkin esasları.....	80
4.2 Sistem tasarımı için gerekli soğutma/ısıtma yüklerinin hesaplanması	82
4.2.1 Klimanın çalışacağı bölgenin özellikleri.....	84
4.2.2 Metabolik ısı yükü.....	85
4.2.3 Radyasyon ısı yükü	86
4.2.4 Ortamdan kaynaklanan ısı yükü	88
4.2.5 Egzozdan kaynaklanan ısı yükü	89
4.2.6 Havalandırmadan kaynaklanan ısı yükü	90
4.2.7 Motordan kaynaklanan ısı yükü	91
4.2.8 Toplam soğutma yükü ve ısıtma yükü	92
4.3 İklimlendirme sitemi komponent tasarımı/seçimleri.....	94
4.3.1 Evaporatör seçimi/tasarımı.....	94
4.3.2 Kompresör seçimi	102
4.3.3 Kompresör tahrik mekanizması seçimi	103
4.3.4 Genleşme valfi seçimi	104
4.3.5 Kondenser tasarımı/seçimi	104
4.3.6 Kurutucu seçimi	111
4.3.7 Klima gaz hattı tasarımı	112
4.3.8 Sensörlerin seçimi/belirlenmesi	114
4.3.9 Klepe yapısının oluşturulması/tasarımı	117
4.4 Seçilen/Tasarlanan Komponentlerin Montajlanması	118
4.4.1 Komponentlerin bağlantı arayüzünün tasarımı	118
4.4.2 Braket/Karkas tasarımı	119
4.4.3 Braket/Karkas tasarımı	119
4.5 İklimlendirme Sistemi Kontrolü.....	120
5. İKLİMLENDİRME SİSTEMİ ANALİZİ	121
5.1 Kompresör Programları İle Yapılan Analizler	121
5.2 MATLAB® R2022a İle Yapılan Analizler	125
5.3 Yapılan Analizlerin Değerlendirilmesi.....	128
6. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	131
6.1 Çalışmanın Uygulanabilirliği.....	133
6.2 Gelecek Çalışmalar İçin Tavsiyeler.....	133
KAYNAKLAR.....	135
ÖZGEÇMİŞ	139

KISALTMALAR

MRAP	: Mine Resistant Ambush Protected
ASHRAE	: American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers
HBM	: Heat Balance Method
MIL-STD-1472G	: Design Criteria Standard Human Engineering
MIL-STD-461G	: Electromagnetic Interference Characteristics for Equipment
MIL-STD-464C	: Electromagnetic Environmental Effects Requirements for Systems
MIL-STD-1275E	: Interface Standard Characteristics Of 28 Volt DC Electrical Systems In Military Vehicles
MIL-STD-810H	: Environmental Engineering Considerations And Laboratory Tests
CFC	: Chlorofluorocarbon
HFC	: Hydrofluorocarbon
CO₂	: Carbon dioxide
CCOT	: Clutch Cycling Orifice Tube
COP	: Coefficient of performance
PAG	: Polyalkylene Glycol
PTV	: Particle Tracking Velocimetry
AC	: Air Conditioner
IHX	: Internal heat exchanger
CTSLHX	: Capillary tube-suction line heat exchanger
LLSLHX	: Liquid line-suction line heat exchanger
ANN	: Artificial Neural Network
BM	: Birleşmiş Milletler
ODP	: Ozone Depletion Potential
GWP	: Global warming potential
MANPRINT	: Manpower and Personnel Integration
T&E	: Test and Evaluation
VOC	: Volatile Organic Compounds
HVAC	: Heating, ventilation, and air conditioning

KBRN	: Kimyasal, biyolojik, radyasyon, nükleer
CFR	: Council on Foreign Relations
IAQ	: Indoor Air Quality
HETS	: Heavy Equipment Transport Systems
HRED	: Human Research and Engineering Directorate
IOTE	: International Internet of Things Exhibition
VRP	: Ventilation Rate Procedure
IAQP	: Indoor Air Quality Procedure
COC	: Contaminants of Concern
NATO	: North Atlantic Treaty Organization
IP	: Ingress Protection
EMC	: Electromagnetic Compatibility
EMI	: Electromagnetic interference
CE	: Conducted Emission
CS	: Conducted Susceptibility
ESD	: Electrostatic Discharge
RS	: Radiated Susceptibility
RE	: Radiated Emission
EME	: Electromagnetic Environment
HPM	: High Power Microwave
DTM	: Deep Thermal Mass
SAU	: Saudi Arabia
OEM	: Original Equipment Manufacturer
ABS	: Acrylonitrile Butadiene Styrene
CFD	: Computational Fluid Dynamics

SEMBOLLER

V_d	: Kompresör Deplasmanı
e_i	: Kompresör İzentropik Verimi
e_v	: Hacimsel Verim
r	: sıkıştırma oranı
v	: kompresör hızı
T_a	: hava sıcaklığı
T_{wb}	: yaş termometre sıcaklığı
T_{dp}	: çiy noktası sıcaklığı
P_a	: su buharı basıncı
P_t	: toplam atmosfer basıncı
W_a	: özgül nem oranı
V_h	: Hava hızı
T_r	: ortalama radyant sıcaklık
$\dot{Q}_{AC}$	: Klimanın toplam soğutma kapasitesi
$\dot{Q}_{Met}$	: Araç içi personel kaynaklı metabolik ısı yükü
$\dot{Q}_{Dir}$	: Güneşten direkt yansıyan ışıyım yükü
$\dot{Q}_{Dif}$	: Havadan yayılan ışıyım yükü
$\dot{Q}_{Ref}$	: Zeminden yansıyan ışıyım yükü
$\dot{Q}_{Amb}$	: Çevreden gelen ısı yükü
$\dot{Q}_{Exh}$	: Egzoz manifoldundan kaynaklanan ısı yükü
$\dot{Q}_{Eng}$	: Motordan kaynaklanan ısı yükü
$\dot{Q}_{Ven}$	: Havalandırmadan kaynaklı ısı yükü
m_a	: Kabin içerisindeki havanın toplam ağırlığı
c_a	: Kabin içerisindeki havanın özgül ısısı
DTM	: Kabin içerisindeki hava harici tüm materyallerin ısıl kapasitesi
T_i	: Ortalama kabin sıcaklığı
T_{comf}	: İstenilen iç ortam sıcaklığı
t_c	: Ortamın istenilen sıcaklığa gelme süresine bağlı zaman sabiti

T_0	: Kabin ilk sıcaklığı
t_p	: Ortamın istenilen sıcaklığa gelme süresi
M	: Sürücü/Yolcu ısı üretimi
A_{Du}	: Sürücü/Yolcu yüzey alanı
W	: Sürücü/Yolcu ağırlığı
H	: Sürücü/Yolcu boyu
S	: Işınım ile ısı transferine dik olan kabin yüzey alanı
τ	: Işınım iletim katsayısı,
$\dot{I}_{Dir}$	: Birim alandan geçen direkt ışıınım ısı akısı
$\dot{I}_{Dif}$	: Birim alandan geçen dolaylı ışıınım ısı akısı
$\dot{I}_{Ref}$	: Birim alandan geçen yansıyan ışıınım ısı akısı
θ	: Güneş pozisyonu ile ışıınım yüzey alanının birim normali arasındaki açı
β	: İrtifa açısı
Σ	: Zemin ile ışıınım yüzeyi arasındaki açı
ρ_g	: Zemin ışıınım yayma/yansıtma katsayısı
S_{amb}	: Taşınım ile ısı transferine dik olan kabin yüzey alanı
U	: Toplam ısı transfer katsayısı
T_s	: Ortalama kabin yüzeyi sıcaklığı
R	: Eşdeğer ısı direnç
h_o	: Dış ortam taşınım katsayısı
h_i	: İç ortam taşınım katsayısı
k	: Araç duvarı ısı iletim katsayısı
λ	: Araç duvar kalınlığı
V	: Aracın hızı
S_{Exh}	: Egzozdan olan ısı transferine dik olan egzoz hattı yüzey alanı
T_{Exh}	: Egzoz gazı sıcaklığı
S_{Eng}	: Motordan olan ısı transferine dik olan yüzey alanı
T_{Eng}	: Motor sıcaklığı
$\dot{m}_{Ven}$	: Havalandırma kütledebisi
e_o	: dış ortam entalpisi
e_i	: iç ortam entalpisi
ρ_{air}	: Havanın yoğunluğu
$\dot{V}_{air}$	: Havanın kütledebisi

X	: Özgöl nem
T_{hdf}	: Hedef sıcaklık
U_e	: Evaporatör toplam ısı geçiş katsayısı
h_{air}	: Havanın ısı taşınım katsayısı
λ_e	: Evaporatör boru kalınlığı
k_e	: Evaporatör borusu ısı iletim katsayısı
h_{ref}	: soğutucu akışkan ısı taşınım katsayısı
R''_f	: Isı değiştiricisi kirlilik direci
Re_D	: Havanın Reynold sayısı
Pr	: Havanın Prandtl sayısı
s_a	: fin aralığı
h_a	: fin derinliği/boyu
δ_a	: fin kalınlığı
V_{air}	: Hava hızı
μ_{air}	: Havanın dinamik viskozitesi
$\dot{Q}_{air}$	: Havaya aktarılan toplam ısı transferi
$\dot{m}_{air}$	: Havanın kütleli debisi
C_{air}	: Havanın özgül ısısı
ΔT_{air}	: Havanın evaporatöre giriş-çıkış sıcaklık farkı
A_{blower}	: Radyal fanın/fanların hava beslemesi yaptığı yüzey alanları toplamı
h_{ref}	: Soğutucu akışkanın ısı taşınım katsayısı
h_{lo}	: Sıvı soğutucu akışkanın ısı taşınım katsayısı
Bo	: Kaynama sayısı
q	: Evaporatördeki ısı akısı
G	: Kütleli debi akısı
I_{lg}	: Soğutucu akışkanın buharlaşma gizli ısısı
k_l	: Sıvı soğutucu akışkanın ısı iletim katsayısı
D	: boru iç çapı
Re_{lo}	: Sıvı soğutucu akışkanın Reynold sayısı
Pr_l	: Soğutucu akışkanın Prandtl sayısı
μ_l	: Soğutucu akışkanın dinamik viskozitesi
A_{ref}	: Evaporatör toplam boru kesit alanı
$\dot{Q}_{ref}$	: Evaporatördeki toplam ısı transferi
$\dot{m}_{ref}$	: Soğutucu akışkanın kütleli debisi

C_{ref}	: Soğutucu akışkanın özgül ısısı
ΔT_{ref}	: Soğutucu akışkanın evaporatöre giriş-çıkış sıcaklık farkı
$T_{evap,o}$	: Soğutucu akışkanın evaporatörden çıkış sıcaklığı
$T_{evap,i}$	: Soğutucu akışkanın evaporatöre giriş sıcaklığı
A_{evap}	: Evaporatör yüzey alanı
T	: Nominal tork
N	: Kompresör gücü
n	: Kompresör devri
U_c	: Kondenser toplam ısı geçiş katsayısı
$h_{air,c}$	: Kondenserdan geçen havanın ısı taşınım katsayısı
λ_c	: Kondenser boru kalınlığı
k_c	: Kondenser borusu ısı iletim katsayısı
$h_{ref,c}$	: kondenserdan geçen soğutucu akışkan ısı taşınım katsayısı
$R''_{f,c}$	: Kondenser kirlilik direci
Nu_D	: Havanın Nusselt sayısı
$Re_{D,c}$	: Kondenser geçen havanın Reynold sayısı
Pr_c	: Kondenser geçen havanın Prandtl sayısı
Pr_w	: Kondenser geçen havanın duvar (boru) sıcaklığı Prandtl sayısı
$V_{air,c}$	: Kondenserdan geçen hava hızı
$h_{a,c}$	: Kondenser fin derinliği/boyu
$\mu_{air,c}$	: Kondenserdan geçen Havanın dinamik viskozitesi
$\dot{Q}_{air,c}$	: Kondenserdan havaya aktarılan toplam ısı transferi
$\dot{m}_{air,c}$	: Kondenserdan geçen havanın kütleel debisi
$C_{air,c}$	: Kondenserdan geçen havanın özgül ısısı
$\Delta T_{air,c}$	: Havanın Kondensere giriş-çıkış sıcaklık farkı
$\dot{V}_{air,c}$	: Kondenserdan geçen havanın hacimsel debisi
A_{axial}	: Aksiyal fanın/fanlarının hava beslemesi yaptığı yüzey alanları toplamı
$k_{l,c}$	: Kondenserdan geçen sıvı soğutucu akışkanın ısı iletim katsayısı
D_c	: Kondenser boru iç çapı
$Re_{lo,c}$	: Kondenserdan geçen sıvı soğutucu akışkanın Reynold sayısı
$Pr_{l,c}$	: Kondenserdan geçen soğutucu akışkanın Prandtl sayısı
G_c	: Kondenserdan geçen kütleel debi akısı
$\mu_{l,c}$	: Kondenserdan geçen soğutucu akışkanın dinamik viskozitesi

$A_{ref,c}$	: Kondenser toplam boru kesit alanı
$\dot{Q}_{ref,c}$	: Kondenser toplam ısı transferi
$\dot{m}_{ref,c}$	: Kondenser geçen soğutucu akışkanın kütleli debisi
$C_{ref,c}$	: Kondenser geçen soğutucu akışkanın özgül ısısı
$\Delta T_{ref,c}$	: Soğutucu akışkanın kondensere giriş-çıkış sıcaklık farkı
$T_{cond,o}$	: Soğutucu akışkanın kondenserden çıkış sıcaklığı
$T_{cond,i}$	: Soğutucu akışkanın kondensere giriş sıcaklığı
D_h	: Hortum iç çapı
$\dot{V}_k$	: Kompresör hacimsel debisi
V_{hat}	: Tavsiye edilen hız
W_{comp}	: Kompresör şaft gücü



ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 3.1 : Yapılarda yaygın olarak bulunan uçucu organik bileşikler.....	40
Çizelge 4.1 : İklim Koşulları, Günlük Sıcaklık, Nem ve Radyasyon Değerleri.....	66
Çizelge 4.2 : Normal Koşullarda Frekans Emilim Miktarları	69
Çizelge 4.3 : Ölçüm Alıcısı Bant Genişliği ve Ölçüm Zamanları	69
Çizelge 4.4 : Duyarlılık Taraması Frekans Değerleri	70
Çizelge 4.5 : Yayılım ve duyarlılık gereksinimleri	70
Çizelge 4.6 : Gereksinim matrisi	71
Çizelge 4.7 : CS114 limit eğrileri.....	71
Çizelge 4.8 : CS117 Testi ve limit değerleri.....	72
Çizelge 4.9 : ESD test seviyeleri	73
Çizelge 4.10 : ESD simulatörü temasındaki doğrulama değerleri.....	73
Çizelge 4.11 : ESD jeneratörü genel özellikleri	73
Çizelge 4.12 : RS103 limitleri	74
Çizelge 4.13 : Bir yansıma test odasındaki olması gereken alıcı miktarı.....	74
Çizelge 4.14 : Duyarlılık testi süresi.....	74
Çizelge 4.15 : Fırlatma ve uzay araçları sistemleri için maksimum dış EME değerleri.....	75
Çizelge 4.16 : Yer sistemleri için maksimum dış EME değerleri	76
Çizelge 4.17 : Dolaylı yıldırımın etkilediği akım dalga formu parametreleri	77
Çizelge 4.18 : Askeri araç-gereçler için maksimum dış EME değerleri	78
Çizelge 4.19 : Frekans yayılım kontrol bant genişliği	79
Çizelge 4.20 : Geniş bant HPM için dış EME	79
Çizelge 4.21 : Dar bant HPM için dış EME	80
Çizelge 4.22 : Dolaylı yıldırımın etkilediği akım dalga formu karakteristiği	80
Çizelge 4.23 : 28 VDC için ani voltaj dalgalanma test parametreleri	82
Çizelge 4.24 : Honeywell genleşme valfi tablosu	104
Çizelge 4.25 : Danfoss kurutucu filtre tablosu	112



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Askeri araç tavanına konumlandırılmış taslak klima sistemi	5
Şekil 2.1 : Üst Bir otomotiv klima sistemi	8
Şekil 2.2 : Bir TXV otomotiv klima sistemi.....	9
Şekil 2.3 : Bir CCOT otomotiv klima sistemi	10
Şekil 2.4 : Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin P-h diyagramı.....	11
Şekil 2.5 : Akümülatörün devre şeması.	18
Şekil 2.6 : Deney düzeneğinin devre şeması	22
Şekil 2.7 : Yeni ısı pompasının ısıtma modundaki klepeler ve hava akış yönü	34
Şekil 2.8 : Yeni ısı pompasının soğutma modundaki klepeler ve hava akış yönü.....	34
Şekil 3.1 : İç ortam standartları ve yönetmeliklerin karşılaştırılması.....	41
Şekil 3.2 : İç ortam partiküllerinin boyutları	42
Şekil 3.3 : Kadınlarda, erkeklerde, her ikisindeki termal algılama katsayısı için öngörülen eşitlikler	45
Şekil 3.4 : Şekil 3.5'te gösterilen ılık sıcaklık sınırlarının üzerindeki sıcaklıklar için hava hızı.....	45
Şekil 3.5 : ASHRAE yaz ve kış konfor bölgeleri	46
Şekil 3.6 : Minimum havalandırma gereksinimi	47
Şekil 3.7 : Efektik sıcaklık ya da düzeltilmiş efektif sıcaklık.....	48
Şekil 3.8 : Kompartıman için yaz ve kış konfor bölgeleri ve termal toleranslar	49
Şekil 3.9 : Seçilen gazlı hava partiküllerinin karakteristiği	57
Şekil 3.10 : IAQ akış diyagramı prosedürü	59
Şekil 3.11 : IAQP Hesaplama Örneği.....	60
Şekil 4.1 : 4x4 Ejder Yalçın Dış Ölçüleri	63
Şekil 4.2 : Standart İzleme Prosedürü	64
Şekil 4.3 : Dünya İklim Bölgeleri.....	65
Şekil 4.4 : 28 VDC için ani voltaj sıçrama aralığı.....	81
Şekil 4.5 : 28 VDC için ani voltaj dalgalanma aralığı.....	82
Şekil 4.6 : Bir araç üzerinde termal yüklerin şematik gösterimi	83
Şekil 4.7 : Herhangi bir yüzey üzerindeki θ, β, Σ açılarının gösterimi	87
Şekil 4.8 : Borulu-kanatlı evaporatör.....	95
Şekil 4.9 : Radyal fan basınç debi eğrisi.....	97
Şekil 4.10 : Radyal fan teknik resmi.....	98
Şekil 4.11 : Kompresör COP-devir eğrileri	102
Şekil 4.12 : Elektrik motoru-kompresör düzeneği.....	103
Şekil 4.13 : Borulu-kanatlı kondenser	105
Şekil 4.14 : Axial fan basınç debi eğrisi	107
Şekil 4.15 : Axial fan teknik resmi	108
Şekil 4.16 : Kurutucu filtre	112
Şekil 4.17 : Klima SAE J 2064 Type B Class 1 hortum kataloğu	114
Şekil 4.18 : Klima hortumları ve gaz basma/vakum/basınç ölçüm portu.....	114
Şekil 4.19 : Alçak ve yüksek basınç sensörü	115

Şekil 4.20 : İç ve dış ortam sıcaklık sensörü.....	115
Şekil 4.21 : Buzlanma termostati	116
Şekil 4.22 : Ters yönlü hava akışlı klimanın klepe mekanizmaları	117
Şekil 4.23 : Klepe motorunun modellenmesi.....	118
Şekil 4.24 : Klepe kapaklarının (kum rengi) modellenmesi	118
Şekil 4.25 : Taslak arayüz tasarım modeli.....	119
Şekil 4.26 : Taslak karkas modeli	119
Şekil 4.27 : Taslak kabuk modeli ve kit kompleksi.....	120
Şekil 5.1 : Klima verilerinin Bitzer programına girilmesi	121
Şekil 5.2 : Bitzer programında girilen verilerin sonuçları	121
Şekil 5.3 : Bitzer programında sistemin çalışma aralığı	122
Şekil 5.4 : Klima verilerinin Bock programına girilmesi	122
Şekil 5.5 : Bock programında girilen verilerin sonuçları.....	123
Şekil 5.6 : Bock programında sistemin çalışma aralığı	123
Şekil 5.7 : Bock programındaki farklı evaporasyon ve yoğuşma sıcaklıklarında sistem performansı	124
Şekil 5.8 : Klima verilerinin Valeo programına girilmesi	124
Şekil 5.9 : Valeo programında sistemin çalışma aralığı	125
Şekil 5.10 : Matlab R2022a da hazırlanmış klima sistemi modeli	126
Şekil 5.11 : Matlab R2022a da iki saatlik çalışma periyodu çıktıları.....	126
Şekil 5.12 : Matlab R2022a da bir saatlik çalışma periyodu çıktıları.....	127
Şekil 5.13 : Kütlesel debi artırılmış performans değerleri.....	127
Şekil 5.14 : Soğutucu akışkan miktarı artırılmış performans değerleri	128

4X4 ASKERİ ARAÇLARDA BÜTÜNLEŞİK KLİMA TASARIMI

ÖZET

Bu tez çalışmasında, 4x4 tekerlekli MRAP sınıfı araçlar için klima sistemi tasarımı konusu ele alınmıştır. Bu tip askeri araçlarda, mürettebatın zamanının önemli bir kısmını araç içerisinde geçirdiğinden, araç içi termal konfor şartlarının, mürettebatın hareket kabiliyeti ve araç içi ekipmanların üzerinde önemli etkisi olduğundan dolayı, iklimlendirme sistemi, askeri araçlardaki önemli sistemlerden biri olarak öne çıkmıştır. Bununla birlikte, klima sisteminin oluşturduğu hacmin, hem mürettebat hareket alanı hem de diğer ekipmanların konumlandırılması açısından önem arz ettiği belirtilmiştir.

Otomotiv klima sistemlerinin genellikle, ısıtma ve soğutma sistemi olarak iki ayrı sistemden oluştuğuna değinilmiştir. Bu iki sistemin aracın içerisinde önemli bir hacim işgal ettiği anlaşılmıştır. 4x4 askeri araç içerisinde soğutma ve ısıtma sistemini, iki ayrı sistem olarak kullanmak yerine bütünleşik tek bir sistem olarak kullanmanın önemli bir hacim kazanımı sağlayacağı belirtilmiştir.

Otomotiv klima sisteminin kaydadeğer gelişiminin başladığı yıllardan günümüze kadar geçirdiği değişimler sırasıyla aktarılmıştır. Klima sisteminin çalışma prosesleri, buhar sıkıştırma çevrim esasına göre anlatılmıştır. Otomotiv klima sistemindeki ana komponentler tanıtılmıştır. Bununla birlikte bazı performans attırma yöntemlerine değinilmiştir. Literatüre geçtiğimiz yıllarda yeni kazandırılan, ters yönlü hava akışlı yeni ısı pompası klima sistemi anlatılmıştır.

Askeri araçlar için iklimlendirme ile ilgili önemli veriler, gereksinimler ve iklimlendirme esasları MIL-STD-1472G ve ASHRAE, 2009 referans alınarak izah edilmiştir. Termal konfor şartları ve iç hava kalitesi ile ilgili bilgilere yer verilmiştir.

Yapılan literatür çalışması, askeri standartlar, Karayolları Trafik Yönetmeliği ve 4x4 MRAP sınıfı askeri aracın boyutları referans alınarak, tasarlanacak klima sisteminin tasarım kısıtları belirlenmiştir. Klimanın çalışacağı bölgenin özellikleri belirlenerek ve ASHRAE Handbook of Fundamentals dökümanındaki HBM (Heat Balance Method) kullanılarak ısıtma ve soğutma yükü hesaplanmıştır. Belirlenen soğutma yükü ile

öncelikli olarak evaporatör kapasitesi belirlenmiştir. Tasarım kısıtları ve belirlenen kapasite referans alınarak ısı değıştiricisi tasarımı ve radyal fan seçimi yapılmıştır. Benzer şekilde mevcut esaslar dikkate alınarak sistemin sirkülasyonunu sağlayacak uygun kompresör gücü ve nominal tork değeri belirlenmiştir. Daha sonra, sırasıyla kompresör tahrik mekanizması, genleşme valfi, kurutucu filtre, kondenser tasarımı ve fan, kullanılacak sensör seçimleri, klima gaz hattı hortum boyutları ortaya konulmuştur.

Klima sisteminin ana komponentleri tasarım/seçimi tamamlandıktan sonra, sistemin ısıtma ve soğutma işlemini sadece soğutma çevrimiyle yapabilmesini sağlayan klepe mekanizması taslak tasarımı anlatılmıştır. Sonrasında sistemin kompakt olarak montajlanmasının detayları gösterilmiştir. Klima sisteminin kumanda/kontrol konusuna yer verilmiştir.

Mevcut taslak tasarımı yapılan klima sisteminin belirlenen referanslara göre klima kompresörü analiz programlarında ve Matlab R2022a ile çalışma analizi yapılarak, bu analizlerin değerlendirilmesi yapılmıştır.

Elde edilen bulgular sonuç kısmında kısaca ortaya konulmuştur. Sonuçlar karşılaştırmalı olarak değerlendirilip, çalışmanın uygulanabilirliği ve gelecek çalışmalar için önerilerde bulunulmuştur.

INTEGRATED AIR CONDITIONING DESIGN FOR 4X4 MILITARY VEHICLES

SUMMARY

In this thesis, the case of air conditioning system design for 4x4 wheeled MRAP vehicles was discussed. In this type of military/armoured/personnel carrier vehicles, the air conditioning system has come to the fore as one of the important systems in military vehicles, since the crew spends a significant part of their time in the vehicles, and thermal comfort conditions in the vehicles have a significant impact on the crew's mobility and on-board equipment. On the other hand, it has been stated that the volume created by the air conditioning system is important both in terms of crew's mobility and positioning of other equipment.

It has been expressed that automotive air conditioning systems generally consist of two separate systems as heating and cooling systems. It has been seen that these two systems occupy a significant volume inside the vehicles. It has stated that using the cooling and heating system in a 4x4 military/armoured/personnel carrier vehicles as an integrated system instead of using them as two separate systems will provide a significant advantage in terms of free space.

It was presented that changes occurred from the beginning of noticeable developments in the automotive air conditioning system until today, respectively. The operation processes of the air conditioning system were explained on the basis of the vapor compression cycle. Major components in automotive air conditioning system are introduced. Notwithstanding, some performance improvement methods are addressed. The new heat pump air conditioning system with reverse air flow, which has been newly introduced in the literature in recent years, has been described.

Critical data related to the automotive air conditioning in military/armoured/personnel carrier vehicles, requirements with regard to them and air conditioning principles regarding the air conditioning for military/armoured/personnel carrier vehicles were explained with reference to MIL-STD-1472G and ASHRAE, 2009. Information on thermal comfort conditions and indoor air quality were included.

This information in the document of MIL-STD-1472G and ASHRAE Handbook, Fundamentals have established basic principles of air conditioning for military/armored/personnel carrier vehicles. However, this information is not sufficient completely to determine the restrictions to making air conditioning design for military/armored/personnel carrier vehicles. Therefore, if we are/can not ensure the accuracy of the information in the document of MIL-STD-1472G and ASHRAE Handbook, Fundamentals, we have to check other documents related to the design of air conditioning for military/armored/personnel carrier vehicles, which name is MAN PRINT to make the validation. MAN PRINT document is a paper which demonstrate circumstances that have occurred in case of insufficient air conditioning for military/armored/personnel carrier vehicles. These three documents will provide the necessary information and help us to perform air conditioning design for military/armored/personnel carrier vehicles.

Design constraints which belong to air condition to be designed were determined based on the literature study in this thesis, military standards, road transport regulations, and dimensions of a 4x4 MRAP military vehicle. The heating and cooling load were calculated by determining the characteristics of the region where the air conditioner will operate and using the HBM (Heat Balance Method) in the ASHRAE Handbook of Fundamentals document. First of all, The evaporator capacity was determined according to the cooling load. Based on the design constraints and the evaporator capacity, heat exchanger design and radial fan selection were made. Similarly, the appropriate compressor power that will provide the circulation of the system and its nominal torque have been determined by taking into account the existing references. After that, compressor drive mechanism, expansion valve, drier filter, condenser design and fan, sensor selections to be used, air conditioning hose dimensions were presented, respectively.

After the design/selection of the major components of the air conditioning system was completed, it has explained that the draft design of the flap mechanism which enables the system to provide heating and cooling only with the cooling cycle. Afterwards, the details of the compact assembly of the system were shown. The subject of command/control of the air conditioning system was included.

According to the references in this thesis, the existing draft design of the air conditioning system was analyzed in the air conditioning compressor analysis programs and via Matlab R2022a, and these analyzes were evaluated.

In the conclusion section, the findings obtained were briefly presented. The results were evaluated comparatively, and suggestions were made for the fields of application of the study and for next studies.





1. GİRİŞ

General Motors Araştırma Laboratuvarları R-12 gazı ile buhar sıkıştırılmalı sistem fikrini düşündüğünde, otomotiv klima sistemlerinin gelişimi büyük oranda 1930'larda başlamış oldu. Onlar, 1-ton ağırlığında otomobil için klima sisteminin soğutma kapasitesini dakikada 200 (3.5 KW) Btu olarak düşündüler. Bu tahmin günümüzdeki mevcut araçlar için olan klima soğutma kapasitesinin yarısıydı. General Motors firmasının otomotiv klima sistemi üzerine yaptığı en iyi çalışma olarak geliştirdiği kompakt bir prototip ünite 1939 model bir Cadillac'ın bagajına yerleştirildi. 1934'te Anon'un belirttiği, Houde Engineering of Buffalo ve Carrier Engineering of Newark firmalarının ortak girişimi ile otobüsler için ilk kompakt klima sistemi geliştirildi. Gescheli'nin 1935'te belirttiği gibi, McCord Radiator & Manufacturing firması tarafından farklı bir otobüs kliması geliştirildi, 1935 yaz mevsimi boyunca, aşırı sıcak Imperial Vadisi üzerinden El Centro ile Los Angeles arasında koşan bir Pasifik tazısı otobüsünde test edildi ve sorunsuz çalıştı (Wang, 2007).

II. Dünya Savaşı'ndan önce, yaklaşık 3000 Amerikan arabasına klima ünitesi entegre edildi. Bu ünitelerin çoğunun entegrasyonu pahalı lüks araçlara yapıldı. Klima, önemli lüks bir ürün olarak ses getirsede, Sürücülerin iki önemli şikayeti vardı: İlki, klimada temiz hava sirkülasyonu seçeneği yoktu. Arabada sigara içilmesi iç ortamdaki havanın kokmasına ve dayanılmaz noktaya gelmesine neden oluyordu. İkincisi, aracın içinde klima kontrolleri yoktu. Sistemi kapatmak için sürücü araçtan çıkmalı, kaputu açmalı, ve kayışı sökmeliydi. Savaş bittikten sonra, Cadillac firması, yeni,ileri teknoloji olarak bilinen klima kontrollerinin reklamını yapmasıyla beraber klima sistemi gelişimi devam etti. Ancak, hala bir problem vardı: Kontroller arka bagaj rafı üzerindeki sürücü koltuğundan hemen hemen 1.8m uzağa monte edilmişti. 1947'ye gelindiğinde, bağımsız üreticiler, geniş çaplı satış sonrası hizmetler oluşturarak tüm araba modellerine klimaları entegre etmeye başladı (Wang, 2007).

1953'te Harrison Radiator Division of General Motors firması motor kompartımanının altına monte edilebilen devrim niteliğinde bir klima geliştirdi. Bu çok daha verimli bir dizayndı. 1953 yılı boyunca, Davitz'in belirttiği gibi, yaklaşık 29000 arabaya

fabrikada klima sistemi entegre edilmiş olarak fabrika dışına sevk edildi. 1954'te Nash firması fabrika çıkışlı olarak araca klima entegrasyonunu üstlenme teklifini sunarak seçkin otomobil üreticileri grubuna katıldı. Bunların en çarpıcı özelliklerinden biri dört mevsim için tek bir klima sistemine sahip olmalarıydı. Tüm Nash klima üniteleri kaputun altına yerleştirildi ve klimanın ağırlık ve maliyeti önemli ölçüde azaltıldı (Wang, 2007).

Otomotiv klimasının popülaritesi 1960'larda, yaklaşık 1961'den 1964'e kadar amerikan arabalarına entegre edilen hemen hemen üç katına kadar artan çok sayıda klimayla hızla yükseldi. Davitz'in kaydettiği bir bilgi olarak, 1960'lar boyunca kamyonlar için klima ciddi talep gören bir yardımcı sistem oldu. İyileştirmeler daha güvenilir ve daha sessiz klima sisteminin sunulması ve üretilmesiyle devam etti. Bu iyileştirmelerin bir örneği, sürücü tarafından ayarlanan sıcaklık değerine göre çalışan Chrysler Otomatik Sıcaklık Sistemiydi. Bu sistem uygun hız ve sıcaklıkta hava dağılımını sağladı. General Motors 1960'ların ortalarında, klima sistemi ünitesini daha da geliştirdi: Klima Kontrol Sistemi olarak da bilinen bu ürün, ilk kullanım için Cadillac firmasına teklif edildi (Wang, 2007).

1970'lerde klorflorokarbon(CFC) bileşiklerinin kullanımına devam edilmesinin, ozon tabakasının incilmesi hususunda tehdit oluşturması nedeniyle, şiddetli bir tartışmayla bu konuya dikkat çekildi. Otomotiv klimacıları R-12 olarak tayin edilmiş CFC soğutkanını kullandı. Eşi benzeri görülmemiş otomotiv klima sektörü yükselişi 1980'e gelindiğinde tüm sanayinin %70 ine nüfuz etme noktasına ulaştı. 1976'da alternatif soğutkan değerlendirmesi çalışması yürütüldü. Bu değerlendirmenin önemli bir kısmından sonra, R12'nin tamamen yasaklanması nedeniyle, bu gazla değişimi yapılabilen R-134a gazı otomotiv klimalarında kullanılması için sektöre tanımlandı. Bhatti'nin gösterdiği gibi, otomotiv klimalarının iyileştirmeleri 1970'ler boyunca ünitelerin daha verimli, daha kompakt ve hafif olarak üretilmesiyle devam etti (Wang, 2007).

1987 Eylül'de Montreal Protokolünde, ozon incelmesi ve CFC bileşikleri arasındaki bağlantı odaklı tartışmanın benimsenmesi ile bu konu 1980'ler boyunca zirvede kalmaya devam etti. Bu durum R-12 de dahil olmak üzere, tamamen halojenli CFC bileşiklerin yürürlükten kaldırılması demektir. R-12 nin yasaklanma ihtimalinin yakın zamanda olacağı ile yüzleşilmesiyle, otomobil üreticileri R-134a soğutkanıyla alternatif bir klima geliştirdi. Bhatti'nin kaydettiği bir bilgi olarak, bu çalışma,

kondenserler ve kompresörler gibi yeni komponentlerin geliştirilmesinde olduğu gibi yağlayıcı ve kurutucu gibi yeni materyallerinde geliştirilmesini gerektirdi (Wang, 2007).

1990'lar R-12'den R-134a'ya geçiş yılları olarak karakterize edilebilir. 1992'nin başlarında, dünyadaki otomobil üreticileri R-12 nin R-134a ile değişim işleminde gerekli değişiklikleri uygulayarak işe başladı. Bu değişiklikler fark edilmesi kolay olmayan değişikliklerdi. Daha önceki dönüşüm beklentilerinin aksine bu işlem, sadece soğutkan değişiminin yeterli olmayıp, aynı zamanda yağlayıcı ve kurutucuyu da etkilediği için meşakkatli bir konu olarak ortaya çıktı. Bunlara ek olarak kondenser, kompresör ve kontrol anahtarları da değiştirilmek zorundaydı. Ancak, R-12'nin R-134a ile değişimi, öngörülmeven bir avantaj sağladı. R-12 tüm araçlarda toplam ısıtma etkisinin yaklaşık %50'sini oluşturan güçlü bir sera gazıydı. Bhatti'nin belirttiği gibi, R-134a'nın tanıtılmasıyla, klimalardaki toplam ısıtma etkisi % 4.5 oranına düşürüldü (Wang, 2007).

2000'li yıllarda, otomotiv klimalarındaki en büyük değişim alternatif soğutkandı. Çevre dostu soğutkanların kullanılmaya çalışılması, zaman geçtikçe CFCs(klorflorokarbonlar) ve HFCs(hidroflorokarbonlar) ın soğutkan sanayide kullanımının azalmasına neden oldu. R-600 ve R-290 gibi birçok alternatifde bu sürece dahil oldu. Bu alandaki araştırma ile soğutma uygulamaları için kullanılan bir akışkan olan, ayrıca R-744 olarak da bilinen karbondioksit(CO_2) önem verilmesiyle beraber küresel ısınma potansiyeli(GWP) değeri daha düşük olan akışkanlara geçildi. CO_2 doğada bulunur ve bira ve amonyak(NH_3) bileşikleri gibi birçok prosesin gerçekleşmesinin türevidir. CO_2 soğutkan olarak direkt ortaya çıkmaz; gaz sanayi proseslerinden elde edilir, ve yeniden soğutma sisteminde kullanımı için dönüştürülür. Üretim için özel bir efor gerektirmediğinden, atmosferdeki toplam CO_2 gazı hacmi değişmez, bir nevi tek başına değil ikincil ürün olarak ortaya çıkar. Bu yüzden, soğutkan olarak CO_2 kullanımı küresel ısınmayı etkilemeyecektir. Chen ve Gu'nun kaydettiği bir bilgi olarak, çevresel avantajlara ek olarak, CO_2 alternatif soğutkan olarak elde edilebilen soğutma sistemine uygun termal özelliklere sahip bir gazdır (Wang, 2007).

Tarihsel gelişim süreci ile beraber otomotiv klima sistemi, günümüzde Savunma Sanayii uygulamalarında, özellikle askerlerin zamanının önemli bir bölümünü geçirdiği yerlerden birinin zırhlı araçlar olması sebebiyle, görevlerin tam anlamıyla

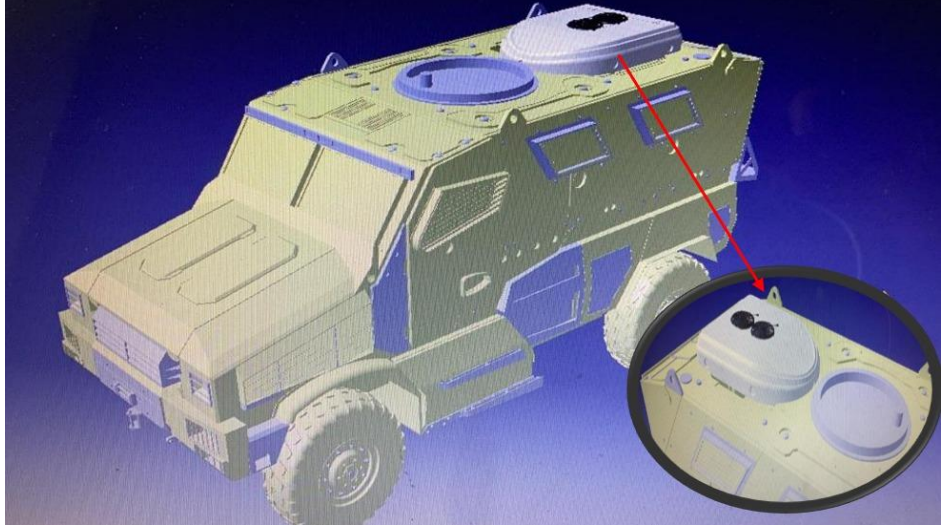
yerine getirilebilmesi için termal konfor şartlarının sağlanması ve ortam koşullarının herhangi bir engel teşkil etmemesi adına büyük bir öneme haizdir. Ulusal sanayiide savunma endüstrisinin hızlı yükselişi ile beraber zırhlı araçlarda klima sistemleri de önemli bir yer edinmiştir.

Bu çalışmada, zırhlı araçlarda karşılaşılan tasarım kısıtları dikkate alınarak minimum hacim ve ağırlığa karşılık maksimum performans hedeflenmiş, bu şartlar ve benzeri şekilde üretim ve kalifikasyon yapmayı amaçlayan personel ve kurumlara kavramsal tasarım ve tasarım adımları aşamalarında destek mahiyetinde, bütünleşik klima tasarımı çalışması yapılmıştır. İçerik olarak, 4x4 zırhlı araçlarda klimanın soğutma/ısıtma kapasitesi ve sistem bileşenlerine dair hesaplamaları ve çalışma şekli analiz edilmiştir (Wang, 2007).

1.1 Tezin Amacı

Bu tezin öncelikli amacı; 4x4 tekerlekli zırhlı araçlarda geleneksel buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi ile hem ısıtma hem de soğutma yapabilen klima ünitesini bütünleşik, tüm ekipmanları tek bir kit içinde olacak biçimde tasarlamaktır. Çünkü mevcut klima ve ısıtma sistemleri ayrı sistemler olup, kompresör, kurutucu, kondenser, evaporatör üniteleri, ısıtma kaloriferleri ve bunları birbirine mekanik olarak bağlayan hat ve hortumlardan oluşmaktadır. Bu düzen araç içinde ciddi bir hacim işgal etmektedir.

Buradan yola çıkarak ikincil amaçta; hem iki sistemin hacmini tek bir sisteme indirmek, hem de aracın hemen hemen birçok bölgesine yayılan sistemlerin ekipmanlarını tek bir kite dönüştürerek, hacim, ağırlık ve komponent kullanımı yönünden çok daha az, kompaktlık yönünden maksimum seviyede ve de en önemlisi bu kiti araç tavanına konumlandırarak kurulum noktasında büyük kolaylıklar sağlamaktır. Örnek klimanın araç tavanına yerleşiminin taslağı Şekil 1.1’ de gösterilmiştir.



Şekil 1.1 : Askeri araç tavanına konumlandırılmış taslak klima sistemi



2. LİTERATÜR TARAMASI

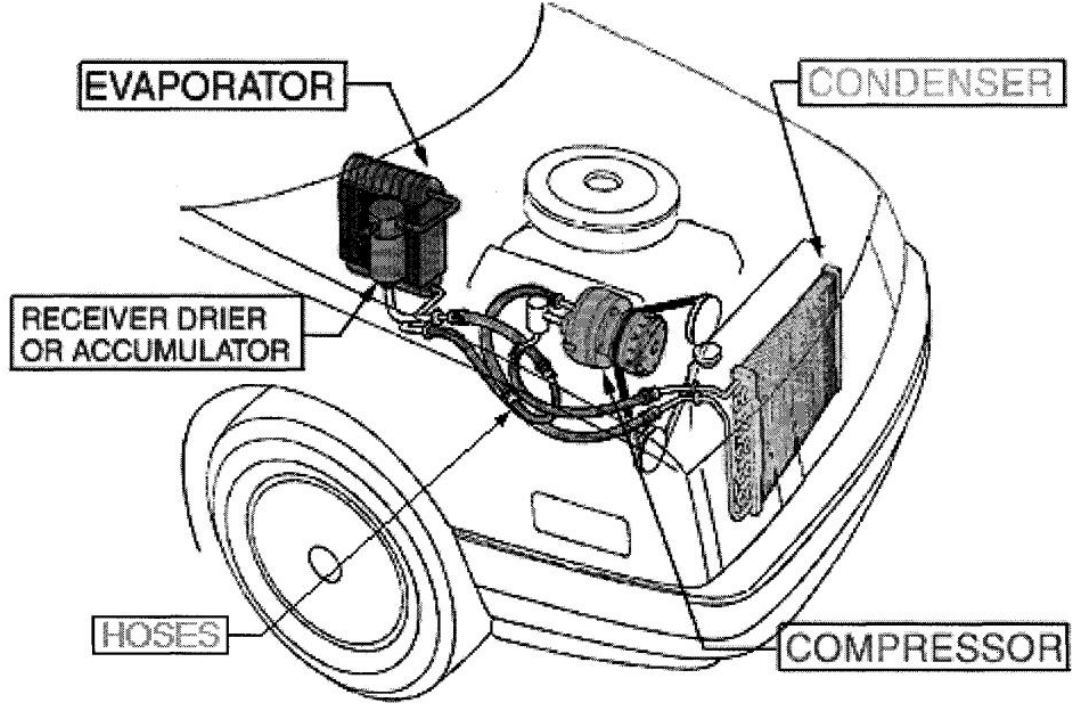
2.1 Buhar Sıkıştırılmalı Otomotiv Klima Sistemi

2.1.1 Otomotiv klima sistemi sınıfları

Otomotivdeki ısıtma ve soğutma sistemleri, aracın iç ortamını istenilen sıcaklığa getiren farklı ekipmanların oluşturduğu iki setin birleşimi olarak düşünülebilir. Bu sistemlerin çevrimleri klima çevrimi ve ısıtma çevrimidir. Klima ve Isıtma çevriminde bazı komponentler ortak olarak kullanılır. Bu komponentler ısıtma-soğutma modülünün içinde montelidir ve sıcak ya da soğuk havayı sirküle ettirmek için modülün üfleme fanını kullanır. Isıtma ve klima çevriminde, aynı hava kanalı ve menfezler, sıcak ya da soğuk havayı personel bölmesine iletmek için kullanılır.

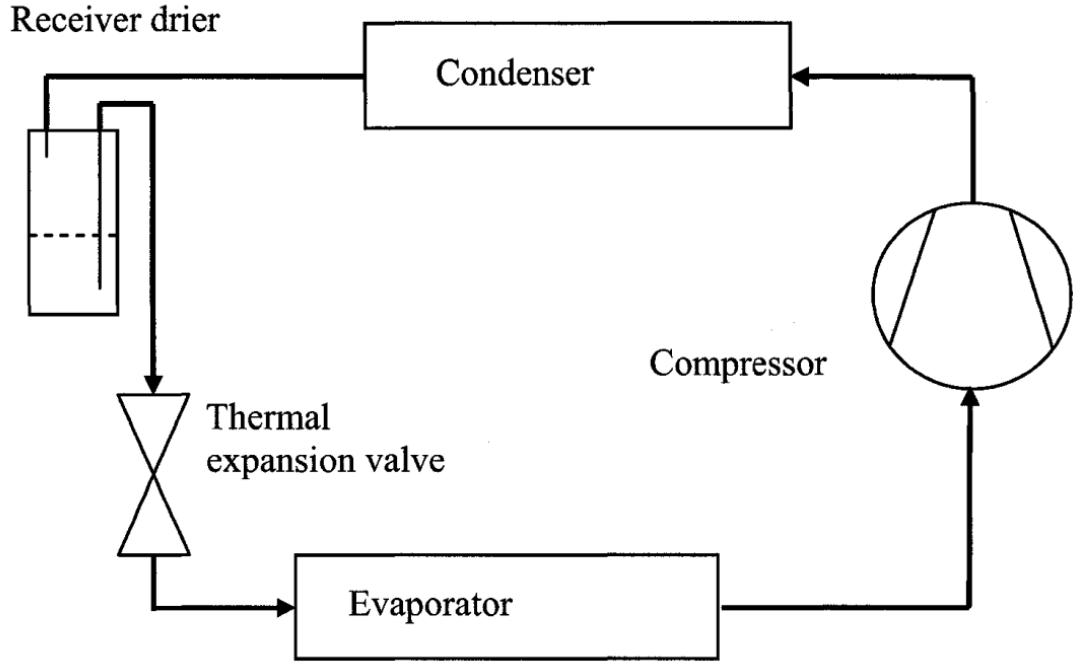
Otomotiv klima sisteminin temel komponentleri diğer klima sistemlerinin komponentlerinin aynısıdır. Bu komponentler; kompresör, kondenser, ekspansın valf ve evaporatördür. Otomotivdeki klima sistemi ve konvensiyonel klima sistemlerinin farkı; çalışma ve servis yöntemidir. Klasik otomotiv klima sisteminde, kayış-kasnak ile sürülen kompresör motorun üzerine montelidir. Klima kondenseri araç radyatörünün önüne montelidir, bu şekilde motor soğutma havası kondenserin üzerinden geçebilir. Evaporatör personel kompartımanında motor bölmesinin arka tarafında plenum çemberinin (konsol alt bölgesi) içerisine montelidir. Tüm bu komponentler hatlar ve hortumlar ile birbirine mekanik olarak bağlıdır. Şekil 2.1’de bir arabadaki otomotiv klima sistemi gösterilmektedir (Wang, 2007).

Her şeklin numarası ve açıklaması şeklin altına, her çizelgenin numarası ve açıklaması çizelgenin üstüne satırda ortalı biçimde yazılır.



Şekil 2.1 : Üst Bir otomotiv klima sistemi (Wang, 2007)

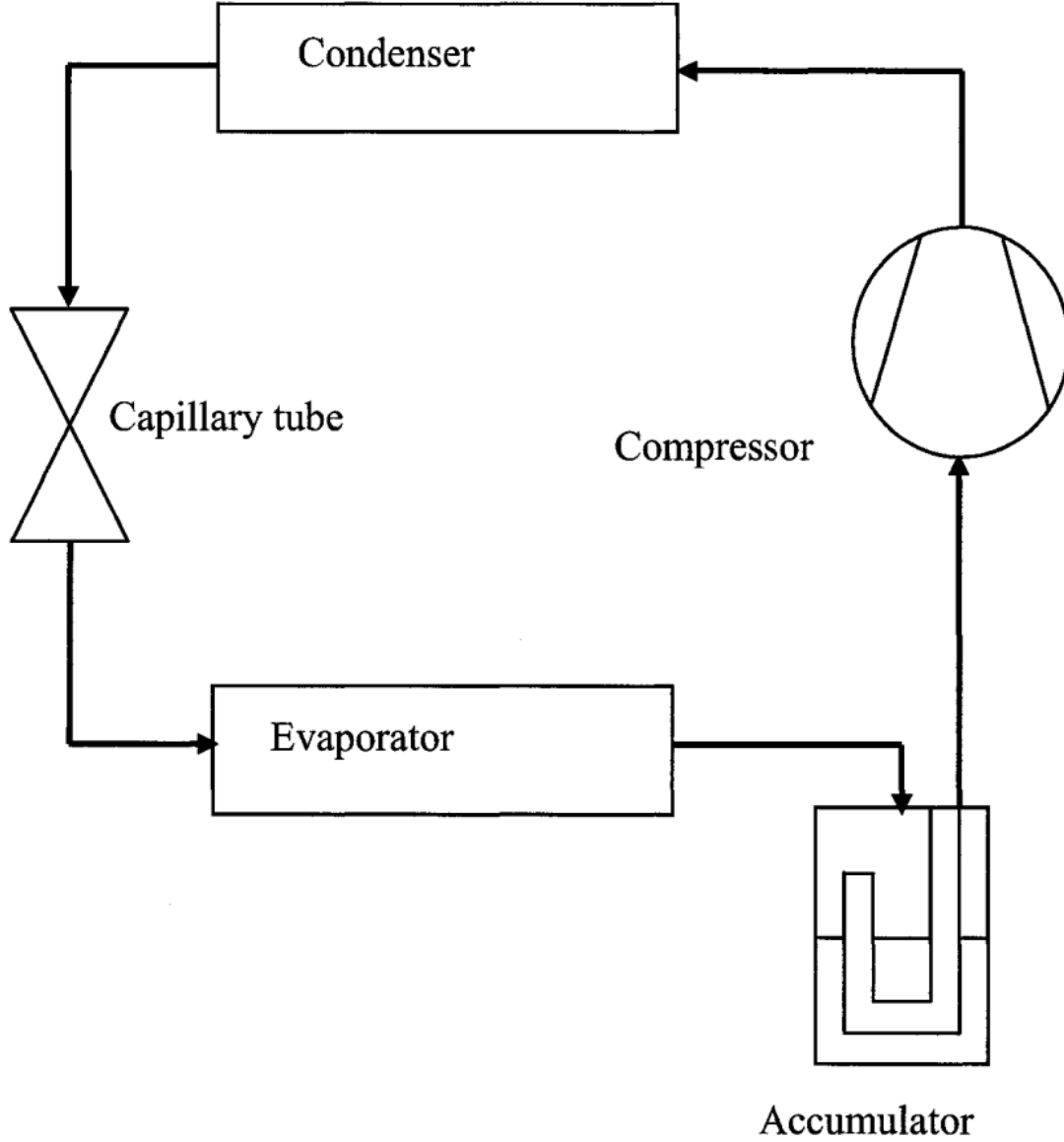
İki çeşit temel otomotiv klima sistemi vardır: bunlardan biri; bir duyarlı uç tarafından evaporatör çıkış borusu sıcaklığına göre evaporatöre giren akışkan debisini kontrol eden termo ekspansın valf sistemi, diğeri de kompresörü devreye alıp çıkartan manyetik glaç şalteri ile evaporatör sıcaklığını kontrol eden kavrama orifis borusu sistemidir. Bir termo ekspansın valf klima sistemi Şekil 2.2’de gösterildiği gibi, kompresör, kondenser, termo ekspansın valf, evaporatör ve kurutucudan oluşur. Bir kavrama orifis borusu klima sistemi de Şekil 2.3’de gösterildiği gibi, kompresör, kondenser, kılcal boru, evaporatör ve akümülatörden oluşur.



Şekil 2.2 : Bir TXV otomotiv klima sistemi (Wang, 2007)

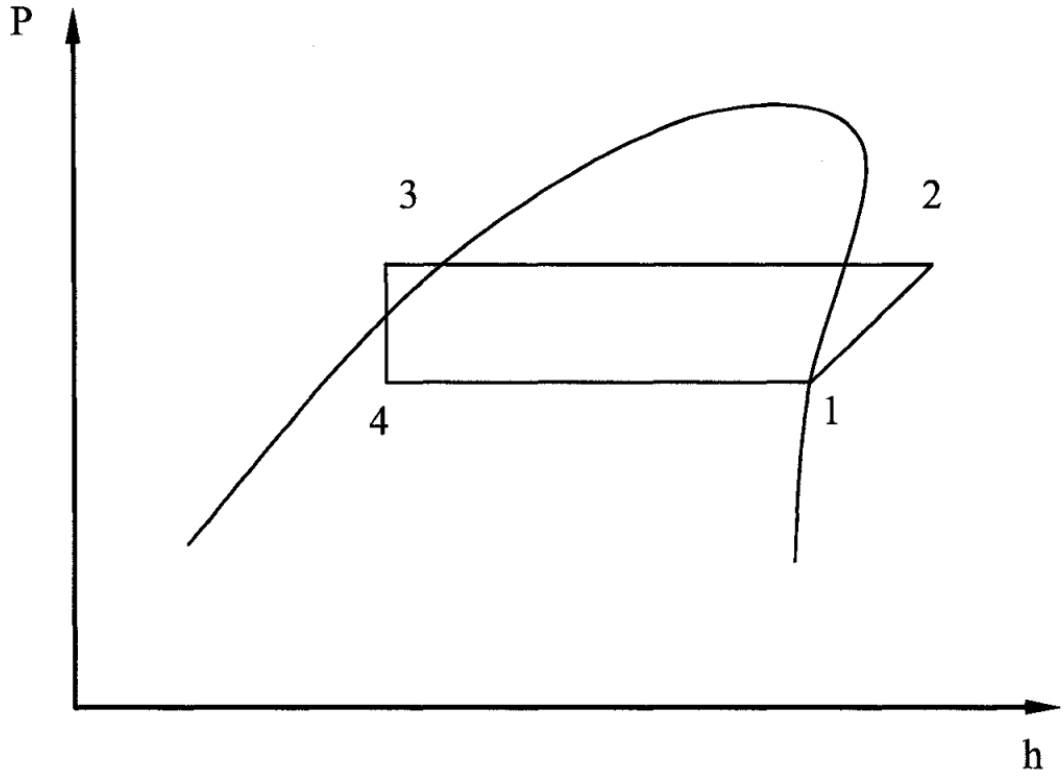
Soğutkan sistemde sirküle eder ve dış ortam ile ısı alışverişi yapar. Araç motoru tarafından sürülen klima kompresörü, çevrim için gerekli enerjiyi sağlar. Buhar sıkıştırılmalı çevrim, Şekil 2.4'te görüldüğü gibi, dört fonksiyonel termodinamik prosese ayrıştırılabilir. Bunlar; sıkıştırma, yoğuşma, genleşme ve evaporasyondur.

Şekil 2.4'te 1-2 çizgisi ile gösterilen sıkıştırma prosesinde, kompresör düşük sıcaklık ve basıçtaki doymuş ya da bir miktar aşırı kızdırılmış gazı yüksek sıcaklık ve basınçta aşırı kızdırılmış olarak sıkıştırma işlemini gerçekleştirir. Soğutucu gazı sıkıştırmak için gerekli iş soğutkan kütlelel debisi ve kompresörden geçen soğutkanın entalpi değişiminin çarpımına eşittir.



Şekil 2.3 : Bir CCOT otomotiv klima sistemi (Wang, 2007)

Şekil 2.4'te 2-3 çizgisi ile gösterilen yoğuşma prosesinde, yüksek basınç ve sıcaklıktaki aşırı kızdırılmış gaz kompresörün basma hattından kondensere girer. Bu safhada soğutucu gaz; kızgınlık giderme, yoğuşma, aşırı soğutma olarak üç fazda, ısıyı üzerinden atar. İlk olarak; sıcak soğutucu gaz, kondenser yüzeyinden geçen havaya ısı transferi gerçekleştirir. Aşırı kızdırılmış gaz çiy noktası ya da yoğuşma sıcaklığına kadar soğur, bu noktada sabit basınçta doymuş gaz haline geçer. İkinci aşamada, doymuş gazın tamamı, sabit sıcaklıkta doymuş sıvı fazına geçene kadar yoğuşur. Son aşamada, doymuş sıvı ısı transferine devam ederek normal yoğuşma sıcaklığının altına iner, aşırı soğuma gerçekleşir.



Şekil 2.4 : Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin P-h diyagramı(Wang, 2007).

Şekil 2.4'te 3-4 çizgisi ile gösterilen genişleme prosesinde, hem termo ekspansın valf sisteminde hem de kavrama orifis borusu sisteminde yüksek basınç ve sıcaklıktaki sıvı soğutkan kondenserdan akış kontrol valfine girer, o noktada adiyabatik olarak düşük sıcaklıkta gaz ve sıvı karışımı genişler. Genleşme prosesi boyunca soğutkanın üzerindeki ısıyı dış ortama atma işlemi meydana gelmez.

Şekil 2.4'te 4-1 çizgisi ile gösterilen buharlaşma prosesinde, düşük basınç ve sıcaklıkta sıvı/buhar karışımı ekspansın valften evaporatöre girer, o noktada sıvı kısım buharlaşır, ve buharlaşma işlemi tüm sıvı buharlaştıktan sonra sıcaklığı artırır. Sıcak ortam ya da sirküle eden kabin havası, üfleme fanı ve hava kanalı ile evaporatör üzerinden geçerek soğutucu akışkanı ısıtır. Evaporasyon prosesi sabit basınçta gerçekleşir. Soğutucu akışkanın proses giriş ve çıkışı arasındaki entalpi farkı hissedilir ısı ve evaporatörden geçen havadan kaynaklanan buharlaşma gizli ısının toplamıdır (Wang, 2007).

2.1.2 Otomotiv klima sistemi karakteristikleri

Diğer klima sistemleri ile karşılaştırıldığında, otomotiv klima sistemi bazı önemli karakteristiklere sahiptir. Bu yüzden, otomotiv klima sistemi, örneğin binalarda kullanılan klimalar gibi sabit klima sistemlerinde normalde karşılaşılmayan sorunları sergiler. Özellikle, bir otomotiv klima sisteminin performansı şartlara özgüdür ve bu nedenle klima dizaynı zaman kısıtlaması, paketlenme, belirli maliyet ile birlikte müşterinin konforunu esas alır. Otomotiv klima sistemi kompresörü motordan kayış ile sürülür. Kompresör hızı motor devri ile değişir. Soğutkan kütleli debisi ve soğutma kapasitesi kompresör devri ile değişir.

Çalışma koşulları önemli ölçüde değişir. Otomotiv klima sistemleri tüm mevsimlerde aracın iç ortam havasının konfor şartlarında olmasını sağlamalıdır. Klima sistemleri aracı ısıtmalı, buğu çözmeli, buz çözmeli ve tozu, sigara dumanını ve havadan kokuyu ayırtmalıdır. Klima paneli, geniş bir iklim ve sürüş koşullarında; hava akış yönü, hacmi, hızı ve sıcaklığını ayarlayabilmelidir. Güneşten gelen ısı yükü ön cam ve yan camlardan dolayı, binalardakinden çok daha fazladır.

Klima sistemi sessiz olmalı ve kontrollerin anlaması ve kullanması kolay olmalıdır. Hava akışı kanallar vasıtasıyla gürültü-titreşim-mukavemet standartlarını karşılamalı, evaporatörde herhangi bir yoğunlaşma serbest olmalı, herhangi organik ya da yabancı madde kokuya sebep olabilir. Otomotiv klima sistemi sıcak olan bir aracı hızlı bir şekilde soğutacak kapasitede olmalıdır.

Kompresör ve sürme mekanizması, kondenser ve hatlar, klima ve ısıtma sıcak olarak sınırlandırılmış bir bölgede paketlenmelidir. Kondenser boyutu, şehrin trafik sürüş koşulları ve rölanti devri boyunca sıcak ortam koşullarında kompanse edebilmelidir. Ön ve kondenser hava akışı uygunluğu tampon dizaynı ve tasarım kısıtları ile sınırlıdır. Evaporatör ve ısıtıcı üfleme fanı, aracın ön konsolu, hava yastıkları, kablo donanımı vb. ünitelerin hacminin çok küçük bir bölümünü paylaşan bir hacim içinde paketlenen hava kanalına akışı sağlamalıdır. Otomotiv klima sistemi küçük ve hafif olmalıdır. Rölanti devrinde, güneşte ve rüzgarda fonksiyonel olmalıdır. Normal sürüş hızları için ekstra soğutma kapasitesi var olmalıdır. Tüm bu yönleriyle, Otomotiv klima sistemi analizini durağan klima sistemi analizlerinden daha karmaşık yapar, Bhatti (1998), Bhatti (1999) tarafından tanımlandığı gibi (Wang, 2007).

2.2 Otomotiv Klima Sistemi Analizi

Son 20 yıl boyunca, otomotiv Klima Sistemlerinde, dünya çapında sanayi ve araştırma enstitüleri tarafından tanıtılan önemli ilerlemeler kaydedilmiştir. Otomotiv Klima Sistemlerinde yaşanan bu ilerlemelerde deneysel analiz ve bilgisayar simülasyonu metodları efektif olarak kullanılan yöntemler olarak kayıtlara geçmiştir. Bu yöntemlerden deneysel analiz metodunu kullanan Rubas ve Bullard (1995), soğutkan hareketi ve soğutkanın sistem COP si üzerindeki genel etkisinin detaylı bir deneysel analizini sunmuşlardır. Analiz sonucuna göre bir kılcal boru sisteminde çevrim olmadığı durumda, soğutkan yüksek basınç tarafından alçak basınç tarafına geçerken, evaporatör üzerinde termal bir yük oluşur ve nihai olarak bu yük klima sistemi performansını düşürür. Bununla beraber, bu işlem belirli bir süre zarfı boyunca devam ettiğinden dolayı COP de beraberinde düşmüş olur, soğutma çevriminin başlangıcında, soğutucu akışkan yeniden dağılım için yüksek basınç tarafına geri döner. Bu süre zarfında olan kayıplara bu analizde yer verilmemiştir.

Buck (1996) hem Otomotiv Klima Sistemi hem de sabit soğutma sisteminde kısa süreli proseslerde deneysel olarak ölçümler almıştır. Bu amaçla, gaz fazındaki kütleli debi, sıvı fazındaki kütleli debi ve emme hattındaki aşırı ısınmayı belirlemek için bir adet sıcak film anemometresi, bir adet basınç müşiri ve bir adet sıcaklık sensörü kullanılmıştır. İncelenen proseslerdeki bu ölçümlerde, aşırı ısınmanın kullanımının evaporatördeki soğutucu akışkan debisinin ayarlanması ya da kontrolü için doğrudan bir anlam ifade etmediği sonucuna varılmıştır. Ayrıca, bu sonuçla, hızlıgelişen bir proseste, emme hattındaki gaz fazındaki aşırı ısınmanın, genleşme cihazının fonksiyonunu kontrol etme ya da elektromekanik bir ekspansiyon valfin kontrolü için uygun olmadığı anlaşılmıştır (Wang, 2007).

Krause ve Bullard (1996) ve Coulter ve Bullard (1997) sürekli rejimdeki bir çevrimde, soğutucu akışkanın kayıplarını ölçmüşlerdir. Bir sürekli rejim modeli geliştirilmiş ve gerçek soğutma çevrimleri ile karşılaştırmak için kullanılmıştır. Bu kıyaslama zaman-ortalama COP değerine bağlı olarak yapılmıştır (Wang, 2007).

Kiatsiriroat ve Euakit (1997) R-22/R-124/R-152a soğutucularının karışımı ile buhar sıkıştırılmalı bir otomobil klima sisteminin performansı üzerine çalışmıştır. Onlar her komponent için bir matematiksel bir model geliştirmiş ve bunu sistem performansını simule etmek için kullanmıştır. Araç motoru 1300 cc' ydi, evaporatör ve

kondenserdeki ısı değiştiriciler farklı sıcaklıklarda su akışı olan peteklerdir. Onlar ayrıca farklı çalışma koşullarında sistem performansını simule etmişlerdir. R-22 gazının kütlesel oranının düşürölmesiyle sistem COP sinin arttığı bulunmuştur. R-22 gazının kütlesel oranı yüzde 20-30 aralığında iken, optimum bir karışım olduğu elde edilebilmiştir. Bu gazın kütlesel oranı yüzde 30' un altına düştüğünde, COP değeri yavaşça artış göstermiştir (Wang, 2007).

Park ve diğ. (1999) kompakt araba komponentleri kullanan sabit soğutma sistemi üzerine deneyler gerçekleştirmiş ve sürüş koşullarını simule etmiştir. Onlar geniş bir çalışma koşulları aralığındaki testleri iletmiş ve nem, sıkıştırma oranı ve hava giriş sıcaklıklarının COP üzerindeki etkilerini sunmuştur (Wang, 2007).

Lee ve Loo (2000) bir otomotiv klima sisteminin tüm komponentlerini farklı çalışma koşulları altında analiz etmiştir. Bu klima sistemi ince plakalı bir evaporator, eğik plakalı tip bir kompresör, paralel akış tipli bir condenser, bir toplanma kabı+kurutucu, ve harici dengeleyici termostatik bir ekspansın valften oluşmaktadır. Onlar, deneysel olarak elde edilen, toplam ısı transfer katsayısı ve basınç kaybını temel alan ince plakalı bu evaporator için bir performans analizi bilgisayar program geliştirmiştir. Ayrıca bir otomotiv klima sisteminin tüm komponentlerinin performans analizi programlarını birleştirmiş, ve bütünleşik bir otomobil klima sistemi için bir performans simulasyon program geliştirmiştir. Çeşitli alışma koşulları altında en etkili olan soğutucu aşırı şarj miktarının %10 olduğu, bunun üzerindeki herhangi bir şarjda COP nin düşme eğiliminde olduğu, ve çeşitli çalışma koşulları altında sistem performans simulasyonlarını yürüterek en uygun kondenser boyutlarını seçmenin mümkün olduğu sonucuna varmışlardır (Wang, 2007).

Cullimore ve Hendricks (2001) otomotiv klima sistemi dinamik simulasyonu için, böyle simulasyonların neden zor olduğunun sebeplerini, ve böyle zorlukları cevaplamak için bir termohidrolik analizörün genel maksadının uygulanabilirliği amacıyla gerekenlerini tanımlamışlardır. Onlar, temel komponentler için ilgili yaklaşımlar ve onların hız ve sonuçların doğruluğu üzerindeki etkilerini içeren bir taslak modellemeyi sunmuştur (Wang, 2007).

Kaynakli ve Horuz (2003) detaylı deneysel bir şekilde bir otomotiv klima sistemini incelemiştir. Onlar, kondenser ve evaporatördeki evre hava sıcaklığının sıcaklığını, ve kompresör hızını, ve incelenen sistemin performansını değiştirmişlerdir. Onlar

soğutma yükünü, kompresör enerji tüketimini, soğutucu kütleli debisini, COP değerini, sistem basınçlarındaki maksimum ve minimum dalgalanmayı analiz etmiştir (Wang, 2007).

Ratts ve Brown (2000) otomotiv klima sistemi COP sini analiz etmek için deneysel bir yöntem kullanmış, ve COP, kompresör devri, araç hızı arasındaki ilişkiye odaklanmıştır. Onların raporu, kompresör çevrimi boyunca bir otomotiv buhar sıkıştırma soğutucu sistemde ayrı olarak kayıpları ölçmüş ve tanımlamıştır. Onlar, rölanti devrinde, saatte 48.3 km, ve saatte 96.6 km hızlarda sürekli rejimdeki sürüş koşulları altında soğutma sisteminin birbirinden bağımsız olarak komponentlerin termodinamik kayıplarını ölçmek için termodinamiğin ikinci kanununu, özellikle, boyutsuz entropi üretimini kullanmışlardır. Onlar, soğutucu sıcaklık ve basıncı, hava sıcaklığı ve nemini ölçmek için bir kavrama orifis borusu (CCOT) buhar sıkıştırma soğutucu sistemi içeren bir yolcu taşıtını enstrümente etmiştir. Belirtilen hızlardaki, sürekli rejimdeki sürüş koşulları altında verileri toplamıştır. Onlar, soğutucu sistemin performansını belirlemek için bir termodinamik analiz sunmuştur. Bu analiz, araç hızının artmasıyla sistem performansının düştüğünü göstermiş: araç hızı rölanti devrinden saatte 48.3 km hıza ulaştığında termodinamik kayıplar %18 artmış ve araç hızı saatte 48.3 km den saatte 96.6 km ye ulaştığında kayıplar %5 daha artış göstermiştir. Kompresör devri araç hızıyla beraber arttıkça, bu yüzden soğutucu sistem kayıpları artmıştır. Bir sonuçta, örneğin değişken kapasiteli bir kompresör kullanarak yapılabilen ya da motora direk kaplinle bağlanmayan bir kompresörün kullanılmasıyla, çevrim artırılarak ya da azaltılarak kompresör veriminin geliştirilebilir olduğudur. Çevrim boyunca kompresör volümetrik verimini artırmanın başka yolu kompresör çalışma aralığını düşürmektir. Bu iki kademeli soğutucu sistemlerde yapıldığı üzere iki kompresör kullanarak yapılabilir (Wang, 2007).

Jabardo, ve diğ. (2002) mikro kanallı paralel akışlı kondenser ve evaporatöre ek olarak bir termostatik ekspansiyon valf ve değişken kapasiteli kompresörü içeren otomobil klima sisteminin soğutucu devresi için sürekli rejimde bir bilgisayar simülasyonu geliştirmiştir. Modelden sonuçları kontrol etmek için, Araştırmacılar, kompakt bir yolcu taşıtının klima sisteminden orijinal komponentlerden oluşan bir deneysel benç geliştirmiştir. Onlar, bir frekans konvertörü ile kumanda edilen bir elektrik motorundan tahrik olan değişken kapasiteli bir kompresör ile soğutucu devreyi donatmıştır. Onlar, geliştirilen model yardımıyla, sistem performansının işletme

parametreleri; yoğuşan hava sıcaklığı ve evaporatördeki emiş havası sıcaklığı, kompresör devri gibi parametrelerin üzerine olan etkileri simule etmiş ve değerlendirmişlerdir. Aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir (Wang, 2007):

- 1) Belirli parametrelerdeki değişiklikler her zaman COP yi negatif etkiler. Soğutucu gaz şarjı durumunda, bu etki sadece aşırı şarj koşulları altında kayda değerdir.
- 2) Kompresör hızı ve yoğuşan hava sıcaklığı gibi araç çalışması boyunca değişken parametreler soğutma kapasitesini etkilememiştir.
- 3) Evaporatör emiş havası sıcaklığı soğutma kapasitesini önemli ölçüde etkilemiştir.
- 4) Soğutma kapasitesi, kütleli debi ve COP, kompresör hızı, evaporatör emiş havası ve yoğuşma ile lineer olarak değişir. Düşük soğutma kapasitelerinde, lineer davranışlardan hafif sapmalar bulunmuştur.
- 5) Yoğuşan hava sıcaklığı soğutma kapasitesini, kütleli debiyi, ve COP yi çok az etkilemiştir; bu evaporatördeki emiş havası sıcaklığıyla gözlenen efektin tersidir.

Joudi, ve diğ. (2003) deneysel olarak ve bilgisayar performans çalışması ile alternatif soğutucularla bir otomotiv klima sistemini incelemiştir. Onlar bu modelde R-12, R-134a, R-290, R-600a ve bir propan ve izobütan karışımını R-290/R-600a (62/38, yüzdesi) içeren beş soğutucu gazla çalışmıştır. Onlar, şartlanma sıcaklığı, kompresör devri, soğutma yükü, dış ortam sıcaklığı gibi dört parametrenin sistem performansı üzerine etkisini anlamak için soğutucularla beraber yapılan doksan iki adet testin, bu deneysel çalışmaların önemli kısımlarını incelemişlerdir. Dış ortam sıcaklığını 35, 40 ve 50 °C olarak ele almış ve evaporatör odasındaki dört farklı soğutma yükünü 1000, 2000, 3000 ve 3500 W olarak simule ederken, 700, 1000, 1500, 2000, 2500 ve 3000 rpm olarak altı farklı kompresör devri uygulamıştır. Onlar çoklu işlem modu ve tekil işlem modunu içeren iki çeşit test gerçekleştirmiştir (Wang, 2007).

Gu ve diğ. (2003) bir evaporatörün içindeki iki fazlı akışı deneysel olarak belirlemiş ve evaporatörün ısı transfer performansı üzerine bu akışın etkisini farketmiştir. Wang ve Gu (2004) bir akümülatörün içindeki iki fazlı akışı ve otomotiv klima sisteminin performansı üzerine akışın etkisini ölçümlemiştir. Onlar iki adet Coriolis kütleli debiölçer ve el yapımı buhar-sıvı ayrıştırıcı bir cihaz kullanarak ölçüm yapmıştır. Veri analizi sistemin her aşamasında akümülatörde nicel olarak iki fazlı akış durumunun belirlendiğini göstermiştir. Örneğin, bir otomotiv klima sisteminin performansı

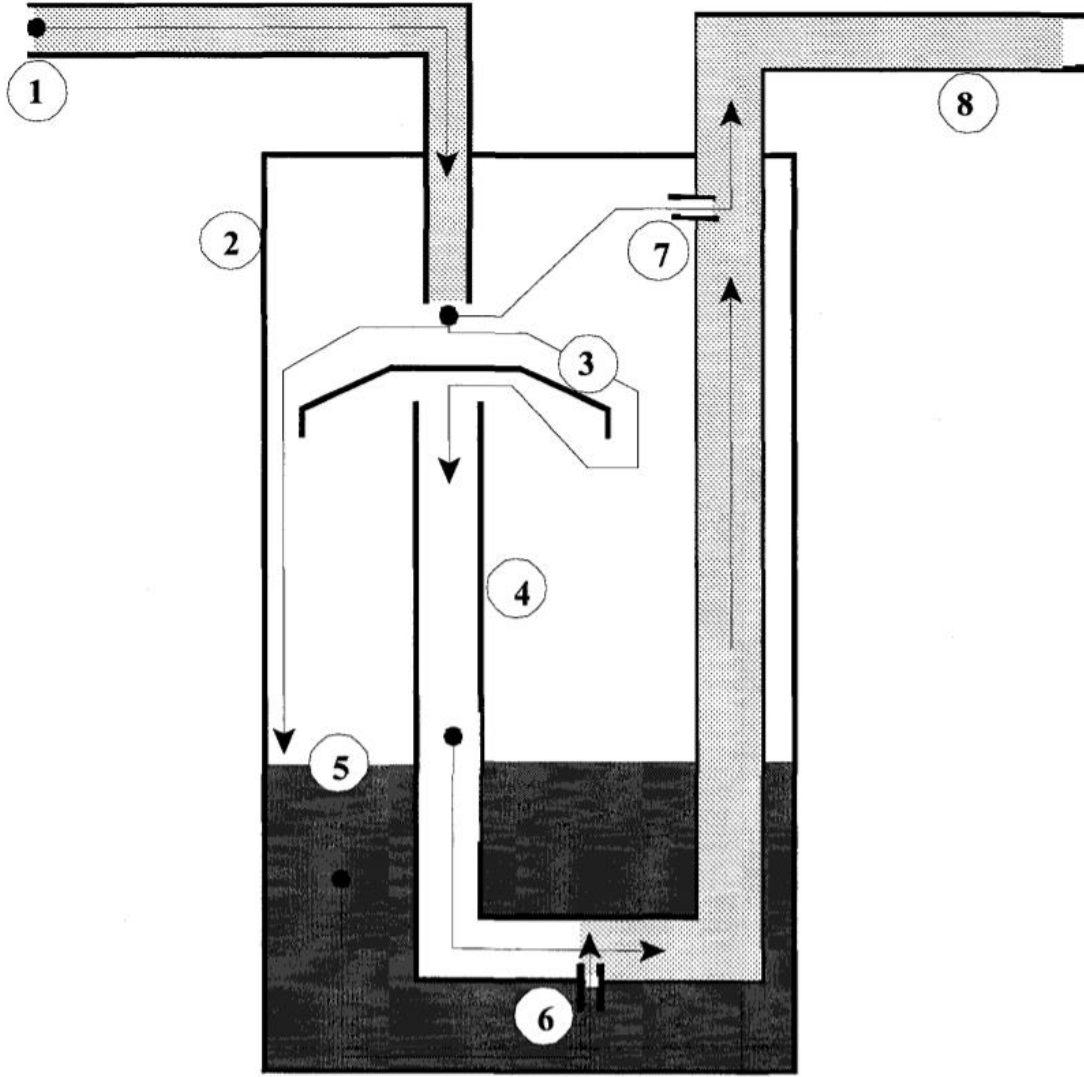
yakından ilişkili olan parametreler soğutucu akışkan kalitesi, iki fazlı akış debisi vb. parametrelerdir, fakat bu yönden bilgi eksikliği hala vardır (Wang, 2007).

2.3 Akümülatör

Bir CCOT Sistem bir akümülatör gerektirir, bir otomotiv klima sisteminin performansı için bu önemlidir. Ancak, birçok çalışmada akümülatör ihmal edildiği görünürken, araştırma çalışmalarının çoğu, otomotiv klima sisteminde kullanılan kompresörler, ısı değiştiriciler ve ekspansın valflerinin verimliliğini iyileştirme üzerine odaklıdır.

Şekil 2.5 bir akümülatörün tipik bir modelinin bir devre şemasını ve akümülatördeki çeşitli akışların yolunu göstermektedir. 1 numaralı balon akümülatörün giriş borusunu göstermektedir. 2 numaralı balon akümülatör duvarı ya da akümülatör muhafazasıdır. Bu muhafaza kompresörün girişinden geri dönen sıvı soğutucu akışkanı tutan akümülatörün bir parçasıdır.

3 numaralı balon deflektörün pozisyonunu göstermektedir. Bu deflektör sıvı ve gaz olan iki fazlı akışı saf sıvı ve saf buhar akışları olarak ayırtmak için yönlendirir. Sıvı kısım akümülatör muhafazasının en alt kısmında toplanırken (5 numaralı balon) buhar akışı 4 numaralı parçanın içinden akışa devam eder. Akümülatörün 4 numaralı parçası j-borusudur. Klima sisteminin çalışması boyunca, saf buhar J-borunun girişine çekilir ve 6 numaralı özellikteki yağ besleme deliğinden geçer. Görece yüksek hızlı buhar, yağ besleme deliği üzerinden bir soğutucu/yağ karışımı buharı içinde akar, bu method kompresöre sıvının (yani yağın) güvenli bir şekilde geri döndürülmesidir.



Şekil 2.5 : Akümülatörün devre şeması (Wang, 2007).

Bu iki fazlı akış 8 numaralı balonla gösterilen J-borusu çıkışından akümülatörden güvenli bir şekilde ilerler. Akışın bu noktasında, kompresörü hasardan korumak için akümülatör-metre kabul edilebilir bir yağ miktarını çevrime geri döndürür (Wang, 2007).

Radermacher ve Schwarz'ın belirttiği gibi, akümülatörün başlıca fonksiyonları ilk çalıştırmada kompresörü ani hızlı meydana gelebilecek sıvıdan korumak, ve aşırı soğutucu miktarı için bir rezervuar görevi yapmaktır. Grim'in belirttiği gibi, önce akümülatör bir miktar suyu tutar, sonra akümülatör, sıvı soğutucu akışkanı ve kompresörü hasardan koruyacak bir miktarda kompresöre dönen yağ miktarını ölçer. Radermacher ve Schwarz'ın belirttiği gibi, modern akümülatörler ayrıca, akışkan akümülatörden çıkmadan önce sıvı fazdaki akışı filtreler ve yabancı partikülleri ya da

sistemde bir arızaya sebep olabilecek soğutucu akışkanın içindeki su buharını uzaklaştırır. Halen, akümülatörler akışı %100 filtre etmemektedir. Halihazırda, gaz akışında filtre yoktur ve kompresörü korumak için, sadece J-borusuna giren sıvı filtre edilir. Ayrıca, kurutucu kısmı nemli su akışındaki filtrelemeyi %100 sağlamamaktadır (Wang, 2007).

Radermacher ve Schwarz'ın belirttiği gibi, akümülatörün diğer faydası aşırı soğutucu şarj edilmiş bir sistemin regülasyonu üzerine pozitif etkisinin olmasıdır. Bir klima sistemini aşırı şarj etme potansiyel olarak tehlikeli, fakat bir otomotiv klima sisteminde çok arzulanan bir durumdur. Kauçuk hortumlar, otomotiv klima sistemindeki titreşimlerden izole edilir, fakat kauçuk doğal olarak çok küçük bir miktar soğutucu akışkanı emer, zamanla sistemin içindeki şarj miktarında ciddi bir düşüşe sebep olabilir. Her yıl ve ya civarında sistemi yeniden şarj etmede bundan kaçınmak için, akümülatör kullanımı, sistem performansını ciddi şekilde etkilemeksizin, sistemin %50' ye kadar güvenli bir şekilde aşırı şarj edilmesine imkan verir (Wang, 2007).

Hall'ın ifade ettiği gibi, düzgün tasarlanan ve uygulanan bu akümülatör sıvı darbelerine karşı en uygun maliyetli kompresör korumasını sağlar (Wang, 2007). Grim'in belirttiği gibi, akümülatör ayrıca, kompresöre dönen yağı ve sıvıyı ölçerek kompresörün yağlanması kontrol eder, bu silindir duvarları ve silindirlerdeki yağlama filmini ya da kompresörün yağının yağlama özelliklerini etkileyebilir (Wang, 2007).

Bottum'un kaydettiği gibi, ancak, akümülatör kullanmanın birçok dezavantajı vardır; örneğin, bu akümülatör, düşük emiş basınçlarında kompresörün çalışmasına sebep olan sistemde hafif bir basınç kaybına sebep olur (Wang, 2007). Grim'in belirttiği gibi, ayrıca bir akümülatörü seçme metodolojisinin bir dezavantajı; mevcut seçim kriterinin tesadüf olması (bu emsal teşkil eden parça ile çoğu kez fiili olarak yapılır ve tasarımdan sonra deneyimlenir) ve sistem için arzu edilen sonuçları göstermemesidir (Wang, 2007). Belki bir akümülatör kullanmanın bir diğer sorunu, sistemin başlangıç ve bakım maliyetlerini artırmasıdır. Ancak, bir kompresörün zamanından önce değişim maliyetine karşın dengelenebilir, akümülatörün nispeten düşük maliyeti gerçekten makuldur. Sadece bu sorun yüzünden, sistem verimliliğine ilişkin bir akümülatör kullanımı mantıklıdır. Düzgün bir tasarım ve optimizasyon metodolojisi, sistem performansı üzerine zararlı etkileri giderir.

Yeterli sıkıştırma kapasitesinin oluştuğunu sağlamak için, akümülatör hacmi normalde sistemdeki toplam soğutucu (sıvı fazda olan) ve kompresör yağı hacminden daha büyük yapılır. Akümülatördeki çok küçük bir miktar sıvı seviyesinin artması, soğutma çevriminden soğutucu deşarjının yüzdesini önemli ölçüde etkiler. Akümülatörde depolanan bu sıvı soğutucu çevrimden efektif olarak kaldırılır, bu sistemin soğutma efektifine katkıda bulunmaz. Sisteme aşırı soğutucu şarjı depolama, tüm çalışma noktalarında buharlaşma çıkış kalitesini ayarlayan akümülatör vasıtasıyla uygulanan bir metoddur. Küçük bir miktar şarjla, yüksek ve alçak basınç bölgeleri basınçları düşer, bu sistemin her iki bölgesindeki doyma sıcaklıklarını düşürür (Wang, 2007).

Radermacher ve Schwarz'ın belirttiği gibi, düşen doyma sıcaklıkları kondenserde ısı yükünün düşmesi ve evaporatörde ısı yükünün artmasına sebep olur. Isı yüklerindeki bu değişim buharlaşma çıkış kalitesinin artmasına sebep olur. Buharlaşma çıkış kalitesi düştüğünde, akümülatör daha fazla sıvı depolar, sistemdeki dolaşan akıştaki şarj miktarını düşürür. Düşen şarj miktarı önce buharlaşma çıkış kalitesini artıran bir efekte sahiptir, sonrasında kompresöre her zaman dönen uygun soğutucu kalitesi sağlandığında bir dengeye ulaşır. Sistemdeki şarj miktarındaki bu önemli düşüş, akümülatör aracılığıyla kompresöre giden soğutucu akışkanın kalitesinin regüle edilmesi anlamına gelir (Wang, 2007).

Modern akümülatörler, sistemden nemi arındırmak ve sistemdeki kaçakları daha kolayca bulmak için soğutucu/yağ karışımını boyayarak ortaya çıkarmak için bir dahili kurutucu kısım kullanır. Bu sıvı soğutucu ayrıca, herhangi potansiyel zararlı parçacıklı maddelerin arındırılması için bir filtre üzerinden geçer.

Yun (1998a) döner kompresörlerde kullanılan emiş akümülatörü ve salyangoz kompresör tasarımını tanımlamıştır. Döner kompresörlerde kullanılan emiş akümülatörünün başlıca fonksiyonunun aşırı sıvı soğutucuyu kontrol etmesi olduğu söylenmiştir. Emiş akümülatörleri ayrıca bir döner kompresörde çok fonksiyonlu bir komponent olarak görev yapar, aşağıdaki fonksiyonları içerir (Wang, 2007):

- 1) Filtre - küçük parçacıkların girişinden kompresörü korumak için.
- 2) Susturucu - spesifik frekans bandında tüm ses seviyelerinde geniş aralıkta emiş akustik susturucusu olarak görev yapmak için.
- 3) Rezervuar - emiş hattından sıvı fazdaki soğutucu akışkanı toplamak ve ayırtmak için.

4) Performans - emiş hattındaki gaz titreşiminin bir sonucu olarak kompresör performansına, akümülatörün ortasındaki ısı transferi ve akümülatörün içindeki basınç düşüşüne, çevreleyen dış ortam ve kompresör dış kabuk yapısına etki etmek için.

5) Sıvı soğutucu buharlaştırma - çevreden ısı transferi yapıldığında sıvı soğutucuyu buharlaştırmak için.

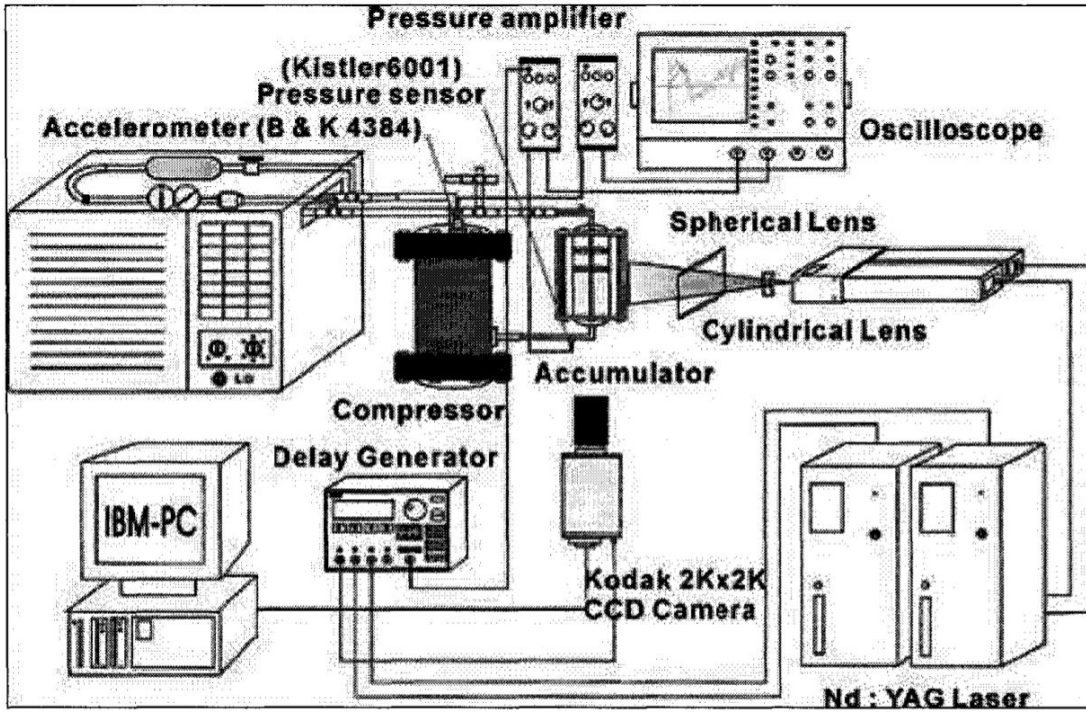
6) Ses savar - bir jeneratör olduğu gibi bir ses savar olarak görev yapmak için.

Yun (1998b) ayrıca geleneksel emiş akümülatörlerden farklı olarak yeni bir kompresör akümülatörü önermiştir. Bu yeni akümülatör önden yağ-şarjlı olması bakımından geleneksel dizayndan farklıdır. Önden yağ-şarjlı bir akümülatör kullanarak yağ/soğutucu oranını iyileştirmek için bir konsept tasarım tanıtılmıştır. Temel olarak, bu konsept, bu akümülatörde muhafaza edilen önden yağ-şarjlı bir akümülatörü içermektedir. Sıvı soğutucu bu akümülatöre girdiğinde, akümülatörün içinde yağ ile karıştırılmakta ve döner kompresörün sıkıştırma bölümüne girmeden önce yağ/soğutucu karışımının kalitesini iyileştirmektedir. Önerilen akümülatörün konseptten deneysel doğrulaması, geliştirme kademeleri boyunca, temel uygulanabilirliği, performansı ve güvenilirliği kanıtlanmıştır (Wang, 2007).

Hwang (2001) bir otomotiv klima sisteminin akümülatör çıkışındaki akış kalitesini ölçmek için, aşırı yoğuşma ya da ısıtma safhalarının kullanımı olmaksızın bir yatay boruda akan iki fazlı HFC-134a soğutucu/PAG yağını ayrıştırmak için bir ayrıştırma borusu kullanımına dayanan yeni bir metod önermiştir. Buradaki buhar hızını sıcak telli anemometre ile ölçerek ayrıştırma borusundaki sıvı seviyesi, akış kalitesi ve toplam kütsel debi belirlenebilmektedir. Bir nitrojen gaz/su akış döngüsü kullanarak deneyler yapılarak önerilen metodun uygunluğu kontrol edilmiştir. Sonuçlar; % 6~8 olan akış kalitesinin kesin ölçümlerinde, güncel metod kullanımının uygulanabilir olduğunu göstermiştir. Bir ısı dengesine dayanan termodinamik kalitenin belirlenmesinde herhangi bir soruna yol açabilen yağlama yağının olup olmadığını anlamak için kompresördeki HFC-134a soğutucu/PAG yağı döngüsü kullanılmıştır. Mevcut akış gözlemleri ve akış kalitesi ölçümleri, ölçülen akış kalitesi ve ısı dengesine dayalı olarak belirlenen termodinamik özellikler arasındaki önemli farklılıkları göstermiştir. Bu yüzden, bu çalışma saf HFC-134a soğutucu için termodinamik ilişkiler dengesi ve bir ısı dengesine dayalı olarak hatasız olamadığını, böyle bir soğutucu-yaglama yağı karışımının termodinamik kalitesini, yağlama yağının saf

HFC-134a soğutucunun termodinamik ilişkilerini önemli ölçüde değiştirdiğini göstermiştir (Wang, 2007).

Schwarz ve diğ. (2002) akümülatörün davranışını ve onun kompresöre yağ beslemesi üzerine etkisini simüle etmek için bir matematiksel model geliştirmiştir. Bu modelde, geri tepme deliği etkisi ihmal edildi ve akümülatör geometrisi küçültülerek, kayıp katsayıları değiştirilerek, yönlendirici modellenmiştir. Bu modele göre, akümülatörün başlıca görevi aşırı soğutucuyu depolamak, ilk çalışmada evaporatörden gelen büyük sıvı miktarına karşı kompresörü korumak ve kompresöre yeterli yağ beslemesini sağlamaktır. Buhar kalitesi giriş koşullarından biri olarak düşünüldü. Ancak, bu model deneysel veri ile doğrulanmamıştır (Wang, 2007).



Şekil 2.6 : Deney düzeneğinin devre şeması (Lee ve diğ. 2003)

Lee ve diğ. (2003) Şekil 2.6’ da gösterildiği gibi, bir hibrid parçaçık izleme velosimetre (PTV) ile hız ölçme tekniğini kullanarak, döner bir kompresörün akümülatörünün içindeki akış yapısını incelemiştir. Gerçek çalışma koşulları altında çalışan bir prototip akümülatör geliştirilmiştir. Akümülatörün içindeki akış yüksek hızlı kamera kullanılarak etkili olarak görüntülenmiştir. Döner kompresörün bir çevriminin periyodu 4 faza bölünmüş ve akümülatördeki hız alanı faz ortalaması tekniği kullanılarak ölçülmüştür. Akümülatörün içindeki bu akış, döner kompresörün dönme fazına göre akış yapısının bir pals (nabız) periyodunu göstermiştir (Wang, 2007).

2.4 Kompresör Performansı

Mevcut otomotiv klima sistemlerinde kullanılan kompresörlerin çoğu pistonlu kompresörlerdir. Bu bölümde, pistonlu kompresörlerin bir türü olan eğik plakalı (swash plate) kompresör incelenmiştir. Kompresör performansı çeşitli faktörlerden etkilenir, kompresör tasarımı, kompresör hızı, emme, basma basıncı ve sıcaklığı, ısı transferi, dahili gaz kaçağı ve valf verimsizlikleri bunlara dahildir. Kompresör performansı üzerindeki bu etkiler, hacimsel ve izentropik verimlerle ölçülür. Hacimsel verim, kompresöre giren gerçek gaz hacminin (ya da iki fazdaki) kompresörün geometrik yer değiştirmesine oranıdır. İzentropik verim ise, gazın izentropik sıkıştırılması için gereken işin, kompresör miline yaptırılan işe oranıdır. (ASHRAE Handbook, 2000).

Belirli olan bir kompresör için, verimliliği çalışma koşulları ile değişebilir. Dossat'a (1991) göre, kompresör verimi öncelikle sıkıştırma oranının bir fonksiyonudur ve artan sıkıştırma oranı ile verim azalır. Tian ve diğ. (2004), matematiksel modelleme ve deneysel yollar ile otomotiv klima sistemi için değişken deplasmanlı, tablalı bir kompresörü incelemiştir. Kompresörün verimliliği, sıkıştırma oranının ve kompresör hızının fonksiyonları olarak modellenmiştir. Ayrıca SINDA/FLUINT' (2003) de de kompresör verimliliği sıkıştırma oranı ve kompresör hızının fonksiyonları olarak modellenmiştir. Tian ve diğ. (2004) ve SINDA/FLUINT (2003) artan sıkıştırma oranı ile kompresör veriminin düştüğü sonucuna ulaşmışlardır (Wang, 2007).

Cullimore ve Hendricks (2001), kompresör deplasmanı (Vd), kapsamlı izentropik ve hacimsel verimlilikler ile kompresörü karakterize etmişlerdir. Kompresör izentropik verimi (e_i) ve hacimsel verim (e_v) aşağıdaki ilişkilerle karakterize edilmiştir, sıkıştırma oranı (r) ve kompresör hızı (v) olarak bahsedilmiştir.

$$e_i = 1 - \left(\frac{A_0}{rv} + \frac{A_1}{r} + \frac{A_2}{v} + \frac{A_3}{r} + A_4 + \frac{A_5}{v} \right) \quad (2.1)$$

$$e_v = 1 - \left(\frac{B_0}{v} + B_1 + \frac{B_2 r}{v} + B_3 v + B_4 r \right) \quad (2.2)$$

burada, A0'dan B4'e kadar olan onbir sabit, spesifik bir kompresörün, kompresör haritasını belirtmek için kullanılmış eğri uydurma katsayılarıdır.

Dossat'a göre, ancak, yukarıdaki bahsedilmiş çalışmaların hepsinde, sıkıştırma işlemi sırasında iki fazlı akışın kompresör verimliliği üzerindeki etkisi göz ardı edilmiştir.

Teorik hesaplamalar gösteriyorki, sıvı sıkıştırma ile, sıkıştırma verimliliğinde istenen kazanımlar sağlanacak ve sıkıştırma işi azaltılabilecektir. Buharın gerçek sıkıştırılması sırasında küçük sıvı parçacıkları da buharlaşırsa bu durum uygun olacaktır. Ancak pratikte durum böyle değildir. Isı transferi zamanın bir fonksiyonu olduğundan ve modern yüksek hızlı bir kompresörde buharın sıkıştırılması çok hızlı gerçekleştiğinden dolayı, sıkıştırma stroğu esnasında sıvının tamamen buharlaşması için yeterli zaman bulunmamaktadır. Bunun sonucu olarak, sıvı partiküllerin bir kısmı buhar içindeki ölü hacimde kalır ve emme strokunun ilk etabında buharlaşır. Bu olayın kompresörün hacimsel ve izentropik verimine etkisi olabilir (Wang, 2007).

Cho ve diğ. (2003), sıvı enjeksiyon tekniğinin optimum çalışma koşullarını incelemek için invertör tahrikli salyangoz kompresörün performansı üzerinde deneysel bir çalışma gerçekleştirmiştir. Sıvı enjeksiyonunun performans üzerindeki etkisi, çalışma parametrelerinin bir fonksiyonu olarak ve enjeksiyon konumu enjeksiyonsuz sonuçlarla karşılaştırılarak sunulmuştur. Yüksek frekans altında sıvı enjeksiyonunun, kompresörün daha yüksek performans ve dayanıklılık elde etmesinde etkili olduğu gözlemlenirken, düşük frekans altında ise sıvı enjeksiyonun bazı dezavantajları görülmüştür (Wang, 2007).

Dutta ve diğ. (2001), sıvı soğutucu enjeksiyonunun, soğutucu bir salyangoz kompresör performansı üzerindeki etkisini deneysel ve teorik yöntemler kullanarak incelemiştir. Teorik analizde, kompresör basma, emme hattı duvarları ve soğutucu akışkandan olan ısı transferi dikkate alınarak buhar/sıvı karışımının bir sıkıştırma modeli geliştirilmiştir. Sıvı soğutucu enjeksiyonunun kompresörün performansı üzerindeki temel etkilerini araştırmak için yağ sıcaklığının sabit tutulduğu bir deney yapılmış ve sonuçlar diğer teorik sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Sıvı soğutucu enjeksiyonun temel olarak sıkıştırma gücünü arttırdığı ve kompresör verimini azalttığı, ancak sıvı soğutucu enjeksiyonun ısı transferi koşullarına bağlı olduğu sonucuna varılmıştır. Ayrıca, sıvı soğutucu enjeksiyonun performansı, kompresörün yağ sıcaklığı kontrol edilmeksizin pratik çalışma koşulları altındaki durumu baz alınarak da incelenmiştir. Bu koşul altında, enjeksiyon tarafından yağ ve silindir duvarlarında sıcaklıklarının düşmesi sayesinde kompresörde küçüğe olsa bir performans artışı gözlemlenmiştir (Wang, 2007).

Tassou ve Qureshi (1998), pozitif deplasmanlı soğutma kompresörlerinin değişken hızlı kapasite kontrol uygulamaları için performanslarını araştırmıştır. Bu araştırmada,

bir açık tip pistonlu, bir yarı-hermetik pistonlu ve bir açık tip döner kanat olarak üç farklı tip kompresör test edilmiştir. Test edilen bu üç farklı tip kompresörde, sabit ve değişken yüksek basınçlardaki (head pressure) çalışma şartları altındayken, nominal hızlarda maksimum verim elde edildiği görülmüştür. Sabit yüksek basınç (head pressure) altında yalnızca açık tip kompresör de hız düşümlerinde COP de bir gelişme sergilendiği görülürken, değişken yüksek basınç kontrolü altında ise her üç kompresörde de hızdaki azalmalar ile COP'de bir artış görülmüştür. Ilık ve sıcak hava koşullarını temsil eden iki farklı lokasyon için deneysel sonuçlara ve hava koşullarına göre gerçekleştirilen bir enerji analizinin sonuçları gösteriyor ki üç kompresör çeşidi de değişken hızlarda çalıştırıldığında, sabit hızlı çalışan muadillerine göre enerji tasarrufu sağlamaktadır. Yapılan bu analiz, açık tip pistonlu kompresörün ılık bir iklimde çalışırken yüzde 12 ve sıcak bir iklimde çalışırken ise yüzde 24 tasarruf sağlayarak en verimli kompresör olduğunu göstermiştir (Wang, 2007).

Longo ve Gasparella (2003), iç soğutmalar için küçük bir hermetik pistonlu kompresörün sıkıştırma döngüsünün kararsız durumunu analiz etmek için özel tek boyutlu bir model geliştirmişlerdir. Valflerin bu spesifik tek boyutlu modeli geliştirilmiş ve sıkıştırma işlemi boyunca kütle, basınç, sıcaklık davranışını, ısı ve iş transferini belirlemek için silindir içindeki soğutucu akışkana kütle ve enerji dengeleri uygulanmıştır. Bu analiz, kompresör ünitesinin performansı ve sıkıştırma çevriminin verimini ölçebilen, geleneksel kararlı kompresörün modeli ile birleştirilmiştir. Tüm simülasyon kodları geniş bir çalışma koşulları altında ticari bir R134 a ünitesi üzerinde uygulanan deneysel ölçümlerle doğrulanmıştır (Wang, 2007).

Sami ve Aucoin (2003), R-410A, R-507, R-407C ve R-404A gibi yeni alternatif soğutucu akışkan karışımlarının performansları üstünde sıvı enjeksiyon etkisini incelemişlerdir. Testlerden, çeşitli sıvı enjeksiyon oranları altında, geliştirilmiş yüzey boru sistemine sahip hava kaynağı bir ısı pompası kullanılması sonucu elde edilmiştir. Performans testleri ARI/ASHRAE standartlarına göre yapılmıştır. Performans verileri göstermiştir ki sıvı enjeksiyon oranı arttıkça kompresör yüksek basıncı ve kompresör çıkış sıcaklığı azalmaktadır. Bu durum kompresörü korumak için pozitif bir etki yaratmaktadır. Sıvı enjeksiyonunun karışım üzerindeki etkisi, karışımın bileşimine bağlı olarak bir karışımdan diğerine göre değişir. Buna ek olarak, diğer karışımlara kıyasla sıvı enjeksiyonunun R410A soğutkanının davranışı üzerinde önemli denebilecek bir etkiye sahip olduğu görülmektedir (Wang, 2007).

Ayrıca, Sami ve Aucoin (2003), gaz/sıvı enjeksiyonunun, R-410A, R-507, R-407C ve R-404A gibi yeni alternatif soğutucu akışkan karışımlarının davranışı üzerindeki etkisine dair çalışmalar yapmışlar ve bunu enjeksiyonun yapılmadığı durumlar ile karşılaştırmışlardır. Isıtma koşulları altında yapılan test sonuçları göstermiştir ki, gaz/sıvı enjeksiyonun, kompresörün yüksek basıncını ve sıcaklığını düşürmede pozitif bir etkiye sahip olması ile kompresör korunmaktadır. Bu çalışma ayrıca göstermiştir ki, karışımlar üstündeki gaz ve gaz/sıvı karışımı enjeksiyonu etkisi, karışım bileşenlerine bağlı olarak değişebilmektedir. Sunulan benzer sonuçlar ortaya çıkartmıştır ki soğutucu akışkanın sıcak gaz enjeksiyonu, sıvı enjeksiyonu ve gaz/sıvı durumu karışımı ile karşılaştırıldığında, kondenser kısmındaki COP üzerinde olumlu bir etkiye sahiptir. R-404A ve R-407C gibi daha yüksek kaynama noktalarına sahip bazı soğutuculardan oluşan karışımların gaz enjeksiyonu için pozitif etkiye sahip oldukları görülmektedir (Wang, 2007).

Shiva Prasad (2002), kimya endüstrilerinde ve doğal gaz boru hatlarında kullanılan çift etkili pistonlu kompresörde "çubuk yükü" (kompresör terminolojisinde piston kafası pimi üzerindeki kuvvet) ve silindir basıncını tahmin etmek için basit bir yöntem geliştirmiştir. Yöntem sonuçları göstermektedir ki sıvı enjeksiyonun artışı ile basınç artmaktadır (Wang, 2007).

Yaygın olarak klima sistemlerinde, sıvı oranı kompresör girişinde çok düşük olduğu için kompresörün öngörülen veriminde sıvı etkisi önemsiz kabul edilmiştir. Buna rağmen, otomotiv klima sistemlerinde, kompresör girişindeki sıvı oranı yaklaşık %10-20 dir, bundan dolayı sıvı etkisi göz ardı edilemez. Cheremisinoff (1992) a göre, tüm kompresörler arasında yağlı pistonlu kompresörler sıvı taşınması için en duyarlı olanıdır. Otomotiv klima sistemlerinde kullanılan yağın soğutucu akışkan ile karışabilir ve yağ konsantrasyonunun yaklaşık % 5 olması gerekmektedir. Sıkıştırma prosesinde, pistonlu kompresörün performansını daha fazla soğutucu akışkan ve yağ ile analiz eden hiçbir çalışma yapılmamıştır (Wang, 2007).

2.5 Klima Sistemindeki Dahili Isı Değiştirici

Dahili ısı değiştiriciler (IHX) sistem performansını iyileştirmek için tüm soğutma sistemi çeşitlerinde büyük ölçüde kullanılır ve sistemin düzgün çalışmasını sağlar. İki tip dahili ısı değiştirici vardır: sıvı hattı-emiş hattı ısı değiştiricisi (LLSLHX) ve kılcal boru-emiş hattı ısı değiştiricisidir (CTSLHX). Sıvı hattı-emiş hattı ısı değiştiricisi tüm

sistem çeşitlerinde kullanılabilir, fakat kılcal boru-emiş hattı ısı değiştiricisi sadece genleşme valfi olarak görev yapan bir kılcal borulu sistemlerde kullanılabilir.

Genellikle, Dahili ısı değiştiriciler sıvı soğutucuyu aşırı soğutur ve emiş yapılan gazı aşırı ısıtır (ASHRAE Handbook, 1998). Dahili ısı değiştiriciler, aşağıda belirtilen fonksiyonların bir tanesi ya da daha fazlası için kullanılmıştır: soğutma çevriminin verimini artırmak, ekspansın valfteki ani buharlaşmayı önlemek için sıvı soğutucuyu aşırı soğutmak, ve belirli uygulamalarda evaporatörden sıvı soğutucu olarak dönmesi beklenen küçük miktarları buharlaştırmaktır.

Domanski ve diğ. (1994) bir sıvı hattı-emiş hattı ısı değiştiricisinin kullanılmasından çıkan performans etkilerinin teorik bir değerlendirmesini gerçekleştirmiştir. Onlar, sıvı hattı-emiş hattı ısı değiştiricisinin kullanılmasının, hacimsel debi ve COP nin iyileştirilmesinde sonuç verip vermediğini belirlemede; soğutucu akışkanın termodinamik özelliklerini ve çevrim parametrelerini incelemişlerdir. Bu çalışma; en güçlü etkide olan ısıtma kapasitesiyle-termal genleşme katsayısı, gizli ısı, akışkan özellikleri-ısıtma kapasitesi ve çalışma koşullarındaki bir kombinasyona bağlı olarak bir sıvı hattı-emiş hattı ısı değiştiricisi uygulamasının yararını göstermiştir. Akışkanlar, temel çevrim, sıvı hattı-emiş hattı ısı değiştiricisinden marjinal olarak etkilendiğinde iyi performans gösterir, ve performans katsayısı ve hacimsel kapasite üzerine etkisi hem negatif hem pozitif olabilir. Akışkanlar, performans katsayısı ve hacimsel kapasitenin artışıyla sıvı hattı-emiş hattı ısı değiştiricisinin kullanıldığı temel çevrimde zayıf performans gösterir. Bu rapor; sıvı hattı-emiş hattı ısı değiştiricisinin uygulama analizinin önemi olarak tanımlanmaktadır. Bu sonuçlar, termodinamik özellikleri kullanma, izentropik sıkıştırma varsayımı, sonsuz ısı değiştiricisinde basınç kaybı olmaması, ve ısı değiştiricisindeki emiş hattı/sıvı hattında basınç kaybı olmamasıyla teorik değerlendirmelere dayandığını göstermektedir. Gerçek bir sistemde diğer faktörler, böyle bir çevrimin özellikleri, ısı değiştiricisi tasarımı, akışkanın ısı transferi sıcaklık profilleri ve kompresör performansı, ayrıca sistem performansını etkiler (Wang, 2007).

Aprea ve diğ. (1999) CFCs (Klorflorokarbonlar), HCFCs (Hidrokloroflorokarbonlar) gibi birçok tipteki soğutucuyu ve diğer girdileri kullanarak, bir termodinamik bakış açısıyla, sitem COP si üzerine bir sıvı hattı-emiş hattı ısı değiştiricisi uygulamasının etkisini incelemiştir. Onlar bir emiş/sıvı ısı değiştiricisiyle ve bu ısı değiştiricisi olmadan yapılan iki çevrimin performans katsayısını karşılaştırmıştır. Varsayımları %

5'ten daha az hata oluşturduğunda kabul ederek basitleştirilmiş bir seçim kriteri bulunmuştur. Bu kriterle, CFCs (Klorflorokarbonlar), HCFCs (Hidrokloroflorokarbonlar) ve diğer bileşenler gibi birçok çalışma akışkanı etkili bir şekilde kontrol edilmiştir (Wang, 2007).

Klein ve diğ. (2000) soğutucu sistemdeki sıvı hattı-emiş hattı ısı değiştiricisinin etkisini incelemiştir. Bu çalışma önceki çalışmalardan üç açıdan ayrılabilir: Birincisi, sıvı hattı-emiş hattı ısı değiştiricisinin performansına etkisini ilişkilendirmek için yeni boyutsuz sayılar tanımlanmıştır. İkincisi, yeni soğutucuları içeren önceki analizleri genişletmiştir. Üçüncü olarak, bu analiz sistem performansına üzerine sıvı hattı-emiş hattı ısı değiştiricisi vasıtasıyla basınç kayıplarının etkisini içermektedir. Detaylı analizden, R-507A, R-134a, R-12, R-404A, R290, R-407C, R-600, ve R-410A kullanılan sistemlerde, sıvı hattı-emiş hattı ısı değiştiricisindeki alçak basınç tarafındaki minimal basınç kaybının faydalı olduğu çıkarılabilir. Ancak, R-22, R-32, ve R-717 kullanılan sistemlerde, sıvı hattı-emiş hattı ısı değiştiricisinin sistem performansına zararlı etkisi vardır (Wang, 2007).

Kim (2002) bir ev tipi klimada çalışma koşullarında R-22 ve dört alternatif akışkan (R-134a, R32/134a (30/70 percent), R-407C, ve R-410A) için testler gerçekleştirmiştir. Bu çalışma su/etilen glikol karışımı ısı transfer akışkanı olarak kullanıldığı bir su-sıcak su pompası deney düzeneğinde gerçekleştirilmiştir. Evaporatörü ve kondenseri temsil eden bu ısı değiştiriciler sırasıyla çapraz akışlı ve ters akışlıdır. aynı kapasitede gerçekleştirilen bu testlerde, sıvı hattı-emiş hattı ısı değiştiricisi uygulamasının test edilen tüm akışkanların COP leri için faydalı olduğu, ve R-410A'nın en yüksek COP değerine sahip olduğu görülmüştür (Wang, 2007).

Bu tasarım ve kılcal boruların analizi, daha çok adiyabatik kılcal boru olarak, hem analitik hem de deneysel olarak çalışılmıştır (Bansal ve Rupasinghe, 1998; Bittle ve Pate, 1994; Jung ve diğ., 1999; Kuehl, 1991; Melo ve diğ., 1999; Sami ve Tribes, 1998; Sami ve diğ., 1998; Wong ve Ooi, 1996; Wongwises ve diğ., 2000; Wongwises ve Pirompak, 2001). Adiyabatik olmayan kılcal boruda bu akış karakteristikleri literatürde görece biraz dikkat çekmiştir (Wang, 2007).

Xu ve Bansal (2002) küçük buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemlerinde büyük ölçüde kullanılan kılcal boru-emiş hattı ısı değiştiricisinden geçen bir soğutucunun homojen modelini geliştirmiştir. Bu homojen model kütle, momentum ve enerjinin

korunumunun esasına dayanmaktadır. Onların bu akıştaki analizleri; soğutucu akışkanın akışına etki eden basınç kayıpları ve ısı transferi arasındaki ilişkiden ortaya çıkan etkinin, adiyabatik olmayan bir kılcal borunun içindeki akış karakteristiklerini belirlediğini ortaya çıkarmıştır (Wang, 2007).

Garcia-Valladares ve diğ. (2002a ve 2002b) saf ve soğutucu karışımlarıyla çalışan kılcal boru ekspansiyon valflerin dinamik akış davranışının ve termal etkisinin geçici nümerik simülasyonu ve sürekli rejimde bir boyutlu detaylı analizini geliştirmiştir. Bu yürütülen eşitlikler kullanılmış ve kademeli yöntemin içine alınmıştır. Geçiş bölgeleri (aşırı soğuyan sıvı bölgesi, yarı kararlı sıvı bölgesi, yarı kararlı iki-fazlı bölgesi, ve iki fazlı bölge dengesi) için özel bir davranış uygulanmıştır. Tüm akış değişkenleri (entalpi, sıcaklıklar, basınçlar, buharlaşma kalitesi, hızlar, ısı akıları vb.) termodinamik özelliklerle beraber ayrılaştırılan çalışma alanındaki grid yapıdaki her noktada değerlendirilmiştir. Bu nümerik model, böyle bir geometride tüm yönleriyle, akışkan tipi (saf madde ya da karışım), kritik ya da kritik olmayan akış koşullarında, yarı kararlı bölgelerde, adiyabatik ya da adiyabatik olmayan kılcal borularda, ve geçiş yönlerinde analize imkan vermiştir. Onlar, Melo ve diğ. (2000)' ın deneysel verilerine ulaşmak için adiyabatik olmayan kılcal boruların simülasyon sonuçlarını karşılaştırmıştır (Wang, 2007).

Sinpiroon ve Wongwises (2002) adiyabatik olmayan kılcal borularda akış karakteristiklerini çalışmak için bir matematiksel model geliştirmiştir. Bu teorik model emiş hattında ve kılcal borudaki akışkanların kütle, enerji ve momentum korunumu esasına dayanmaktadır. Bu matematiksel model ısı transferi prosesinin pozisyonuna bağlı olarak üç farklı durum olarak ele alınmıştır. İlk durum ısı transferinin prosesinin tek fazlı akış bölgesinde başlaması olarak düşünülmüştür, ikinci durum ısı transferi prosesinin tek fazlı akış bölgesinin sonunda başlaması olarak düşünülmüş, ve son durum ısı transferi prosesinin iki fazlı akışta gerçekleştiği durum olarak ele alınmıştır. Farklı kütledebideki soğutucu geçen ısı değiştiricisinde kılcal borunun final uzunluğunu belirlemek için soğutucu tipi, kondenser sıcaklığı, evaporatör sıcaklığı, emiş hattı giriş sıcaklığı, kılcal boru başlangıç uzunluğu, ısı transferi bölgesinin boyu, bağlı pürüzlülük, ve uygun bir iki fazlı akışkan modeli birbirinden bağımsız olarak değiştirilebilir (Wang, 2007).

Bansal ve Xu (2003) adiyabatik olmayan kılcal boru akışının analizini genişletilmiş parametrik olarak gerçekleştirmiştir. Emiş hattıyla olan şiddetli ısı transferinden dolayı

ısı değiştiricisindeki soğutucu akışkanın yeniden yoğuşması sũreksizliđe sebep olmuş ve bazı durumlarda adiyabatik olmayan kılcal boru akışının sũreksiz olduğu bulunmuştur. Bu, nũmerik cœzũm proseslerinde yakınsama problemlerine sebep olan yũksek yoğuşma sıcaklığıyla kılcal boruya giren soğutucu için kısmen doğrudur. Bu soğutucu, bu yũzden, kritik duruma ulaşmak için daha fazla uzunlukta olması gereken adiyabataik bœlge çıkışına aşır soğutulmuş sıvı olarak girmiştir. Bu yœnden, adiyabatik olmayan kılcal boru akışını modellerken œzel dikkat gereklidir (Wang, 2007).

Jain ve Bullard (2004) bir sistem modeline gœmũlũ olarak çalışma şartları dışında ve farklı çalışma şartlarında sistem performansı ũzerine CTSLHX geometrisinin efektini keşfetmişlerdir. Tũm faz değişimi kompleks yapısında kullanılabilir olan kılcal boru ve emiş hattının detaylı bir sonlu hacim modeli kullanılmıştır. Tũm CTSLHX konfigũrasyonları tasarım kısıtları dikkate alınarak gerçekleştirilmiş ve COP yi çok fazla etkilememiştir. Geniş giriş bœlgeleri ve gœrece kũũk çıkışlarıyla kılcal boruların, çalışma koşulları dışında simule edilenlerin hepsinin en iyi performansı verdiği gœrũlmũřtur (Wang, 2007).

Islamoglu ve diğ. (2005) adiyabatik olmayan kılcal boru emiş hattı ısı değiştiricisinin performansını œngœrebilmek için bir yapay sinir açı (ANN) oluşturmuştur. Bu sonuçlar, ANN yaklaşımının; soğutucu emiş hattı çıkış sıcaklığı ve kũtlesel debiyi œlmek için pratik teknik ve bir alternatif olarak dũřũnũlebileceđini gœstermiřtir. Ancak, bu yaklaşım alıştırma periyodundaki en iyi konfigũrasyonu geliştirmek için genelde çok zaman tũketmektedir (Wang, 2007).

Yang ve Bansal (2005) yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıkları, aşır ısıtma ve aşır soğutma dereceleri, boru çapı, boru uzunluğu, soğutucu akışının giriş kalitesi gibi parametreleri içeren farklı parametrelerin kılcal boru-emiş hattı ısı değiştiricilerinin (CTSLHX) performansı ũzerine etkisini araştırmıştır. HFC-134a ve HC-600a isimli iki evre dostu soğutucu ile kılcal borudan emiş hattına ısı transferi simule edilmiştir. R-600a ya gœre R-134a nın soğutma kapasitesi ve ısı transferi yœnũnden daha verimli olduğu gœrũlmũřtur (Wang, 2007).

Boewe ve diğ. (1999 ve 2001) LLSLHX in enerji verimliliği ũzerine bũyũk bir etkisinin olduğu otomotiv klima sistemlerinde soğutucu akışkan olarak R-744 le LLSLHX in bu etkisi analiz edilmiştir (Wang, 2007).

Zhang ve diğ. (NIST, 1998) R-134a klima sistemlerinin performansını iyileştirmek için üretilen bir araca; mevcut R-134a klima sistemindeki IHX i LLSLHX olarak uygulamış, ve aşağıdaki tüm faydalar elde edilmiştir (Wang, 2007):

- 1) Daha iyi COP ile eşit ya da daha iyi soğutma kapasitesi.
- 2) Daha az şarj ile eşit ya da daha iyi klima sistemi performansı.
- 3) Düşük kompresör çıkış basıncı (iyileştirilmiş kompresör ömrü).
- 4) Daha iyi kompresör koruma (kuru sıkıştırma)
- 5) Bir termo ekspansın sisteminde taşmalı evaporatör.

2.6 Karbondioksitli Klima Sistemleri

Soğutma ve klima sistemleri çevreyi etkilemektedir. Günümüzde kullanılan soğutucu akışkanlar ozon tabakasını incelten maddeler ya da küresel ısınma potansiyeline sahip akışkanlardır. Ozon tabakasına zarar veren etkilerin ve CFC'lerin ve HCFC'lerin küresel ısınma potansiyelinin keşfedilmesi, Montreal Protokolü'ne ve BM İklim Değişikliği Çevre Sözleşmesi'ne ve onun Kyoto Protokolünün oluşumuna sebep olmuştur. Bu dökümanlarda, soğutucu akışkanla ilgili en önemli olaylardan biri ise daha önce kullanılan CFC'lerin/HCFC'lerin soğutucu akışkanının, düşük ODP ve düşük GWP'li soğutucularla değiştirilmesidir (Wang, 2007).

Neksa'nın belirttiği gibi, CFC lerin alternatifi, amonyak, propan, bütan, karbondioksit, su ve hava gibi doğal soğutucuların kullanılmasıdır. Bu doğal soğutucuların ODP si sıfırdır ve bunların çoğu neredeyse sıfır GWP ye sahiptir. Yinede, bunların bazıları yanıcı ya da zehirli olabilir. Karbondioksit ne yanıcı ne de zehirli özelliğe sahip olan birkaç doğal soğutucudan biridir. Bu pahalı olmayan, yaygın bulunabilirliği olan ve diğer birçok soğutucunun yaptığı gibi küresel çevreye etkisi bulunmayan bir soğutucudur. Karbondioksitin GWP si 1 dir, ancak teknik gaz olarak kullanıldığı yani endüstriyel üretimden kaynaklı bir atık gaz ürünü olduğu zaman küresel ısınmaya etkisi yoktur. CO₂ , amonyak ve hidrokarbonun zehirliliği ve yanıcılığının problem olabileceği uygulamalarda, doğal soğutucular arasında kullanılabilecek mükemmel bir alternatiftir. CO₂, otomotiv, ev tipi, ticari ve endüstriyel soğutma ve iklimlendirme sistemlerinin geniş yelpazesine karşın bir nimet olarak kabul edilmiştir (Wang, 2007).

Geçmiş zamanda, 1950 lerin sonlarına kadar, CO₂ doğal güvenliği ve diğer avantajlı özellikleri sayesinde özellikle deniz kurulumlarında soğutucu olarak yaygın olarak kullanılmıştır. Yüksek ortam sıcaklığında kapasite kaybı ve yüksek güç tüketimi ihtiyacının bir sonucu olarak halokarbonların çıkarına CO₂ ten vazgeçilmiştir. CO₂ in basit çevrim işlemlerinde teorik olarak COP si diğer soğutuculardan daha düşüktür ve bu durum muhtemelen kompresör dizaynında modern trendleri takip etmek için kompresör imalatçıların yapmış oldukları hatalardan kaynaklanmaktadır. Buna rağmen Lorentzen ve Pettersen (1993) yapmış oldukları araştırmaya göre, iç ısı kalkanları kullanılarak COP de bir gelişme elde edilmiştir. Laboratuvar ortamında bulunan bir prototipin pratik testleri ve gelişmelerine dayanarak, CO₂ in, araba hava şartlandırma sistemlerinde kullanılacak ve bu tür sistemlerle ilişkili olarak günümüz ve gelecekteki çevresel sorunları çözecek olan, geçerli bir soğutucu olduğunu ortaya çıkarmışlardır. Soğutucu olarak CO₂ kullanımı günümüz şartlarında hem çevresel hem de pratik bir bakış açısı bakımından bir avantaj sağlayabilir. Onların düşündükleri bir diğer düşünce de eski soğutucu CO₂ in kullanılması, soğutucunun kullanıldığı pek çok alanda olan çevresel problemlerin eksiksiz çözümü için anahtar olabilir (Wang, 2007).

Daha sonraki zamanlarda, Lorentzen (1994), otomobil klimalarında kullanılmak üzere yeni bir transkritik CO₂ sistemi tasarlamıştır. Genişletilen testler, bu sistemin güç tüketimi, kompaktlık ve maliyet açısından geleneksel ekipmanlarla ilişkilendirildiği çok daha rekabetçi olduğu gözükmiştir. Transkritik işlemlerde CO₂ in spesifik özellikleri kullanıldığında, bölgesel ısıtma projeleri gibi uygulamaların, ihtiyacı olan yoğuşma sıcaklığı neredeyse elde edilmiş olur. Yüksek basınç farkı ve görece küçük flaş gaz hacmiyle, kompakt genişleticilerde, genleşme enerjisinin verimli olarak geri kazanılması olasılığını açığa çıkarır (Wang, 2007).

Brown ve diğ. (2002) CO₂ ve R134a ile otomotiv klima sistemlerinin operasyonel olarak karşılaştırmalı bir analizini yapmıştır. Yaptıkları bu araştırmada, R134a sistemi kompresör, kondenser, genleşme valfi ve evaporatörü içeren günümüz üretim konfigürasyonuna sahiptir. CO₂ sisteminde ise bunlara ek olarak bir sıvı/emiş hattı ısı değiştiricisi bulunmaktadır. Bu analizler göstermiştir ki CO₂ , R134a ya göre daha düşük bir COP derecesine sahiptir. COP de olan bu farklılık kompresör hızına (sistem kapasitesi) ve ortam sıcaklığına dayandırılmıştır; daha yüksek hızlar ve ortam sıcaklığında, daha büyük COP farklılığı olacaktır. Entropi üretim hesaplamaları ortaya çıkarıyorki CO₂ evaporatörde neredeyse, R134a dan daha iyi performansla sahip

olmuştur fakat gaz soğutucuda, kondenserdeki R134a dan önemli derecede düşük bir performans kaybı bulunmaktadır (Wang, 2007).

Liu ve diğ. (2005), CO₂ li otomotiv hava şartlandırıcısı bir prototip dizayn etmiş ve bunu üretmiştir. Bu prototipin, yağlamasını, CO₂ dolumunu, evaporator çıkış basıncını, kompresör hızını, gaz soğutucunun hava giriş sıcaklığı ve debi oranını, evaporatorün hava debi oranı ve sistemin performansını deneysel yollarla incelemişlerdir. Ayrıca soğutma kapasitesini, güç tüketimini, CO₂ kütle debi oranını ve COP değerini analiz etmişlerdir. Yapılan deney sonuçları CO₂ in sistem performansının farklı yağlardan büyük ölçüde etkilendiği, CO₂ sistem performansının kütle yüküne duyarlı olduğunu, yüksek basınç tarafının sistem performansını büyük ölçüde etkilediğini ve sistemin yüksek basınç tarafında kontrole ihtiyaç duyduğunu göstermiştir (Wang, 2007).

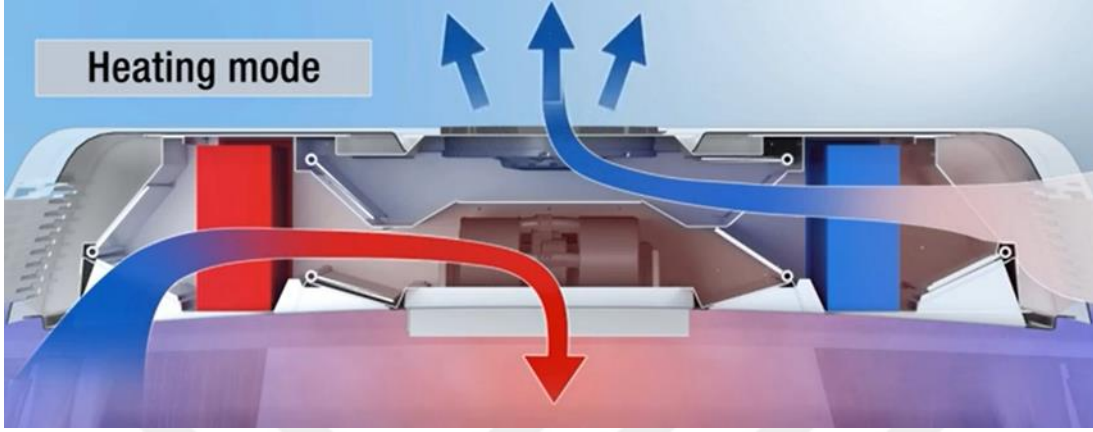
Tamura ve diğ. (2005) eko-arabanın motorundan yayılan ısı azaldığı için, günümüz otomotiv iklimlendirme sistemlerinde yeterli ısıtma kapasiteninin sağlanamaması sorununa bir çözüm olması amacıyla, soğutucu olarak CO₂ in kullanıldığı, bir otomotiv soğutma ve ısıtma/iklimlendirme sistemi geliştirmişlerdir. Bu sistemde CCV (characterised control valve) ya göre bir ısı pompasından faydalanılmış ve bunun sonucunda içeri giren havanın neminin alınması esnasında (nem alma durumu şartında) ısı pompası çevriminden atık ısı geri kazanılmış ve bu sayede elektrikli ısıtıcı yerine bir yardımcı ısı kaynağı kullanılmıştır (Wang, 2007).

Niu ve diğ. (2007), bir CO₂ soğutma döngüsüne uçucu olmayan bir sıvı ekleyerek, ıslak sıkıştırma absorpsiyonlu CO₂ soğutma döngüsü oluşturmuştur. Bu sistem de, bir CO₂ transkritik bir soğutma çevrimindeki yüksek basınç tarafının 120 barlık çalışmasına karşın olağanüstü bir miktarda azaltılarak 35 bar dan daha düşük olmuştur. Sistem performansı ile çevrim oranı ve dahili ısı değiştirici verimi arasındaki ilişki test edilmiştir. Test ekipmanı olarak kullanılan komponentler tümüyle mevcut komponentlerden oluşturulmuştur, optimize edilmemiş ve verimliliği geliştirmek için önemli potansiyele sahiplerdir (Wang, 2007).

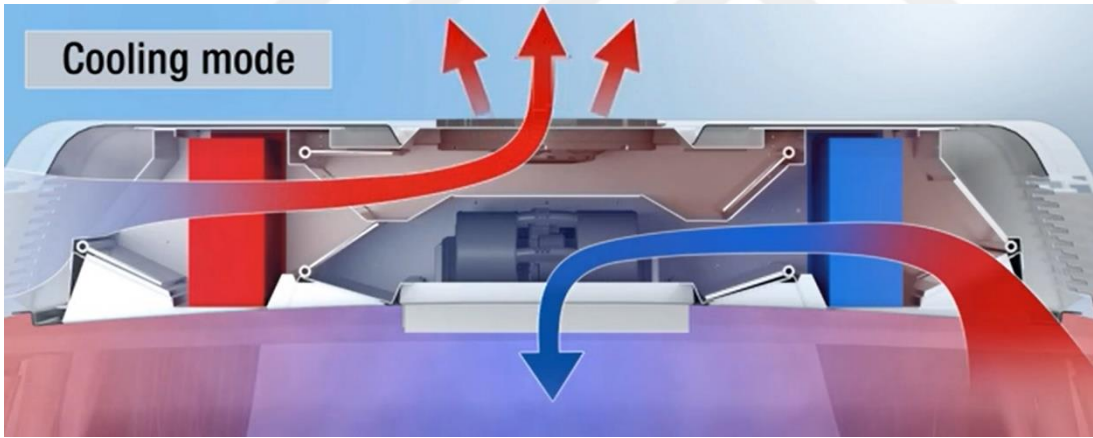
2.7 Ters Yönlü Hava Akışı ile Yeni Isı Pompası

Uzman Klima Üreticilerinden Eberspaecher Suetrak 2015' te sürdürülebilir ve termal yönetim verimliliğine dair elektrikli ve hibrid otobüsler için bütünleşik klima tasarımı

çözümünü sunmuştur. Dünya çapında bir başlangıç olarak, bu firma tavan klima sistemi uygulamalarına; hava akışının yönünün değiştirilmesi prensibi ile çalışan inovatif ısı pompası ile öncülük etmektedir. Şekil 2.7 ve 2.8’ de yeni ısı pompasındaki hava yönlerinin değiştirilmesiyle ısıtma ve soğutma modu gösterilmiştir.



Şekil 2.7 : Yeni ısı pompasının ısıtma modundaki klepeler ve hava akış yönü (Url-1)



Şekil 2.8 : Yeni ısı pompasının soğutma modundaki klepeler ve hava akış yönü (Url-1)

Otobüs dünyasında verimli, ekolojik ve sürdürülebilir olarak sunulan bu yeni ürünler; hafif karkas yapı, optimum enerji dengesi, çevreye uyumlu kapalı soğutucu devreleri, ve ayrıca gelecekte yeni soğutucuların sistemde kullanılmasını bizlere sunmaktadır.

Basitçe verimliliği: patenti alınmış ters yönlü hava akışı ile yeni ısı pompasının en büyük avantajı; sistemin basitliği, hava akışının yönünün değiştirilmesi ile klasik soğutma çevrimine göre çalışmasıdır. Bu önemli ölçüde şimdiye kadar karmaşık olan

bir ısı pompası soğutma devresini sadeleştirmektedir. Özgün parçalar ve bağlantılar azaltılabilir.

Bu AC 230 isimli klima sistemi yaygın soğutucuların kullanımına dayalı olarak modüler bir platform çözümü olarak tasarlanmıştır. Ayrıca gelecekte CO₂ kullanımı için de tasarlanmıştır. Sistem müşteri özel isteklerine göre sayısız çözüm sunmaktadır. Bu çözümler; atık kaynaklardan ısının verimli kullanılmasını sağlayan ileri seviye ısı değiştiricilerinde olduğu gibi araç bataryaları/akülerini şartlandırma için ekstra plakalı ısı değiştiricileri kullanmaktadır.

AC 230 klima sistemi özellikle, elektrikli, hibrid ve trolleybüs otobüsler için merkezdeki tavan hava kanalına göre uyarlanmış, daha iyi verimlilik ve iklimlendirme sunmaktadır. Yolcular için çift taraflı hava akışı oldukça konforludur. Verilen optimize edilmiş havalandırma ve yan camlardaki düşük termal kayıp değerlerine göre, bu enerji dengesi çok avantajlıdır. Buna ek olarak, AC 230 klima sistemi yan cephelerde tavan hava kanalları bulunan otobüslere de opsiyonel olarak uygulanabilmektedir.

Düşük ağırlık, elektrik, verimlilik: Elektrik versiyonlu araç ailesine kararlı bir şekilde yayılımını kanıtlamış, sürücü ve yolcular için olan bu klima sistemi, tavan klima sistemi uygulamasında ekstra performanslı optimize edilmiş ve hafifletilmiş bir sistemdir. İlk bakıştaki avantajı; büyük ölçüde aynı komponentlerden oluşan daha önceki klima versiyolarına göre 50-kilogram daha hafif, özdeş ölçüler ve özdeş arayüzlerle beraber opsiyonel ısıtma/soğutma performansına sahiptir.

Araçtan bağımsız olarak sürülebilen, ters yönlü hava akışı ile yeni ısı pompası sınıfları genişletilmektedir. Elektrikli olarak sürülebilen kompresör 24 V ile sürülebilir, sabit soğutma kapasitesi ile karakterize edebilir. Bu sistemde, ayrıca ısıtma/soğutma çevrimi temiz hava fonksiyonu ile yapılabilir. Sistem, kolay monte edilebilir ve iyileştirmelere uygundur. (Url-1)



3. ASKERİ ARAÇLARDA İKLİMLENDİRME

Uygulanabilir olan ticari ve askeri standartlar değerlendirilerek, örneğin taktik askeri araçlarda, kapalı araç sistemlerindeki iklimlendirme için gereklilikler ortaya konulacaktır. Örneğin; Mayına Dayanıklı ve Pusuya Karşı Koruma araç serisi (Augustus, 2007; U.S. Army Test and Evaluation Command, 2001, 2002) gibi taktik askeri araçlarda iklimlendirme için, gelecekteki gereklilikleri belirlemek amacıyla uygun test prosedürleri ve modelleme metodolojileri değerlendirilecek ve geçmişte kullanılan sistemlerin değerlendirmelerinin bir incelemesi yapılacaktır (Otto H. Heuckeroth ve Sam E. Middlebrooks, 2011’de atıfta bulundukları gibi).

Buradaki varsayım; araç sürücüsü ve yolcu kompartımanının tamamen çevrelenmiş olduğunu ve aşağıdaki şartlar için iklimlendirme gerekliliklerinde fark olmadığını ortaya koymaktadır.

- Paletli ve tekerlekli araçlar
- Zırhlı ve zırhsız araçlar
- Hareketli ve duran araçlar

Aşağıdaki alt bölümlerde araç iklimlendirmesi için uygun olan mevcut standartları tanımlamakta ve karşılaşılan standartları sağlamak için tavsiye edilen test prosedürlerine göz atmaktadır (Otto H. Heuckeroth ve Sam E. Middlebrooks, 2011).

3.1 Muharebe Araçları İklimlendirmesi için Mevcut Gereklilikler

Bu bölüm MIL-STD-1472G dökümanında tanımlanan araç iklimlendirmesi için mevcut gereklilikler sorusuna değinmektedir ve Amerikan Isıtma, Soğutma ve İklimlendirme Mühendisleri Derneği (ASHRAE) rehberi (ASHRAE, 2009a) efektif performansta insani fizyolojik ihtiyaçları karşılamak için kabul edilebilir seviyededir. Görüldüğü üzere birçok dokümanın karakteristiği Amerika Birleşik Devletleri Ordusu tarafından oluşturulmuştur, hem belirli detayları içermeyen genel referansları sağlayarak hem de sunulan gerçeklere dayalı bazı detayları ihmal ederek dökümanın boyutunu minimize etmek için çabalandığı görülmektedir. İnsan gücü ve Personel Bütünlüğünün (MANPRINT) bir değerlendirmesi bu anlayışı desteklediğini

belirtmektedir. Genel olarak, bu dökümanlar, operasyonel/gelişim değerlendirmeleriyle süregelen sistemlerde dikkate alınmış, sadece aşıkâr olan eksiklikleri ortaya koymaktadır. Bu dökümanlar, çoğu bilimsel araştırma raporlarında ortaya konulan sadeleştirilmiş teknik bölümler içerir ve neredeyse tamamen sistemin tanımlanması, sonuçları ve irdelemesine odaklanır (Otto H. Heuckeroth ve Sam E. Middlebrooks, 2011).

Test ve değerlendirme (T&E) komitesi içerisinde, kullanıcı hedef kitlesi için bulgular büyük ölçüde ortaya konulmuştur, bu bulgular sistemin kullanımı için beklentileri ve atanmış görevleri tamamlamak için gereken adaptasyonları gerçekleştirmektir. Komite raporlarında genelde, test dizayn ve prosedürlerinin nüansları dikkate alınarak (araştırma komitesindeki raporlardaki gibi) yazılmamıştır. T&E kullanıcı komitesinde bunlar için, prosedürler genellikle şeffaf olarak gösterilir; yine de, bu raporlar veri toplama araçlarının oluşturulması için araştırma komitesinde bunlara benzer prosedürlere uymak zorunda olan T&E değerlendirme araçlarını geliştirmiştir.

Heuckeroth'e göre bu kabul gören eksiklik; birçok Amerika Birleşik Devletleri Ordusunun sistemleri için yaklaşık 20 yıldır MANPRINT değerlendirme ve veri toplamayı esas alan bir MANPRINT eğitim dökümanının oluşumuna sebep olmuştur. Dökümanın amacı; bu şeffaf yöntemsel veri toplama dökümanlarındaki ihtiyaçları karşılamak üzere kullanılan T&E çözümleyiciye rehberlik etmektir (Otto H. Heuckeroth ve Sam E. Middlebrooks, 2011' de atıfta bulundukarı gibi).

3.1.1 ASHRAE el kitabının ilgili maddeleri

MIL-STD 1472G' ye nazaran, ASHRAE el kitabı daha çok bir araştırma dökümanı olarak yazılmıştır. Isıtma, havalandırma ve iklimlendirme ihtiyaçlarının ısıtma ve soğutma mühendisleri tarafından detaylandırılmış şekilde, nasıl belirlendiğini tanımlayan gerçekleri içeren çalışmalardan alıntı yapılmış araştırmalara daha fazla ağırlık verilmiştir. ASHRAE nin birkaç bölümünün gözden geçirilmesi üzerine, muhtemelen farklı yazarlarında olmasından, bunun bir sonucu olarak da bilgilerin tekrarlandığı izlenimi oluşmuştur. Burada araçlar için en uygun materyali içeren ASHRAE' nin 9-11. bölümleri üzerine odaklanılacaktır.

Bu bölüm muharebe araçlarının havalandırma ihtiyaçlarının karşılanmasından sorumlu T&E yöneticilerinin, rehber olarak kullanması amacıyla hazırlanmıştır. Burada bu yöneticileri ısıtma ve soğutma alanında uzman yapmaktan daha ziyade

onlara sağlık açısından tehlikeleri, sistem güvenliği ve insani faktörel endişeleri ortadan kaldırmak için sistem değerlendirmesi (değerlendirme planlaması ve/veya doğrulamasında) sırasında ısıtma ve soğutma mühendisleri ile etkileşimi kolaylaştıracak bir kabiliyet kazandırmak amaçlanmıştır. Buradaki asıl hedef ise T&E yöneticilerinin havalandırma ihtiyaçlarına ve ısıtma ve soğutma mühendisleri ile kolay iletişim kurma ve havalandırma ekipmanının uygulama mekaniklerinin uygulanmaması durumuna genel bir bakış ile yöneticilere destek sağlamaktır. Bu nedenle, muharebe araçlarında ısıtma, havalandırma ve iklimlendirme konularını ele alan ASHRAE el kitabından ortaya konulan çıktılar, en az üç ana gereksinimi karşılayacak şekilde seçilmiştir (Otto H. Heuckeroth ve Sam E. Middlebrooks, 2011):

1-Personelin görevlerini yerine getirirken onların konfor seviyesini korumak, düşünme süreçlerine müdahale edebilecek alakasız faktörlerin ortadan kaldırılmasını kolaylaştırmak.

2- Personel yaralanmalarını önlemek (sıhhi tehlike kontrolü) ve personelin kullanmak zorunda (sistem güvenlik kontrolü) olduğu sistemlerde fiziksel etmenlerden (sıcaklık gibi) ve atıklardan dolayı oluşabilecek hasarları önlemek.

3- İnsani faktörler açısından görev performansını daha uygun hale getirmek.

ASHRAE'ye göre, kontrol edilebilecek (iklimlendirme dahil)  yaygın tehlike sınıfı vardır:

- Kimyasal
- Biyolojik
- Fiziksel

3.1.1.1 Kimyasal tehlikeler

ASHRAE (2009a) iki kimyasal tehlike kategorisi tanımlar: gaz (buharlar/gazlar) ve partikül (tozlar, dumanlar, sisler, aerosoller, lifler).

Kimyasal Tehlikeler: Gazlar, ASHRAE hacimsel olarak milyonda bir (ppm) ve metrekpte milligram(mg/m³) lmleri ile gazların tehlikelerini dört kategori olarak listeler:

Gerçek gazlar, oda sıcaklığından daha düşük kaynama noktalarına sahip olarak tanımlanır.

Sıvıların buharları, normal iç ortam sıcaklıklarının üzerinde kaynama noktalarına sahiptirler.

Uçucu organik bileşikler (VOC'ler); 4-16 karbonlu alkanlar, klorlu hidrokarbonlar, alkoller, aldehitler, ketonlar, esterler, hidrokarbonlar, esterterpenler, eterler, aromatik hidrokarbonlar (benzen ve toluen gibi) ve heterosiklik hidrokarbonları içerir (bkz. Çizelge 3.1). Calm ve Domanski'ye göre, gelecekteki sistemler için, çevreyi koruma endişeleri nedeniyle kloroflorokarbonlar ve hidrokloroflorokarbonlar soğutucu olarak kullanılmayacaktır. ASHRAE Standardı 34, soğutucu akışkanları güvenlik düzeyine göre sınıflandırır, standart 15 ile, kullanım, nakliye ve depolama sırasında parçalar için sertifikalı teknisyenler tarafından bakımın yapılmasını belirtir. Daha ötesinde ısıtma, havalandırma ve klima (HVAC) kaçaklarının onarımlarında yeterli seyreltme hava akımının kullanılması gerektiği belirtilmiştir (Otto H. Heuckeroth ve Sam E. Middlebrooks, 2011' de atıfta bulundukarı gibi).

Çizelge 3.1 : Yapılarda yaygın olarak bulunan uçucu organik bileşikler (ASHRAE Handbook –2009d).

Bileşik Adı	Bileşik Adı
Benzene	Styrene
m-, p-xylene	p-dichlorobenzene
1,2,4-trimethylbenzene	n-undecane
n-octane	n-nonane
n-decane	Ethyl acetate
n-dodecane	Dichloromethane
Butyl acetate	1,1-trichloroethane
Chloroform	Tetrachloroethylene
Trichloroethylene	Carbon disulfide
Trichlorofluoromethane	Acetone
Dimethyl disulfide	2-butanone
Methyl isobutyl ketone	Methyl tertiary butyl ether
Limonene	Naphthalene
α -, β -pinene	4-phenyl cyclohexene
Propane	Butane
2-butoxyethanol	Ethanol
Isopropanol	Phenol
Formaldehyde	Siloxanes
Toluene	

İnorganik gazlı hava kirleticileri amonyak, nitrojen oksitler, ozon, kükürt dioksit, karbon monoksit ve karbon dioksiti de içine kapsar (geleneksel olarak, son ikisinin

karbon atomu olmasına rağmen, bunlar inorganik gazlı hava kirleticileri olarak dahil edilirler). Şekil 3.1’ de listelenmiş bu atıkların limitlerini görebilirsiniz.

	Canadian ^c	WHO/Europe	NAAQS/EPA ^f	NIOSH REL. (TWA) ^h	OSHA (TWA) ^h	ACGIH (TWA) ^h	MAK ^g (TWA) ^h
Acrolein	0.02 ppm ^a			0.1 ppm 0.3 ppm (15 min)	0.1 ppm	C 0.1 ppm, A4	
Acetaldehyde	5.0 ppm			Ca: ALARA ^b	200 ppm	C 25 ppm	50 ppm 100 ppm (5 min)
Formaldehyde	0.1 ppm (1 h) 0.04 ppm (8 h)	0.081 ppm (30 min)		0.016 ppm 0.1 ppm (15 min) Ca	0.75 ppm 2 ppm (15 min) Ca	C 0.3 ppm, A2	0.3 ppm 1.0 ppm (5 min)
Carbon dioxide	3500 ppm			5000 ppm 30,000 ppm (15 min)	5000 ppm	5000 ppm 30,000 ppm (15 min)	5000 ppm 10,000 ppm (60 min)
Carbon monoxide	11 ppm (8 h) 25 ppm (1 h)	8.6 ppm (8 h) 25 ppm (1 h) 51 ppm (30 min) 86 ppm (15 min)	9 ppm (8 h) 35 ppm (1 h)	35 ppm C 200 ppm	50 ppm	25 ppm	30 ppm 60 ppm (30 min)
Nitrogen dioxide	0.05 ppm 0.25 ppm (1 h)	0.02 ppm (1 yr) 0.1 ppm (1 h)	0.053 ppm (1 yr)	1 ppm (15 min)	C 5 ppm	3 ppm 5 ppm (15 min), A4	5 ppm 10 ppm (5 min)
Ozone	0.12 ppm (1 h); Insufficient data for long-term level	0.06 ppm (8 h)	0.12 ppm (1 h) 0.085 ppm (8 h)	C 0.1 ppm	0.1 ppm	0.05 ppm, A4 (for heavy work) 0.2 ppm (2 h) (light, moderate, or heavy work)	
Particles <2.5 MMAD ^d	40 µg/m ³ (8 h) 100 µg/m ³ (1 h)		15 µg/m ³ (1 yr) 35 µg/m ³ (24 h)		5 mg/m ³ (respirable fraction)	3 mg/m ³ (8 h) (no asbestos, <1 % crystalline silica, with median cut point of 4.0 µm)	1.5 mg/m ³ (for less than 4 µm)
Sulfur dioxide	0.019 ppm 0.38 ppm (5 min)	0.047 ppm (24 h) 0.019 ppm (1 yr)	0.03 ppm (1 yr) 0.14 ppm (24 h)	2 ppm (8 h) 5 ppm (15 min)	5 ppm	2 ppm 5 ppm (15 min)	0.5 ppm 1.0 ppm (5 min)
Radon	800 Bq/m ^{3e}		4 pCi/l				

() Numbers in parentheses represent averaging periods
C = ceiling limit
Ca = carcinogen
A4 = not classifiable as human carcinogen per ACGIH

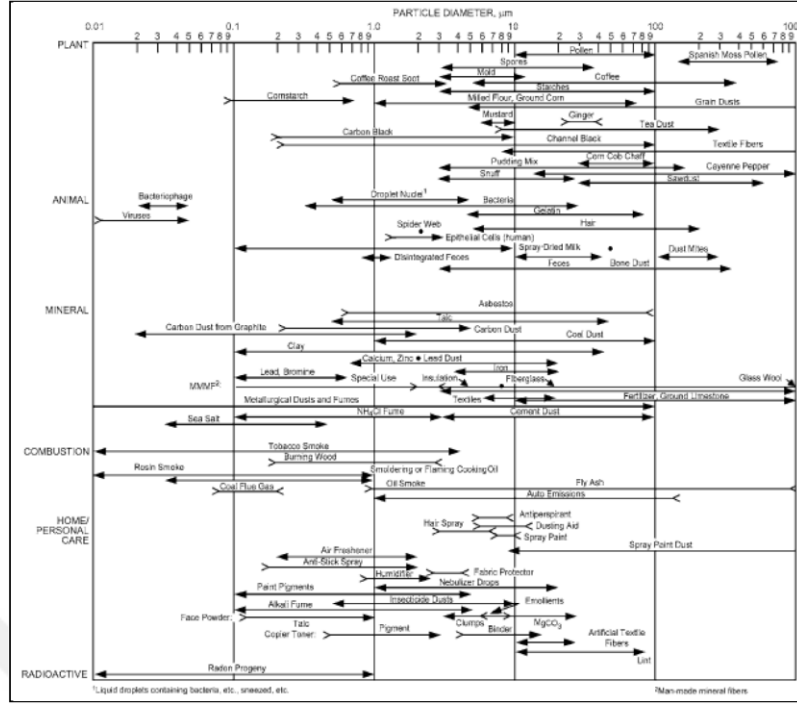
^aParts per million (10⁶)
^bAs low as reasonably achievable
^cHealth Canada *Exposure Guidelines for Residential Indoor Air Quality*
^dMass median aerodynamic diameter

^eMean in normal living areas
^fU.S. EPA National Ambient Air Quality Standards
^gGerman Maximale Arbeitsplatz Konzentrationen
^hValue for 8-h TWA, unless otherwise noted
ⁱWHO Air Quality Guidelines for Europe

Şekil 3.1 : İç ortam standartları ve yönetmeliklerin karşılaştırılması(ASHRA Handbook – Fundamentals (I-P Edition), 2009c)

Kimyasal Tehlikeler : Partiküller, ASHRAE araç personeline potansiyel olarak zarar verebilecek dört parçacık çeşidi listelemektedir. Parçacıklar genellikle 1 mg/m³ = 1000 µm/m³ olarak ölçülür. Güvenlik/sağlık uzmanları öncelikle 2 µm' den küçük parçacıklarla ilgilenirler; aerodinamik çapta 8-10 µm'den büyük partiküller öncelikle üst solunum yolu tarafından tutulur, ayrılır ve yutulur veya öksürük yoluyla atılır.

Şekil 3.2, özellikle iç ortamdan uzaklaştırılması gereken en önemli büyük parçacıkların çoğunu göstermektedir.



Şekil 3.2 : İç ortam partiküllerinin boyutları (ASHRA Handbook – Fundamentals (I-P Edition), 2009c)

Biyolojik olmayan (sentetik cam lifler, asbest, çevresel tütün dumanı, yanma çekirdekleri, rahatsız edici toz).

Toz (0,1–100 µm) solunması veya yutulması için havada yeterince uzun süre kalan toz (yaklaşık 10 µm) üreten herhangi bir endüstriyel işlem, potansiyel olarak tehlikeli olarak kabul edilmelidir, örneğin asbestoz ve silika tozu.

Sigara dumanı (0.25 µm).

Duman (Fabrika) (<0.1 µm)

3.1.1.2 Biyolojik tehlikeler (biyoaerosoller)

ASHRAE'ye (2009a) göre, bu tehlikeler ,bakteriler, virüsler, mantarlar ve diğer canlı veya cansız, soluma, cilt teması ve yutma yoluyla personelde akut veya kronik hastalıklara neden olabilecek organizmaları kapsayan herhangi uçuşan biyolojik partikül maddeyi ifade eder. Risk derecesi, tehlike potansiyeline, büyüklüğüne ve duyarlı bir kişinin maruz kalma süresine bağlıdır.

3.1.1.3 Fiziksel tehlikeler (termal konfor)

Hardy ve diğ. (1952) cilt sıcaklığının >113 °F ya da 115 °F üzerinde olması durumunda geri döndürülemez beyin hasarlarına yol açacağını raporlamıştır. Hensel (1981)

hipotalamusun (beynin içinde) vücut sıcaklığı için merkez kontrol organı olduğunu not etmiştir. Aşırı sıcakta, deri kan damarlarının genişlemesi, çevreye transfer için iç ısının cilt yüzeyine aktarılmasına neden olur. Vücut ısısı çok düştüğü zaman, cilt yüzeyi kan damarlarını daraltmak ve vücudun içinden ısı transferini azaltmak için büzülme olur (Otto H. Heuckeroth ve Sam E. Middlebrooks, 2011' de atıfta bulundukarı gibi).

Konfor ortamı içinde termoregülatuar uğraşın rolünü araştırmada, Chatonnet ve diğ. (1965), bir deneğin elini 30 saniye boyunca nispeten sıcak veya soğuk suya (86–100 °F) sokma hissini, deneğin farklı termal durumlardaki hissi ile karşılaştırdı (Otto H. Heuckeroth ve Sam E. Middlebrooks, 2011' de atıfta bulundukarı gibi). Denek aşırı ısındığında (hipertermik), soğuk su iyi hissettirmekte, ve sıcak su rahatsız hissettirmektedir ancak, denek üşüdüğünde (hipertermik), sıcak suda eli rahat bir histe olurken, soğuk su rahatsız hissettirmiştir. (ASHRAE, 2009b, s 9.2).

Termoregülasyon, bir organizmanın, çevre sıcaklığı farklı olsa bile vücut sıcaklığını belirli sınırlar içinde tutma yeteneğidir.

Termal ortamı tanımlamak için kullanılan yedi psikometrik parametre şunlardır:

- (1) hava sıcaklığı T_a ,
- (2) yaş termometre sıcaklığı T_{wb} ,
- (3) çiy noktası sıcaklığı T_{dp} ,
- (4) su buharı basıncı P_a ,
- (5) toplam atmosfer basıncı P_t ,
- (6) bağıl nem (R_h) ,
- (7) özgül nem W_a (ASHRAE, 2009b, s 9.10).

Diğer iki önemli parametre hava hızı, V_h ve ortalama radyant sıcaklık, T_r dir. (ASHRAE, 2009b, s 9.10). Radyant sıcaklık, ortamdaki her bir yüzeyin sıcaklığıdır.

Rohles (1973) ve Rohles ve Nevins (1971) tarafından 1600 üniversite çağındaki öğrenci üzerinde yapılan çalışmalar ile, konfor seviyesi, sıcaklık, nem, cinsiyet ve maruz kalma süresi arasındaki ilişkiler ortaya çıkarıldı (Otto H. Heuckeroth ve Sam E. Middlebrooks, 2011' de atıfta bulundukarı gibi). Bu çalışmalar için geliştirilen termal algılama ölçeğine ASHRAE termal algılama ölçeği denir: +3 sıcak; +2 ılık ; +1 biraz ılık ; 0 nötr; -1 biraz serin; -2 serin; -3 soğuk (ASHRAE, 2009b, s 9.11).

ASHRAE (2009b) şunları belirtmektedir:

Şekil 3.3' teki denklemler, kadınların erkeklere göre sıcağa daha duyarlı, neme daha az duyarlı olduğunu göstermektedir. Ancak genel olarak bir termal algılamayı bir birim veya sıcaklık kategorisi ile değiştirmek için; sıcaklıkta yaklaşık 5,4 °F'lık bir değişiklik veya su buharı basıncında 0,44 psi'lik bir değişiklik gereklidir. İnsanlar duruma ve mevsimsel hava durumuna bağlı olarak farklı seviyelerde giysiler giydiği için, ASHRAE Standardı 55-2004 (2004) 0,5 ve 1,0 clo (0,44 ve 0,88 ft² ·h·°F/Btu) giysi seviyeleri için konfor bölgeleri tanımlar. Hava hızı artışının miktarı, °F cinsinden ortalama radyant sıcaklığından (T_r) etkilenir. Şekil 3.4' de, Şekil 3.5'te gösterilen ılık sıcaklık olarak belirtilen sınırların üzerindeki sıcaklıklar için gereken hava hızını gösterir. Şekil 3.8 'deki eğriler farklı ($T_r - T_a$) seviyeleri içindir. Bu da, ortalama radyant sıcaklığı düşük ve hava sıcaklığı yüksek olduğu zaman, yüksek hava hızı artan ısı kayıplarında daha az etkili olmakta ve belirli bir sıcaklık artışı için daha yüksek bir hava hızı gerekmektedir. Tersine, yüksek hava hızı, ortalama radyant sıcaklığı yüksek ve hava sıcaklığı düşük olduğu zaman daha etkili olmaktadır, böylece hava hızında daha az artışa ihtiyaç duyulur. Şekil 3.8, neredeyse hareketsiz fiziksel aktivitede bulunan 0,5 ile 0,7 "clo" arasında hafif giyimli bireyler için geçerlidir. Yüksek hava hızı, Şekil 3.5' teki ılık sıcaklık sınırlarının üzerinde 5.4 °F ta kadar çıkan sıcaklıklardaki artışı dengelemek için kullanılabilir.

Radyant ısıtma ve soğutma sistemi, taşınım ve ısı ışıınım yoluyla ortam ısınıı değiştirmeye olanak veren sıcaklık kontrollü yüzeylerdir. Radyant sistemin kullanıldığı ortamlarda ısı alışverişinin yarısından fazlası ısı ışıınım yoluyla elde gerçekleşmektedir.

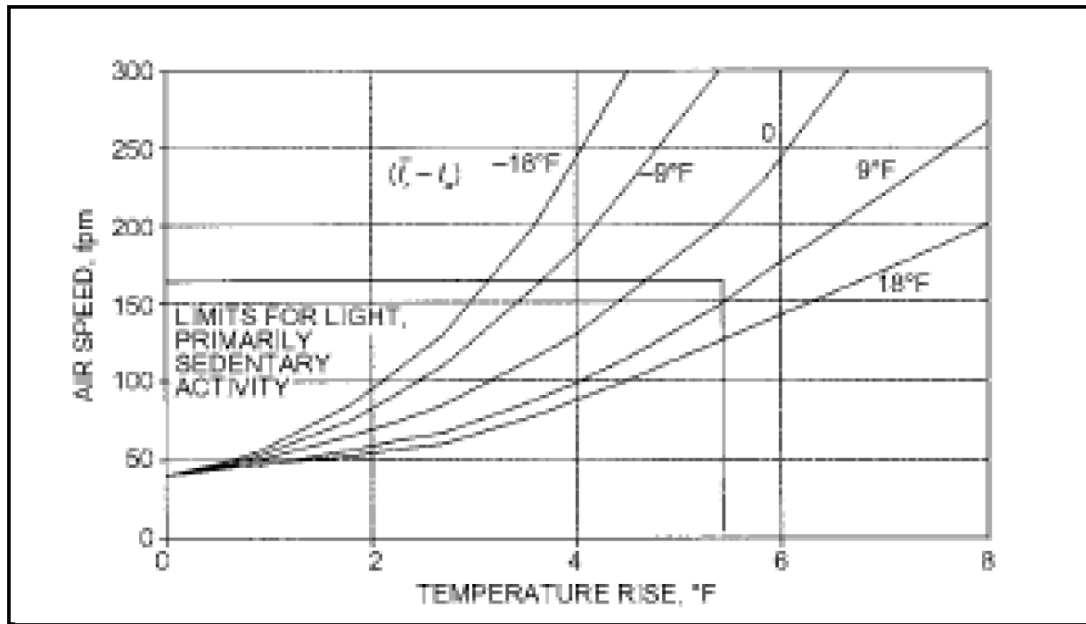
Bu çalışmalar, yaşlıların tercih ettiğı termal ortamların gençlerin tercih ettiğı termal ortamlardan farklı olmadığını ortaya koymuştur. Yaşlı insanlarda daha düşük metabolizma hızları, daha düşük bir buharlaşma kaybı ile dengelenmektedir (ASHRAE, 2009b).

Exposure Period, h	Subjects	Regression Equations ^{a, b}
		t = dry-bulb temperature, °F p = vapor pressure, psi
1.0	Men	$Y = 0.122t + 1.61p - 9.584$
	Women	$Y = 0.151t + 1.71p - 12.080$
	Both	$Y = 0.136t + 1.71p - 10.880$
2.0	Men	$Y = 0.123t + 1.86p - 9.953$
	Women	$Y = 0.157t + 1.45p - 12.725$
	Both	$Y = 0.140t + 1.65p - 11.339$
3.0	Men	$Y = 0.118t + 2.02p - 9.718$
	Women	$Y = 0.153t + 1.76p - 13.511$
	Both	$Y = 0.135t + 1.92p - 11.122$

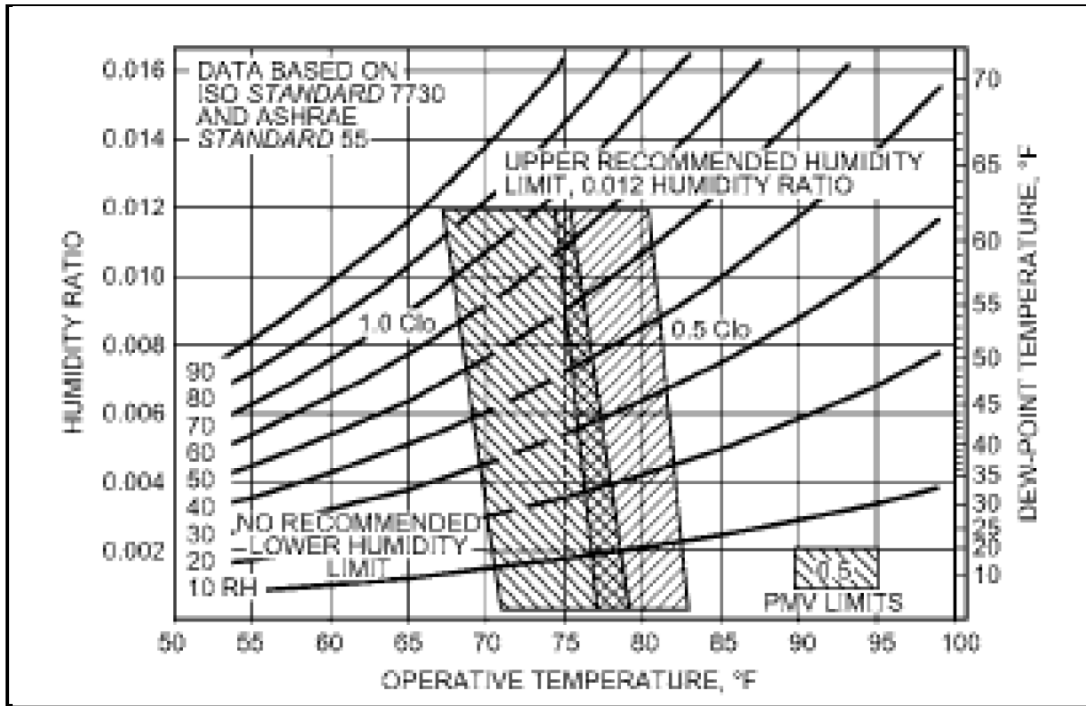
^a Y values refer to the ASHRAE thermal sensation scale.

^b For young adult subjects with sedentary activity and wearing clothing with a thermal resistance of approximately 0.5 clo, $\bar{t}_r < \bar{t}_a$ and air velocities < 40 fpm.

Şekil 3.3 : Kadınlarda, erkeklerde, her ikisindeki termal algılama katsayısı için öngörülen eşitlikler(ASHRA Handbook – Fundamentals (I-P Edition), 2009b)



Şekil 3.4 : Şekil 3.5'te gösterilen ılık sıcaklık sınırlarının üzerindeki sıcaklıklar için hava hızı (ASHRA Handbook – Fundamentals (I-P Edition), 2009b)



Şekil 3.5 : ASHRAE yaz ve kış konfor bölgeleri (ASHRA Handbook – Fundamentals (I-P Edition), 2009b)

3.1.2 MIL-STD-1472G standartın iklimlendirme maddeleri

Bölüm 3.1.2.1–3.1.2.3’ de MIL-STD-1472G dökümanında sağlanan kılavuzu özetlemektedir.

3.1.2.1 Isıtma kılavuzu

1. Mürettebat kompartımanında personel arktik giysi giymiyorken ve 3 saati aşan sistem çalışması durumunda, kullanım süresi boyunca, 20 °C (68 °F)’ nin üzerinde sıcaklıkları sürdürülebilir olarak sağlayabilecek bir ısıtma sistemi bulundurulmalıdır.
2. Arktik giysi giyildiğinde, kabin ısıtıcıları; defrosterler maksimum kapasitedeyken ve araç maksimum hızının üçte ikisinde hareket ediyorken, minimum dış ortam sıcaklığında, 5 °C (41 °F) den daha düşük olmayan bir referans sıcaklıkta sürdürülebilir olarak iç ortamı şartlandırabilmelidir.
3. Bu referans sıcaklık; her operatör/yolcu pozisyonunun koltuk referans noktasından 61 cm (24”) yukarıdan ölçülür.
4. Operatör/yolcuların gövdesindeki herhangi bir kısımdaki hava sıcaklıkları ± 5 °C (± 9 °F) den fazla değişmemelidir.

5. Isıtıcı bu gereksinimleri çalışmaya başladıktan sonra bir saat içerisinde gerçekleştirmelidir.

3.1.2.2 Havalandırma kılavuzu

1. Dış ortam temiz hava beslemesi bir personel için minimum debi 0.57 m³ (20 ft³)/dk olmalıdır.

2. Klima ya da bireysel (mikroklima) soğutma devrede değilse, sıcak iklim (32 °C (90 °F) nin üzerindeki sıcaklıklarda) operasyonlarında hava debisi bir personel için 4.2 ve 5.7 m³ (150 ve 200 ft³)/dk arasında sürekli olmalıdır.

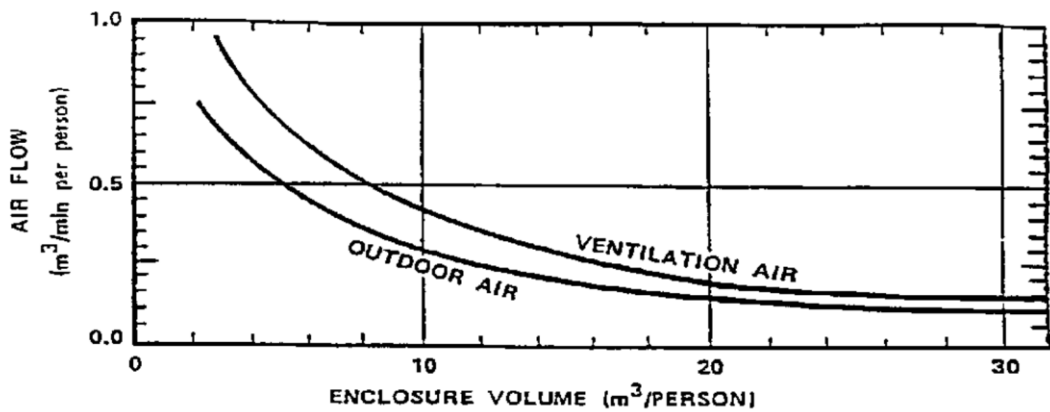
3. Her personelin baş pozisyonundaki hava hızı; hem sürekli hem de üç opsiyondan (KAPALI, DÜŞÜK ve YÜKSEK) az olmayacak şekilde sıfırdan minimum 2m/sn ye kadar ayarlanabilir olmalıdır.

4. Isıtma-havalandırma sistemi ön camdaki buğulanma ya da donmadan dolayı görüşteki bozulma minimize olacak şekilde tasarlanmalıdır.

5. Herhangi bir personel kabinine giren temiz hava ile yeterli havalandırma sağlanmalıdır.

6. Eğer kabin hacmi kişi başı 4.25 m³ ya da daha az ise, minimum 0.85 m³/dk debideki kabine giren ventilasyon havasının yaklaşık üçte ikisi temiz hava olmalıdır.

7. Daha büyük kabin hacimleri için, kişi başı hava beslemesi Şekil 3.6' deki eğrilere göre olabilir.



Şekil 3.6 : Minimum havalandırma gereksinimi (MIL-STS-1472G, 2019)

8. Hava 1m/s lik bir hızın altında personel üzerinden geçmelidir.

9. El kılavuzları ya da uçuşacak kağıtlar ortamda bulunduğunda, mümkünse bu malzemelerin üzerindeki hava hızı 0.5 m/s nin altında olacaktır.

10. KBRN (Kimyasal, Biyolojik, Radyasyonel, Nükleer) şartları altında, havalandırma gereksinimleri şartların gerektirdiği gibi değiştirilmelidir.

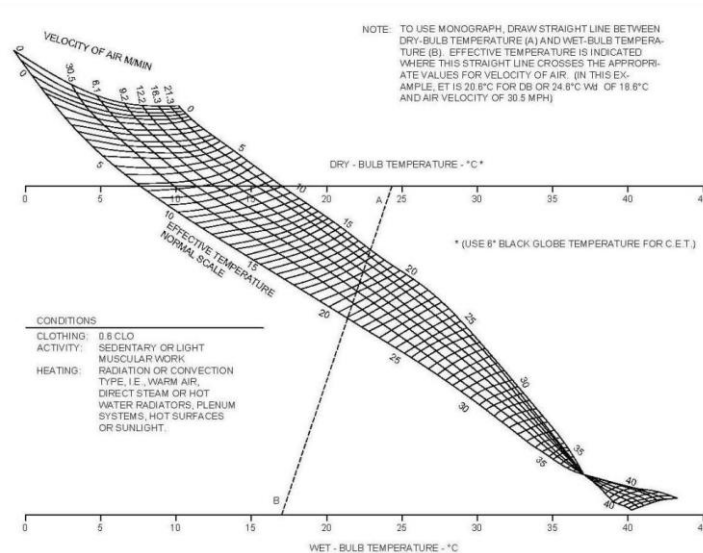
11. Havalandırma ya da diğer koruyucu önlemler, 29 CFR 1910 tarafından belirlenen izin verilen maruziyet limitleri ve Amerikan Devlet Endüstriyel Hijyenistleri Konferansı Eşik Sınır Değerlerinde belirlenen limitleri içerisinde gazı, buharı, tozu, ve dumanın tutulmasını sağlamalıdır.

12. Havalandırma sistemi girişi örneğin kaynağı egzoz boruları olan kirli havanın girişini minimize edecek şekilde konumlandırılacaktır.

3.1.2.3 Soğutma kılavuzu

1. Eğer araç görev profili dış ortam sıcaklığı +24 °C (75 °F) nin üzerindeki dış ortam koşullarında personelin 30 dakikalık periyodu aşan görevlerde personelin araç içerisinde olmasını gerektiriyorsa aşağıdaki hükümler uygulanmalıdır.

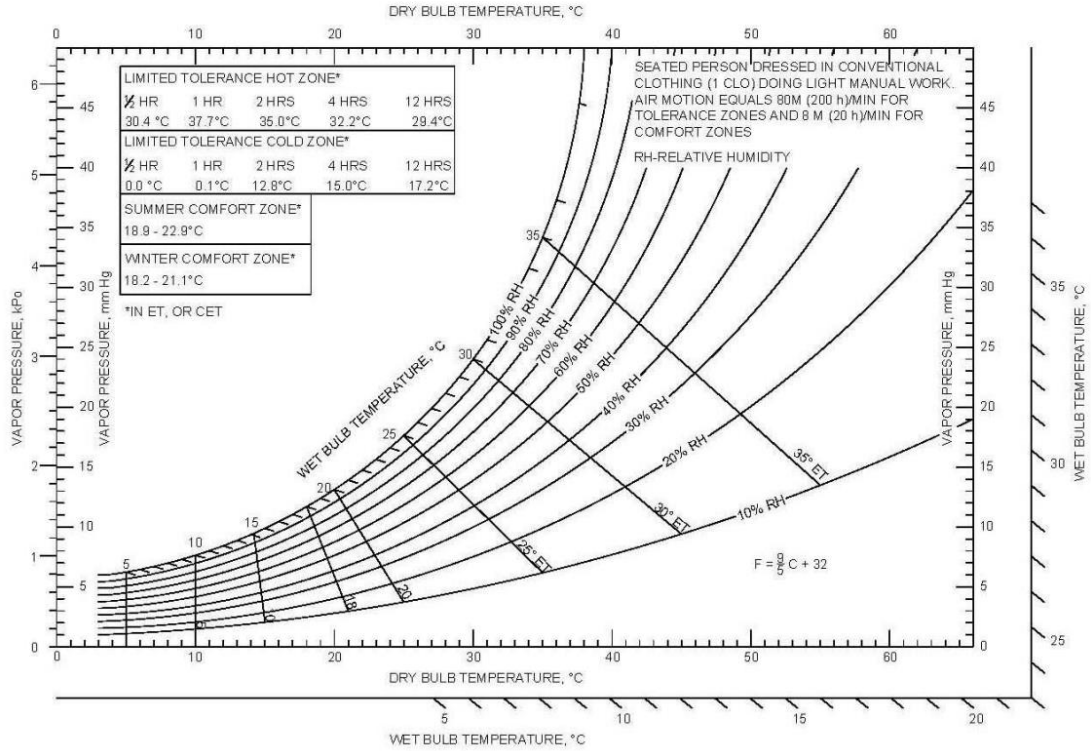
a. Personel/mürettebat için maksimum efektif sıcaklık: Uzatılmış periyotlu detaylı görevlerde kabin içerisindeki efektif sıcaklık ya da düzeltilmiş efektif sıcaklık 29.5 °C (85 °F) den büyük olmamalı, tercihen 25.5 °C (80 °F) den büyük olmamalıdır (Şekil 3.7' de görülebilir).



Şekil 3.7 : Efektik sıcaklık ya da düzeltilmiş efektif sıcaklık (MIL-STS-1472G, 2019)

b. Soğuk hava çıkışı: Soğuk hava direk personel üzerine verilmemelidir.

c. Bağıl nem ve sıcaklık: Isıtma, havalandırma, ve soğutma (HVAC) sistemi bağıl nem oranını minimum %30 dan maksimum %70 e kadar olmalı, tercihen %40 ile %45 arasında olmalıdır. Sıcaklık/nem tasarım hedefi 21 °C ve 25 °C (70 °F ve 77 °F) arasında ve nem oranı %45 olmalıdır (Şekil 3.8’ de görülebilir).



Şekil 3.8 : Kompartıman için yaz ve kış konfor bölgeleri ve termal toleranslar (MIL-STS-1472G, 2019)

d. Sıcaklık Dağılımı: Herhangi bir personel ayak ve baş hizasındaki hava sıcaklığı farkı 5.5 °C (10 °F) dereceyi geçmemelidir. Tercih edilen sıcaklık farkı 3.0 °C (6 °F) den daha azdır. Kabin yan duvarları mümkün olduğu ölçüde eşit sıcaklıklarda tutulmalıdır; ancak, 11 °C (20 °F) ya da daha az sıcaklık farkları önemli ölçüde konforu düşürmemektedir. Gövde geçiş/bölme alanlarında, gövde geçişe bitişik duvar iç/dış yüzeyinin içerisi ve diğer bölme içerisindeki ortalama sıcaklık arasındaki fark 10 °C (18 °F) den düşük olmalıdır.

e. Kişisel koruyucu ekipman termal kontrolü: Tam teçhizatlı ve kısmi basınçlı kıyafetleri içeren özel koruyucu giysiler ya da kişisel koruyucu ekipman kullanıldığında, yakıt koruma giysileri, çelik yelek, arktik giysiler, ve sıcaklığa göre ayarlanan kıyafetler giyilmesi gerektiğinde ve giyildiğinde, bir mikro klima konfor

ayarı; 20 °C (68 °F), 14 mm Hg dış ortam su buharı basıncı ve 35 °C (95 °F), 3.0 mm Hg dış ortam su buharı basıncı arasında arzulanır ve mümkün olduğu noktada bu ayar ısı transferiyle kontrol edilmelidir.

f. Termal tolerans ve konfor bölgeleri: Sıcaklık ve nem maruziyeti; hava hızları Şekil 3.6' de düzeltilerek, Şekil 3.7' de verilen efektif sıcaklık limitlerini aşmamalıdır.

g. Limitli termal tolerans bölgeleri: İki saatten daha fazla yoğun çalışma gereken yerlerde, çevre sıcaklığı; yaş termometre ya da ıslak-kuru indeksi 25 °C (77 °F) yi aşmayacak şekilde sürdürebilir olmalıdır. Koruyucu kıyafetler giyilmesi (deriden ter buharlaşmasını düşürme) gerektiğinde, yaş termometre sıcaklığı ya da ıslak-kuru indeks gereksinimi; tamamen kimyasal koruyucu donanım için 5.0 °C (9.0 °F), orta seviye koruyucular için 4.0 °C (7.0 °F), ve çelik yelek için 3.0 °C (5.0 °F) düşürülmelidir.

3.2 Askeri Araçlar için Mevcut Standartların Yeterliliği

Bugüne kadarki literatürde iklimlendirmenin bir incelemesi üzerine, MANPRINT i de içeren bulgular, yeterliliği birçok şeyle ifade edilebilir. Eğer biri eksiksizlik kelimesini sinonim olarak kullanırsa, cevap hiçbir zaman yoktur. Tamamlanmamış bir bilgi tabanı- ya da anahtar kelimeler de bunu yetersiz yapmaz. Eksiksizlik ile ilgili referansların anlamı, kullanım kolaylığı sağlaması ve tanımlanan problemin düzeltilmesine uygun olmasıdır. MIL-STD-1472G sadece kesin verileri belirtir; bu doküman iyi indekslenmiş dökümandır fakat herşey dahil olarak tüm bölümleri içermez. Bu, okuyucuda yazarın doğru bilgi sağladığına dair bir şüphe duygusu bırakabilir. Birçok askeri dökümanda olduğu gibi, bu gerçekleri elde etmek için kullanılan prosedürlerin açık olduğu varsayılırken, analist olmayan biri için açık değildir (Otto H. Heuckeroth ve Sam E. Middlebrooks, 2011).

Bu bölümün ilk kısımları, bu yetersizliğin birçok MANPRINT ve insan faktörleri mühendisliği raporunda ortaya çıktığını ve öncelikli olarak yazarı bir MANPRINT eğitim dökümanını hazırlamaya teşvik ettiğini göstermiştir (Heuckeroth, 2008). Eğitim dökümanı, MANPRINT/insan faktörleri mühendisliği topluluğuna, bu alanlardaki verilerin geçerli bir şekilde nasıl toplanabileceğine ilişkin yönergeler ve birçok özel örnek sağlama konusunda yararlı bir katkı gibi görünmektedir. MIL-STD-1472G' de sağlanan kılavuzların geçerliliği konusunda herhangi bir soru varsa, çeşitli

ASHRAE el kitaplarının gözden geçirilmesi ile bu endişeler giderilebilir (Otto H. Heuckeroth ve Sam E. Middlebrooks, 2011).

Bu bölümün ilk kısımlarında belirtildiği gibi, amaç, iklimlendirme uzmanlarıyla iletişim kurarken branş dışı uzmanlara potansiyel iklimlendirme ihtiyaçları hakkında genel bir bilgi sağlamaktır. Bu anlayışa paralel olarak, ASHRAE el kitabının (2009e) 16. bölümünde, termal konfor sorunlarını çözmek ve enerji tüketimini azaltmak için havalandırma ve infiltrasyon oranlarının değiştirilmesinin; iç mekan hava kalitesini (IAQ) etkileyebileceği ve yönetmeliğe aykırı olabileceği gösterilmektedir. Herhangi bir değişiklik dikkatle ele alınmalı ve iklimlendirme analizi ve tasarımında uzmanlığa sahip tescilli profesyonel bir mühendisin yönetimi altında olmalıdır (Otto H. Heuckeroth ve Sam E. Middlebrooks, 2011).

ASHRAE ne zaman yeni bir el kitabı yayınlarsa, artık önceki sayıları yayınlamamaktadır; ancak, kütüphane referansı yoluyla öncü yazarlar tarafından yapılan seçici incelemede daha önceki yıllara ait ASHRAE belgelerinin mevcut olarak kullanılan metodolojide, tanıtım sürecini etkileyecek farklılıklar yoktur. Kullanılan kriterlerdeki değişiklikler, kültürel/coğrafi olarak indirgenen değişikliklerle güncellenmiş ölçümler kullanıldığından zaman zaman değişmektedir. Örneğin, 1989'da meydana gelen bir değişiklik, minimum dış hava akış hızının kişi başına 5 cfm'den (dakikada fit küp) 15 cfm olarak değiştirilmesidir. Değerlendirmelerde kullanılan belirli ölçütler yıllar içinde bazı değişikliklere uğramış olsa da (sigara alışkanlığını azaltma ve kontrol etme eylemleri gibi kültürel değişiklikler tarafından kısmen düzenlenir), temel metodolojinin, gelişmiş ölçüm tekniklerinin mevcut bilimsel metodolojisini yansıtmaya devam ettiği görülmektedir (Otto H. Heuckeroth ve Sam E. Middlebrooks, 2011).

ASHRAE el kitabına yönelik herhangi bir ciddi eleştiri varsa, o da birçok bölümün aynı bilgileri içermesi ve bu geniş bilgi özetinin ne anlama geldiği konusunda uygun bir temelin olmadığıdır. Bu bölümün 2. kısmı, havalandırma, iklimlendirme ve ısıtma uzmanlığı alanlarının bir tür mozaikini oluşturmak için el kitabındaki birçok bölümü gözden geçirmenin zorluğunu yansıtmaktadır. Bu bölümün bir kısmında araştırmalar ele alınırken, diğer kısımlarla ilgili bilgiler ortaya çıkmaktadır. Bu gözlem, profesyonel mühendislerin bilgilerini kendi disiplinlerine göre düzenlediği algısını destekleme eğilimindedir; sistem geliştiriciler ve değerlendirmeciler farklı şekilde organize edilmiş materyalleri tercih ederler. Kısım 3.1' de belirtildiği gibi, bu belgenin

temel amacı, mühendisler ve sistem uygulama (geliştirme ve değerlendirme) personelinin daha kolay iletişim kurabilmesi adına köprü oluşturmaktır.

MANPRINT ve/veya insan faktörleri mühendisliği değerlendirmelerinde, muharebe araçlarında havalandırma, klima ve/veya ısıtma standartlarının düzeltilmesindeki hataların tekrarları belgelerde vardır (Akens, 1993; Dickinson ve Brown, 1962; Krohn ve Spiegel, 1990; McMahon, 1996; Singapur, 1994, 1998, 1999, 2001, 2004a, 2004b, 2004c, 2007, 2008). Farklı alanlardaki profesyoneller tarafından bilginin düzenlenmesinde farklılıklar olsa da, belgelenmiş örneklerin sayısı, standartların yeterliliğinin veya bilgi organizasyonunun önemli ölçüde hatalı olma ihtimalini ortadan kaldırır (Otto H. Heuckeroth ve Sam E. Middlebrooks, 2011'de atıfta bulundukları gibi).

3.3 Zayıf Araç İklimlendirmesinin İnsan Performansı Üzerine Etkisi

Bu kısım, gerekli havalandırma gereksinimlerinin karşılanamaması durumunda insan performansı üzerindeki etkiyi ve bunun sonucunda ortaya çıkan görev performansını ele almaktadır.

Bu durumlar için için iki tür rapor vardır: Anekdotal (resmi olmayan) ve MANPRINT/insan faktörleri mühendislik raporları. İklimlendirme gereksinimlerinin karşılanmasının önemine ilişkin anekdotsal rapor, iklimlendirme gereksinimlerinin karşılanmamasının sonuçlarını ortaya koyan yayınlanmış belgelerin yetkililer tarafından imzalanmasını içermektedir. MANPRINT/insan faktörleri mühendislik raporları ise, muharebe araçlarında yeterli iklimlendirme gereksinimlerinin sağlanmamasının sonuçlarının açık bir şekilde belgelenmesini ifade etmektedir (Otto H. Heuckeroth ve Sam E. Middlebrooks, 2011).

3.3.1 Anekdotal rapor

Bu konuyu özel olarak ele alan veriler, iklimlendirme ihtiyaçları karşılandığında ve karşılanmadığında veya iklimlendirme kapasitesinin göreceli etkinliği bilindiğinde, insan performansındaki düşüşlerde, başarılı ve başarısız görev performanslarının bir değerlendirmesini gerektirmektedir. Böyle bir kontrol sunan hiçbir çalışma gözden geçirilmemiştir. MIL-STD-1472G, bu konular ile ilgili planlı çalışmalara değinmeden yalnızca gereksinimleri sunar. İklimlendirme gereksinimlerini ele almak için gözden geçirilen diğer ana kaynaklar, ASHRAE el kitabı (2009a) ve ASHRAE Standardı 62.1

(2010a, 2010b) gibi standartlar ve ASHRAE'nin 2004' ten önceki standartlarıdır. MIL-STD-1472G, İklimlendirme ihtiyaçlarıyla ilişkili termal sorunları (genellikle aşırı ısı) açık bir şekilde belirtir, ancak yalnızca gaz, buhar, toz ve dumanlar için genel referans sağlar ve 29 CFR 1910' daki limitleri belirtir (ABD Çalışma Bakanlığı, 2010). ASHRAE el kitabı, toz, gaz, buhar ve dumanların türlerine ve sayısız özelliklerine göre ayrıntılı listeler sağlar. ASHRAE Standard 62.1 (2007), Belirli bir uygulama için şüphe duyulan kirleticilerin belirlenmesi biraz kişisel bir görevdir, çünkü yüzlerce kirleticinin insanlar için zararlı olduğu ve/veya algılandığının, kabul edilebilirlik kriterlerini etkilediği bilinmektedir (Otto H. Heuckeroth ve Sam E. Middlebrooks, 2011'de atıfta bulundukları gibi).

Askeri standartlar aslında standart olarak ele alındıktan bir süre sonra, daha uygun bir şekilde kılavuz olarak kabul edilmeleri gerektiğine karar verilmiştir. Bu değişikliğin neden(ler)i açıklanmamıştır. Tasarımcılar standartların önemini azaltmış olabilir çünkü bu “standartları” karşılamak daha yüksek maliyetler gerektirebilir ve askeri gözetim komitelerindekilerin toplantı yönergelerine fazladan para harcamak istememeleri beklenebilir. Ordudakiler bu değişikliklerden dolayı zaman zaman zafiyet yaşamıştır. Asker üzerindeki ısı ve/veya kirletici maddelere maruz kalmanın etkilerini ve emekli askerin bildirdiği, önlenebilecek çeşitli semptomları belgeleyen kayıtlar mevcut değildir. Eğitim birimleri, günün en sıcak saatlerinde, askerlerin görev süresince termal strese maruz kaldıklarını bildikleri için yoğun eğitim dönemlerini hafiflettiğinden şüphelenmektedir. Örneğin, Ağır Ekipman Taşıma Sistemlerini (HETS) kullanan Askerler, HETS M1070 kabini içinde olabilecek ısı stresinden kaçınmak için eğitim seanslarını saat 06:00' dan sonra ve 18:00' dan sonra planlamıştır (Akins, 1993). Bu yöntem eğitim için, Askerleri aşırı ısınmadan korumak için uygulanabilir bir çözümdür, ancak Irak gibi bir savaş ortamında, düşman bir süre sonra böyle bir zaafiyeti farkedecektir (Otto H. Heuckeroth ve Sam E. Middlebrooks, 2011).

3.3.2 MANPRINT/İnsan etkisi incelemesi

Çeşitli savaş araçlarında, iklimlendirme gereksinimlerinin karşılanmamasının sonuçları, en azından 1980'lerin başından beri belgelenmiştir. Bu belgelerin çoğu ya MANPRINT ya da insan faktörleri mühendisliği raporlarıdır ve İnsan Araştırma ve Mühendislik Müdürlüğü'ne (HRED) sunulmakta ve kurum müdürü tarafından gözden geçirilmekte ve imzalanmaktadır. Geçmiş çalışmalardan diğer örnekler,

Middlebrooks, 2010a, 2010b, 2010c'de belirtilen, 2010'da yayınlanan MANPRINT çalışmaları ve değerlendirmeleri üç ciltlik kaynak dizininden elde edilebilir (Otto H. Heuckeroth ve Sam E. Middlebrooks, 2011'de atıfta bulundukları gibi).

HRED belgeleri, çeşitli muharebe araçlarında iklimlendirme gereksinimlerinin karşılanmamasının muhtemel sonuçlarından bahseder. Bazı durumlarda bu sonuçlar, Askerlerin kılavuz araçlarına ilişkin endişeleri temsil eder. HETS IOTE' de, MANPRINT veri toplama yardımcılara, Askerlerin dayanabileceği ısı stresinin değiştirilmesini beklediği çeşitli koşullar altında, fiziksel sıcaklık ölçümlerini kaydettikleri bir tasarım matrisi vermiştir (Otto H. Heuckeroth ve Sam E. Middlebrooks, 2011'de atıfta bulundukları gibi).

3.4 Araç İklimlendirme Değerlendirmeleri için Araç-Gereçler

3.4.1 Multidisipliner yaklaşım

Yeterli IAQ oluştururken, profesyonel mühendisler, doğası gereği çok disiplinli yaklaşımları uygular. Esasen, temel bir kimya anlayışı ile fiziksel ölçümler/ilişkiler ve dönüşüm bilgisi gereklidir. Tehlike kontrolünü ve neyin tehlike oluşturduğunu anlamak için, neden-sonuç ilişkisi, tıbbın temel bir şekilde anlaşılmasını ve farklı kimyasal yapılar ile maruz kalındığında, potansiyel sağlık sonuçları arasındaki ilişkiyi gerektirir. Bu anlayışları formüle ederken, profesyonel mühendisler neden ve sonuç, endüstriyel hijyen, mikrobiyoloji, mikoloji, aerobioloji ve toksikolojiyi ayırt etmek için epidemiyoloji ve biyoistatistiğin değerine aşina olmalıdır. Bu bilgiyle birlikte mühendisler, ortadan kaldırılması gereken belirli tehlikeleri (kullanıcılara zarar verebilecek veya personelin etkinliğini azaltan koşullar [fiziksel ve bilişsel] yaratan tehlikeler) belirlemek için matematiksel/yapısal modelleme ve prosedürler kullanırlar. Profesyonel mühendisler konu özelinde yetkili olmalıdırlar (Otto H. Heuckeroth ve Sam E. Middlebrooks, 2011).

3.4.2 Yeterli iç ortam havası için matematiksel modellemenin rolü

Modelleme, enerji tüketimini tahmin etmek için iki türlü kullanılır: "Bina ve HVAC sistem tasarımı ve ilgili tasarım optimizasyonu için modelleme (ileri modelleme) ve mevcut binaların temel hatları oluşturmak ve güçlendirme tasarruflarını hesaplamak için enerji kullanımının modellenmesi (veri odaklı modelleme)" (ASHRAE, 2009f), s 19.1).

Matematiksel bir model, bir sistemin davranışını tanımlar ve üç bileşenden oluşmaktadır:

Giriş değişkenleri: (istatistikçiler bunlara regresyon değişkenleri, fizikçiler bunlara zorlayıcı değişkenler derler) Sistem üzerinde etki eder. Bir türü deneyi yapan tarafından kontrol edilebilir ve başka bir türü kontrol edilemez (örneğin, iklim—ısı, kirlletici maddeler, gazlar, toz).

Sistem yapısı ve parametreler/özellikler: Sistemin gereken fiziksel tanımını sağlar (örneğin, parçaların termal kütlesi veya mekanik özellikleri).

Çıkış değişkenleri (cevap veya bağımlı): Sistemin girdi değişkenlerine verilen tepkiyi tanımlayan değişkenlerdir. Enerji kullanımı genellikle bir tepki değişkenidir (ASHRAE, 2009f, s 19.1).

Rabl (1988), modellemeye yönelik iki esasın farklı yaklaşım olduğuna inanmaktadır. Yaklaşımlardan biri amaç, diğeri ise araştırmanın amacı tarafından belirlenir (Otto H. Heuckeroth ve Sam E. Middlebrooks, 2011’de atıfta bulundukları gibi).

3.4.2.1 Kabul edilen iç ortam hava kalitesi

ASHRAE Standardı 62-1’de (2010b) bulunan kabul edilebilir IAQ tanımı şöyledir: “Bilinçli otoriteler tarafından belirlenen zararlı konsantrasyonlarda bilinen kirlleticilerin bulunmadığı ve maruz kalan insanların önemli bir çoğunluğunun (%80 veya daha fazlası) memnuniyetsizlik ifade etmediği havadır.”

3.4.3 Tasarım yaklaşımları

IAQP’deki üçüncü adım, önceki adımlarda toplanan verileri dört tasarım yaklaşımından birini kullanarak uygulamaktır. Dört yöntem şunlardır:

- Kütle dengesi analizi
- Benzer yapılarda başarısını kanıtlamış olanlar
- Kirlletici izleme ve sübjektif kullanıcı değerlendirmeleriyle doğrulananlar
- Belirli kirlleticilere bu üç yaklaşımdan birinin uygulanması ve iç mekan hava kalitesinin genel yönlerini ele almak için VRP’nin kullanılmasıdır” (ASHRAE, 2010b, s 6-46).

3.4.3.1 Kütle denge analizi

Kütle dengesi analizi en sık kullanılan yöntemdir. Örneğin, bu teknik M1, M1A1, M60 ve M2A2-M3A2 içindeki havalandırmayı değerlendirmek için kullanılmıştır (Allen ve diğerleri, 1992). Sonuçlar, M1A1 havalandırma sisteminin yalnızca <90 °F ortam sıcaklıkları için belirtilen MIL-STD-1472G ventilatör gereksinimlerini 200 CFM lik NBC tahliye sistemi ile veya kapaklar açıkken hareket halindeyken karşılayabildiğini göstermiştir. M1A1 havalandırma sistemi, herhangi bir sistem konfigürasyonunda ≥ 90 °F sıcaklıklar için MIL-STD-1472G spesifikasyonlarını karşılayacak şekilde çalışmamıştır. M1, 1500 CFM giriş fanının yanı sıra M60 ve Bradley Savaş Aracı (M2A2-M3A2) çalışırken MIL-STD-1472G'de belirtilen ventilatör gereksinimlerinin her ikisini de karşılamıştır. ASHRAE 2007 yayını, tek bölgeli sistemlerde kararlı durum kütle dengesi analizi gerçekleştirmek için aşağıdaki denklemleri sağlar:

Ölçü Birimleri (Bölüm 11, sayfa 10):

ppm = havanın içerisindeki milyonda bir partikül miktarı

ppb = havanın içerisindeki milyarda bir partikül miktarı

1000 ppb = 1 ppm

mg /m³ = 1 m³ lük hava içerisinde miligram cinsinden partikül miktarı

µg /m³ = 1 m³ lük hava içerisinde mikrogram cinsinden partikül miktarı

1 mg/m³ = 1000 µg /m³ (Bölüm 11, sayfa 4)

ppm ve mg/m³ arasındaki dönüşüm;

ppm = [0.6699*(459.7 + t)*M*p]*(mg/m³)

mg/m³ = [1.493*(M*p)/(459.7 + t)]*(ppm)

Buradaki M = partikülün bağıl moleküler ağırlığı

p = karışım basıncı, psia

t = karışım sıcaklığı, °F

Karışım yoğunluğu genelde standart sıcaklık ve basınca (77 °F ve 14.7 psia) düşürülür ki bu durumda;

ppm = (24.46/M)*(mg/m³)

Bu eşitlikteki (moleküler ağırlık) seçilen M değerleri Şekil 3.9' da gösterilmektedir.

Chemical and Physical Properties					
Contaminant	Family ^a	CAS ^b number	BP, ^c °F	Sat. VP ^d	M ^e
Acetaldehyde	15	75-07-0	68	1.2	44
Acetone	16	67-64-1	133	0.3	58
Acrolein	15	107-02-8	124	3.6	56
Ammonia	5	7664-41-7	-28	9.9	17
Benzene	19	71-43-2	177	0.1	78
2-Butanone (MEK)	16	78-93-3	175	0.1	72
Carbon dioxide	4	124-38-9	Sub ^f	>40	44
Carbon monoxide	3	630-08-0	-312	>60	28
Carbon disulfide	25	75-15-0	116	0.5	76
Carbon tetrachloride	11	56-23-5	170	0.15	154
Chlorine	1	7782-50-5	-30	7.7	71
Chloroform	11	67-66-3	142	0.2	119
Dichlorodifluoromethane	10	75-71-8	-20	6.4	121
Dichloromethane	12	75-09-2	104	0.6	85
Ethylene glycol	13	107-21-1	387	0.0001	62
Ethylene oxide	21	75-21-8	56	1.7	44
Formaldehyde	15	50-00-0	-2	5.1	30
<i>n</i> -Heptane	7	142-82-5	209	0.06	100
Hydrogen chloride	4	7647-01-0	-121	46.4	37
Hydrogen cyanide	18	74-90-8	79	1.0	27
Hydrogen fluoride	4	7664-39-3	67	1.2	20
Hydrogen sulfide	4	7783-06-4	-77	20.2	34
Mercury	1	7439-97-6	674	<0.00002	201
Methane	7	74-82-8	-263	>100	16
Methanol	13	67-56-1	149	0.2	32
Nitric acid	4	7697-37-2	187	0.07	63
Nitrogen dioxide	2	10102-44-0	70	1.1	46
Ozone	2	10028-15-6	-170	>60	48
Phenol	13	108-95-2	360	0.0005	94
Phosgene	27	75-44-5	47	1.9	90
Propane	7	74-98-6	-44	9.3	44
Sulfur dioxide	4	7446-09-5	14	4.2	64
Sulfuric acid	4	7664-93-9	639		98
Tetrachloroethylene	11	127-18-4	250	0.02	166
Toluene	19	108-88-3	231	0.04	92
Toluene diisocyanate	18	584-84-9	484	0.00001	174
1,1,1-Trichloroethane	11	71-55-6	165	0.2	133
Trichloroethylene	11	79-01-6	188	0.1	131
Vinyl chloride monomer	24	75-01-4	8	3.5	63
Xylene	19	106-42-3	281	0.01	106

^aChemical family numbers are as given in Table 5.
^bCAS = Chemical Abstracts Services.
^cBP = boiling point at 14.7 psia (1 atm) pressure.
^dSat. VP = saturated vapor pressure at 77°F, atm.
^eM = molecular weight.
^fSub = solid sublimates at -109°F.

Şekil 3.9 : Seçilen gazlı hava partiküllerinin karakteristiği (ASHRAE Handbook, 2009d)

3.4.3.2 Benzer binalarda başarısı ispatlanmış tasarım yaklaşımları

Buradaki anahtar benzerdir ve genellikle çok bölgeli kabinler için geçerlidir - aynı doluluk kategorisinde, kullanıcı yoğunluğunda ve hava dağıtım etkinliğine sahip insanların da olduğu alanların hepsinin kollektif olarak ele alınmasıdır (Otto H. Heuckeroth ve Sam E. Middlebrooks, 2011).

3.4.3.3 Atık izleme ve personel kılavuzu

Birçok bina çalışması, başlangıçtaki yüksek bina emisyon oranlarının düşmesi için geçen süreyi tartışmaktadır; bu veriler, kararlı durum koşullarını ele alan izleme ve değerlendirmelere ne zaman başlanacağına karar vermede yardımcı olabilmektedir (Otto H. Heuckeroth ve Sam E. Middlebrooks, 2011).

3.4.3.4 VRP' yle kombinasyon metodu

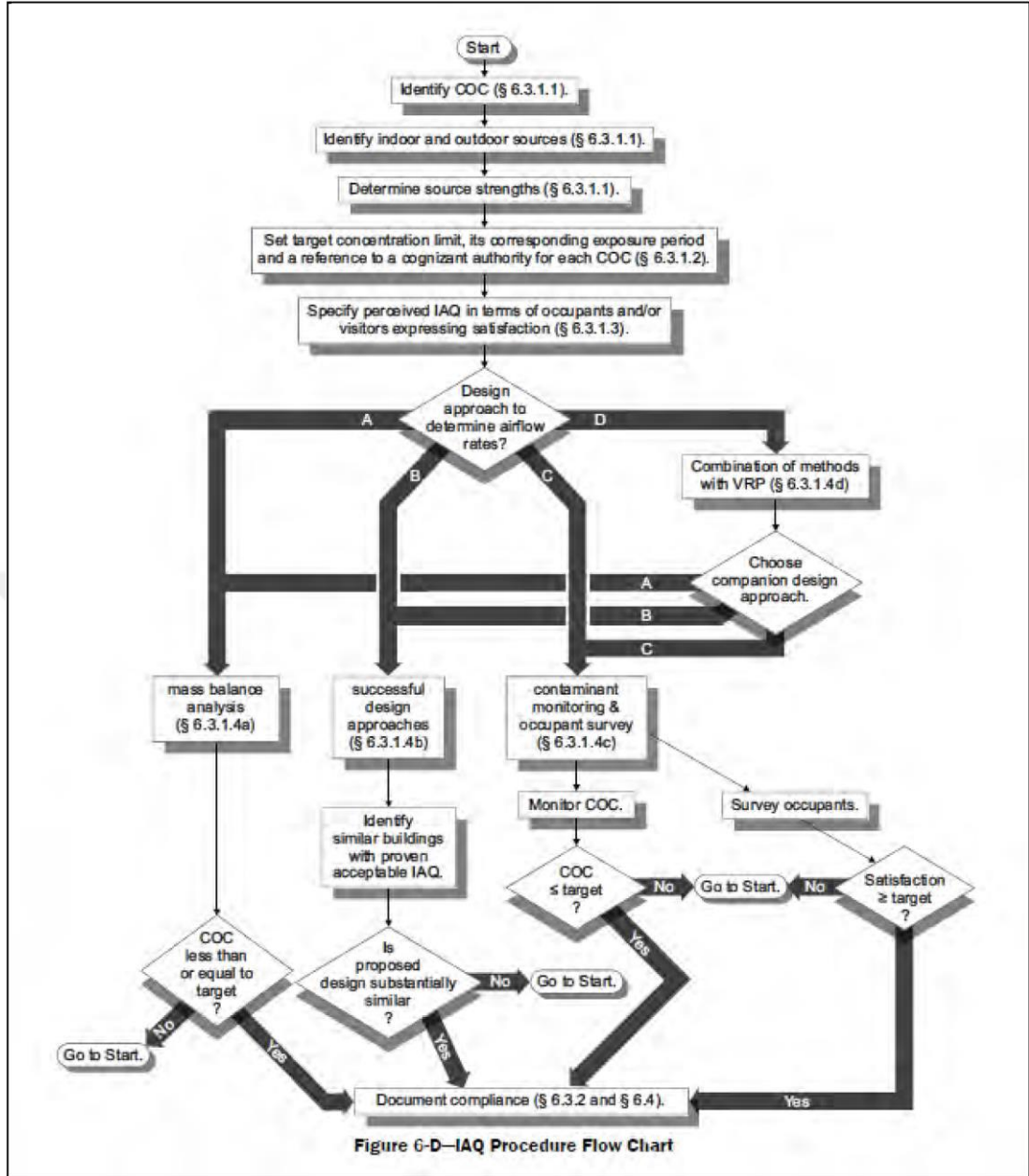
Mevcut durumda, VRP, mahalın tasarım havalandırma oranını belirlemek için kullanılır ve IAQP, kaynak kontrolü, ek havalandırma, kaynakta egzoz, hava temizleme veya başka yollarla belirli atıkları ele almak için kullanılır (Otto H. Heuckeroth ve Sam E. Middlebrooks, 2011).

3.4.3.5 Dökümantasyon

ASHRAE Standardı 62-1 (2010b), IAQP'nin aşağıdaki prosedürlerle belgelenmesini gerektirmektedir:

- Kullanılan tasarım yaklaşımı
- Tasarım sürecinde kullanılan COC'ler
- İç/dış mekanlarda bulunan COC'nin kaynağı
- COC için hedef konsantrasyon limitleri ve maruziyet süreleri
- Benzer binalardaki tasarım yaklaşımının başarılı bir şekilde benzer tasarıma sahip olduğu sonucuna varmanın temeli; doluluk kategorisini ve/veya kullanıcı yoğunluğunu ve/veya dağıtım etkinliğini içerebilen temel özellikler

IAQ proses akış prosedürü şekil 3.10' da gösterilmiştir. Bu prosesin matematiksel bir ifadesi Şekil 3.11' te verilmiştir.



Şekil 3.10 : IAQ akış diyagramı prosedürü (ASHRAE. 62.1 User's Manual, 2007)

Example 6-AB—IAQ Procedure, Single Zone System

Q

Can you provide an example of how the IAQ Procedure can be applied to a single zone space such as a lecture hall?

A

The IAQ Procedure may be a good choice for this application given the following set of design considerations: new construction, a desired outdoor air intake rate of 5 cfm/person, perceived IAQ acceptability of 80% of occupants, an air handler with constant outdoor and supply airflows, a filter (air cleaner) location in the supply (mixed) airstream (location B in Figure D.1 in the Standard), and a supply airflow of 20,000 cfm.* The following table shows specific zone summary information.

Area	Volume	No. Of People	Supply Air, Cooling and Heating	Supply Location	Return Location	Zone Air Distribution Effectiveness [†]
12,790 ft ²	260,000 ft ³	600	20,000 cfm	ceiling	ceiling	0.8

Given these design criteria, the outdoor air intake flow (V_{OI}) required under § 6.2.3 of the VRP would be 6,584 cfm. This compares to 3,000 cfm using the IAQ Procedure.

For this example, the contaminants of concern in the outdoor air were carbon monoxide, nitrogen dioxide, ozone, and sulfur dioxide. Concentration values to be used for the mass balance analysis are shown below.

2 nd Max 8-hr Value for CO	NO ₂ Annual Mean Value	4 th Max 8-hr Value for O ₃	SO ₂ Annual Mean Value
2.2 ppm	0.014 ppm	0.084 ppm	0.002 ppm

For indoor contaminants, both the contaminants of concern must be chosen as well as the generation rates of these contaminants from occupants, materials, and processes. Acetone, ammonia, hydrogen sulfide, methyl alcohol, and phenol were chosen to be indicators of human activities. The contaminants from building materials and processes were selected to be formaldehyde and total volatile organic compounds (TVOC). Each of these contaminants chosen are representative compounds in indoor and outdoor air and there is much data in the public domain from which concentrations and generation rates could be obtained (see references below). TVOC was chosen due to the fact that many of the published building studies include this as an air quality indicator—sometimes as the sole indicator of air quality.[‡] For this application, no particulate contaminants of concern were chosen.

GENERATION RATES OF BIOEFFLUENTS FROM OCCUPANTS (Wang, 1975)
& OUTDOOR AIR CONCENTRATIONS (ASTDR, 1990, 1994, 1998, 1999)

Contaminant	Generation Rate, in mg/(min×person)	Concentration in Outdoor Air
Acetone	0.0352	0.007 ppm
Ammonia	0.0224	0.005 ppm
Hydrogen Sulfide	0.0019	0.00033 ppm
Methyl Alcohol	0.0517	negligible
Phenol	0.0066	0.000091 ppm

* The choice of the outdoor air intake rates to use with the IAQ Procedure can be based on a simple reduction of those prescribed by the VRP (i.e., 25%, 50%, 75%, etc.); based on some fixed value necessary to recover exhaust air volumes and maintain pressure differentials in the space (building); or based on economic considerations due to estimated HVAC system capital and/or operational savings possible by a reduction in heating and cooling requirements.

† Referred to as “Air Change Effectiveness” in Appendix D of the Standard.

‡ For this example, the COC were chosen using the best available information and based upon agreement between the HVAC system designer, the building owner/operator, and the authority having jurisdiction. This could include published building studies and general IAQ studies, review of IAQ standards and guidelines, etc.

Şekil 3.11 : IAQP Hesaplama Örneği (ASHRAE 62.1 User’s Manual, 2007).

GENERATION RATES FROM BUILDING MATERIALS AND PROCESS (Offerman, 1993) & OUTDOOR AIR CONCENTRATIONS (Brightman, 1995; Girman, 1995; Womble, 1995)					
Contaminant	Net Emission Rates (ug/m ³ -h)			Concentration in Outdoor Air	
TVOC (as carbon)		303			0.0685 mg/m ³
Formaldehyde		21			0.0068 mg/m ³
STANDARDS AND GUIDELINES FOR COMMON INDOOR AIR CONTAMINANTS <i>Target levels used in this example are shown in italics.</i>					
Compound	MW	ppm	mg/m ³	Time	Description
Acetone	58.08	2.95	7	24 hrs	Newill, 1977
		62	147	Immediate	Threshold-ED ₅₀ (ASHRAE, 2001)
		500	1188	8 hrs	TLV-TWA (ACGIH, 2003)
		2.40	5.9	1 hr	Alberta Environment, 2004
Ammonia	17.03	0.72	0.5	Yr	VDI, 1974
		17	11.8	Immediate	Threshold-ED ₅₀ (ASHRAE, 2001)
		25	17	8 hrs	TLV-TWA (ACGIH, 2003)
		2.0	1.4	1 hr	Alberta Environment, 2004
Carbon Monoxide	28.01	9	10	8 hrs	NAAQS (EPA, 2003)
		9	10	8 hrs	ASHRAE 62 (ASHRAE, 1981)
		25	29	8 hrs	TLV-TWA (ACGIH, 2003)
Formaldehyde	30.03	0.1	0.12	long term	Canadian Exposure Guidelines (ASHRAE, 2003)
		0.3	0.4	Ceiling	TLV-TWA (ACGIH, 2003)
		0.75	0.92	8 hrs	PEL-TWA (OSHA, 2002)
		0.027	0.033	8 hrs	Cal-EPA, OEHHA, 1999
Hydrogen sulfide	34.08	0.03	0.042	24 hrs	CARB, 2003
		10	14	8 hrs	TLV-TWA (ACGIH, 2003)
Methyl alcohol	32.04	1.14	1.5	24 hrs	Newill, 1977
		2.0	2.6	1 hr	Alberta Environment, 2004
		160	209	Immediate	Threshold-ED ₅₀ (ASHRAE, 2001)
		200	262	8 hrs	TLV-TWA (ACGIH, 2003)
Nitrogen Dioxide	46.01	0.053	0.1	Yr	NAAQS (EPA, 2003)
		3	6	8 hrs	TLV-TWA (ACGIH, 2003)
Ozone	48	0.080	0.157	8 hrs	NAAQS (EPA, 2003)
		0.120	0.235	1 hr	ASHRAE 62 (ASHRAE, 2001)
		0.2	0.39	<2 hrs	TLV-TWA (ACGIH, 2003)
Phenol	94.01	0.03	0.1	24 hrs	Newill, 1977
		0.025	0.10	1 hr	Alberta Environment, 2004
		0.06	0.231	Immediate	Threshold-ED ₅₀ (ASHRAE, 2001)
		5	19	8 hrs	TLV-TWA (ACGIH, 2003)
Sulfur Dioxide	64.07	0.03	0.08	Yr	NAAQS (EPA, 2003)
		2	5	8 hrs	TLV-TWA (ACGIH, 2003)
		2.7	7.07	Immediate	Threshold-ED ₅₀ (ASHRAE, 2001)
TVOC	100	0.24	1.0	—	Target Level (Tucker, 1988)
		0.32	0.05-1.30	—	Nordic Standard (Etkin, 1996)
		0.73	3	—	Discomfort Range (Etkin, 1996)
		1.22	5	Immediate	Action Level (EPA, 1989)

Şekil 3.11 (devam) : IAQP Hesaplama Örneği (ASHRAE 62.1 User's Manual, 2007).

The following mass-balance equation (from Appendix D of the Standard) determines the space contaminant (C_s) concentration for this particular system configuration. Using the information for formaldehyde as an example, the calculations are as follows.

$$C_s = \frac{N + eV_o(1 - E_f)C_o}{e(V_o + RV_rE_f)}$$

where:

N = generation rate of formaldehyde = $V \times [0.021 \text{ mg}/(\text{m}^3 \cdot \text{hr})]$ ^{***}
 $= (7,362 \text{ m}^3) / (260,000 \text{ ft}^3) (7,362 \text{ m}^3)$
 $= (7,362 \text{ m}^3) (0.021 \text{ mg}/(\text{m}^3 \cdot \text{hr}))$
 $= 154.6 \text{ mg}/\text{hr}$
 e = air change effectiveness = 0.8
 V_o = volumetric flow of outdoor air = 3,000 cfm (5,097 m^3/hr)
 E_f = air cleaning efficiency = 0.25 ^{††}
 C_o = concentration of formaldehyde in outdoor air = 0.0068 mg/m^3
 RV_r = volumetric flow of recirculated air = 17,000 cfm (28,883 m^3/hr)
 C_s = space concentration of formaldehyde = 0.0178 mg/m^3

Target concentration limit for formaldehyde = 0.033 mg/m^3 (see STANDARDS AND GUIDELINES)

% Target = $[(C_s / \text{Target})](100\%)$
 $= [(0.0178 \text{ mg}/\text{m}^3) / (0.033 \text{ mg}/\text{m}^3)] \times (100\%)$
 $= 53.9\%$

This confirms that outdoor air intake rate of 5 cfm/person is sufficient to provide a space concentration of formaldehyde that would be below the established target concentration limit. The results of repeating this calculation for the mass balance analysis for all of the contaminants of concern used in this example are shown in the following table.

SPACE (ZONE) CONTAMINANT CONCENTRATION RESULTS FOR ALL CONTAMINANTS OF CONCERN

Contaminant	Units	Concentration Value	Target Concentration Limit	% Target
Acetone	[mg/m^3]	0.134	7	2%
Ammonia	[mg/m^3]	0.202	0.5	40%
Carbon monoxide	[ppm]	2.2	9	24%
Formaldehyde	[mg/m^3]	0.0178	0.12	15%
Hydrogen sulfide	[mg/m^3]	0.00708	0.04	18%
Methyl alcohol	[mg/m^3]	0.189	1.5	13%
Nitrogen dioxide	[ppm]	0.00434	0.053	8%
Ozone	[ppm]	0.0261	0.08	33%
Phenol	[mg/m^3]	0.0242	0.1	24%
Sulfur dioxide	[ppm]	0.000621	0.03	2%

For all of the contaminants used in this example, using an outdoor air intake rate of 5 cfm/person will provide a C_s value of 55% or less of the COC target concentration limits shown above. This model will therefore comply with the requirements of the IAQ Procedure.

^{***} Offerman, F.J., et al. "Indoor Emission Rates Before and After a Building Bake-Out." Operating and Maintaining Buildings for Health, Comfort, and Productivity Proceedings IAQ 94, (Philadelphia: ASHRAE Nov. 1993): 157-163.

^{††} This is a conservative estimate of filter efficiency based on manufacturer's test data as well as data from NIST studies. Howard-Reed, C., et al, "Measurement and Simulation of the Indoor Air Quality Impact of Gaseous Air Cleaners in a Test House" Indoor Air (July, 2002) Proceedings; 9th International Conference on Indoor Air Quality and Climate (Monterey, CA). Howard-Reed, C., et al, "Predicting the Performance of Gaseous Air Cleaners: Measurements and Model Simulations from a Residential-Scale Pilot Study" NISTIR 7114 (NIST 2004). The air cleaning efficiency (E_f) will most likely be different for each COC and in fact may require more than one type of filter or filter medium for best effectiveness. Because of this, it might be advisable to use a conservative value for E_f based on the lowest reported efficiency for each of the COC. Documentation as to the method(s) used to determine air cleaning efficiencies and the E_f for each individual COC should be available for review by all parties.

Şekil 3.11 (devam) : IAQP Hesaplama Örneği (ASHRAE 62.1 User's Manual, 2007).

4. 4x4 ZIRHLI ARAÇLARDA İKLİMLENDİRME SİSTEMİ TASARIMI

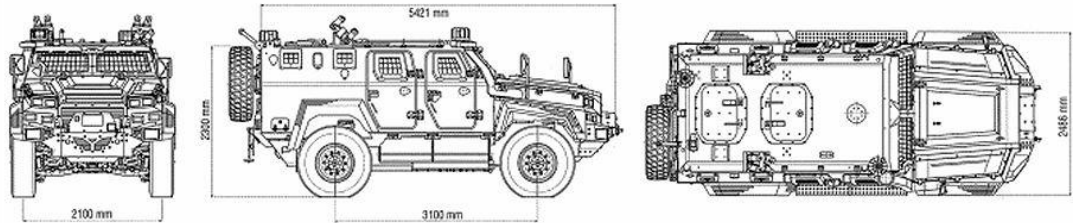
4x4 zırhlı araçlarda iklimlendirme sistemi konsept tasarımı bu bölümde anlatılan veriler ve metodlar ışığında yapılmalıdır. Bu konular; tasarım kısıtları, soğutma yükleri ve ısıtma yükleri, iklimlendirme sistemi komponent tasarımı/seçimleri ve seçilen/tasarlanan komponentlerin paketlenmesidir.

4.1 Tasarım Kısıtları

İklimlendirme sisteminin hacimsel kısıtlarıyla ilgili standart olmamakla beraber, sevkiyat için Zırhlı Aracın; Karayolları Trafik Yönetmeliğindeki (Madde 128) gabari ölçülerine ve ebat ve ağırlığı itibarı ile; kara yolu, hava yolu, deniz yolu ve demiryolu (vagon üzerinde taşınırken) ile taşınmasına uygun olmalıdır. Bu hacimsel kısıtın dışında, 4x4 Zırhlı Araç ölçüleri, İklimlendirme Sistemi için minimum hacim maksimum performans, Tasarımda gerekli Askeri ve NATO standartları dikkate alınarak tasarım yapılmalıdır.

4.1.1 Klima sistemi yapılacak örnek 4x4 zırhlı araç detayları

4x4 Zırhlı Araçlar sınıfından olan Ejder Yalçın Aracı dikkate alınmış olup ölçüleri Şekil 4.1’de gösterilmiştir.



Şekil 4.1 : 4x4 Ejder Yalçın Dış Ölçüleri (Url-2)

4.1.2 Araca uygun klima sistemi için hacim kısıtları

Klima Sistemi’ nin 4x4 Zırhlı aracın üzerine tavan uygulaması olarak tasarımı hedeflenmektedir. Bu kapsamda, tavana konumlandırılacak Klima Sistemi ile birlikte

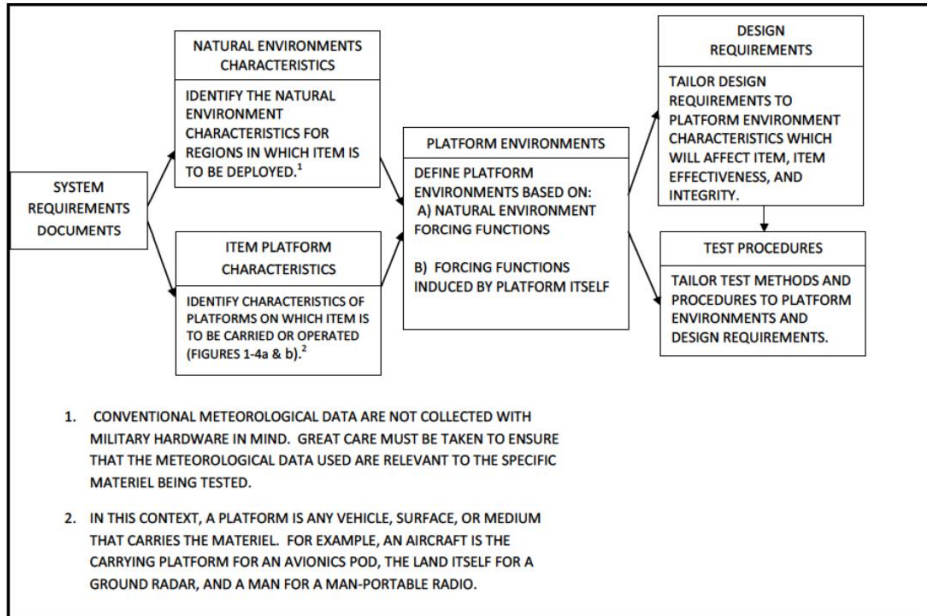
Araç ölçüleri; Şekil 4.1’ deki gösterilen tavan genişliği ve uzunluğu ile Karayolları Trafik Yönetmeliğindeki (Madde 128) gabari ölçülerine uygun olmalıdır. Nihai olarak; Sistemin tasarlanabileceği maksimum hacim yaklaşık olarak 2m x 1,5m x 1,4 m olarak görünmektedir. Ancak, ağırlık, hacim, maliyet, araç devrilme momenti, atalet momentleri, aerodinamik verimlilik, fonksiyonellik hesaba katılarak bu hacim dahilinde çok daha küçük bir hacimde tasarım yapılmalıdır.

4.1.3 Tasarımda dikkate alınması gereken askeri standartlar

Aşağıdaki belirtilen alt başlıklar ile, askeri standartlardaki iklimlendirme sistemi tasarımına ilişkin kısımlara değinilmektedir.

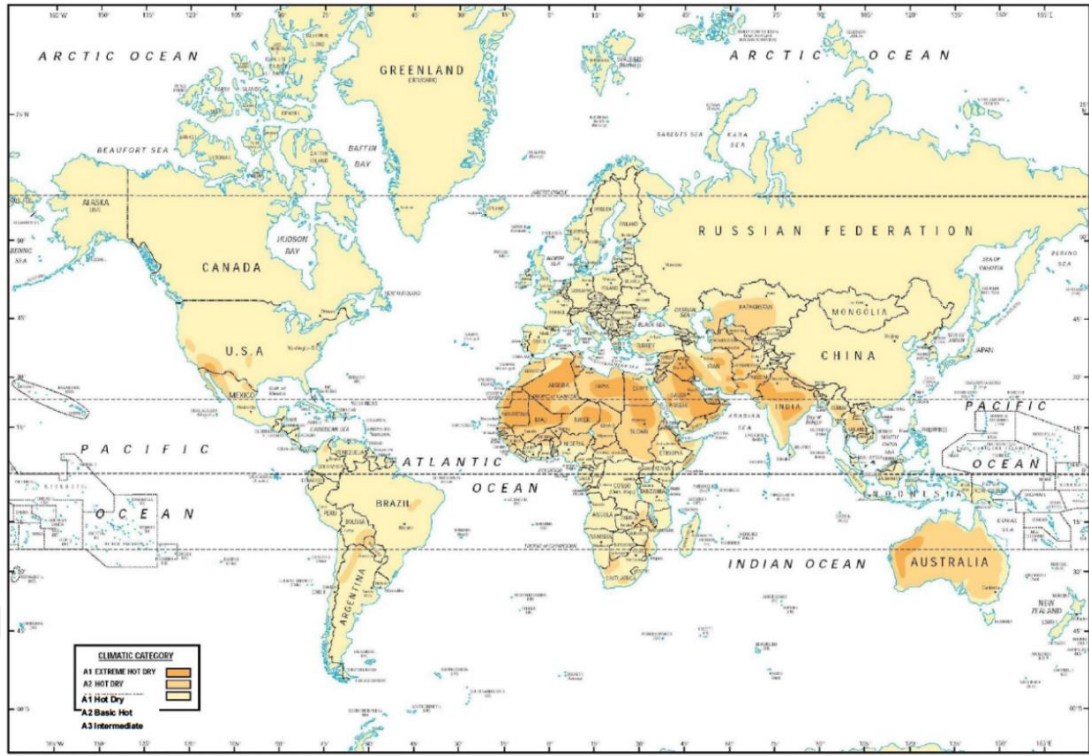
4.1.3.1 MIL-STD-810H standartının iklimlendirmeye ilişkin esasları

U.S. Savunma Bakanlığı test metodu standardı; Çevresel Mühendislik Hususları ve Laboratuvar Testlerini içeren bu standart; genel olarak sistem gereksinimlerinden yola çıkarak, çevresel operasyonel koşullar, dizayn ve test prosedürlerini belirler. Şekil 4.2’ de standart izleme prosedürü gösterilmektedir.

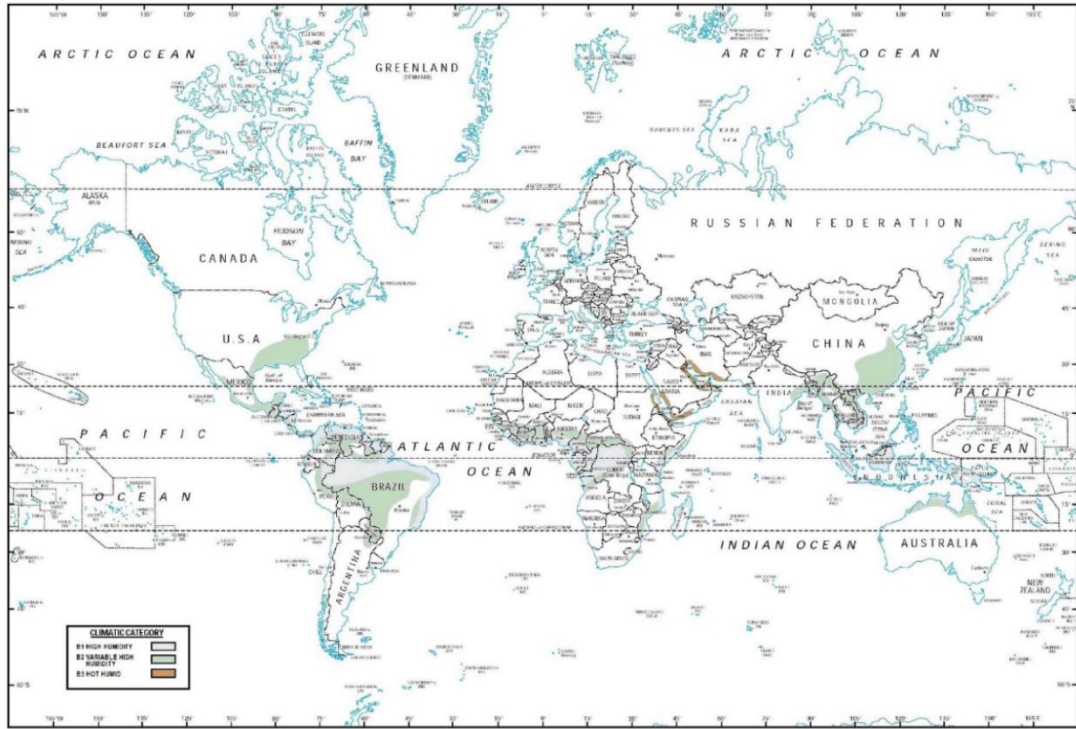


Şekil 4.2 : Standart İzleme Prosedürü (MIL-STD-810H, 2019)

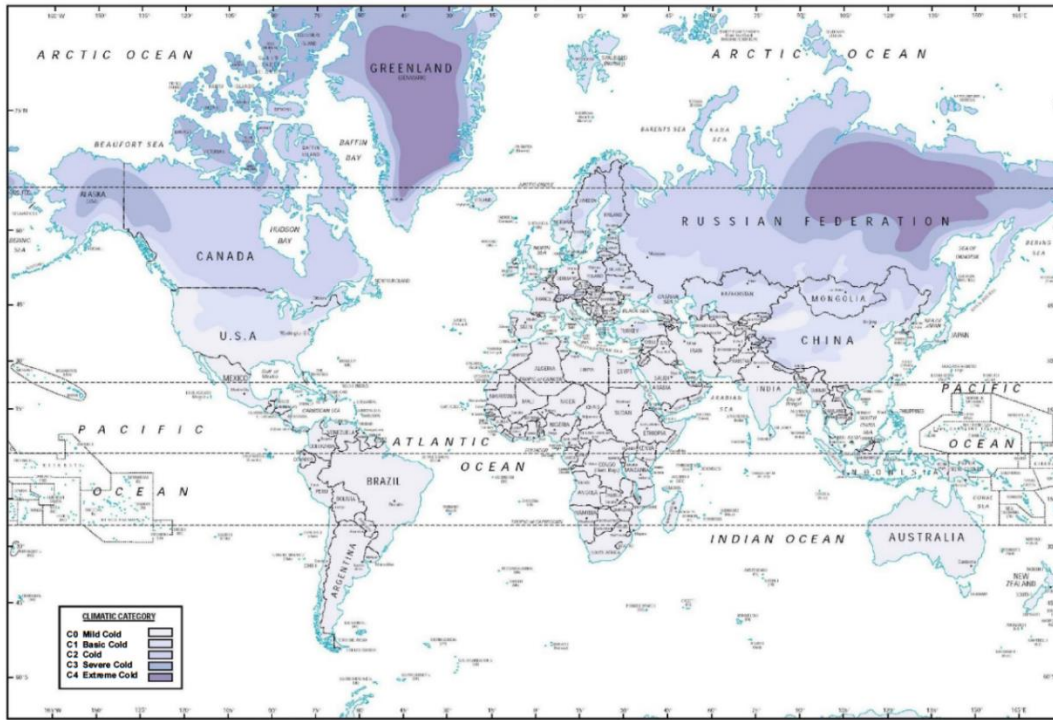
Bu askeri standart dünyayı 11 iklim bölgesine ayırmaktadır. Dünya haritası üzerinde İklim bölgeleri Şekil 4.3’ te gösterilmektedir.



Şekil 4.3 : Dünya İklim Bölgeleri (MIL-STD-810H, 2019)



Şekil 4.3 (devamı): Dünya İklim Bölgeleri (MIL-STD-810H, 2019)



Şekil 4.3 (devamı): Dünya İklim Bölgeleri (MIL-STD-810H, 2019)

Her bir iklim bölgesindeki maksimum ve minumum sıcaklıklar, nem oranları, solar radyasyon, depolama-taşıma sıcaklıkları ve test koşulları Çizelge 4.1’ de gösterilmektedir.

Çizelge 4.1 : İklim Koşulları, Günlük Sıcaklık, Nem ve Radyasyon Değerleri (MIL-STD-810H, 2019).

Climatic Design Type	Daily Cycle ¹	Operational Conditions				Storage and Transit Conditions			Natural Environment Exposure Testing? ⁷ °C (°F)	
		Ambient Air Temperature ² °C (°F)		Solar Radiation W/m ² (Bph ³)	Ambient Relative Humidity %RH ⁴	Induced Air Temperature °C (°F)		Induced Relative Humidity %RH		
		Daily Low	Daily High			Daily Low	Daily High			
Hot	Hot Dry (A1)	32 (90)	49 (120)	0 to 1120 (0 to 355)	8 to 3	33 (91)	71 (160)	7 to 1	32 to 49 (90 to 120)	
	Hot Humid (B3)	31 (88)	41 (105)	0 to 1080 (0 to 343)	88 to 59	33 (91)	71 (160)	80 to 14	Coastal Desert	
	Basic Hot (A2)	30 (86)	43 (110)	0 to 1120 (0 to 355)	44 to 14	30 (86)	63 (145)	44 to 5	0 to 43 (32 to 110)	
	Intermediate ⁶ (A3)	28 (82)	39 (102)	0 to 1020 (0 to 323)	78 to 43	28 (82)	58 (136)	See note ⁵		
Basic	Variable High Humidity (B2)	26 (78)	35 (95)	0 to 970 (0 to 307)	100 to 74	30 (86)	63 (145)	75 to 19	Humid Tropics	
	Constant High Humidity (B1)	Nearly Constant 24 (75)		Negligible	95 to 100	Nearly Constant 27 (80)		95 to 100		
	Mild Cold ⁶ (C0)	-19 (-2)	-6 (21)	Negligible	Tending toward saturation	-21 (-6)	-10 (14)	Tending toward saturation		0 to -32 (32 to -25)
	Basic Cold (C1)	-32 (-25)	-21 (-5)	Negligible	Tending toward saturation	-33 (-28)	-25 (-13)	Tending toward saturation		
Cold	Cold (C2)	-46 (-50)	-37 (-35)	Negligible	Tending toward saturation	-46 (-50)	-37 (-35)	Tending toward saturation	-32 to -46 (-26 to -50)	
Severe Cold	Severe Cold (C3)	-51 (-60)		Negligible	Tending toward saturation	-51 (-60)		Tending toward saturation	< -46 (< -50)	
Extreme Cold	Extreme Cold ⁶ (C4)	-57 (-70)		Negligible	Tending toward saturation	-57 (-70)		Tending toward saturation		

Bu standartta göre; araçta kullanılacak alt sistemlerin kalifikasyonu ayrı ayrı yapılmaktadır. Performans ve test değerlendirmeleri aşağıdaki gibidir.

Dayanıklılık Testleri: Araç üzerinde bulunacak sistemin dayanıklılık testlerine ilişkin senaryolar tasarımcı tarafından sunulacaktır.

Çevresel Şartlarda Testler: Çevre koşulları testleri için MIL-STD-810 standardı referans alınacaktır. Araca ait tüm parçalar için çevre koşullarına göre önlem alınacaktır.

Düşük Basınç (Yükselti) Testi: Sistem, Operasyonel olarak; MIL-STD-810, Metot 500.6, Prosedür II'ye göre, Test yüksekliği = 3200 m (Karşılık Gelen Atmosfer Basıncı = 69.7 kPa) de düşük basınç testine tabii tutulacaktır.

Sistem, depolama kapsamında; MIL-STD-810, Metot 500.6, Prosedür I' e göre, Test yüksekliği = 3200 m (Karşılık Gelen Atmosfer Basıncı = 69.7 kPa) de düşük basınç testine tabii tutulacaktır.

Sıcaklık Testi: Sistemin, +49 °C de görev yapabilirliğine yönelik, yüksek sıcaklık testi MIL-STD-810, Metot 501.7, Prosedür II'ye göre (Sabit Test Sıcaklık = 50 °C Test Süresi: 2 saat), Tasarımcı tarafından belirtilen sıcaklıklardan daha yüksek ve daha düşük sıcaklıklarda aracın görev yapabilmesi hedeflenerek, Sistem' in çalışabileceği sıcaklık değerleri sunulacaktır.

Sistem, depolama kapsamında, MIL-STD-810, Metot 501.7, Prosedür I' e göre (Sabit Test Sıcaklık = 60 °C Test Süresi: 2 saat), yüksek sıcaklık testine tabi tutulacaktır.

Sistem, -32 °C de görev yapabilirliğine yönelik, yüksek sıcaklık testi MIL-STD-810, Metot 502.7, Prosedür II'ye göre (Sabit Test Sıcaklık = -32 °C Test Süresi: 2 saat, şartlandırma yapılırken maksimum Sıcaklık Değişim Oranı = 3 °C/min.), Tasarımcı tarafından belirtilen sıcaklıklardan daha yüksek ve daha düşük sıcaklıklarda aracın görev yapabilmesi hedeflenerek, Sistem' in çalışabileceği sıcaklık değerleri sunulacaktır.

Sistem, depolama kapsamında, MIL-STD-810, Metot 502.7, Prosedür I' e göre (Sabit Test Sıcaklık = -45 °C Test Süresi: 4 saat, şartlandırma yapılırken maksimum Sıcaklık Değişim Oranı = 3 °C/min.), düşük sıcaklık testine tabi tutulacaktır.

Nem Testi: Sistem, MIL-STD-810, Metot 507.6, Prosedür II, Test süresi: 10 çevrim (24 saatlik çevrim), Figür 507.6-7' ye göre yapılacaktır.

Kum ve Toz Testi: Sistem; Operasyonel olarak, MIL-STD-810, Metot 510.7' ye göre, Esen Toz: Prosedür I, Toz Büyüklüğü <150 µm, Esen Kum: Prosedür II, 150µm<Kum Büyüklüğü<850µm olacak şekilde yapılacaktır.

Titreşim Testi: Sistem, MIL-STD-810, Metot 514.8, Prosedür- I/III, Kategori: 20, Kara Araçları-Kara Mobil Araçlar, EK-C, Figür: 514.8 C-6' ya göre test Süresi: 2 saat/ her eksen (x, y, z) olarak yapılacaktır.

Yağmur Testi: Sistem, Operasyonel olarak, MIL-STD-810, Metot 506.7, Prosedür II, Damla Büyüklüğü = 2-4.5 mm. Su Basıncı= 276 kPa, Test Süresi: 40 dakika (Test edilen her yüzey için) olarak yapılacaktır.

Güneş Işınması Testi: Sistem, MIL-STD-810 Metot 505.7(49 °C, 1120 W/m² (Prosedür -I) ilgili Kategori' ye göre yapılacaktır.

Buzlanma Testi: Sistem, MIL-STD-810, Metot 521.4, Cam Buz, Buz Kalınlığı = 6 mm olarak yapılacaktır.

Tuz Sisi Testi: Sistem, MIL-STD-810, Metot 509.7, Test Süresi = 48 saat, Toplam test süresi: 96 saat (Ağırlıkça %5±1 tuz çözeltisi kullanılır. Test, örnek boyanmış panellere, bağlantı elemanlarına ve montaj parçalarına gerçekleştirilir.) olarak yapılacaktır.

Şok Testi: Sistem, MIL-STD-810, Metot 516.8, Prosedür- II, Tablo 516.8-VII, Terminal Testere Dişi Şoku, 3 eksen (x, y, z), her iki yönde olacak şekilde yapılacaktır.

Rüzgâr Testi: Sistem, Operasyonel olarak, 108 km/saat kesintisiz rüzgâr hızında, 25 (yirmi beş) kg/m² kar ve buz yükü altında çalışabilecek, Dayanım olarak; 130 km/saat kesintisiz rüzgâr hızında ve 25 (yirmi beş) kg/m² kar ve buz yükü altında mukavim olabilecektir.

Dolu Testi: Sistem, Operasyonel olarak, 30 (otuz) mm çapa kadar doluda çalışabilecektir.

Yapılması gereken bu testler kapsamında; alt sistemlerin IP koruma seviyesi, aracın içerisinde ve ya dışında bulunması gözetilerek, minimum IP54 seviyesinden maksimum (IP69K) seviyeye kadar mümkün olan en üst düzeyde seçilmelidir. (Url-3)

4.1.3.2 MIL-STD-1472G standartının iklimlendirmeye ilişkin esasları

Bu standarta ilişkin konular 3.1.2 nolu başlık altında verilmiştir.

4.1.3.3 MIL-STD-461G standartının iklimlendirmeye ilişkin esasları

Ekipman ve altsistemlerin, Elektromanyetik kesişim kontrol gereksinimlerini içeren bu standart; tüm alt sistemlerin, EMC (Elektro Manyetik Uyumluluk) açısından uygun olmasından yola çıkarak elektrik/elektronik işlevlerini, EMI (Elektro Manyetik Kesişim) açısından bozulmaya maruz kalmadan ve/veya diğer teçhizatlara bozucu etki yaratmadan yerine getirmesi için gereken belirli değerleri göstermektedir.

Test altındaki ekipman ve ortam arasındaki elektrik/elektronik etkileşimi azaltmak için kablo vb. ekipmana shield adı verilen koruyucu kılıf/muhafaza uygulanmalıdır.

Radyo frekansı yayma/yayılmayı engellemek için belirli materyaller (karbon emdirilmiş köpük piramitler, ferrit fayanslar vb.) kullanılmalıdır. Bu materyallerin yayılan frekansa göre emme özelliği Çizelge 4.2’ de gösterildiği gibi olmalıdır.

Çizelge 4.2 : Normal Koşullarda Frekans Emilim Miktarları (MIL-STD-461G, 2015)

Frekans	Minimum Emme Miktarı
80 MHz - 250 MHz	6 dB
above 250 MHz	10 dB

Elektromanyetik Yayılım için; Çizelge 4.3’ de listelenen ölçüm alıcı bant genişlikleri kullanılmalıdır. Bu bant genişlikleri, sistemin genel seçicilik eğrisi için 6 dB ve aşağı noktalarındaki değerler için geçerlidir.

Çizelge 4.3 : Ölçüm Alıcısı Bant Genişliği ve Ölçüm Zamanları (MIL-STD-461G, 2015)

Frequency Range	6 dB Resolution Bandwidth	Minimum Dwell Time		Minimum Measurement Time Analog-Tuned Measurement Receiver ^{1/}
		Stepped-Tuned Receiver ^{1/} (Seconds)	FFT Receiver ^{2/} (Seconds/ Measurement Bandwidth)	
30 Hz - 1 kHz	10 Hz	0.15	1	0.015 sec/Hz
1 kHz - 10 kHz	100 Hz	0.015	1	0.15 sec/kHz
10 kHz - 150 kHz	1 kHz	0.015	1	0.015 sec/kHz
150 kHz - 10 MHz	10 kHz	0.015	1	1.5 sec/MHz
10 MHz - 30 MHz	10 kHz	0.015	0.15	1.5 sec/MHz
30 MHz - 1 GHz	100 kHz	0.015	0.15	0.15 sec/MHz
Above 1 GHz	1 MHz	0.015	0.015	15 sec/GHz

Bu yayımla ilgili bir başka konu da duyarlılık/hassasiyet durumudur. Duyarlılık taraması; Çizelge 4.4’ te belirtilen sinyal kaynağının frekans değerleri; iki farklı metoddan birine göre uygulanarak yapılmalıdır.

Çizelge 4.4 : Duyarlılık Taraması Frekans Değerleri (MIL-STD-461G, 2015)

Frequency Range	Analog Scans Maximum Scan Rates	Stepped Scans Maximum Step Size
30 Hz - 1 MHz	0.0333 f_o /sec	0.05 f_o
1 MHz – 30 MHz	0.00667 f_o /sec	0.01 f_o
30 MHz - 1 GHz	0.00333 f_o /sec	0.005 f_o
1 GHz - 40 GHz	0.00167 f_o /sec	0.0025 f_o

Yayımlım ve duyarlılık gereksinimleri Çizelge 4.5’ te gösterildiği gibi kodlanmakta ve isimlendirilmektedir.

Çizelge 4.5 : Yayımlım ve duyarlılık gereksinimleri (MIL-STD-461G, 2015)

Requirement	Description
CE101	Conducted Emissions, Audio Frequency Currents, Power Leads
CE102	Conducted Emissions, Radio Frequency Potentials, Power Leads
CE106	Conducted Emissions, Antenna Port
CS101	Conducted Susceptibility, Power Leads
CS103	Conducted Susceptibility, Antenna Port, Intermodulation
CS104	Conducted Susceptibility, Antenna Port, Rejection of Undesired Signals
CS105	Conducted Susceptibility, Antenna Port, Cross-Modulation
CS109	Conducted Susceptibility, Structure Current
CS114	Conducted Susceptibility, Bulk Cable Injection
CS115	Conducted Susceptibility, Bulk Cable Injection, Impulse Excitation
CS116	Conducted Susceptibility, Damped Sinusoidal Transients, Cables and Power Leads
CS117	Conducted Susceptibility, Lightning Induced Transients, Cables and Power Leads
CS118	Conducted Susceptibility, Personnel Borne Electrostatic Discharge
RE101	Radiated Emissions, Magnetic Field
RE102	Radiated Emissions, Electric Field
RE103	Radiated Emissions, Antenna Spurious and Harmonic Outputs
RS101	Radiated Susceptibility, Magnetic Field
RS103	Radiated Susceptibility, Electric Field
RS105	Radiated Susceptibility, Transient Electromagnetic Field

Bu kodların gereksinim matrisi hangi askeri araçlar ve sistemler için uygulanabileceği Çizelge 4.6’ da gösterilmiştir.

Çizelge 4.6 : Gereksinim matrisi (MIL-STD-461G, 2015)

Equipment and Subsystems Installed In, On, or Launched From the Following Platforms or Installations	Requirement Applicability																		
	CE101	CE102	CE106	CS101	CS103	CS104	CS105	CS109	CS114	CS115	CS116	CS117	CS118	RE101	RE102	RE103	RS101	RS103	RS105
Surface Ships	A	A	L	A	S	L	S	L	A	S	A	L	S	A	A	L	L	A	L
Submarines	A	A	L	A	S	L	S	L	A	S	L	S	S	A	A	L	L	A	L
Aircraft, Army, Including Flight Line	A	A	L	A	S	S	S		A	A	A	L	A	A	A	L	A	A	L
Aircraft, Navy	L	A	L	A	S	S	S		A	A	A	L	A	L	A	L	L	A	L
Aircraft, Air Force		A	L	A	S	S	S		A	A	A	L	A		A	L		A	
Space Systems, Including Launch Vehicles		A	L	A	S	S	S		A	A	A	L			A	L		A	
Ground, Army		A	L	A	S	S	S		A	A	A	S	A		A	L	L	A	
Ground, Navy		A	L	A	S	S	S		A	A	A	S	A		A	L	L	A	L
Ground, Air Force		A	L	A	S	S	S		A	A	A		A		A	L		A	
Legend: A: Applicable L: Limited as specified in the individual sections of this standard. S: Procuring activity must specify in procurement documentation.																			

Gereksinim matrisindeki kara, deniz ve hava kuvvetleri araçları için de uygulanabilir olan CS114 nolu gereksinimin değerleri Çizelge 4.7’ de gösterilmiştir.

Çizelge 4.7 : CS114 limit eğrileri (MIL-STD-461G, 2015)

LIMIT CURVE NUMBERS SHOWN IN FIGURE CS-114-1 AND LIMITS									
PLATFORM FREQUENCY RANGE		AIRCRAFT (EXTERNAL OR SAFETY CRITICAL)	AIRCRAFT INTERNAL	ALL SHIPS (ABOVE DECK & EXPOSED BELOW DECK) AND SUBMARINES (EXTERNAL)*	SHIPS (METALLIC) (BELOW DECKS)	SHIPS (NON- METALLIC) (BELOW DECK)**	SUBMARINE (INTERNAL)	GROUND	SPACE
4 kHz to 1MHz	N	-	-	77 dBμA	77 dBμA	77 dBμA	77 dBμA	-	-
	A	5	5	2	2	2	1	3	3
10 kHz to 2 MHz	N	5	3	2	2	2	1	2	3
	AF	5	3	-	-	-	-	2	3
2 MHz to 30 MHz	A	5	5	5	2	4	1	4	3
	N	5	5	5	2	4	1	2	3
	AF	5	3	-	-	-	-	2	3
30 MHz to 200 MHz	A	5	5	5	2	2	2	4	3
	N	5	5	5	2	2	2	2	3
	AF	5	3	-	-	-	-	2	3

KEY: A= Army
N= Navy
AF= Air Force

* For equipment located external to the pressure hull of a submarine but within the superstructure, use SHIPS (METALLIC) (BELOW DECKS)
** For equipment located in the hangar deck of Aircraft Carriers

Çizelge 4.7’ de 1 den 5 e kadar rakamlarla belirtilen limit eğrileri değerlerine MIL-STD-461G dökümanındaki Şekil CS114.1’ den bakılabilir.

Test altındaki ekipmanlara çoklu stroklarda (volt ve amper değerlerinde) ve çoklu ani değişiklik gösteren stroklarda uygulanan CS117 Testi ve limitleri Çizelge 4.8’ de gösterilmiştir.

Çizelge 4.8 : CS117 Testi ve limit değerleri (MIL-STD-461G, 2015)

Multiple Stroke			
Applicability	Test Description	Internal Equipment Levels**	External Equipment Levels**
All equipment installations	Waveform 2 (WF2)/ Waveform 1 (WF1)	<u>First Stroke</u> V _L = 300 V (WF2) I _T = 600 A (WF1) I _T = 60 A* <u>Subsequent Strokes</u> V _L = 150 V (WF2) I _T = 150 A (WF1) I _T = 30 A*	<u>First Stroke</u> V _L = 750 V (WF2) I _T = 1500 A (WF1) I _T = 150 A* <u>Subsequent Strokes</u> V _L = 375 V (WF2) I _T = 375 A (WF1) I _T = 75 A*
All equipment installations	Waveform 3 (WF3) – 1 MHz and 10 MHz	<u>First Stroke</u> V _T = 600 V (WF3) I _L = 120 A (WF3) I _L = 24 A* <u>Subsequent Strokes</u> V _T = 300 V (WF3) I _L = 60 A (WF3) I _L = 12 A*	<u>First Stroke</u> V _T = 1500 V (WF3) I _L = 300 A (WF3) I _L = 60 A* <u>Subsequent Strokes</u> V _T = 750 V (WF3) I _L = 150 A (WF3) I _L = 30 A*
Equipment installations routed in areas with composite skin/structure.	Waveform 4 (WF4)/ Waveform 5A (WF5A)	<u>First Stroke</u> V _L = 300 V (WF4) I _T = 1000 A (WF5A) I _T = 300 A* <u>Subsequent Strokes</u> V _L = 75 V (WF4) I _T = 200 A (WF5A) I _T = 150 A*	<u>First Stroke</u> V _L = 750 V (WF4) I _T = 2000 A (WF5A) I _T = 750 A* <u>Subsequent Strokes</u> V _L = 187.5 V (WF4) I _T = 400 A (WF5A) I _T = 375 A*
Multiple Burst			
Applicability	Test Description	Internal Equipment Levels**	External Equipment Levels**
All equipment installations	Waveform 3 (WF3) – 1 MHz and 10 MHz	V _T = 360 V (WF3) I _L = 6 A (WF3)	V _T = 900 V (WF3) I _L = 15 A (WF3)
Equipment installations that utilize short, low impedance cable bundle installations.	Waveform 6 (WF6)	V _L = 600 V (WF6) I _T = 30 A (WF6)	V _L = 1500 V (WF6) I _T = 75 A (WF6)
Notes: *These current levels are intended for individual power leads or low count wire bundles. When multiple leads are tested together, this current shall be increased to the full bundle level or to the number of leads multiplied by the appropriate individual current test or limit level, whichever is less. **Amplitude Tolerance is +20%,-0% for all waveforms, except the tolerance is relaxed to +50%,-0% for the Subsequent Strokes. V _T represents the test voltage level in volts and I _T represents the test current level in amperes. V _L (volts) and I _L (amperes) represent limits intended to prevent over-stressing the EUT beyond the requirements.			

Elektromanyetik uyumluluk açısından bir başka konu test altındaki ekipmanlara uygulanan Elektrostatik dışarı yayılma (ESD) testidir. Çizelge 4.9’ da Elektrostatik Test seviyeleri ve metodları, Çizelge 4.10’ da ESD simulatörü temasındaki doğrulama değerleri ve Çizelge 4.11’ de de bu testte kullanılan ESD jeneratörün genel özellikleri gösterilmektedir.

Çizelge 4.9 : ESD test seviyeleri (MIL-STD-461G, 2015)

Level	Test Voltage (kV)	Method
1	±2	Air
2	±4	Air
3	±8	Contact/Air
4	±15	Air

Çizelge 4.10 : ESD simlatörü temasındaki doğrulama değerleri (MIL-STD-461G, 2015)

Displayed Voltage (KV)	First Peak Current, ±15% (A)	Rise time ^{1/} (ns)	Current I ₁ , ±30% (A) at t ₁ = 30 ns	Current I ₂ , ±30% (A) at t ₂ = 60 ns
±8	30	0.6 ≤ t _r ≤ 1.0	16	8
^{1/} Rise time is defined as the time from 10% to 90% of the peak value of the current waveform.				

Çizelge 4.11 : ESD jeneratörü genel özellikleri (MIL-STD-461G, 2015)

Parameters	Values
Output voltage, contact discharge mode (see NOTE 1)	At least 2 kV to 8 kV, nominal
Output voltage, air discharge mode (see NOTE 1)	At least 2 kV to 15 kV, nominal
Tolerance of output voltage	±5 %
Polarity of output voltage	Positive and negative
Holding time	≥5 s
Discharge mode of operation	Single discharge (see NOTE 2)
NOTE 1: Open circuit voltage measured at the discharge electrode of the ESD generator.	
NOTE 2: The generator should be able to generate at the repetition rate of at least 20 discharges per second for exploratory purposes.	

Test altındaki ekipmanlara uygulanan frekans yayılma hassasiyeti RS103 limitleri Çizelge 4.12' de gösterilmiştir.

Çizelge 4.12 : RS103 limitleri (MIL-STD-461G, 2015)

PLATFORM FREQUENCY RANGE		LIMIT LEVELS (VOLTS/METER)							
		AIRCRAFT (EXTERNAL OR SAFETY CRITICAL)	AIRCRAFT INTERNAL	ALL SHIPS (ABOVE DECK & EXPOSED BELOW DECK) AND SUBMARINES (EXTERNAL)*	SHIPS (METALLIC) (BELOW DECKS)	SHIPS (NON-METALLIC) (BELOW DECK)**	SUBMARINE (INTERNAL)	GROUND	SPACE
2 MHz to 30 MHz	A	200	200	200	10	50	5	50	20
	N	200	200	200	10	50	5	10	20
	AF	200	20	-	-	-	-	10	20
30 MHz to 1 GHz	A	200	200	200	10	10	10	50	20
	N	200	200	200	10	10	10	10	20
	AF	200	20	-	-	-	-	10	20
1 GHz to 18 GHz	A	200	200	200	10	10	10	50	20
	N	200	200	200	10	10	10	50	20
	AF	200	60	-	-	-	-	50	20
18 GHz to 40 GHz	A	200	200	200	10	10	10	50	20
	N	200	60	200	10	10	10	50	20
	AF	200	60	-	-	-	-	50	20

RS103 Testi yapılırken bir yansıma test odasında alıcı kullanılmaktadır. Frekans aralığına göre bu alıcının kaç adet olması gerektiği Çizelge 4.13’ de gösterilmiştir.

Çizelge 4.13 : Bir yansıma test odasındaki olması gereken alıcı miktarı (MIL-STD-461G, 2015)

Frequency Range (MHz)	Tuner Positions
200 - 300	50
300 - 400	20
400 - 600	16
Above 600	12

Elektromanyetik yayılımla ilgili duyarlılık testi süresi; Çizelge 4.14’ te belirtilen değerlere göre yapılmalıdır.

Çizelge 4.14 : Duyarlılık testi süresi (MIL-STD-461G, 2015)

Frequency Range	Maximum Step Size	Actual Scan Time (minutes)
30 Hz - 150 kHz	0.05 f_o	16
150 kHz – 1 MHz	0.05 f_o	4
1 MHz – 2 MHz	0.01 f_o	5
2 MHz – 30 MHz	0.01 f_o	20
30 MHz – 1 GHz	0.005 f_o	54
1 GHz – 18 GHz	0.0025 f_o	94
18 GHz – 40 GHz	0.0025 f_o	28

4.1.3.4 MIL-STD-464C Standartının İklimlendirmeye İlişkin Esasları

Sistemler için elektromanyetik çevresel efektlerin gereksinimlerini içeren bu standart; tüm sistem ve ekipmanların; EMC (Elektro Manyetik Uyumluluk), EMI (Elektro Manyetik kesişim) açısından uygun olmasını ve çevreye yayılan radyoaktif etki ile ilgili olması gereken değerler ve test yöntemlerini içermektedir.

Bu standartın içeriğindeki bir başka önemli konu EME (Elektro Manyetik Ortam) dir. Fırlatma ve uzay araçları sistemleri için maksimum dış EME değerleri Çizelge 4.15’ de gösterildiği gibi olmalıdır.

Çizelge 4.15 : Fırlatma ve uzay araçları sistemleri için maksimum dış EME değerleri (MIL-STD-464C, 2010)

Frequency Range (MHz)		Electric Field (V/m – rms)	
		Peak	Average
0.01	2	1	1
2	30	73	73
30	150	17	17
150	225	4	1
225	400	*	*
400	700	47	6
700	790	1	1
790	1000	7	7
1000	2000	63	63
2000	2700	187	187
2700	3600	23	8
3600	4000	2	2
4000	5400	3	3
5400	5900	164	164
5900	6000	164	164
6000	7900	6	6
7900	8000	3	1
8000	8400	1	1
8400	8500	3	1
8500	11000	140	116
11000	14000	114	114
14000	18000	16	9
18000	50000	23	23

NOTE: *denotes no emitters in that frequency range.

Aynı şekilde yer sistemleri için maksimum dış EME değerleri Çizelge 4.16’ da gösterildiği gibi olmalıdır.

Çizelge 4.16 : Yer sistemleri için maksimum dış EME değerleri (MIL-STD-464C, 2010)

Frequency Range (MHz)		Electric Field (V/m – rms)	
		Peak	Average
0.01	2	73	73
2	30	103	103
30	150	74	74
150	225	41	41
225	400	92	92
400	700	98	98
700	790	267	267
790	1000	284	267
1000	2000	2452	155
2000	2700	489	155
2700	3600	2450	219
3600	4000	489	49
4000	5400	645	183
5400	5900	6146	155
5900	6000	549	55
6000	7900	4081	119
7900	8000	549	97
8000	8400	1095	110
8400	8500	1095	110
8500	11000	1943	139
11000	14000	3454	110
14000	18000	8671	243
18000	50000	2793	76

Dolaylı yıldırım/şimşek elektrik akımının dalga boyunu, yani akım değerini etkilemektedir. Bu etkilerin değiştirdiği dalga formu parametreleri Çizelge 4.17’ de gösterildiği gibi ele alınmalıdır.

Çizelge 4.17 : Dolaylı yıldırımın etkilediği akım dalga formu parametreleri (MIL-STD-464C, 2010)

Frequency Range (MHz)		Electric Field (V/m – rms)	
		Peak	Average
0.01	2	73	73
2	30	103	103
30	150	74	74
150	225	41	41
225	400	92	92
400	700	98	98
700	790	267	267
790	1000	284	267
1000	2000	2452	155
2000	2700	489	155
2700	3600	2450	219
3600	4000	489	49
4000	5400	645	183
5400	5900	6146	155
5900	6000	549	55
6000	7900	4081	119
7900	8000	549	97
8000	8400	1095	110
8400	8500	1095	110
8500	11000	1943	139
11000	14000	3454	110
14000	18000	8671	243
18000	50000	2793	76

Askeri araç-gereçler için maksimum dış EME değerleri Çizelge 4.18’ de gösterildiği gibi olmalıdır.

Çizelge 4.18 : Askeri araç-gereçler için maksimum dış EME değerleri (MIL-STD-464C, 2010)

Frequency Range		Field Intensity (V/m – rms)			
(MHz)	(MHz)	Unrestricted		Restricted **	
		Peak	Average	Peak	Average
0.01	2	200	200	80	80
2	30	200	200	100	100
30	150	200	200	80	80
150	225	200	200	70	70
225	400	200	200	100	100
400	700	2200	410	450	100
700	790	700	410	270	270
790	1000	2600	490	1400	270
1000	2000	6100	600	2500	160
2000	2700	6000	500	490	160
2700	3600	27460*	2620*	2500	220
3600	4000	8600	280	1900	200
4000	5400	9200	660	650	200
5400	5900	9200	660	6200	240
5900	6000	9200	270	550	240
6000	7900	4100	400	4100	240
7900	8000	550	400	550	200
8000	8400	7500	400	1100	200
8400	8500	7500	400	1100	200
8500	11000	7500	910	2000	300
11000	14000	7500	680	3500	220
14000	18000	8700	680	8700	250
18000	50000	2900	580	2800	200

NOTES:

* The EME levels in the table apply to ship launched ordnance that will traverse the main beam of systems in the 2700 to 3600 MHz frequency range on surface combatants. For all other ordnance, the unrestricted peak EME level is 12667 V/m and the unrestricted average level is 1533 V/m.

** In some of the frequency ranges for the “Restricted Average” column, limiting the exposure of personnel through time averaging will be required to meet the requirements of 5.9.1 for personnel safety.

Askeri araçlardaki sistemlerin elektronik frekans yayılım oranı belirli seviyelerde olmalıdır. Bu seviyeleri tespit etme noktasındaki bant genişliği Çizelge 4.19’ de gösterildiği gibi olmalıdır.

Çizelge 4.19 : Frekans yayılım kontrol bant genişliği (MIL-STD-464C, 2010)

Frequency Range (MHz)	6 dB Bandwidth (kHz)
0.5 – 1	1
1 – 30	10
30 – 1000	30
1000 – 40000	100

Frekans yayılım testlerinde, sistemlere dar bant ve geniş bant aralığında uygulanması gereken HPM (yüksek güç mikrodalgası) elektrik alanı ve frekans değerleri Çizelge 4.20’ de ve 4.21’ de gösterildiği gibi uygulanmalıdır.

Çizelge 4.20 : Geniş bant HPM için dış EME (MIL-STD-464C, 2010)

Frequency Range (MHz)	Broad-Band Electric Field Distribution (mV/m/MHz @ 100 m)
30 – 150	33000
150 – 225	7000
225 – 400	7000
400 – 700	1330
700 – 790	1140
790 – 1000	1050
1000 – 2000	840
2000 – 2700	240
2700 – 3000	80

Çizelge 4.21 : Dar bant HPM için dış EME (MIL-STD-464C, 2010)

Frequency Range (MHz)	Electric Field (kV/m @ 1 km)
2000 – 2700	18.0
3600 – 4000	22.0
4000 – 5400	35.0
8500 – 11000	69.0
14000 – 18000	12.0
28000 – 40000	7.5

Dolaylı yıldırım/şimşek elektrik akımının dalga formu karakteristiğini etkilemektedir. Bu etkilerin değiştirdiği dalga formu karakteristiği Çizelge 4.22’ de gösterildiği gibi ele alınmalıdır.

Çizelge 4.22 : Dolaylı yıldırımın etkilediği akım dalga formu karakteristiği (MIL-STD-464C, 2010)

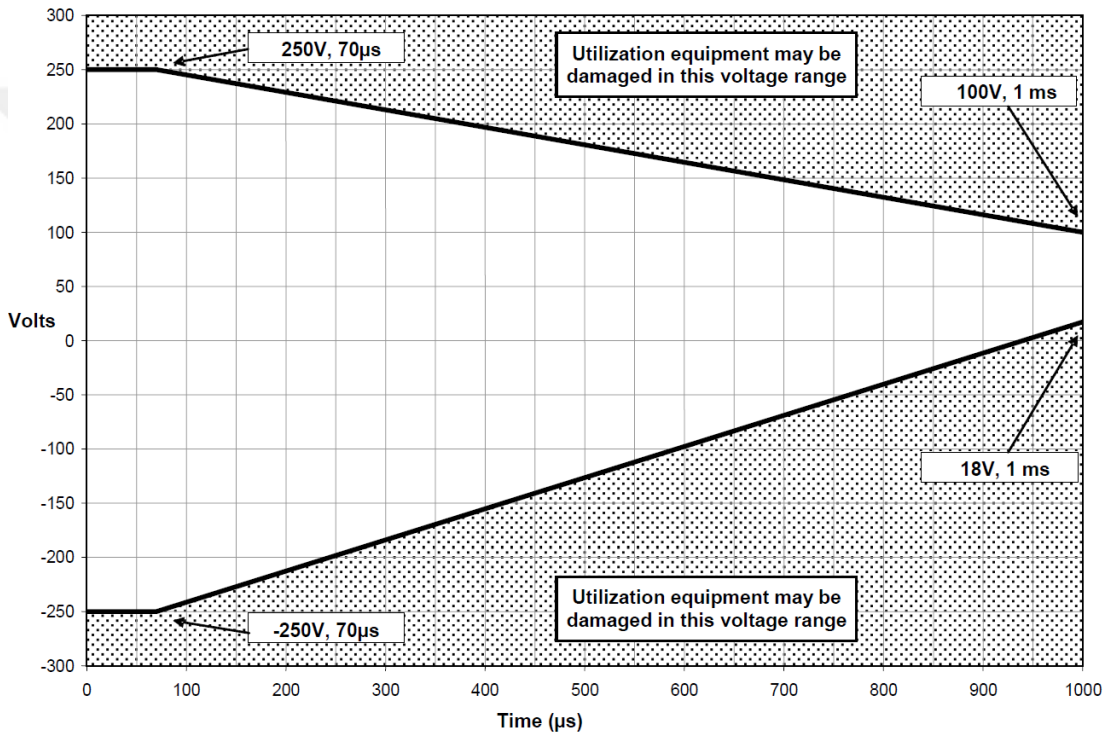
Current component	Peak current (kA)	Action Integral (A ² s)	Decay to 50% (μs)	Time to 10% (μs)	Time to 90% (μs)	Time to Peak (μs)	Rate of rise (A/s)	Peak rate of rise t = 0+ (A/s)
A	200	2.0x10 ⁶	69	0.15	3.0	6.4	1.0x10 ¹¹ @ 0.5 μs	1.4x10 ¹¹
B	Produces average current of 2 kA over a 5 millisecond period							
C	Defined as rectangular waveform for analysis purposes of 400 A for 500 milliseconds							
D	100	0.25x10 ⁶	34.5	0.08	1.5	3.18	1.0x10 ¹¹ @ 0.25μs	1.4x10 ¹¹
D/2	50	6.25x10 ⁴	34.5	0.08	1.5	3.18	0.5x10 ¹¹ @ 0.25μs	0.7x10 ¹¹
H	10	N/A	4.0	0.0053	0.11	0.24	N/A	2.0x10 ¹¹

4.1.3.5 MIL-STD-1275E standartının iklimlendirmeye ilişkin esasları

Ekipman ve altsistemlerin, 28-volt DC besleme voltajı karakteristiğini içeren bu standart; elektrik/güç dağıtım birimine bağlı ekipmanların voltaj besleme terminallerindeki, DC 28V luk geçiş voltajı karakteristiği ve çalışma voltajı limitlerini tanımlar.

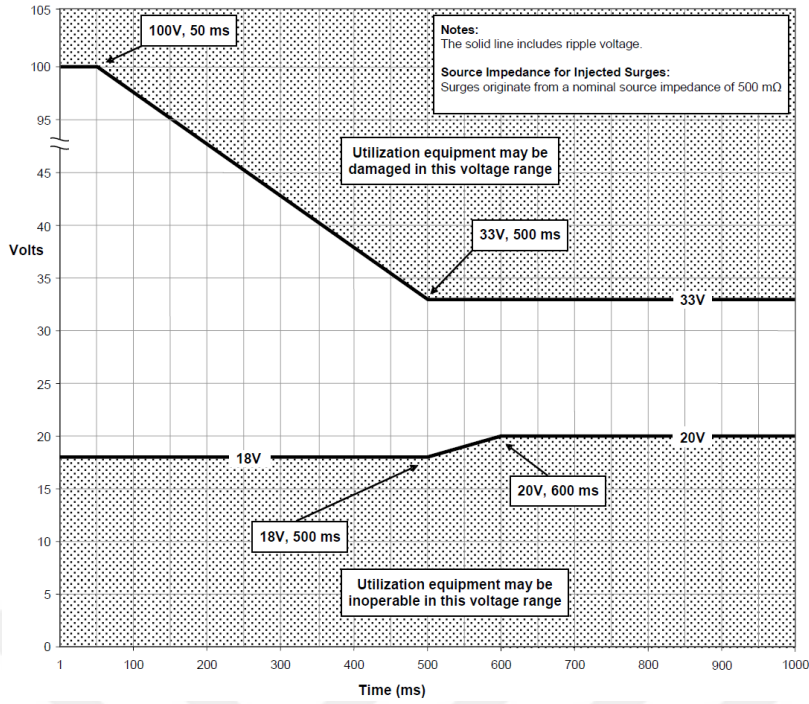
Ekipmanlar için çalışma voltajı aralığı, voltaj dalgalanması da dahil edilerek, 20 VDC ile 33 VDC arasındadır. Voltajdaki maksimum pik dalgalanma MIL-STD-461C' de CS101 nolu şekilde gösterildiği gibi 150 kHz den 250 kHz e genişletilmiştir. Minimum besleme voltajı 12 VDC olmalıdır. İlk çalışmadaki minimum voltaj beslemesi 16 VDC olmalıdır ve 30 saniyeden fazla dalgalanmamalıdır.

Ani gerilim sıçramaları Şekil 4.4' de gösterilen sınırlarda olmalıdır. Ani gerilim sıçramasındaki maksimum süre 50 nanosaniye, maksimum toplam enerji bir sıçrama için 2 joule dür. Yayılan voltaj sıçramasındaki maksimum enerjide bir sıçrama için 125 millijoule ü geçmemelidir.



Şekil 4.4 : 28 VDC için ani voltaj sıçrama aralığı (MIL-STD-1275E, 2013)

Voltajdaki ani dalgalanmalar Şekil 4.5' te gösterilen sınırlarda olmalıdır. Yayılan voltajın ani dalgalanmasında maksimum enerjide bir dalgalanma için 60 joule ü geçmemelidir.



Şekil 4.5 : 28 VDC için ani voltaj dalgalanma aralığı (MIL-STD-1275E, 2013)

Voltajdaki ani dalgalanmalar için test parametreleri Çizelge 4.23’ te gösterildiği gibi ele alınmalıdır.

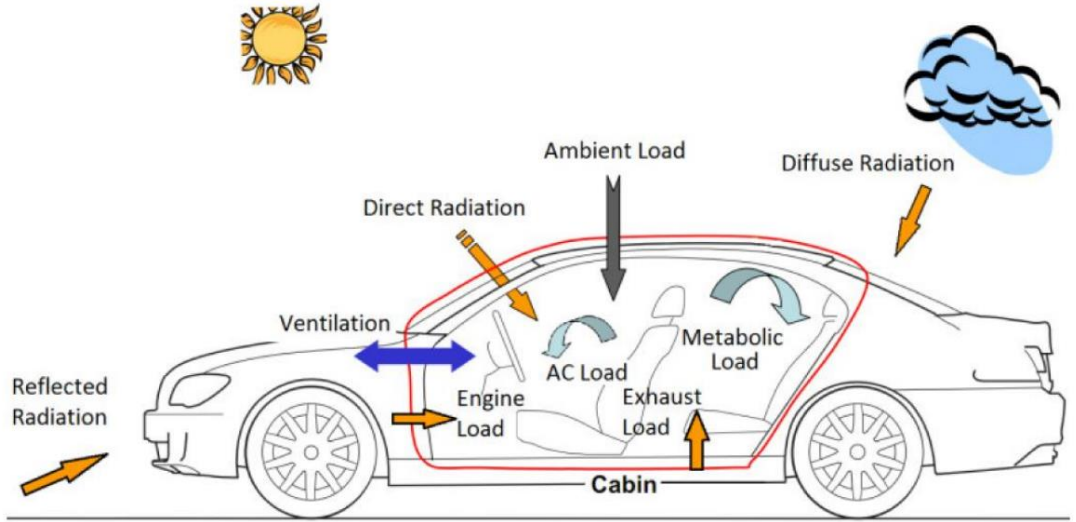
Çizelge 4.23 : 28 VDC için ani voltaj dalgalanma test parametreleri (MIL-STD-1275E, 2013)

Operating Voltage (V_{nom})	Amplitude (V_{peak})	Rise Time (ms)	Duration (ms)	Source Impedance ($m\Omega$)	Number of Pulses	Time Between Pulses (s)
30 -0/+1	100 -0/+10	$1 < t < 10$	50 -0/+5	500 -25/+0	5	5

4.2 Sistem tasarımı için gerekli soğutma/ısıtma yüklerinin hesaplanması

Askeri araçlarda iklimlendirme tasarımı yaparken hacim kısıtlarından sonra belirlenmesi gereken en önemli konulardan biri soğutma/ısıtma kapasitesi hesabıdır.

Bu çalışmada, bir 4x4 Zırhlı aracın soğutma/ısıtma kapasite hesabı için ASHRAE Handbook of Fundamentals dökümanındaki metodlardan biri olan HBM (Isı Dengesi Metodu) kullanılacaktır. HBM, bir araç kabinini toplam kütle yaklaşımı ile ele alarak klima için ısıtma/soğutma yükünü Denklem 4.1’deki matematik formülü ile ifade etmektedir. Bu yüklerin bir araç üzerindeki dağılımı Şekil 4.6’da gösterilmiştir.



Şekil 4.6 : Bir araç üzerinde termal yüklerin şematik gösterimi (Mohammad Ali Fayazbakhsh and Majid Bahrami, 2013)

$$\dot{Q}_{AC} = - \left(\begin{array}{l} \dot{Q}_{Met} + \dot{Q}_{Dir} + \dot{Q}_{Dif} + \dot{Q}_{Ref} + \\ \dot{Q}_{Amb} + \dot{Q}_{Exh} + \dot{Q}_{Eng} + \dot{Q}_{Ven} \end{array} \right) - (m_a \cdot c_a + DTM) \cdot (T_i - T_{comf}) / t_c \quad (4.1)$$

$\dot{Q}_{AC}$: Klimanın toplam soğutma kapasitesi [W]

$\dot{Q}_{Met}$: Araç içi personel kaynaklı metabolik ısı yükü [W]

$\dot{Q}_{Dir}$: Güneşten direkt yansıyan ışınlım yükü [W]

$\dot{Q}_{Dif}$: Havadan yayılan ışınlım yükü [W]

$\dot{Q}_{Ref}$: Zeminden yansıyan ışınlım yükü [W]

$\dot{Q}_{Amb}$: Çevreden gelen ısı yükü [W]

$\dot{Q}_{Exh}$: Egzoz manifoldundan kaynaklanan ısı yükü [W]

$\dot{Q}_{Eng}$: Motordan kaynaklanan ısı yükü [W]

$\dot{Q}_{Ven}$: Havalandırmadan kaynaklı ısı yükü [W]

m_a : Kabin içerisindeki havanın toplam ağırlığı [W]

c_a : Kabin içerisindeki havanın özgül ısısı [J/kgK]

DTM: Kabin içerisindeki hava harici tüm materyallerin ısıl kapasitesi [J/kg]

T_i : Ortalama kabin sıcaklığı [°C]

T_{comf} : İstenilen iç ortam sıcaklığı [°C]

t_c : Ortamın istenilen sıcaklığa gelme süresine bağlı zaman sabiti [s]

Zaman sabiti, Denklem 4.2' deki formülle hesaplanmaktadır.

$$t_c = \frac{t_p}{\ln|T_0 - T_{comf}|} \quad (4.2)$$

T_0 : Kabin ilk sıcaklığı [°C]

t_p : Ortamın istenilen sıcaklığa gelme süresi [s]

Bu metodu kullanabilmek için öncelikle klimanın çalışacağı bölgenin özelliklerini tayin etmek gerekmektedir. Daha sonra sırasıyla HBM prosedüründeki ısı yüklerini hesaplayarak gerekli olan soğutma/ısıtma kapasitesi bulunacaktır.

4.2.1 Klimanın çalışacağı bölgenin özellikleri

Klimanın çalışacağı bölge iklim şartları açısından zorlayıcı olmakla beraber örnek oluşturmak adına belirlenmiştir.

AY:	TEMMUZ
SAAT:	12:00
LOKASYON:	Mekke, SAU
BÖLGE:	21° N, 42°E
KİŞİ BAŞI TEMİZ HAVA GEREKSİNİMİ: STD-1472G, 2019)	0,07 m ³ /s (MIL-
KUM ZEMİN İŞİNİM YANSITMA KATSAYISI:	0.4 (Url-4)
CAM İŞİNİM İLETİM KATSAYISI: Handbook, 2009)	0.86 (ASHRAE
DIŞ ORTAM SICAKLIĞI:	44 °C (Url-5)
İLK KABİN SICAKLIĞI: Vaghela, Dr. Ragesh G. Kapadia, 2014)	80°C (Jignesh K.
ÇEVRE BAĞIL NEM ORANI:	%46 (Url-5)
KABİN BAĞIL NEM ORANI: Handbook, 2009)	%40 (ASHRAE

KONFOR SICAKLIĞI:

23°C (ASHRAE

Handbook, 2009)

SICAKLIK DÜŞME SÜRESİ:

3600s (MIL-STD-

1472G, 2019)

4.2.2 Metabolik ısı yükü

İnsan vücudu devamlı olarak bulunduğu ortama ısı yayar. Bu ısıya metabolik ısı denir. Metabolik ısı Denklem 4.3 ile ifade edilmiştir (Mohammad Ali Fayazbakhsh and Majid Bahrami, 2013).

$$\dot{Q}_{Met} = \sum_{passenger} M A_{Du} \quad (4.3)$$

M: Sürücü/Yolcu ısı üretimi [W/m²]

A_{Du} : Sürücü/Yolcu yüzey alanı [m²]

Sürücü ve oturan personel için ısı atım değerleri (**M** değeri); ısı akısı olarak 85 W/m² ve 55 W/m² dir. **A_{Du}** değeri; kişinin ağırlık ve boyunun ve fonksiyonudur ve Denklem 4.4' te gösterildiği gibi hesaplanmaktadır.

$$A_{Du} = 0.202 W^{0.425} H^{0.725} \quad (4.4)$$

W: Sürücü/Yolcu ağırlığı [kg]

H: Sürücü/Yolcu boyu [m]

Sürücü ve yolcu boyu 1.7 metre, ağırlığı da 70 kg olarak ele alınmıştır (Jignesh K. Vaghela, Dr. Ragesh G. Kapadia, 2014).

Mevcut Araç tipinde toplam dokuz kişi (bir kişi sürücü olmak üzere) olmaktadır (Url-6).

Bu durumda, çevreye yayılan metabolik ısı yükü

$$A_{Du} = 0.202 W^{0.425} H^{0.725} = 0.202 \times 70^{0.425} \times 1.7^{0.725}$$

$$A_{Du} \cong 1.805 \text{ m}^2$$

$$\dot{Q}_{Met} = \sum_{passenger} M A_{Du} = [85 + 55] \times 1.805$$

$\dot{Q}_{Met} \cong 948 \text{ W}$ olarak bulunur.

4.2.3 Radyasyon ısı yükü

Radyasyon yükü ışınlama ile olan ısı transferidir ve bu da üç ayrı yük olarak ele alınmaktadır. Bunlar; Direk güneşten kaynaklı radyasyon ($\dot{Q}_{Dir}$), havadan (bulutlu) kaynaklanan radyasyon ($\dot{Q}_{Dif}$) ve zeminden yansıyan ($\dot{Q}_{Ref}$) radyasyondur (ASHRAE Handbook, 2009). Denklem 4.5, denklem 4.6 ve denklem 4.7 de bu radyasyon yüklerinin formülleri gösterilmektedir.

$$\dot{Q}_{Dir} = \sum S \tau \dot{I}_{Dir} \cos \theta \quad (4.5)$$

$$\dot{Q}_{Dif} = \sum S \tau \dot{I}_{Dif} \quad (4.6)$$

$$\dot{Q}_{Ref} = \sum S \tau \dot{I}_{Ref} \quad (4.7)$$

S: Işınlama ısı transferine dik olan kabin yüzey alanı [m²]

τ : Işınlama iletim katsayısı,

$\dot{I}_{Dir}$: Birim alandan geçen direkt ışınlama ısı akısı [W/m²]

$\dot{I}_{Dif}$: Birim alandan geçen dolaylı ışınlama ısı akısı [W/m²]

$\dot{I}_{Ref}$: Birim alandan geçen yansıyan ışınlama ısı akısı [W/m²]

θ : Güneş pozisyonu ile ışınlama yüzey alanının birim normali arasındaki açı [°]

Bu kavramların yanısıra $\dot{I}_{Dir}$, $\dot{I}_{Dif}$, $\dot{I}_{Ref}$ ifadelerini açıklamak gerekmektedir. Denklem 4.8, 4.9 ve 4.10 ile formülize edilmiştir.

$$\dot{I}_{Dir} = \frac{A}{\exp\left(\frac{B}{\sin \beta}\right)} \quad (4.8)$$

$$\dot{I}_{Dif} = C \dot{I}_{Dir} \frac{1 + \cos \Sigma}{2} \quad (4.9)$$

$$\dot{I}_{Ref} = (\dot{I}_{Dir} + \dot{I}_{Dif}) \rho_g \frac{1 - \cos \Sigma}{2} \quad (4.10)$$

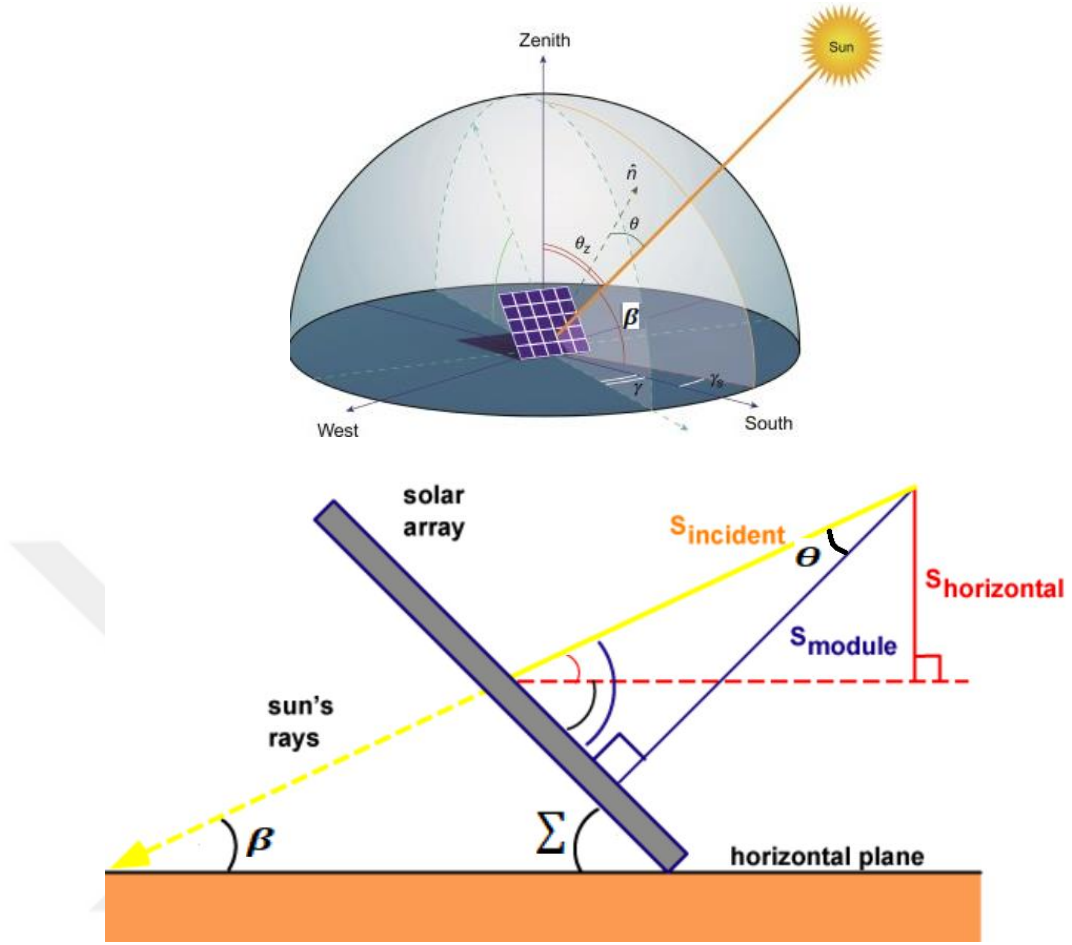
A, B ve C katsayıları tüm aylara göre ASHRAE Handbook of Fundamentals dökümanı içerisinde listelenmektedir (ASHRAE Handbook, 2009).

β : İrtifa açısı

Σ : Zemin ile ışınlama yüzeyi arasındaki açı

ρ_g : Zemin ışınlama yayma/yansıtma katsayısı

Yukarıdaki açıları (θ, β, Σ) daha iyi anlatmak adına Şekil 4.7' de gösterilmiştir.



Şekil 4.7 : Herhangi bir yüzey üzerindeki θ, β, Σ açılarının gösterimi (Url-8)

$$A \cong 1084.46$$

$$B \cong 0.207$$

$$C \cong 0.136$$

$$S \cong 2 \text{ m}^2 \text{ (Url-9)}$$

$$\tau = 0.86$$

$$\theta = 50^\circ$$

$$\beta = 85.79 \text{ (Url-10)}$$

$$\Sigma \cong 54^\circ$$

$$\rho_g = 0.4$$

$$\dot{I}_{Dir} = \frac{A}{\exp\left(\frac{B}{\sin \beta}\right)} = \frac{1084.46}{\exp\left(\frac{0.207}{\sin 85.79}\right)} \cong 882 \text{ W/m}^2$$

$$\dot{I}_{Dif} = C \dot{I}_{Dir} \frac{1+\cos \Sigma}{2} = 0.136 * 882 \frac{1+\cos 54}{2} \cong 95 \text{ W/m}^2$$

$$\dot{I}_{Ref} = (\dot{I}_{Dir} + \dot{I}_{Dif}) \rho_g \frac{1-\cos \Sigma}{2} = (882 + 95) * 0.4 \frac{1-\cos 54}{2} \cong 80 \text{ W/m}^2$$

$$\dot{Q}_{Dir} = \sum S \tau \dot{I}_{Dir} \cos \theta = \sum 2 * 0.86 * 882 \cos 54 \cong 975 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{Dif} = \sum S \tau \dot{I}_{Dif} = \sum 2 * 0.86 * 95 \cong 163 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{Ref} = \sum S \tau \dot{I}_{Ref} = \sum 2 * 0.86 * 80 \cong 138 \text{ W} \text{ olarak bulunur.}$$

4.2.4 Ortamdan kaynaklanan ısı yükü

Taşınımla olan bu ısı yükü çevre ortamdan iç ortama ve materyallere ısı transferiyle gerçekleşen bir termal yüküdür (ASHRAE Handbook of Fundamental, Atlanta, GA, 1988). Denklem 4.11 de bu ısı yükünün formülü gösterilmektedir.

$$\dot{Q}_{Amb} = \sum S_{amb} U (T_s - T_i) \quad (4.11)$$

S_{amb} : Taşınımla ısı transferine dik olan kabin yüzey alanı [m^2]

U : Toplam ısı transfer katsayısı [$\text{W/m}^2\text{K}$]

T_s : Ortalama kabin yüzeyi sıcaklığı [$^{\circ}\text{C}$]

Toplam ısı transfer katsayısı (U) eşdeğer ısı dirence (R) bağlıdır. Toplam ısı transfer katsayısı ve eşdeğer ısı direnç denklem 4.12 ve denklem 4.13 te gösterilmektedir.

$$U = \frac{1}{R} \quad (4.12)$$

$$R = \frac{1}{h_o} + \frac{\lambda}{k} + \frac{1}{h_i} \quad (4.13)$$

R : Eşdeğer ısı direnç [$\text{m}^2\text{K/ W}$]

h_o : Dış ortam taşınım katsayısı [$\text{W/m}^2\text{K}$]

h_i : İç ortam taşınım katsayısı [$\text{W/m}^2\text{K}$]

k : Araç duvarı ısı iletim katsayısı [W/mK]

λ : Araç duvar kalınlığı [m]

λ ve k değerleri tasarım detaylarıyla belirlenir ve bunlara ulaşmak mümkün olsa da askeri bir proje aracının birebir rakamlarını yazmanın stratejik ve legal olma açısından

doğru olmayacağı aşıkardır. Bundan dolayı bu değerlerin gerçekten çok uzaklaşmayarak ataması aşağıdaki gibi yapılmıştır.

h değeri için denklem 4.14 te tanımlanan formül kullanılarak ısı taşınım katsayıları (h_o ve h_i) elde edilecektir (Ingersoll, J., Kalman, T., Maxwell, L., and Niemiec, R., 1992).

$$h = 0.6 + 0.64\sqrt{V} \quad (4.14)$$

V : Aracın hızı [m/s]

Tanımlanan parametrelerin değerleri

$$T_s = \frac{(T_0 + T_{amb})}{2} = \frac{(80 + 44)}{2} = 62^\circ C$$

$$T_i = \frac{(T_0 + T_{comf})}{2} = \frac{(80 + 23)}{2} = 51.5^\circ C$$

$$\lambda = 0.008 m$$

$$k = 56.9 \frac{W}{mK} \text{ St52 malzeme (Url-11)}$$

$$V: 110 m/sn \text{ (Url-12)}$$

$$h = h_o = h_i = 0.6 + 0.64\sqrt{V} = 0.6 + 0.64\sqrt{110} \cong 32.3 W/m^2K$$

$$R = \frac{1}{h_o} + \frac{\lambda}{k} + \frac{1}{h_i} = \frac{1}{32.3} + \frac{0.008}{56.9} + \frac{1}{32.3} \cong 0.0537 m^2K/W$$

$$U = \frac{1}{R} = \frac{1}{0.0537} \cong 18.6 W/m^2K$$

$$S_{amb} \cong 40 m^2 \text{ (Url-9)}$$

$$\dot{Q}_{Amb} = \sum S_{amb} U (T_s - T_i) = \sum 40 * 18.6 * (62 - 51.5) \cong 6764 W$$

4.2.5 Egzozdan kaynaklanan ısı yükü

Egzoz hatlarından kaynaklanan bu ısı yükü, egzoz yüzeylerinden iç ortama ve materyallere ısı transferiyle gerçekleşen bir termal yüküdür (ASHRAE Handbook of Fundamental, Atlanta, GA, 1988). Denklem 4.14 te bu ısı yükünün hesaplama metodu tanımlanmıştır.

$$\dot{Q}_{Exh} = S_{Exh} U (T_{Exh} - T_i) \quad (4.15)$$

S_{Exh} : Egzozdan olan ısı transferine dik olan egzoz hattı yüzey alanı [m^2]

T_{Exh} : Egzoz gazı sıcaklığı [$^{\circ}C$]

T_{Exh} değeri denklem 4.15 ile belirtildiği şekilde hesaplanmaktadır (Khayyam, H., Kouzani, A. Z., and Hu, E. J., 2009).

$$T_{Exh} = 0.138RPM - 17 \quad (4.16)$$

RPM değeri araç motor devrini ifade etmektedir. Bu değerde, yukarıda belirtilen λ ve k değerleri gibi gerçekten çok uzaklaşmayarak ataması aşağıdaki gibi yapılmıştır.

$$S_{Exh} \cong 0.39 m^2 \text{ (Url-9)}$$

$$RPM: 2300 [rpm]$$

$$T_{Exh} = 0.138RPM - 17 = 0.138 * 2300 - 17 \cong 300 ^{\circ}C$$

$$\dot{Q}_{Exh} = S_{Exh} U (T_{Exh} - T_i) = \sum 0.39 * 18.6 * (300 - 51.5) \cong 1802 W$$

4.2.6 Havalandırmadan kaynaklanan ısı yükü

Havalandırmadan kaynaklanan bu ısı yükü, araç kabini içerisindeki personelin temiz hava ihtiyacı gereksinimi sonucu ısı transferiyle gerçekleşen bir termal yüküdür (ASHRAE Handbook, 2009). Denklem 4.18 te bu ısı yükünün hesaplama metodu tanımlanmıştır.

$$\dot{Q}_{Ven} = \dot{m}_{Ven} (e_o - e_i) \quad (4.17)$$

$\dot{m}_{Ven}$: Havalandırma kütleli debisi [kg/s]

e_o : dış ortam entalpisi [J/kgK]

e_i : iç ortam entalpisi [J/kgK]

$\dot{m}_{Ven}$ değeri denklem 4.18 de belirtildiği şekilde hesaplanmaktadır.

$$\dot{m}_{Ven} = \rho_{air} \dot{V}_{air} \quad (4.18)$$

ρ_{air} : Havanın yoğunluğu [kg/m^3]

$\dot{V}_{air}$: Havanın kütleli debisi [m^3/s]

$$\dot{V}_{air} = 9 * 0.07 = 0.63 m^3/s$$

$$\rho_{air, @} \frac{(T_i + T_{amb})}{2} = \frac{(51.5 + 44)}{2} = 44.75 ^{\circ}C$$

$$\rho_{air}, @ 44.75^{\circ}C \cong 1.1 kg/m^3$$

$$\dot{m}_{Ven} = \rho_{air} \dot{V}_{air} = 1.1 * 0.63 = 0.69 kg/s$$

e_o ve e_i değerleri denklem 4.19 de belirtildiği şekilde hesaplanmaktadır (Singh, A. K., Singh, H., Singh, S. P., and Sawhney, R. L. 2002).

$$e = 1006T + (2.501 \times 10^6 + 1770T)X \quad (4.19)$$

X : Özgül nem oranı

$$X_o = 0.029 @ T_{amb} = 44^{\circ}C ve \phi_{amb} = \%46 \text{ (Url-13)}$$

$$X_i = 0.036 @ T_i = 51.5^{\circ}C ve \phi_i = \%40 \text{ (Url-13)}$$

$$e_o = 1006T_o + (2.501 \times 10^6 + 1770T_o)X_o$$

$$e_o = 1006 * 44 + (2.501 \times 10^6 + 1770 * 44) * 0.029 \cong 119051 j/kg$$

$$e_i = 1006T_i + (2.501 \times 10^6 + 1770T_i)X_i$$

$$e_i = 1006 * 51.5 + (2.501 \times 10^6 + 1770 * 51.5) * 0.036 \cong 145127 j/kg$$

$$\dot{Q}_{Ven} = \dot{m}_{Ven}(e_o - e_i) = 0.69 * (119051 - 145127) \cong -18000 W$$

Buradaki yükün (-) işaretli olması bize şunu anlatmaktadır: Dış ortam sıcaklığı stabil olarak 44 °C iken, kabin ilk sıcaklığı 80 °C den konfor sıcaklığı olan 23 °C ye kadar düşmekte, dolayısıyla kabin entalpisi hesaplanırken bu iki sıcaklığın ortalaması ele alınmaktadır ve soğutma ilk başladığında dış ortam havasının soğutmaya pozitif etki yarattığı gözlemlenmektedir.

4.2.7 Motordan kaynaklanan ısı yükü

Egzoz yüküne benzer şekilde, motor yüzeylerinden iç ortama ve materyallere ısı transferiyle gerçekleşen bir termal yüküdür (ASHRAE Handbook, 2009). Denklem 4.16' da bu ısı yükünün hesaplama metodu tanımlanmıştır.

$$\dot{Q}_{Eng} = S_{Eng}U(T_{Eng} - T_i) \quad (4.20)$$

S_{Eng} : Motordan olan ısı transferine dik olan yüzey alanı [m²]

T_{Eng} : Motor sıcaklığı [°C]

T_{Eng} değeri denklem 4.17 de belirtildiği şekilde hesaplanmaktadır (Khayyam, H., Kouzani, A. Z., and Hu, E. J., 2009).

$$T_{Eng} = -2 \times 10^{-6} RPM^2 + 0.0355 RPM + 77.5 \quad (4.21)$$

$$S_{Eng} \cong 1.3 \, m^2 \text{ (Url-9)}$$

$$T_{Eng} = -2 \times 10^{-6} * 2300^2 + 0.0355 * 2300 + 77.5 \cong 148 \, ^\circ C$$

$$\dot{Q}_{Eng} = S_{Eng} U (T_{Eng} - T_i) = 1.3 * 18.6 * (148 - 51.5) \cong 2333 \, W$$

4.2.8 Toplam soğutma yükü ve ısıtma yükü

Toplam soğutma yükünü hesaplamak için denklem 4.1'deki ifadeden yararlanmaktayız.

$$\dot{Q}_{AC} = - \left(\begin{array}{l} \dot{Q}_{Met} + \dot{Q}_{Dir} + \dot{Q}_{Dif} + \dot{Q}_{Ref} + \\ \dot{Q}_{Amb} + \dot{Q}_{Exh} + \dot{Q}_{Eng} + \dot{Q}_{Ven} \end{array} \right) - (m_a \cdot c_a + DTM) \cdot (T_i - T_{comf}) / t_c$$

$$\dot{Q}_{Met} = 948 \, W$$

$$\dot{Q}_{Dir} = 975 \, W$$

$$\dot{Q}_{Dif} = 163 \, W$$

$$\dot{Q}_{Ref} = 138 \, W$$

$$\dot{Q}_{Amb} = 6764 \, W$$

$$\dot{Q}_{Exh} = 1802 \, W$$

$$\dot{Q}_{Eng} = 2333 \, W$$

$$\dot{Q}_{Ven} = -18000 \, W$$

m_a değeri denklem 4.20 de belirtildiği şekilde hesaplanmaktadır.

$$m_a = \rho_{air} * V_{air} \quad (4.22)$$

V_{air} değeri kabin hacmini nitelemektedir. yukarıda belirtilen λ ve k değerleri gibi gerçekten çok uzaklaşmayarak ataması aşağıdaki gibi yapılmıştır.

$$V_{air} = 10 \, m^3 \quad ; \quad \rho_{air}, @ \frac{(T_i + T_{comf})}{2} = \frac{(51.5 + 23)}{2} = 37.75 \, ^\circ C = \frac{1.13 \, kg}{m^3}$$

$$m_a = \rho_{air} * V_{air} = 1.13 * 10 \cong 11 \, kg$$

$$c_a, @ \frac{(T_i + T_{comf})}{2} = \frac{(51.5 + 23)}{2} = 37.75 \, ^\circ C = 1006 \, J/kgK$$

DTM: Kabin içerisindeki hava harici tüm materyallerin ısı kapasitesi için aşağıda materyallerin detayları tanımlanmamıştır. Bu değerler gizlilik vb. sebeplerle yazılmamış, ancak reel koşullardan fazla da uzaklaşmamıştır.

$$t_p = 3600 \text{ s (MIL-STD-1472G, 2019)}$$

$$t_c = \frac{t_p}{\ln|T_0 - T_{comf}|} = \frac{3600}{\ln|80 - 23|} \cong 890 \text{ s}$$

$$\dot{Q}_{AC} = - \left(\begin{array}{c} \dot{Q}_{Met} + \dot{Q}_{Dir} + \dot{Q}_{Dif} + \dot{Q}_{Ref} + \\ \dot{Q}_{Amb} + \dot{Q}_{Exh} + \dot{Q}_{Eng} + \dot{Q}_{Ven} \end{array} \right) - (m_a \cdot c_a + DTM) \cdot (T_i - T_{comf}) / t_c$$

$$\dot{Q}_{AC} = - \left(\begin{array}{c} 948 + 975 + 163 + 138 + \\ 6764 + 1802 + 2333 - 18000 \end{array} \right) - (1.1 * 1006 + 483513) \cdot (51.5 - 23) / 890$$

$$\dot{Q}_{AC} \cong - 11000 \text{ W (Sıcak iklim koşullarındaki soğutma yükü) olarak ele alınabilir.}$$

Bulunan bu soğutma yükü literatürdeki benzer araçlarla da uyum göstermektedir (Url-14).

Benzer şekilde MIL-STD-810H de yer alan Çizelge 4.1' deki C1 bölgesi iklim koşullarına göre en düşük sıcaklık -32 °C den MIL-STD-1472G' de belirtilen +5 °C sıcaklık hedeflenirse;

Bu sıcaklıkta MIL-STD-1472G' ye göre herhangi bir havalandırma gereksinimi yoktur ve MIL-STD-810H' a göre de ışıınım yükleri ihmal edilmektedir. Nihai olarak (4.1) nolu denklem yenilenerek;

$$\dot{Q}_{AC} = -(\dot{Q}_{Met} + \dot{Q}_{Amb} + \dot{Q}_{Exh} + \dot{Q}_{Eng}) - (m_a \cdot c_a + DTM) \cdot (T_i - T_{hdf}) / t_c$$

T_{hdf} : Hedef sıcaklık [° C]

$$T_0 = -32 \text{ °C}$$

$$T_i = \frac{(T_0 + T_{hdf})}{2} = \frac{(-32 + 5)}{2} = -13.5 \text{ °C}$$

$$T_{hdf} = 5 \text{ °C (MIL-STD-1472G, 2019)}$$

$$t_c = \frac{t_p}{\ln|T_0 - T_{hdf}|} = \frac{3600}{\ln|-32 - 5|} \cong 997 \text{ s}$$

$$\dot{Q}_{AC} = -(\dot{Q}_{Met} + \dot{Q}_{Amb} + \dot{Q}_{Exh} + \dot{Q}_{Eng}) - (m_a \cdot c_a + DTM) \cdot (T_i - T_{hdf}) / t_c$$

$$\dot{Q}_{AC} = -(948 - 13764 + 2274 + 3905) \\ -(1.1 * 1006 + 483513).(-13.5 - 5) / 997$$

$\dot{Q}_{AC,h} \cong 15629 \text{ W}$ (Soğuk iklim koşullarındaki ısıtma yükü) olarak ele alınabilir.

Bulunan bu ısıtma yükü literatürdeki benzer araçlarla da uyum göstermektedir (Url-15).

4.3 İklimlendirme sistemi komponent tasarımı/seçimleri

İklimlendirme sistemi komponent tasarımı için; tasarımın hacimsel kısıtları ve askeri standartlarından belirlediği sınırlardan sonra, belirlenen ısıtma ve soğutma yükleri esas alınarak öncelikle soğutma kapasitesine uygun evaporatör seçilecektir. Daha sonra, bu eşanjöre uygun diğer komponentler aşağıdaki sıra ile belirlenecektir.

4.3.1 Evaporatör seçimi/tasarımı

Evaporatör seçimi için belirlenen mevcut hacim kısıtlaması ve soğutma kapasitesi dahilinde bu konudaki OEM (orjinal ürün üreticisi) firmalarla eşanjör seçimi için iletişime geçilebilir ya da bireysel olarak ısı değiştiricisi hesaplamaları yapılarak boyutlandırılabilir. Toplam ısı transfer katsayısı belirlenerek evaporatör detayları olgunlaştırılır.

Toplam ısı geçiş katsayısını belirlemek için öncelikle evaporatör için direnç denklemini oluşturmak gerekmektedir. Çapraz akışlı bir ısı değiştiricisi için direnç eşitliği aşağıdaki gibidir.

$$\frac{1}{U_e} = \frac{1}{h_{air}} + \frac{\lambda_e}{k_e} + \frac{1}{h_{ref}} + R''_f \quad (4.23)$$



Şekil 4.8 : Borulu-kanatlı evaporatör (Url-16)

U_e : Evaporatör toplam ısı geçiş katsayısı [W/m²K]

h_{air} : Havanın ısı taşınım katsayısı [W/m²K]

λ_e : Evaporatör boru kalınlığı [m]

k_e : Evaporatör borusu ısı iletim katsayısı [W/mK]

h_{ref} : soğutucu akışkan ısı taşınım katsayısı [W/m²K]

R''_f : Isı değıştiricisi kirlilik direci [m²K/ W]

$$h_{air} = 0.134(Re_D)^{0.681}(Pr)^{1/3} \left(\frac{s_a}{h_a}\right)^{0.2} \left(\frac{s_a}{\delta_a}\right)^{0.1134} \quad (4.24)$$

(Felipe Raúl Ponce Arrieta, Josme de Sousa Santos, Wagner Henrique Saldanha, 2018)

Re_D : Havanın Reynold sayısı

Pr : Havanın Prandtl sayısı

s_a : fin aralığı [m]

h_a : fin derinliği/boyu [m]

δ_a : fin kalınlığı [m]

V_{air} : Hava hızı [m/s]

μ_{air} : Havanın dinamik viskozitesi [Pa.s]

$$Re_D = \frac{\rho_{air} V_{air} h_a}{\mu_{air}}$$

V_{air} değerini bulabilmek için $\dot{m}_{air}$ değerine ulaşmak gerekmektedir. Onu da mevcut soğutma kapasitesi ve referans sıcaklıkların belirlenmesi ile denklem 4.25 teki ısı transferi formülünden çekebiliriz.

$$\dot{Q}_{air} = \dot{m}_{air} C_{air} \Delta T_{air} \quad (4.25)$$

$\dot{Q}_{air}$: Havaya aktarılan toplam ısı transferi [W]

$\dot{m}_{air}$: Havanın kütleli debisi [kg/s]

C_{air} : Havanın özgül ısısı [J/kgK]

ΔT_{air} : Havanın evaporatöre giriş-çıkış sıcaklık farkı [°C]

$$\Delta T_{air} = T_{air,i} - T_{air,o}$$

$$C_{air} = \frac{C_{air,o} + C_{air,i}}{2}$$

$$\dot{Q}_{air} = \dot{Q}_{AC} = 11000 \text{ W}$$

$$T_{air,i} = T_i = 51.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{air,o} = \frac{T_i + T_{evap}}{2}$$

$$T_{evap} = 4.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Evaporatör yüzey sıcaklığı 4.5 °C (Url-17)

$$T_{air,o} = \frac{51.5 + 4.5}{2} = 28 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{air} = 51.5 - 28 = 23.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$C_{air, @ \left(\frac{51.5 + 28}{2} \right) ^\circ\text{C}} \cong 1006 \text{ J/kgK}$$

$$\dot{Q}_{air} = \dot{m}_{air} C_{air} \Delta T_{air} \Rightarrow 11000 = \dot{m}_{air} * 1006 * 23.5 \Rightarrow \dot{m}_{air} \cong 0.46 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{air} = \rho_{air} * \dot{V}_{air}$$

$\dot{V}_{air}$: Havanın hacimsel debisi [m^3/s]

$$\rho_{air}, @ \left(\frac{51.5 + 28}{2} \right) ^\circ C \cong 1.1 \text{ kg}/m^3$$

$$\dot{V}_{air} = \frac{\dot{m}_{air}}{\rho_{air}} = \frac{0.46}{1.1} \cong 0.42 \text{ m}^3/s \cong 1548 \text{ m}^3/h$$

$$\dot{V}_{air} = V_{air} * A_{blower}$$

A_{blower} : Radyal fanın/fanların hava beslemesi yaptığı yüzey alanları toplamı [m^2]

A_{blower} değerini bulmak için uygun olan radyal fan seçimini yapmak gerekmektedir.

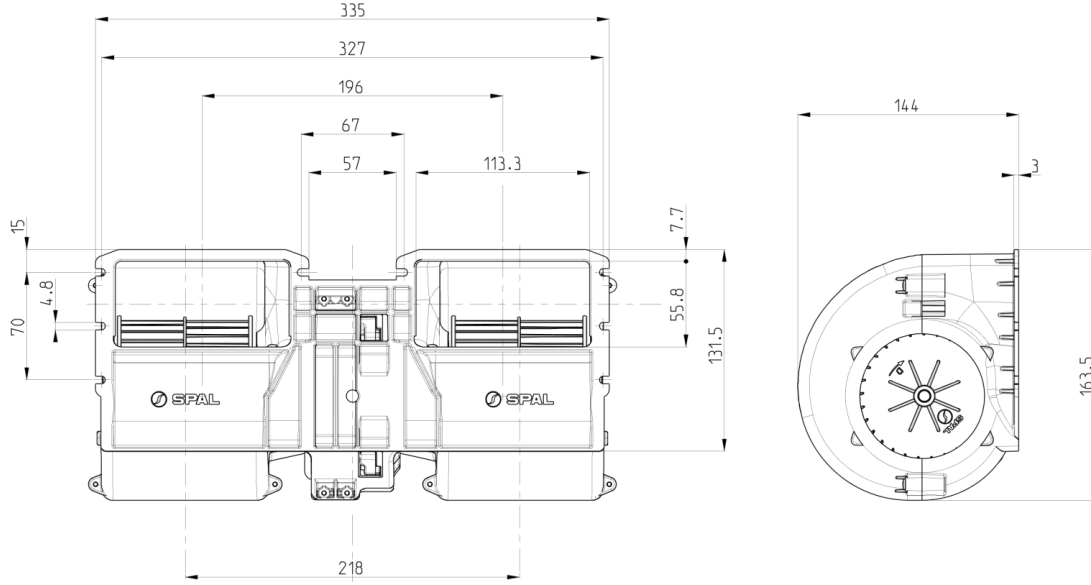
Bu seçimi yaparken mevcut hacimsel debi ($\dot{V}_{air}$) ve basınç kaybı belirlenerek fan seçimi yapılabilir. Borulu-kanatlı evaporatörler basınç kaybı değeri maksimum yaklaşık 250 Pa değerindedir (Url-16)

$\Delta P_{evap} = 250 \text{ Pa}$ ve $\dot{V}_{air} = 1548 \text{ m}^3/h$ değerlerine göre Şekil 4.9’ da debi basınç grafiği verilen radyal fandan iki adet kullanılması uygundur (Url-18).



Şekil 4.9 : Radyal fan basınç debi eğrisi (Url-18)

Radyal fan teknik resmi Şekil 4.10’ da gösterilmiştir.



Şekil 4.10 : Radyal fan teknik resmi (Url-18)

Şekil 4.10 da görüldüğü üzere radyal fan hava atış alanı ölçüleri 55.8x113.3 mm dir. Bu radyal fandan iki adet kullanılacağı ve iki adet atış alanı olduğu düşünülürse,

$$A_{blower} = 2 * 2 * 55.8 * 113.3 \cong 0.0252 \text{ m}^2 \text{ dir.}$$

$$\dot{V}_{air} = V_{air} * A_{blower} \Rightarrow V_{air} = \frac{\dot{V}_{air}}{A_{blower}} = \frac{0.42}{0.0252} \cong 16.6 \text{ m/s}$$

$$\rho_{air}, @ \left(\frac{51.5 + 28}{2} \right) ^\circ C \cong 1.13 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu_{air}, @ \left(\frac{51.5 + 28}{2} \right) ^\circ C \cong 19 \times 10^{-6} \text{ Pa.s (Url-19)}$$

$$h_a = 60 \text{ mm (Paulo J. W., Jader R. B. Jr., Christian J.L. H., Claudio M., 2010)}$$

$$Re_D = \frac{\rho_{air} V_{air} h_a}{\mu_{air}} = \frac{1.13 * 16.6 * 0.06}{19 \times 10^{-6}}$$

$$Re_D \cong 59000$$

$$Pr, @ \left(\frac{51.5 + 28}{2} \right) ^\circ C \cong 0.706$$

$$s_a = 5 \text{ mm (Paulo J. W., Jader R. B. Jr., Christian J.L. H., Claudio M., 2010)}$$

$$\delta_a = 192 \text{ mm (Paulo J. W., Jader R. B. Jr., Christian J.L. H., Claudio M., 2010)}$$

$$h_{air} = 0.134 (Re_D)^{0.681} (Pr)^{1/3} \left(\frac{s_a}{h_a} \right)^{0.2} \left(\frac{s_a}{\delta_a} \right)^{0.1134}$$

$$h_{air} = 0.134(59000)^{0.681}(0.706)^{1/3} \left(\frac{0.005}{0.06}\right)^{0.2} \left(\frac{0.005}{0.192}\right)^{0.1134}$$

$$h_{air} \cong 85 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$\lambda_e \cong 1 \text{ mm} \quad (\text{Paulo J. W., Jader R. B. Jr., Christian J.L. H., Claudio M., 2010})$$

$$k_e, @ \left(\frac{51.5+28+5}{3}\right)^\circ\text{C} \cong 400 \text{ W/mK} \quad (\text{Frank P. Incropera, 2007})$$

$$R''_f = 0.0002 \text{ m}^2\text{K/W} \quad (\text{Url-19})$$

$$h_{ref} = h_{lo} * [4.3 + (Bo * 10^4)^{1.3}] \quad (4.26)$$

Denklem 4.26 da gösterilen formülasyon ile soğutucu akışkanın ısı taşınım katsayısı bulunur (M. K. Smith, J. P. Wattlelet, and T. A. Newell, 1993).

h_{ref} : Soğutucu akışkanın ısı taşınım katsayısı [W/m²K]

h_{lo} : Sıvı soğutucu akışkanın ısı taşınım katsayısı [W/m²K]

Bo : Kaynama sayısı

$$Bo = \frac{q}{GI_{lg}}$$

(M. K. Smith, J. P. Wattlelet, and T. A. Newell, 1993).

q : Evaporatördeki ısı akısı [W/m²]

G : Kütlesel debi akısı [kg/m²s]

I_{lg} : Soğutucu akışkanın buharlaşma gizli ısısı [kJ/kg]

$$h_{lo} = 0.023 \frac{k_l}{D} Re_{lo}^{0.8} Pr_l^{0.4} \quad (4.27)$$

Denklem 4.27 te gösterilen formülasyon ile soğutucu akışkanın sıvı formda olan ısı taşınım katsayısı bulunur (M. K. Smith, J. P. Wattlelet, and T. A. Newell, 1993).

k_l : Sıvı soğutucu akışkanın ısı iletim katsayısı [W/m.K]

D : boru iç çapı [m]

Re_{lo} : Sıvı soğutucu akışkanın Reynold sayısı

Pr_l : Soğutucu akışkanın Prandtl sayısı

$$Re_{lo} = \frac{GD}{\mu_l}$$

μ_l : Soğutucu akışkanın dinamik viskozitesi [Pa.s]

$D = 7.8 \text{ mm}$ (Paulo J. W., Jader R. B. Jr., Christian J.L. H., Claudio M., 2010)

$$G = \frac{\dot{m}_{ref}}{A_{ref}} \Rightarrow \dot{Q}_{ref} = \dot{m}_{ref} C_{ref} \Delta T_{ref} \Rightarrow \dot{m}_{ref} = \frac{\dot{Q}_{ref}}{C_{ref} \Delta T_{ref}}$$

A_{ref} : Evaporatör toplam boru kesit alanı [m^2]

$\dot{Q}_{ref}$: Evaporatördeki toplam ısı transferi [W]

$\dot{m}_{ref}$: Soğutucu akışkanın kütleli debisi [kg/s]

C_{ref} : Soğutucu akışkanın özgül ısısı [J/kgK]

ΔT_{ref} : Soğutucu akışkanın evaporatöre giriş-çıkış sıcaklık farkı [$^{\circ}\text{C}$]

$$\dot{Q}_{ref} = \dot{Q}_{air} = 11000 \text{ W}$$

$$C_{ref}, @ 4.5^{\circ}\text{C}; x = 0.8 \cong 1028 \text{ J/kgK}$$

$x = 0.8$ (M. K. Smith, J. P. Wattelet, and T. A. Newell, 1993).

$$\Delta T_{ref} = T_{evap,o} - T_{evap,i}; T_{evap,o} > T_{evap,i}$$

$T_{evap,o}$: Soğutucu akışkanın evaporatörden çıkış sıcaklığı [$^{\circ}\text{C}$]

$T_{evap,i}$: Soğutucu akışkanın evaporatöre giriş sıcaklığı [$^{\circ}\text{C}$]

$$T_{evap} = \frac{T_{evap,o} + T_{evap,i}}{2} = 4.5^{\circ}\text{C} \Rightarrow T_{evap,o} + T_{evap,i} = 9^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_{ref} = 5^{\circ}\text{C} \text{ (Kittiwoot Sutthivirode, Tongchana Thongtip, 2020)}$$

$$T_{evap,o} = 7^{\circ}\text{C}$$

$$T_{evap,i} = 2^{\circ}\text{C}$$

$$\dot{m}_{ref} = \frac{\dot{Q}_{ref}}{C_{ref} \Delta T_{ref}} = \frac{11000}{1028 * 5} \cong 2.14 \text{ kg/s}$$

$$A_{ref} = 2.3 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ (Paulo J. W., Jader R. B. Jr., Christian J.L. H., Claudio M., 2010)}$$

$$G = \frac{\dot{m}_{ref}}{A_{ref}} = \frac{2.14}{2.3 \times 10^{-4}} \cong 9300 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

$$\mu_l, @ 4.5^\circ C \cong 2.589 \times 10^{-4} Pa.s$$

$$Re_{lo} = \frac{GD}{\mu_l} = \frac{9300 * 0.0078}{2.589 \times 10^{-4}} \cong 280185$$

$$k_l, @ 4.5^\circ C \cong 0.012$$

$$Pr_l, @ 4.5^\circ C \cong 0.6$$

$$h_{lo} = 0.023 \frac{k_l}{D} Re_{lo}^{0.8} Pr_l^{0.4} = 0.023 \frac{0.012}{0.0078} 280185^{0.8} 0.6^{0.4}$$

$$h_{lo} \cong 657 W/m^2K$$

$$h_{ref} = h_{lo} * [4.3 + (Bo * 10^4)^{1.3}]$$

$$Bo = \frac{q}{GI_{lg}}$$

$$I_{lg}, @ 4.5^\circ C \cong 440 J/kgK$$

$$q = \frac{\dot{Q}_{ref}}{A_{evap}}$$

A_{evap} : Evaporatör yüzey alanı [m²]

Radyal fan ölçüleri (0.45x2m) ve fin aralığı referans alınan evaporatörün (0.3 m uzunluğunda) plaka ölçülerinden (0.005mm aralıklı),

$$A_{evap} = 1.4 * \left(\frac{0.9}{0.3}\right) \cong 4.2 m^2$$

$$q = \frac{\dot{Q}_{ref}}{A_{evap}} = \frac{11000}{4.2} \cong 2619 W/m^2$$

$$Bo = \frac{q}{GI_{lg}} = \frac{2619}{9300 * 440} \cong 6.4 \times 10^{-4}$$

$$h_{ref} = h_{lo} * [4.3 + (Bo * 10^4)^{1.3}] = 657 * [4.3 + (6.4 \times 10^{-4} * 10^4)^{1.3}]$$

$$h_{ref} \cong 10163 W/m^2K$$

$$\frac{1}{U_e} = \frac{1}{h_{air}} + \frac{\lambda_e}{k_e} + \frac{1}{h_{ref}} + R''_f = \frac{1}{85} + \frac{0.001}{400} + \frac{1}{10163} + 0.0002$$

$$U_e \cong 83 W/m^2K$$

Toplam ısı geiş katsayısı belirlendikten sonra, borulu kanatlı ısı değiştiricisindeki kapasite hesabı formülündeki diğer ifadeler belirlenir.

$$\dot{Q}_{evap} = FUA\Delta T_{lm} ; \quad \Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad \Delta T_1 = T_{air,i} - T_{evap,o} ;$$

$$\Delta T_2 = T_{air,o} - T_{evap,i} ; F = 0.85 ; \Delta T_1 = 51.5 - 7 = 44.5 ^\circ C ;$$

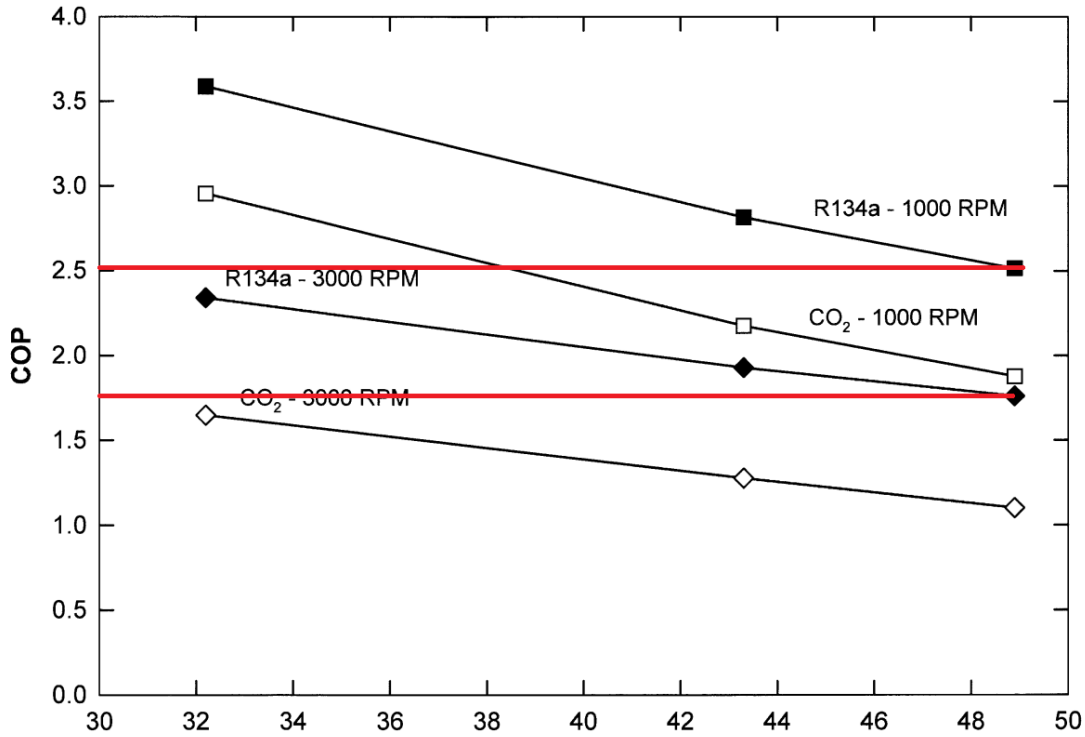
$$\Delta T_2 = 28.5 - 2 = 26.5$$

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{Q}_{ref} = \dot{Q}_{air} = 11000 W$$

$A = A_{evap} \cong 4.25 m^2$ olarak bulunur ki bu da yukarıda belirlenen alanla doğrulanmaktadır.

4.3.2 Kompresör seçimi

Kompresör seçimi için en temel değer etkin soğutma sınırları içerisinde belirlenmelidir. Etkin soğutma için COP değerinin 2 ile 4 arasında olması beklenmektedir. Ancak, reel şartlarda ve dış ortam sıcaklığının $49 \pm 2 ^\circ C$ olduğu durumlarda COP değeri şekil 4.11' de gösterildiği gibidir.



Şekil 4.11 : Kompresör COP-devir eğrileri (J. Steven Brown, Samuel F. Yana-Motta, Piotr A. Domanski, 2001)

Yukarıdaki şekilden de çıkarılacağı üzere COP değeri yaklaşık 2 olmaktadır. Bu durumda olması gereken kompresör gücü aşağıdaki gibi olmaktadır.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{ref}}{W_{comp}} \Rightarrow W_{comp} = \frac{11000}{2} \cong 5.5 \text{ KW}$$

4.3.3 Kompresör tahrik mekanizması seçimi

Kompresör tahrik mekanizmaları, birçok farklı versiyon olarak seçilebilir. Bunların avantajı ve dezavantajları vardır. Örneğin hidrolik, elektrik ya da araç motorundan tahrikli. Bizim çalışmamızda kompakt bir klima hedeflendiğinden elektrik motoru ile tahrik edilen kompresör seçimi yapılması daha uygundur. Düşünülen taslak mekanizma Şekil 4.12’ de temsil edilmektedir.



Şekil 4.12 : Elektrik motoru-kompresör düzeneği

Elektrik motorunu seçerken dikkat edilmesi gereken önemli kriterler:

- Elektrik motorunun nominal çalışma voltajı ve akımı
- Demaraj akımı (kalkış anındaki)
- Elektrik motoru EMC/EMI uyumluluğu/belgeleri
- Kompresörün nominal tork ve kalkış momenti
- Elektrik motoru ve kompresörün devir ve güç uyumu

Gibi bilgilerin araç elektrik sistemine (araç üzerindeki akım bütçesi ve alternatör akım kapasitesi) uygun olması belirlendikten sonra, kompresörün verileri ışığında uygun elektrik motoru seçilmelidir.

Elimizdeki veriler ışığında kompresör için gereken nominal tork:

T : Nominal tork [Nm]

N : Kompresör gücü [W]

n : Kompresör devri [rpm]

$$T = 9550 \frac{N}{n} = 9550 * \frac{5.5}{2000} \cong 26 \text{ Nm}$$

Olarak bulunur. Diğer değerler seçilen kompresörün teknik özelliklerinden belirlenerek elektrik motoru seçilebilir.

4.3.4 Genleşme valfi seçimi

Genleşme valfi seçilirken kapasite hesabı dikkate alınarak seçim yapılabilir. Otomotiv sisteminde yaygın olarak genleşme valfleri termo ayarlanabilir valflerdir. Çizelge 4.24' te gösterildiği gibi yapılabilir.

Çizelge 4.24 : Honeywell genleşme valfi tablosu (Url-20)

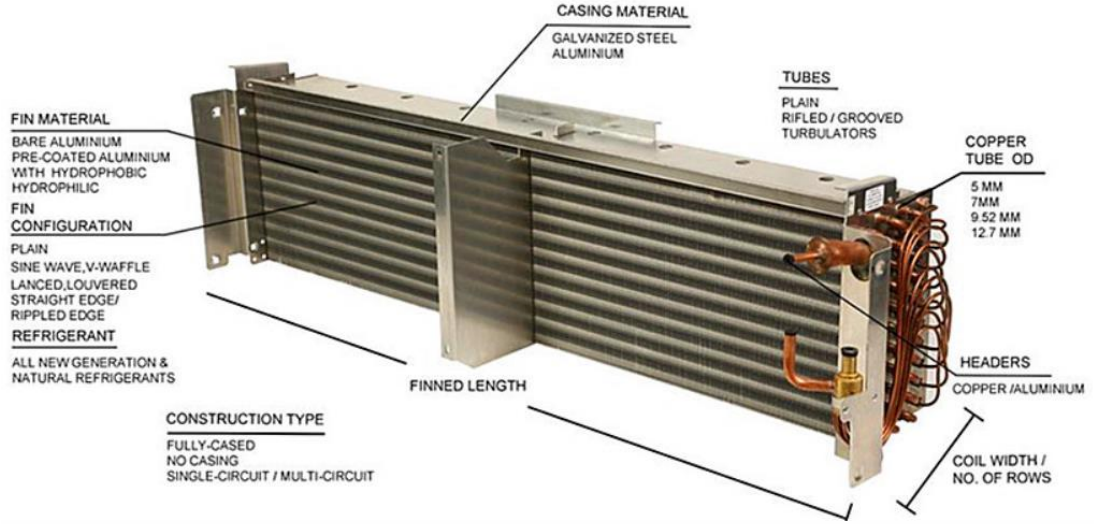
Type	Orifice size	Nominal capacity (kW)*						
		R134a	R22	R407C	R422D	R404A	R507A	R410A
TMV TMVX TMVBL TMVXBL	0.3	0.36	0.52	0.50	0.36	0.36	0.36	0.62
	0.5	0.69	0.99	0.95	0.67	0.68	0.69	1.2
	0.7	1.0	1.4	1.3	0.92	0.97	0.98	1.6
	1.0	1.4	2.0	1.9	1.3	1.4	1.4	2.4
	1.5	2.2	3.2	3.1	2.2	2.2	2.3	3.8
	2.0	2.9	4.0	3.9	2.7	2.8	2.9	4.8
	2.5	4.0	5.8	5.6	3.9	4.1	4.1	6.9
	3.0	6.6	9.3	8.9	6.3	6.5	6.6	11.1
	3.5	8.7	12.2	11.7	8.3	8.6	8.7	14.6
	4.5	11.8	17.0	16.4	11.3	12.0	12.1	20.3
	4.75	15.9	22.4	21.6	15.3	15.8	15.9	26.8

4.3.5 Kondenser tasarımı/seçimi

Kondenser seçimi ve tasarımı da evaporatöre benzer şekilde yapılabilir. Öncelikle toplam ısı geçiş katsayısı bulunarak, sonrasında ısıtma kapasitesinden kondenser alanı ve fan seçimi yapılabilir. Kondenser de borulu-kanatlı ısı değiştirici olarak ele alınmıştır.

Denklem 4.21' den ısı geçiş katsayısı hesaplanarak,

$$\frac{1}{U_c} = \frac{1}{h_{atr,c}} + \frac{\lambda_c}{k_c} + \frac{1}{h_{ref,c}} + R''_{f,c}$$



Şekil 4.13 : Borulu-kanatlı kondenser (Url-21)

U_c : Kondenser toplam ısı geçiş katsayısı [$\text{W/m}^2\text{K}$]

$h_{air,c}$: Kondenserdan geçen havanın ısı taşınım katsayısı [$\text{W/m}^2\text{K}$]

λ_c : Kondenser boru kalınlığı [m]

k_c : Kondenser borusu ısı iletim katsayısı [W/mK]

$h_{ref,c}$: kondenserdan geçen soğutucu akışkan ısı taşınım katsayısı [$\text{W/m}^2\text{K}$]

$R''_{f,c}$: Kondenser kirlilik direci [$\text{m}^2\text{K}/\text{W}$]

$$Nu_D = 0.35(Re_{D,c})^{0.6}(Pr_c)^{0.36}\left(\frac{Pr_c}{Pr_w}\right)^{1/4} \quad (4.28)$$

(Felipe Raúl Ponce Arrieta, Josme de Sousa Santos, Wagner Henrique Saldanha, 2018)

Nu_D : Havanın Nusselt sayısı

$Re_{D,c}$: Kondenser geçen havanın Reynold sayısı

Pr_c : Kondenser geçen havanın Prandtl sayısı

Pr_w : Kondenser geçen havanın duvar (boru) sıcaklığı Prandtl sayısı

$V_{air,c}$: Kondenserdan geçen hava hızı [m/s]

$h_{a,c}$: Kondenser fin derinliği/boyu [m]

$\mu_{air,c}$: Kondenserdan geçen Havanın dinamik viskozitesi [Pa.s]

$$Re_{D,c} = \frac{\rho_{air,c} V_{air,c} h_{a,c}}{\mu_{air,c}}$$

$V_{air,c}$ değerini bulabilmek için $\dot{m}_{air,c}$ değerine ulaşmak gerekmektedir. Onu da mevcut ısıtma kapasitesi ve referans sıcaklıkların belirlenmesi ile denklem 4.25 teki ısı transferi formülünden çekebiliriz.

$\dot{Q}_{air,c}$: Kondenserden havaya aktarılan toplam ısı transferi [W]

$\dot{m}_{air,c}$: Kondenserden geçen havanın kütleli debisi [kg/s]

$C_{air,c}$: Kondenserden geçen havanın özgül ısısı [J/kgK]

$\Delta T_{air,c}$: Havanın Kondensere giriş-çıkış sıcaklık farkı [°C]

$$\Delta T_{air,c} = T_{air,i} - T_{air,o}$$

$$C_{air,c} = \frac{C_{air,o} + C_{air,i}}{2}$$

$$\dot{Q}_{air,c} = \dot{Q}_{AC,h} = 15629 \text{ W}$$

$$T_{air,i} = T_{amb} = 44 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{air,o} = \frac{T_{amb} + T_{cond}}{2}$$

$$T_{cond} = \frac{90+60}{2} = 75 \text{ }^{\circ}\text{C} \text{ (Url-22)}$$

$$T_{air,o} = \frac{44 + 75}{2} \cong 60 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_{air,c} = 60 - 44 = 16 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$C_{air,c} @ \left(\frac{44 + 60}{2} \right) ^{\circ}\text{C} \cong 1007 \text{ J/kgK}$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{air,c} = \dot{m}_{air,c} C_{air,c} \Delta T_{air,c} &\Rightarrow 15629 = \dot{m}_{air,c} * 1007 * 16 \\ &\Rightarrow \dot{m}_{air} \cong 0.96 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

$$\dot{m}_{air,c} = \rho_{air,c} * \dot{V}_{air,c}$$

$\dot{V}_{air,c}$: Kondenserden geçen havanın hacimsel debisi [m³/s]

$$\rho_{air,c} @ \left(\frac{44 + 60}{2} \right) ^{\circ}\text{C} \cong 1.09 \text{ kg/m}^3$$

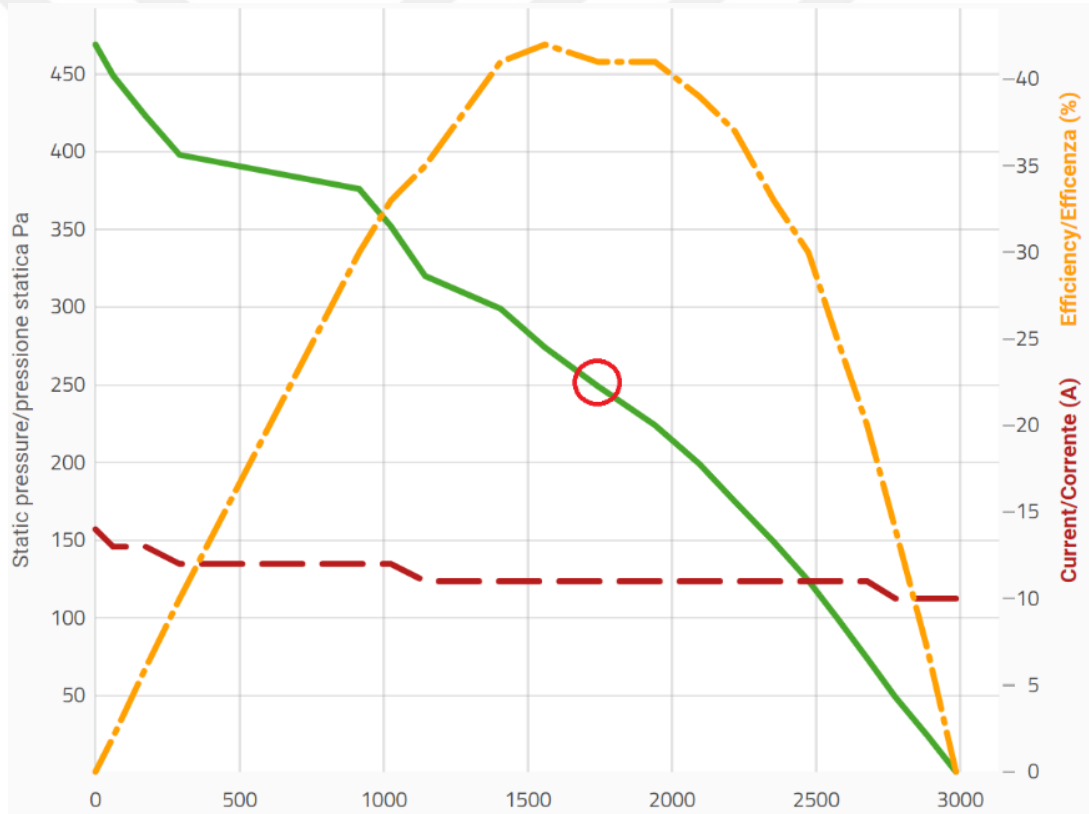
$$\dot{V}_{air,c} = \frac{\dot{m}_{air,c}}{\rho_{air,c}} = \frac{0.96}{1.09} \cong 0.88 \text{ m}^3/\text{s} \cong 3170 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\dot{V}_{air,c} = V_{air,c} * A_{axial}$$

A_{axial} : Aksiyal fanın/fanlarının hava beslemesi yaptığı yüzey alanları toplamı [m²]

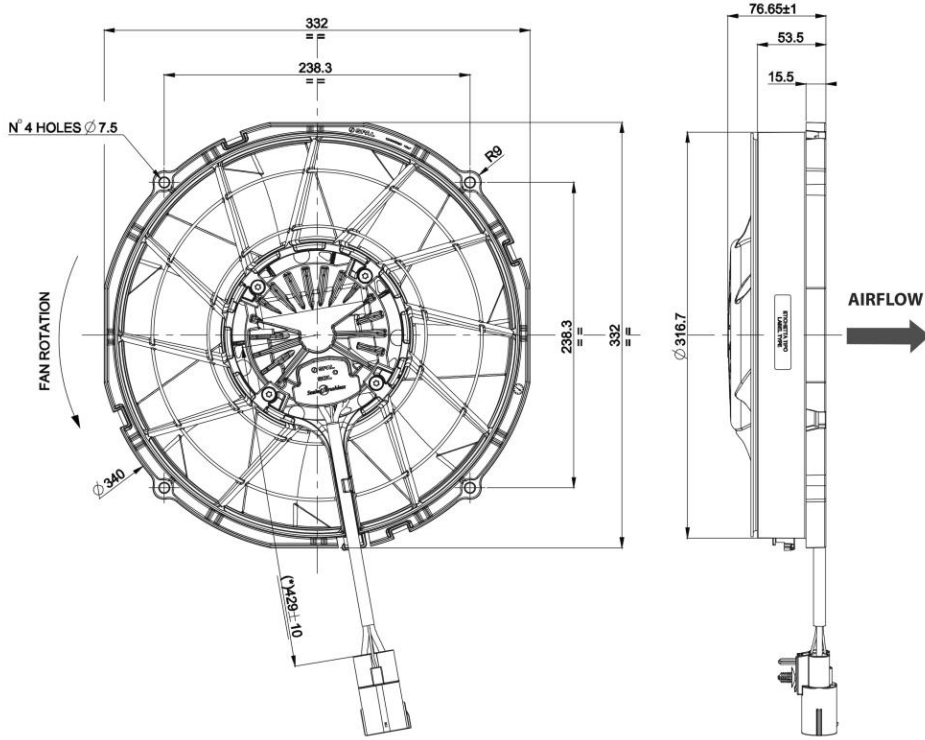
A_{axial} değerini bulmak için uygun olan aksiyal fan seçimini yapmak gerekmektedir. Bu seçimi yaparken mevcut hacimsel debiye ($\dot{V}_{air,c}$) göre basınç kaybı değeri maksimum yaklaşık 250 Pa olarak ele alınabilir (Url-16).

$\Delta P_{cond} = 250 \text{ Pa}$ ve $\dot{V}_{air,c} = 3170 \text{ m}^3/\text{h}$ değerlerine göre Şekil 4.14’ te debi basınç grafiği verilen aksiyal fandan iki adet kullanılması (toplam debi 3500 m³/h) uygundur (Url-23).



Şekil 4.14 : Axial fan basınç debi eğrisi (Url-23)

Axial fan teknik resmi Şekil 4.15’ de gösterilmiştir.



Şekil 4.15 : Axial fan teknik resmi (Url-23)

Şekil 4.15’ de görüldüğü üzere axial fan hava atış alanı ölçüleri için fan çapı Ø316 mm dir. Bu ölçülere göre,

$$A_{axial} = 2 * \frac{\pi * 0.3^2}{4} \cong 0.141 \text{ m}^2 \text{ dir.}$$

$$\dot{V}_{air,c} = V_{air,c} * A_{axial} \Rightarrow V_{air,c} = \frac{\dot{V}_{air,c}}{A_{axial}} = \frac{0.97}{0.141} \cong 6.9 \text{ m/s}$$

$$\rho_{air}, @ \left(\frac{44 + 60}{2} \right) ^\circ C \cong 1.09 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu_{air}, @ \left(\frac{44 + 60}{2} \right) ^\circ C \cong 19.72 \times 10^{-6} \text{ Pa.s (Url-19)}$$

$$h_a = 60 \text{ mm (Paulo J. W., Jader R. B. Jr., Christian J.L. H., Claudio M., 2010)}$$

$$Re_{D,c} = \frac{\rho_{air} V_{air} h_a}{\mu_{air}} = \frac{1.09 * 6.9 * 0.06}{19.72 \times 10^{-6}}$$

$$Re_{D,c} \cong 22867$$

$$Pr_c, @ \left(\frac{44 + 60}{2} \right) ^\circ C \cong 0.722$$

$$Pr_w, @ 75 ^\circ C \cong 0.716$$

$$Nu_D = 0.35(Re_{D,c})^{0.6}(Pr_c)^{0.36} \left(\frac{Pr_c}{Pr_w} \right)^{1/4}$$

$$Nu_D = 0.35(22867)^{0.6}(0.722)^{0.36} \left(\frac{0.722}{0.716} \right)^{1/4} \cong 129$$

$$Nu_D = \frac{h_{c,air} * h_a}{k_{c,air}}$$

$$k_{c,air}, @ 52^\circ C \cong 0.038 \text{ W/mK} \text{ (Frank P. Incropera, 2007)}$$

$$h_{c,air} = \frac{Nu_D * k_{c,air}}{h_a} = \frac{129 * 0.038}{0.06} \cong 84 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$\lambda_c \cong 1 \text{ mm} \text{ (Paulo J. W., Jader R. B. Jr., Christian J.L. H., Claudio M., 2010)}$$

$$k_c, @ \left(\frac{44+60+75}{3} \right)^\circ C \cong 400 \text{ W/mK} \text{ (Frank P. Incropera, 2007)}$$

$$R''_{f,c} = 0.0002 \text{ m}^2\text{K/W} \text{ (Url-19)}$$

Evaporatördeki soğutucu akışkanın taşınım katsayısına benzer şekilde kondenserdeki de bulunur:

$$h_{ref,c} = 0.023 \frac{k_{l,c}}{D_c} Re_{l,c}^{0.8} Pr_{l,c}^{0.4}$$

Denklem 4.24 te gösterilen formülasyon ile soğutucu akışkanın sıvı formda olan ısı taşınım katsayısı bulunur (M. K. Smith, J. P. Wattlelet, and T. A. Newell, 1993).

$k_{l,c}$: Kondenserden geçen sıvı soğutucu akışkanın ısı iletim katsayısı [W/mK]

D_c : Kondenser boru iç çapı [m]

$Re_{l,c}$: Kondenserden geçen sıvı soğutucu akışkanın Reynold sayısı

$Pr_{l,c}$: Kondenserden geçen soğutucu akışkanın Prandtl sayısı

$$Re_{l,c} = \frac{G_c D_c}{\mu_{l,c}}$$

G_c : Kondenserden geçen kütleli debi akısı [kg/m²s]

$\mu_{l,c}$: Kondenserden geçen soğutucu akışkanın dinamik viskozitesi [Pa.s]

$$D_c = 7.8 \text{ mm} \text{ (Paulo J. W., Jader R. B. Jr., Christian J.L. H., Claudio M., 2010)}$$

$$G_c = \frac{\dot{m}_{ref,c}}{A_{ref,c}} \Rightarrow \dot{Q}_{ref,c} = \dot{m}_{ref,c} C_{ref,c} \Delta T_{ref,c} \Rightarrow \dot{m}_{ref,c} = \frac{\dot{Q}_{ref,c}}{C_{ref,c} \Delta T_{ref,c}}$$

$A_{ref,c}$: Kondenser toplam boru kesit alanı [m²]

$\dot{Q}_{ref,c}$: Kondenser toplam ısı transferi [W]

$\dot{m}_{ref,c}$: Kondenser geçen soğutucu akışkanın kütleli debisi [kg/s]

$C_{ref,c}$: Kondenser geçen soğutucu akışkanın özgül ısı [J/kgK]

$\Delta T_{ref,c}$: Soğutucu akışkanın kondensere giriş-çıkış sıcaklık farkı [°C]

$$\dot{Q}_{ref,c} = \dot{Q}_{air,c} = 15629 \text{ W}$$

$$C_{ref,c} @ 75^\circ\text{C}; x = 0.85 \cong 1757 \text{ J/kgK}$$

$x_c = 0.85$ (Ashok Parekh, Tejendra Patel, Parbhubhai Tailor, 2018)

$$\Delta T_{ref,c} = T_{cond,i} - T_{cond,o}; T_{cond,i} > T_{cond,o}$$

$T_{cond,o}$: Soğutucu akışkanın kondenserden çıkış sıcaklığı [°C]

$T_{cond,i}$: Soğutucu akışkanın kondensere giriş sıcaklığı [°C]

$$T_{cond} = \frac{T_{cond,o} + T_{cond,i}}{2} = 75^\circ\text{C} \Rightarrow T_{cond,o} + T_{cond,i} = 150^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{ref,c} \cong 20^\circ\text{C} \text{ (Url-22)}$$

$$T_{cond,i} = 85^\circ\text{C}$$

$$T_{cond,o} = 65^\circ\text{C}$$

$$\dot{m}_{ref,c} = \frac{\dot{Q}_{ref,c}}{C_{ref,c} \Delta T_{ref,c}} = \frac{15629}{1757 * 20} \cong 0.44 \text{ kg/s}$$

$$A_{ref} = 9.5 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \text{ (Paulo J. W., Jader R. B. Jr., Christian J.L. H., Claudio M., 2010)}$$

$$G_c = \frac{\dot{m}_{ref}}{A_{ref}} = \frac{0.44}{9.5 \times 10^{-5}} \cong 4682 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

$$\mu_{l,c} \cong 1.92 \times 10^{-5} \text{ Pa.s}$$

$$Re_{l,c} = \frac{G_c D_c}{\mu_{l,c}} = \frac{4682 * 0.0078}{1.92 \times 10^{-5}} \cong 1902062$$

$$k_l @ 75^\circ\text{C} \cong 0.03$$

$$Pr_l @ 75^\circ\text{C} \cong 1.9$$

$$h_{ref,c} = 0.023 \frac{k_{l,c}}{D_c} Re_{l,c}^{0.8} Pr_{l,c}^{0.4} = 0.023 \frac{0.03}{0.0078} 1902062^{0.8} 1.9^{0.4}$$

$$h_{ref,c} \cong 12070 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$\frac{1}{U_c} = \frac{1}{h_{air,c}} + \frac{\lambda_c}{k_c} + \frac{1}{h_{ref,c}} + R''_{f,c} = \frac{1}{84} + \frac{0.001}{400} + \frac{1}{12070} + 0.0002$$

$$U_c \cong 82 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Toplam ısı geçiş katsayısı belirlendikten sonra, borulu kanatlı ısı değiştiricisindeki kapasite hesabı formülündeki diğer ifadeler belirlenir.

$$\dot{Q}_{ref,c} = FUA\Delta T_{lm}; \quad \Delta T_{lm,c} = \left| \frac{\Delta T_{2,c} - \Delta T_{1,c}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{2,c}}{\Delta T_{1,c}}\right)} \right| \quad \Delta T_{1,c} = T_{air,i} - T_{cond,o};$$

$$\Delta T_{2,c} = T_{air,o} - T_{cond,i}; \quad F = 0.96; \quad \Delta T_{1,c} = 44 - 65 = -21^\circ \text{C};$$

$$\Delta T_{2,c} = 60 - 85 = -25$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{ref,c} = \dot{Q}_{air,c} = 15629 \text{ W}$$

$$A = A_{cond} \cong 8.6 \text{ m}^2 \text{ olarak bulunur.}$$

4.3.6 Kurutucu seçimi

Kurutucu filtre; özellikle ekspansın valfe giden akıştaki bir miktar nemi alma, partikülleri temizleme, suyu tutma ve üzerideki gözetleme camı (eğer varsa) vasıtasıyla gaz miktarının doğrulanmasını sağlamakta ve sistemi birçok yabancı maddeden koruyarak herhangi bir problem oluşmasının önüne geçmektedir. Kurutucu filtre yerleşim olarak akış yönüne göre kondenserden sonra genişleme valfinden önce konumlandırılmalıdır. Ancak genişleme valfine yakın olması, filtre görevi de gördüğü için daha uygundur. Bundan dolayıdır ki birçok tasarımcı, evaporatör-genleşme valfi ve fanı aynı karkas yapı içinde tutmakta ve kurutucuya da bu yapının bir kenarına entegre etmektedir. Kurutucu filtre seçiminde belirgin bir korelasyon yerine klima kapasitesi, klima sistemindeki toplam sıvı soğutucu akışkan miktarı ve klimadaki hortum/borunun rakor ölçülerine göre seçim yapılabilir. Bizim çalışmamızdaki uygun kurutucu Çizelge 4.25' te gösterilmiştir (Url-24).

Çizelge 4.25 : Danfoss kurutucu filtre tablosu (Url-25)

Type	Drying capacity [kg] refrigerant ⁽¹⁾												Liquid capacity [kW] ⁽²⁾						Max. Working Pressure PS [bar]
	R134a		R404A		R507		R22		R407C		R410A		R134a	R404A	R507	R22	R407C	R410A	
	[°C]																		
	24	52	24	52	24	52	24	52	24	52	24	52							
DMC 0432s	6.4	5.8	6.7	6.3	7.0	6.3	6.4	5.9	6.2	5.7	5.8	5.1	6.3	4.4	4.3	6.8	6.4	6.5	42
DMC 0732s	6.4	5.8	6.7	6.3	7.0	6.3	6.4	5.9	6.2	5.7	5.8	5.1	6.3	4.4	4.3	6.8	6.4	6.5	42
DMC 2032s	6.4	5.8	6.7	6.3	7.0	6.3	6.4	5.9	6.2	5.7	5.8	5.1	6.3	4.4	4.3	6.8	6.4	6.5	42
DMC 2033s	6.4	5.8	6.7	6.3	7.0	6.3	6.4	5.9	6.2	5.7	5.8	5.1	17.9	12.6	12.2	19.5	18.3	18.6	42
DMC 2034s	6.4	5.8	6.7	6.3	7.0	6.3	6.4	5.9	6.2	5.7	5.8	5.1	24.2	17.0	16.5	26.3	24.8	25.2	42
DMC 40163s	28.2	25.8	29.4	27.8	30.8	27.7	28.3	26.1	27.4	25.3	25.6	22.7	22.8	15.6	15.2	24.2	22.8	23.1	42
DMC 40164s	28.2	25.8	29.4	27.8	30.8	27.7	28.3	26.1	27.4	25.3	25.6	22.7	28.0	19.7	19.1	30.6	28.7	29.2	42

Çizelgede 11 KW soğutma kapasitesine uygun bir değer bulunamadığı için bir üst kapasiteye göre seçilmiştir ve seçim her zaman bu şekilde yapılmalıdır (Url-25).



Şekil 4.16 : Kurutucu filtre (Url-25)

4.3.7 Klima gaz hattı tasarımı

Klimanın ana komponentlerini birbirine bağlayarak soğutucu akışkan sirkülasyonunu sağlamak için hortum/boru hattı tasarımı yapılmalıdır. Bu tasarım yapılırken hortumları/boruları boyutlandırmak için Parker nomogramdan faydalanılabilir (Url-26). Bu nomogramı kullanabilmek için sadece hacimsel debi yeterlidir. Bu debiyi de seçilen kompresörden ya da soğutma kapasitesini sağlayabilen kompresör debi değerini kullanarak belirlemek mümkündür. 11 KW soğutma kapasitesini sağlayabilen

iki farklı kompresör tipinin de debilerinin birbirine çok yakın olduğu görülmektedir: Bock marka kompresör debisi 277.7 kg/h tir (Url-27). Bitzer marka kompresörün kütleli debi değeri de yaklaşık olarak mevcut kapasite için 284 kg/h mertebesindedir (Url-28).

Kompakt olarak tüm ünitelerin tek bir yapıda toplanması, evaporatör, kondenser ve diğer devre elemanlarının birbirine seri olarak bağlandığı sistemlerde emme hattı (alçak basınç hattı) ve basma hattı (yüksek basınç hattı) olarak iki farklı hortum çapı belirlemek yeterli olacaktır.

$$D_h = \sqrt{\frac{\dot{V}_k * 0.4081}{V_{hat}}} \quad (4.27)$$

D_h : Hortum iç çapı [ft]

$\dot{V}_k$: Kompresör hacimsel debisi [gal/dk]

V_{hat} : Tavsiye edilen hız [ft/s]

Emiş hattı için;

$$\dot{V}_k = 0.28 \text{ kg/h} \cong 1.18 \text{ gal/dk}$$

$$V_{hat} \cong 1.5 \text{ ft/s} \quad (\text{Url-26})$$

$$D_h = \sqrt{\frac{\dot{V}_k * 0.4081}{V_{hat}}} = \sqrt{\frac{1.18 * 0.4081}{2}} = 0.5 \text{ ft} \cong 12.5 \text{ mm}$$

Basma hattı için;

$$D_h = \sqrt{\frac{\dot{V}_k * 0.4081}{V_{hat}}} = \sqrt{\frac{1.18 * 0.4081}{4}} \cong 9 \text{ mm}$$

Olarak bulunur ve aşağıdaki Şekil 4.17' den Dash size ölçüsü 8 ve 10 olan hortumlar sistemde kullanılabilir.

 ID			 OD	 WP		 BP		 BR/r	 W	 L
Dash Size	inch	mm	mm	bar	psi	bar	psi	mm	g/m	m
-04	3/16"	4.8	13	35	508	137	1987	85	220	>10
-05	1/4"	6.4	14.9	35	508	137	1987	85	280	>10
-06	5/16"	8	17.2	35	508	137	1987	85	345	>10
-08	13/32"	10.3	19.3	35	508	137	1987	95	400	>10
-10	1/2"	12.7	23.4	35	508	137	1987	115	545	>10
-12	5/8"	16	27.3	35	508	137	1987	135	685	>10
-16	7/8"	22.2	31.2	35	508	137	1987	155	725	>10
-20	1 1/8"	28.6	38	35	508	137	1987	190	935	>10

Şekil 4.17 : Klima SAE J 2064 Type B Class 1 hortum kataloğu (Url-29)

Hortumların rakor (fitting) kısımları da yine parker nomogramdan seçilebilmektedir. Şekil 4.18’ de klima hortumu ve rakor detayları gösterilmektedir. Özellikle siyah başlıklı gaz basma/vakum/ölçüm portları hem alçak basınç hem de yüksek basınç hattında erişilebilir bir konumda olmalıdır.



Şekil 4.18 : Klima hortumları ve gaz basma/vakum/basınç ölçüm portu (Url-30)

4.3.8 Sensörlerin seçimi/belirlenmesi

Sistemi koruma ve düzgün çalışmasını sağlamak amacıyla basınç ve sıcaklık sensörleri kullanılmalıdır. Sistemdeki olağandışı durumlarla ilgili geri bildirim sağlaması birçok noktadan kritik olarak ele alınmaktadır.

Sistemde kullanılması gereken minimum basınç sensörleri iki adet olmalıdır ve bunlar alçak basınç sensörü/müşiri ve alçak basınç sensörü/müşiridir. Şekil 4.19’ da basınç sensörü takımı gösterilmektedir. Bununla beraber minimum bir adet iç ortam sıcaklık

sensörü (mümkünse iki adet iç ortam sıcaklık sensörü, bir adet dış ortam sıcaklık sensörü) kullanılmalıdır. Şekil 4.20’ de sıcaklık sensörü örneği gösterilmektedir.



Şekil 4.19 : Alçak ve yüksek basınç sensörü (Url-24)



Şekil 4.20 : İç ve dış ortam sıcaklık sensörü (Url-31)

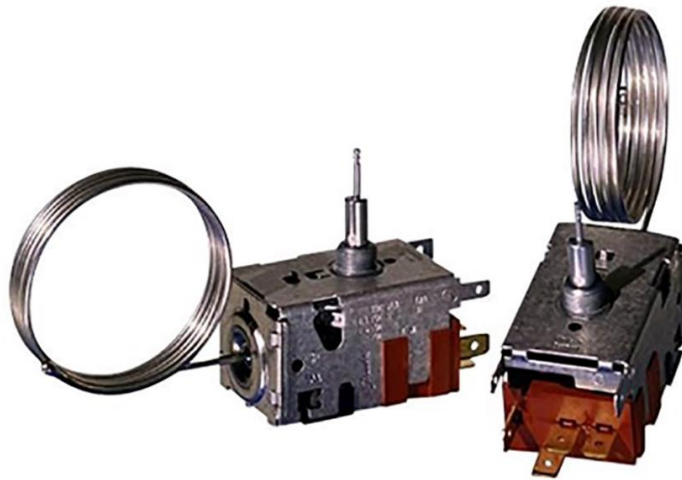
Alçak basınç sensörü ve yüksek basınç sensörü; sistem istenilen basınç değerlerinde olmadığında sistemin çalışmasını durdurur. Ayrıca, sistemdeki gaz miktarının yeterli olup olmadığı, gaz olup olmadığı, kondenser fanlarının aktif olup olmadığı ve ya doğru çalışma şeklinde olup olmadığı gibi benzeri birçok konuda geribildirim sağlamış olmaktadır. Sıcaklık sensörleri ise, sistemin çalışmasını durdurmaktan ziyade hedef

sıcaklık belirleme ve bu sıcaklığa ulaştıktan sonra kompresör ve fanların çalışmasının durdurulmasını sağlar.

Sensörleri konumlandırmak da başka önemli konulardan biridir. Alçak basınç sensörü olabildiğince kompresörün girişine yakın hortum rakoru üzerinde, yüksek basınç sensörü de kompresörün çıkışına yakın hortum rakoru üzerinde olmalıdır. Konstrüktif olarak yapılamadığı durumlarda da kondenser girişi ve evaporatör çıkışına da konumlandırılabilir.

Sıcaklık sensörlerinde; iç ortam sıcaklık sensörlerinin konumu belirlenirken araç içerisinden birçok noktadan sıcaklık verisi alınarak bu sıcaklıkların toplamının ortalamasını temsil eden en iyi iki sensör (biri araç tavanına, diğeri tabana yakın) seçilerek konumlandırılabilir. Dış ortam sıcaklık sensörü de tamamen iç ortam ve dış ortam arasındaki net sıcaklık farkını belirlemek adına opsiyonel olarak aracın rüzgar vb. Dış etmenlerden direkt etkilenmeyeceği bir bölgeye konumlandırılmalıdır. Bir adet iç ortam sıcaklık sensörü kullanılması durumunda ise evaporatör hava emiş bölgesine konumlandırılabilir.

Bu sensörler haricinde yine kullanmakta fayda görülen bir diğer sensör/termostat buzlanma termostatıdır. Buzlanma termostatı seçiminde sistem kapasitesi, kullanılan soğutucu akışkan, sistemin konstrüktif yapısı düşünülerek, OEM firmaların kataloglarından seçim yapılabilir. Özellikle evaporatör çıkışındaki hava sıcaklığı, genelde 3 °C ve altında (termostat ayarlanabilir ve seçilen ürüne göre farklılık olabilir) olduğunda sistemin çalışmasını durdurarak oluşabilecek hasarların önüne geçilmiş olur. Şekil 4.21’ de buzlanma termostatı gösterilmektedir.

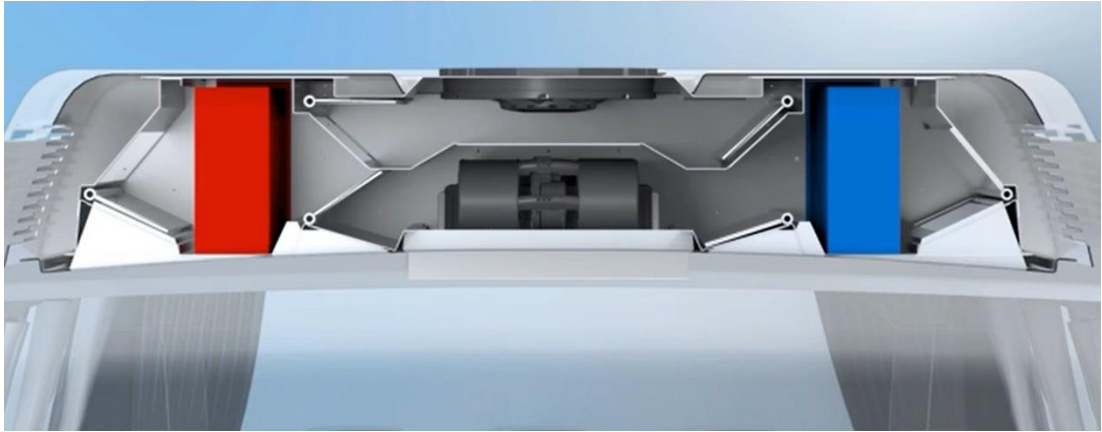


Şekil 4.21 : Buzlanma termostatı (Url-32)

Bu sensörler haricinde ortam nem kontrolü istenirse nem sensöründe (Url-33) kullanılabilir. Konum olarak da evaporatör hava emiş bölgesi tercih edilebilir.

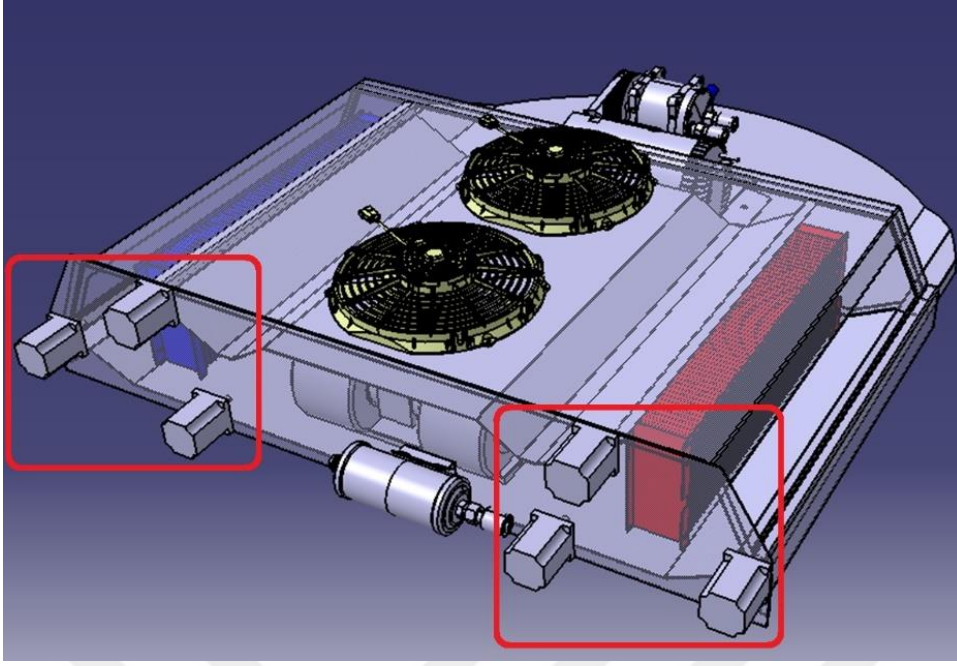
4.3.9 Klepe yapısının oluşturulması/tasarımı

Tasarımı hedeflenen klimanın soğutma çevrimi ile ısıtma yapabilmesini sağlayan temel elemanlar klepe mekanizmalarıdır. Klepe mekanizmalarını; klepe motoru, klepe rodu ve klepe kapakları olarak ele alabiliriz. 2. Bölümde de belirtilen ters yönlü hava akışı ile yeni ısı pompası da klepe mekanizması vasıtasıyla, soğutma çevrimi ile istenildiğinde ısıtma ya da soğutma yapabilmektedir. Bunu hava akışının yönünü değiştirerek gerçekleştirmektedir. Havanın yönünün değiştirilmesi için klepe mekanizması (klepe motoru+klepe kapağı+klepe rodu) kullanılarak, ve tüm komponentler tek bir paket içerisinde konumlandırılarak tasarım yapılabilir. Şekil 4.22’ de soğutma çevrimiyle, hava yönü değiştirilerek ısıtma ve soğutma yapabilen bir klimanın iç detayları gösterilmiştir.

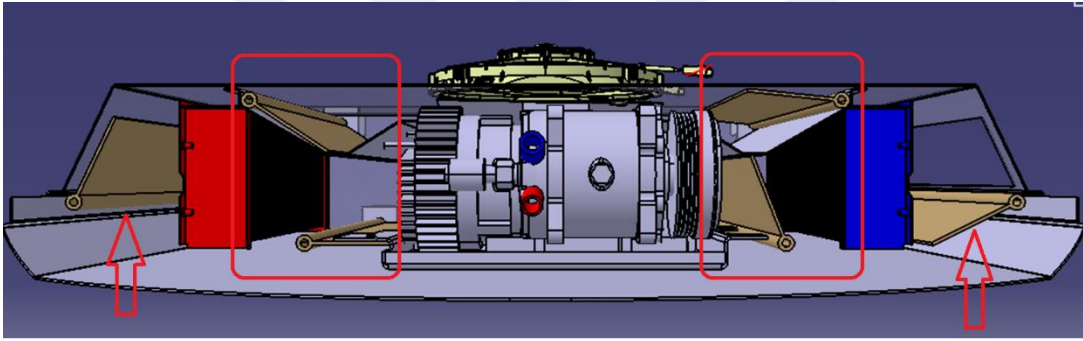


Şekil 4.22 : Ters yönlü hava akışlı klimanın klepe mekanizmaları (Url-1)

Şekil 4.22’ dekine benzer şekilde bu çalışma için yapılan tasarımda da klepe mekanizmaları ve motorları üç boyutlu data içerisinde modellenmiştir (Url-34). Şekil 4.23’ de klepe motorlarının modellenmesi ve 4.24’ te klepelerin modeli gösterilmektedir.



Şekil 4.23 : Klepe motorunun modellenmesi



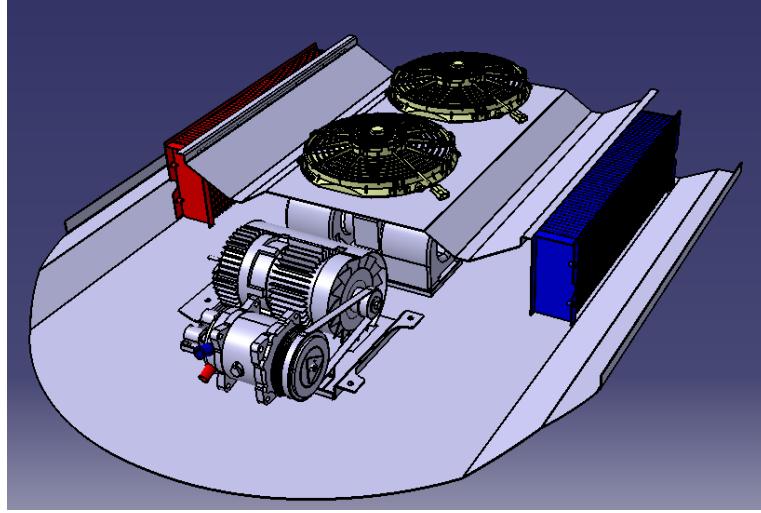
Şekil 4.24 : Klepe kapaklarının (kum rengi) modellenmesi

4.4 Seçilen/Tasarlanan Komponentlerin Montajlanması

Belirlenen komponentleri gerçek bir yapıya dönüştürmedeki son adım bu komponentlerin belirli bir hacim ve standartlara uygun olarak tek bir kit haline dönüştürülmesini sağlamaktır. Bu kit haline dönüştürülmesine paketleme de denilmektedir.

4.4.1 Komponentlerin bağlantı arayüzünün tasarımı

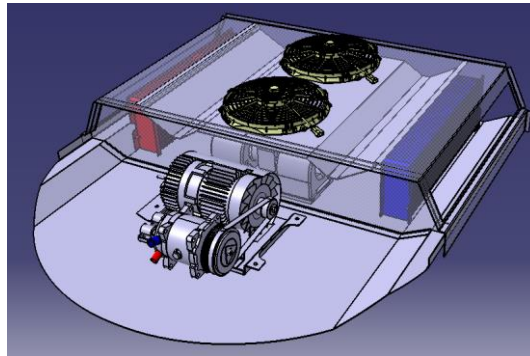
Kompresör, elektrik motoru, evaporatör, kondenser, genleşme valfi, sensörler, kurutucu ve gaz hatları gibi tüm komponentlerin birbirlerine ve ana taşıyıcı karkas yapıya bağlantı arayüzlerinin tasarımı yapılmalıdır. Şekil 4.25’ de taslak arayüz tasarım modeli gösterilmektedir.



Şekil 4.25 : Taslak arayüz tasarım modeli

4.4.2 Braket/Karkas tasarımı

Komponentleri araç üzerine bağlamak, taşıyıcı saca bağlamak, birbirleri ile bağlantılarını sağlamak amacıyla braketler kullanılabilir. Braket; herhangi bir parçayı bir karkasa bağlayan temel parçalardan biridir. Braketlerle beraber tüm yapıyı çevreleyen, rijitliğini sağlayan, iskelet yapı ve ya muhafaza vazifesi gören karkas tasarımı da yapılmalıdır. Özellikle askeri projelerde, karkas yapı ve braketler metal/sac malzemeler seçilerek yapılmalıdır. Taslak karkas modeli Şekil 4.26’ da gösterilmektedir.

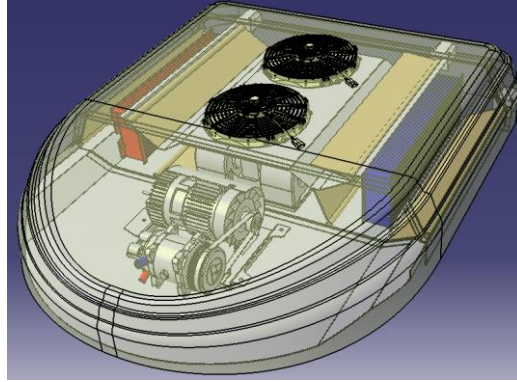


Şekil 4.26 : Taslak karkas modeli

4.4.3 Braket/Karkas tasarımı

Komponentlerin tamamı bağlandıktan sonra son olarak klimanın hem görsel hem de parçaları korumak daha etkili çalışmasını sağlamak adına dış yapıyı oluşturan kabuk tasarımı yapılır. Askeri araçtaki klima sisteminin kritik olup olmamasına göre bu yapının malzemesi tayin edilir. Genelde kritik olmadığı varsayıldığında ağırlık

tasarrufu ve üretim kolaylığı vb. nedenlerle fiber, abs gibi malzemeler tercih edilir. Taslak kabuk modeli Şekil 4.27’ de gösterilmektedir.



Şekil 4.27 : Taslak kabuk modeli ve kit kompleksi

4.5 İklimlendirme Sistemi Kontrolü

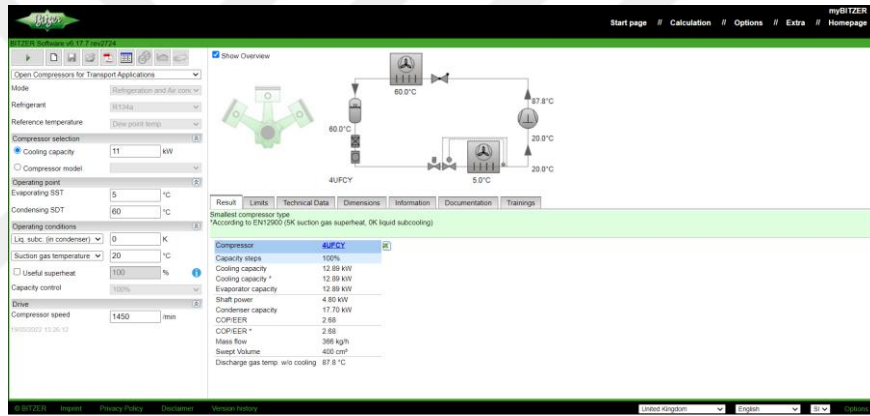
İklimlendirme sisteminde istenilen seviyede ısıtma ve soğutma performansı sağlamak amacıyla kumanda sistemi gerekmektedir. İstenilen iç ortam sıcaklığı ile mevcut iç ortam sıcaklığını mukayese için daha önce de belirtilen sıcaklık sensörleri kullanılır. İstenilen sıcaklık kumandadan ayarlandıktan sonra, klima sisteminin hangi prosesi (ısıtma ya da soğutma) uygulayacağını kararı verilir. Kumanda paneli ile otomatik modda istenilen sıcaklık değerine göre sistem aksiyonları kendiliğinden gerçekleşirken, manuel mod seçeneği ile de hangi çevrimin (ısıtma, soğutma, havalandırma, temiz hava, fan hızı ayarı vb.) yapılacağı tayin edilebilir.

Sistemin çalışma şeklini belirlemenin yanısıra aynı zamanda sistemdeki tüm ikaz/arızalarda kumandadan okunabilir. Arıza ve ikaz durumlarında sistemin çalışmasının durdurulma sinyali burdan diğer elektronik/mekanik cihazlara (radyal fan, aksiyal fan, kompresör vb.) iletilir.

5. İKLİMLENDİRME SİSTEMİ ANALİZİ

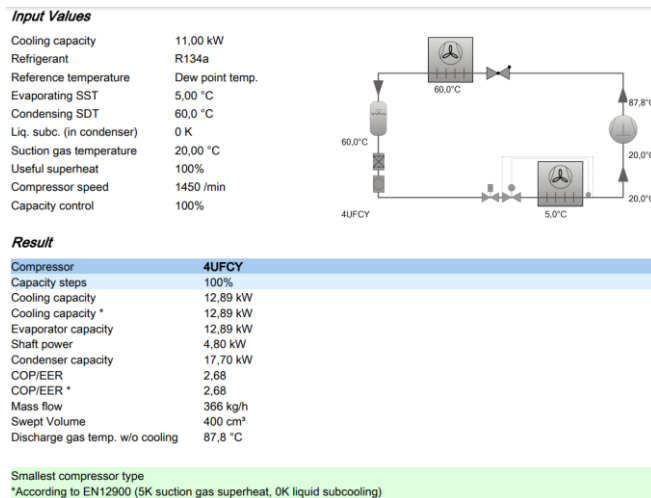
5.1 Kompresör Programları İle Yapılan Analizler

Klima sistemini tasarlamadan önce bir öngörü elde etmek adına analiz yapmak çok faydalı olmaktadır. Bu çalışma için analizler kompresör yazılım programlarıyla yapılmış olup sonuçlar karşılaştırmalı olarak değerlendirilecektir. İlk olarak Bitzer Software ile yapılan analiz verileri paylaşılmıştır. Şekil 5.1’ de görüldüğü gibi hesaplanan soğutma kapasitesi, evaporasyon ve yoğuşıma sıcaklıkları programa girilmiştir.



Şekil 5.1 : Klima verilerinin Bitzer programına girilmesi (Url-28)

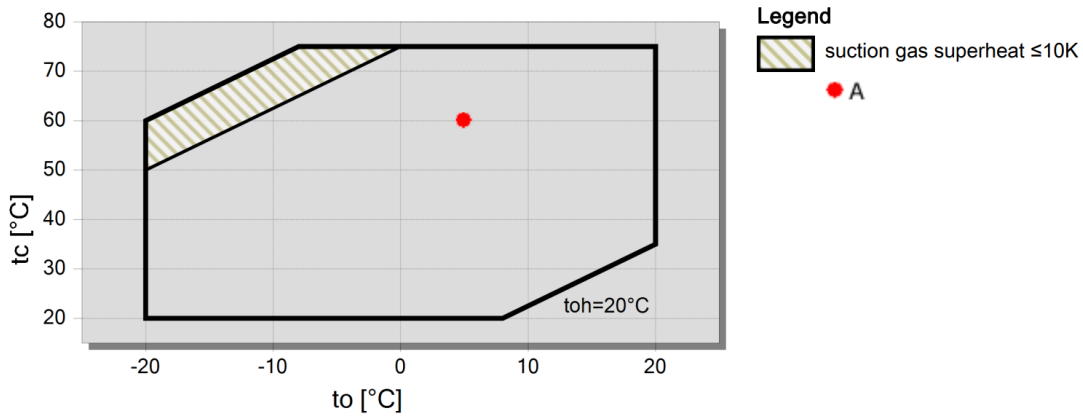
Girilen değerler neticesinde sonuçlar Şekil 5.2’ de gösterilmektedir.



Şekil 5.2 : Bitzer programında girilen verilerin sonuçları (Url-28)

Sistemin çalışma noktasını ve çalışma aralığı da Şekil 5.3' te gösterilmiştir.

Application Limits 4UFC



Şekil 5.3 : Bitzer programında sistemin çalışma aralığı (Url-28)

Şekil 5.3' teki sol eksendeki tc sıcaklığı yoğuşma sıcaklığını, to sıcaklığı evaporasyon sıcaklığını temsil etmektedir.

Benzer şekilde BOCK software ile yapılan analiz detayları da Şekil 5.4, Şekil 5.5 ve Şekil 5.6' da gösterilmektedir.

BOCK VAP
Mobile applications

Start

Search for Capacity/Type

Semi-hermetic compressors

Vehicle compressors

HR StarCO₂mpressor

Former types

BOCKshop

Settings

Deutsch
English
Español
Français
Italiano
Polska
Português
Suomalainen
Türkçe
Русский
한국어
中文

VAP
Stationary
Applications

Search

Type

Semi-hermetic compressors

Vehicle compressors

Refrigerant

R134a

Reference temperature

Dew point

Model series

☒ FK for bus and train air-conditioning ☐ FK for transport refrigeration and other applications

Operating condition

☒ EN12900 ☐ ANSI 540

Refrigeration capacity

11.00 kW

Speed

2000 1/min

Evaporating temperature

5.0 °C

Suction gas temperature

20 °C

Condensing temperature

60.0 °C

Subcooling

0 K

Search

Print PDF

Şekil 5.4 : Klima verilerinin Bock programına girilmesi (Url-27)

Programa girilen verilerin sonuçları Şekil 5.5' te gösterilmiştir.

Subject:

Performance data

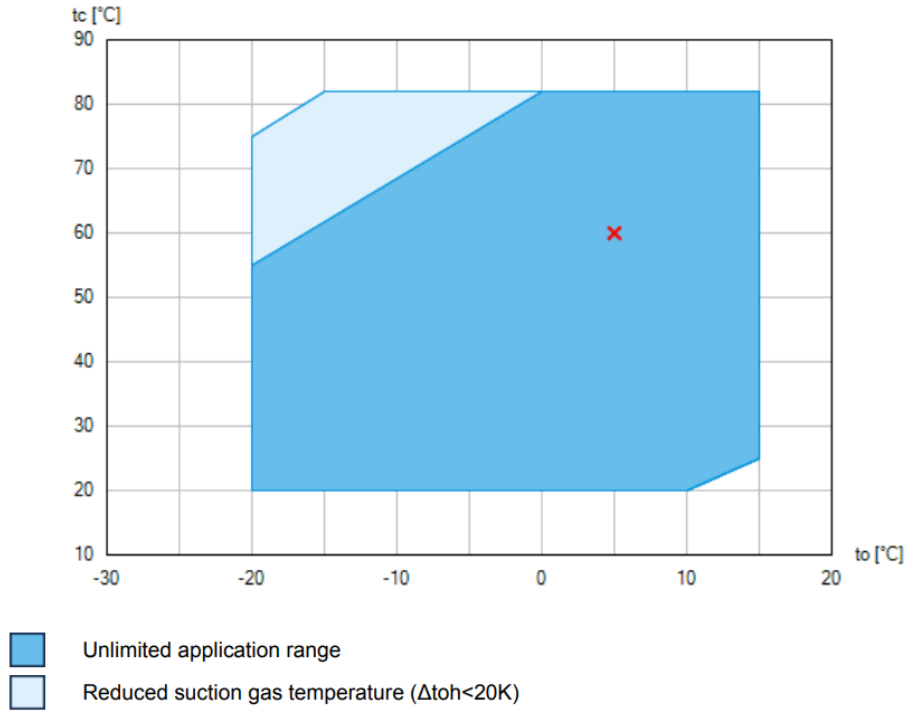
Refrigerant	R134a	Compressor refrigeration capacity	11.60 kW
Reference temperature	Dew point	Evaporator refrigeration capacity	11.60 kW
Speed	2000 1/min	Drive power	4.78 kW
Evaporating temperature	5.0 °C	Torque	22.90 Nm
Evaporating pressure (abs.)	3.50 bar	Coefficient of performance (COP/EER)	2.41
Condensing temperature	60.0 °C	Condensing capacity	16.30 kW
Condensing pressure (abs.)	16.81 bar	Mass flow	0.091 kg/s
Suction gas temperature	20 °C	Discharge end temperature	92.5 °C ¹⁾
Subcooling (outside cond.)	0 K		
Usable superheat	100%		

¹⁾ The stated value of the discharge end temperature is a mere calculated value. Additional cooling and heat dissipation are not considered. Deviations (particularly in deep freezing applications) from the real measured discharge temperature during operation are possible.

Şekil 5.5 : Bock programında girilen verilerin sonuçları (Url-27)

Sisteme ait çalışma verileri Şekil 5.6 da gösterilmektedir.

Operating limits



Compressor operation is possible within the limits shown on the diagrams of application. Please note the coloured areas. Compressor application limits should not be chosen for design purposes or continuous operation. Axis values refer to dew point (saturated vapour line).

Şekil 5.6 : Bock programında sistemin çalışma aralığı (Url-27)

Bock programı bu veriler haricinde bizlere farklı evaporasyon ve yoğuşma sıcaklıklarında performans verilerini sunmaktadır. Bu veriler Şekil 5.7’ de gösterilmektedir.

Performance data table

Application: Refrigeration & AC
Reference temperature: Dew point
Speed: 2000 1/min
Suction gas temperature: 20 °C
Subcooling (outside cond.): 0 K

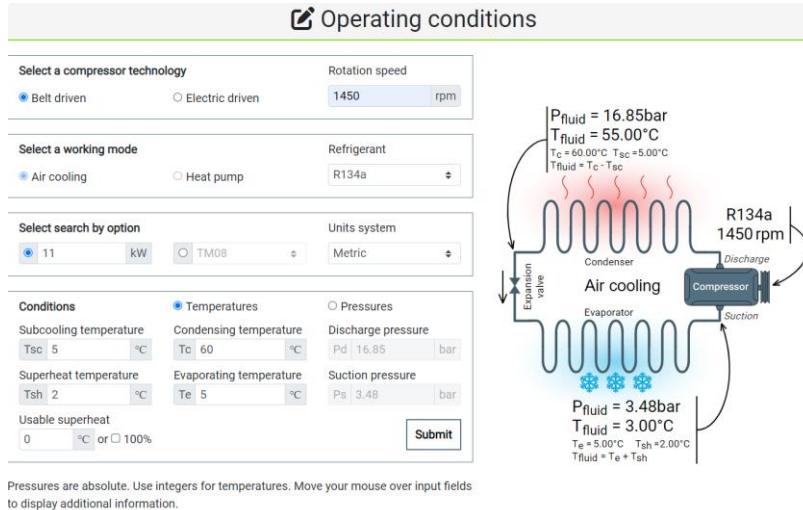
tc [°C]		15.0	10.0	5.0	0.0	-5.0	-10.0	-15.0			
30.0	Q [W] P [kW]	25900 2.52	21600 2.75	17900 2.85	14600 2.84	11800 2.74	9420 2.58	7420 2.36			
35.0	Q [W] P [kW]	24600 3.08	20400 3.22	16900 3.23	13800 3.15	11100 2.99	8820 2.77	6920 2.51			
40.0	Q [W] P [kW]	23200 3.62	19200 3.66	15800 3.59	12900 3.44	10400 3.22	8210 2.95	6410 2.65			
45.0	Q [W] P [kW]	21700 4.12	18000 4.07	14800 3.93	12000 3.71	9590 3.43	7580 3.12	5880 2.79			
50.0	Q [W] P [kW]	20300 4.59	16800 4.45	13700 4.24	11100 3.95	8830 3.63	6950 3.27	5350 2.91			
55.0	Q [W] P [kW]	18800 5.02	15500 4.81	12600 4.52	10200 4.18	8070 3.80	6300 3.41	4810 3.03			
60.0	Q [W] P [kW]	17300 5.42	14200 5.13	11600 4.78	9230 4.38	7300 3.96	5660 3.54	4280 3.13			
65.0	Q [W] P [kW]	15900 5.79	13000 5.42	10500 5.01	8310 4.56	6520 4.10	5010 3.65	3740 3.23			
70.0	Q [W] P [kW]	14400 6.11	11700 5.68	9330 5.21	7390 4.72	5750 4.22	4370 3.75	3200 3.31			

☐ Reduced suction gas temperature ($\Delta t_{oh} < 20K$)

to Evaporating temperature
tc Condensing temperature
Q Compressor refrigeration capacity
P Drive power

Şekil 5.7 : Bock programındaki farklı evaporasyon ve yoğuşma sıcaklıklarında sistem performansı (Url-27)

Son olarak aynı veriler Valeo performance tool ile çalıştırılarak elde edilen sonuçlar Şekil 5.8 ve Şekil 5.9’ da gösterilmiştir.



Şekil 5.8 : Klima verilerinin Valeo programına girilmesi (Url-35)

Girilen değerlerin sonuçları, sistem çalışma noktası ve çalışma aralığı şekil 5.9' daki gibidir.

Performances

	TM31	TM43	TM55
Capacity (kW)	11.53	15.4	20.78
Evaporator capacity (kW)	11.42	15.25	20.58
Condenser capacity (kW)	16.13	21.96	29.37
Compressor power (kW)	4.6	6.56	8.59
COP (evaporator capacity/power)	2.51	2.35	2.42
Mass flow (kg/h)	328.6	450.91	606.92
Discharge temperature (°C)	76.22	77.78	77.65

> Show comparison tool

Diagrams

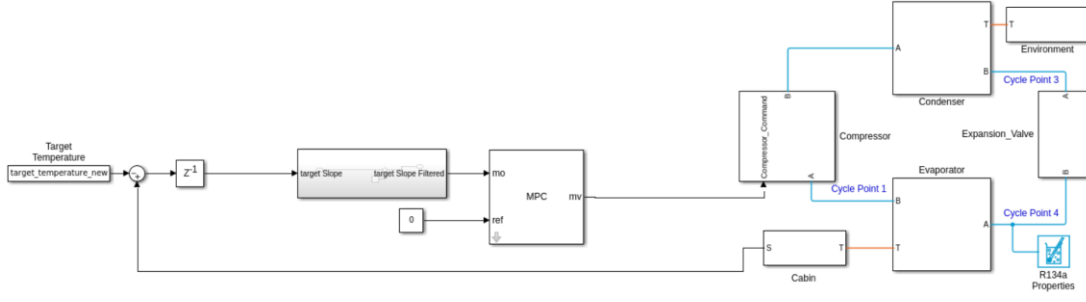
Product page	TM31 product page	TM43 product page	TM55 product page
Product image and operating map	<button>Hide TM31</button>	<button>Show TM43</button>	<button>Show TM55</button>



şekil 5.9 : Valeo programında sistemin çalışma aralığı (Url-35)

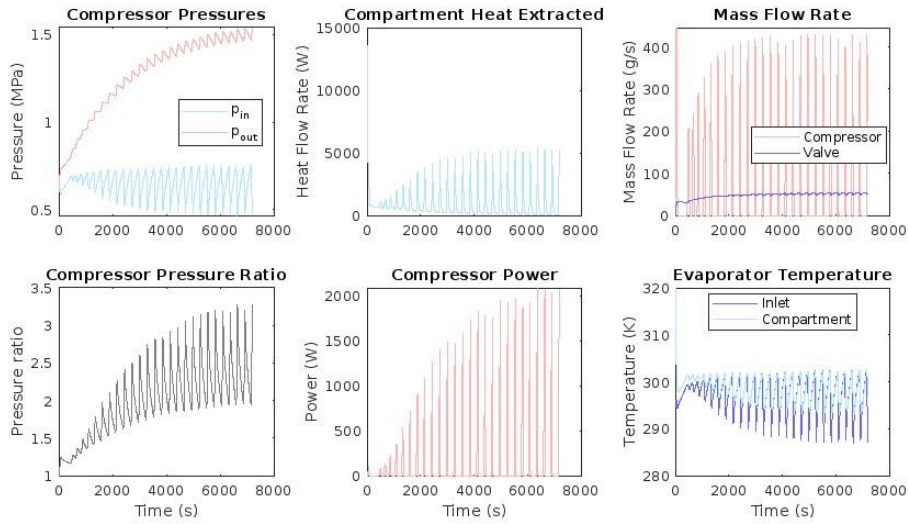
5.2 MATLAB® R2022a İle Yapılan Analizler

Klima sisteminin çalışması ve girilen değişkenlere karşılık nasıl çıktı vereceğini daha iyi görmek adına Matlab R2022a online programında otomotiv klima sistemi modellenmiştir. Bu modelleme tamamen u boyutlu tasarımdan zıyade, sıfır ya da bir boyutlu diyebileceğimiz bir modellemedir. şekil 5.10'da sistem şeması gösterilmektedir.



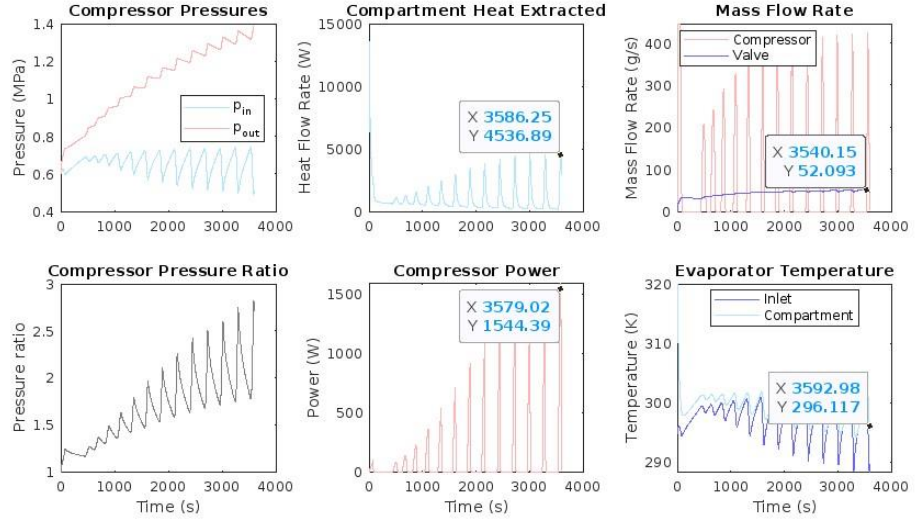
Şekil 5.10 : Matlab R2022a da hazırlanmış klima sistemi modeli

Sistem mimarisi kısaca; bir adet kompresör, kondenser, evaporatör, genleşme valfi, kabin, çevre şartları, soğutucu akışkan özellikleri, hedef sıcaklık seçim bloğu ve kontrol bloğundan oluşmaktadır. Sistemi ilk olarak saat periyotlu çalıştırdığımızda mevcut çalışmadaki giriş değişkenleri referans alınarak (sadece kütleli debi değeri 50 g/s mertebelerinde iken) elde edilen sonuçlar Şekil 5.11’ deki gibidir.



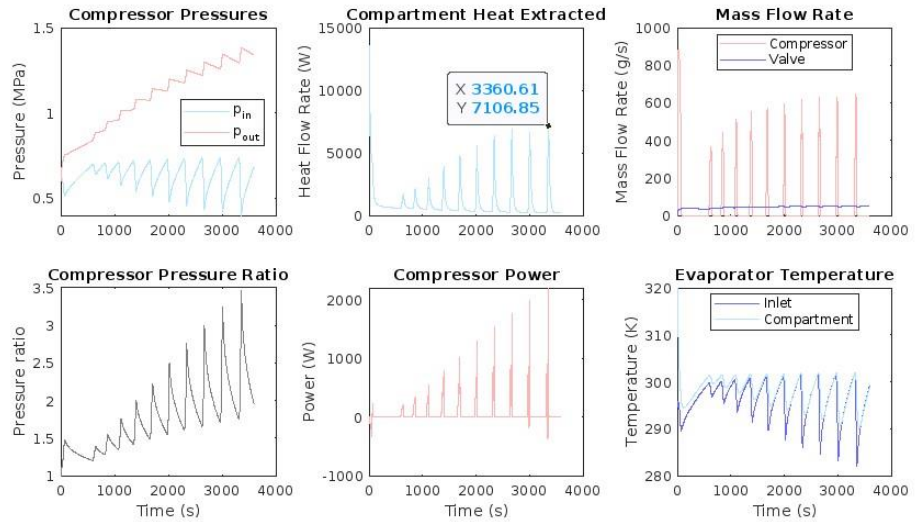
Şekil 5.11 : Matlab R2022a da iki saatlik çalışma periyodu çıktıları

İki saatlik çalışma periyodu çıktıları bize göstermiştir ki, bir saatlik süreden sonra sistem termodinamik dengeye ulaştığından dolayı, bir saatten sonraki sürede kayda değer değişiklikler göstermemiştir. Bundan dolayı analizi bir saatlik periyot olarak koşturmak daha doğru olacaktır. Güncel yapılan analizde sistemin bir saatlik çalışma performansı Şekil 5.12’ de gösterilmiştir.



Şekil 5.12 : Matlab R2022a da bir saatlik çalışma periyodu çıktıları

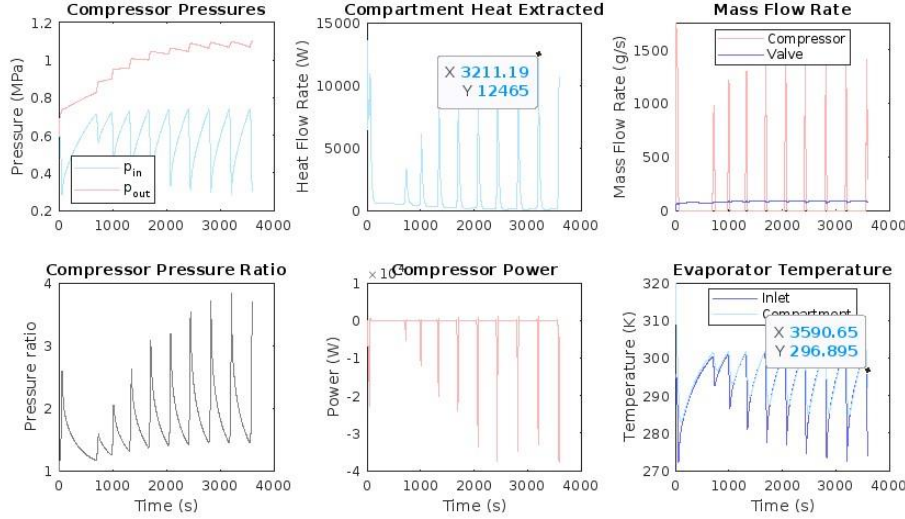
Elde edilen bir saatlik çalışma periyodu çıktıları; 1.5 KW lık bir kompresörün yaklaşık 4.5 KW soğutma kapasitesi verebildiğini, bu değeri de 50 g/s debi değerinde gerçekleştirdiğini göstermektedir. Mevcut sistem için kütleli debinin yeterli olmadığı anlaşılmıştır. Kütleli debi kompresör devri artırılarak, yaklaşık iki katına çıkartılarak yapılan yeni analiz çıktıları Şekil 5.13’ te gösterilmiştir.



Şekil 5.13 : Kütleli debi artırılmış performans değerleri

Şekil 5.13’ te görüldüğü üzere kütleli debi artışı soğutma kapasitesini direkt olarak artırmış, ancak istenen soğutma kapasitesine ulaşamamıştır. 100 g/s kütleli debinin mevcut kompresörün yaklaşık debi değeri olduğunu bildiğimize göre, bu değerin kompresör programlarındaki debi değeri ile uyumlu olduğu ve referans olarak uygun bir değer olduğu görülmektedir. Bundan dolayı, soğutma kapasitesini arttırmak için,

kompresör devrini (kütlesel debiyi) arttırmaktan ziyade içerideki soğutucu akışkan miktarının artırılması gerektiği ortaya çıkmaktadır. Şekil 5.14' te soğutucu akışkan miktarı yaklaşık % 50 artırılmış sonuçlar gösterilmektedir.



Şekil 5.14 : Soğutucu akışkan miktarı artırılmış performans değerleri

Matlab R2022a programı ile yapılan analizler sonucunda, soğutucu akışkan miktarı ve kompresör devrinin artırılması (kütlesel debinin artırılması) direkt olarak soğutma kapasitesine pozitif etki etmektedir. Bunların yanısıra genleşme valfi ile de ince bazı ayarlamalar yapılabilir, ancak hassas bir cihaz olduğundan gaz miktarı ve kompresör devri ile performans isterlerini karşılamak daha yerinde olacaktır.

5.3 Yapılan Analizlerin Değerlendirilmesi

Klimanın çalışacağı bölgeye ve araç detaylarına göre hesaplanan soğutma kapasitesi, evaporasyon ve yoğunlaşma sıcaklıkları, ısı değiştiricileri tasarım referanslarından alınarak kompresör programlarına girdi yapılmıştır.

Girilen değişkenlere karşılık, istenen performansın sağlandığı görülmektedir. Bunun yanısıra ortaya çıkan sonuçların birbirine göre yaklaşık olarak aynı mertebelerde olması, sistemin sağlıklı olarak kurgulandığını ve program çıktılarının, birbirlerini doğruladığını göstermektedir.

Matlab R2022a programında sıfır ya da bir boyutlu olarak yaptığımız analizde, klimanın çalışacağı bölgenin çevresel özellikleri, kabin içerisindeki havanın ağırlığı,

kompresörün nominal değerleri gibi değerler girilmiş, bu değerlere girdi verilerek sonuçların detayları incelenmiştir. Matlab R2022a analiz sonuçları da bize göstermiştir ki aynı kompresör yazılımlarında olduğu gibi 11 KW soğutma kapasitesi elde etmek için kompresörün çekeceği güç de 5 KW mertebelerinde olmaktadır.





6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, 4x4 MRAP sınıfı askeri araçlarda; ısıtma ve soğutma işlemini sadece soğutma çevrimi ile yapabilecek bir klima sisteminin taslak tasarımı konusu ele alınmıştır.

Literatürde direkt bu konu ile ilgili çalışma olmaması sebebiyle ve bu tasarım, alt temelinde buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi esasına göre çalışan bir klima sistemini ihtiva ettiğinden, otomotiv klima sistemindeki kayda değer gelişimlerin başladığı 1930' lu yıllardan günümüze kadar olan değişimler aktarılmıştır.

Buradaki bulgular kısaca; 1930' larda klima sistemleri R-12 gazı ile çalışmış, aracın bagaj bölümüne yerleştirilmiş ve yaklaşık bir tonluk bir aracın soğutma ihtiyacı 3.5 KW olarak belirlenmiştir. Klimaların temiz hava beslemesi olmadığı ve klimayı devre dışı bırakmak için kompresör kayışının sökülmesi gerektiği görülmüştür. 1953' te motor kompartımanına yerleştirilen devrim niteliğinde klima sistemi geliştirilmiştir. 1960' larda hava hızı ayarı ve sıcaklık dağılımı verimli hale getirilmiştir. 1970' lerde GWP, ODP değeri daha düşük soğutucu akışkanlara geçme fikri başlamıştır. 1987' de R134a ya geçilmiş ve yağlayıcı, kurutucu gibi materyaller geliştirilmiştir. 2000' li yıllarda çevre dostu soğutucu akışkanları kullanma hedefi ile CO₂ gibi akışkanlara geçilmiştir.

Isıtma ve soğutma sisteminin aynı ünite içinde ve birçok ekipmandan oluştuğu görülmüştür. Klima sisteminde performans artışının kompresöre soğutucu akışkan gaz ve sıvı enjeksiyonu ile yapılabildiği tespit edilmiştir. Ancak basınç artışlarını da beraberinde getirmektedir. Başka bir performans artışının aşırı soğutucu akışkan şarjı ile yapılabildiği ancak bunun akümülatör kullanılan sistemlerde mümkün olduğu görülmüştür. Bu da ekstra ürün ve bakım maliyeti demektir. Klima sisteminin ısıtma yapabilmesi için, soğutucu akışkanın ters çevrim yapmasına gerek olmadığı, bunun yerine havanın yönünün değiştirilerek ısıtmanın yapılabileceği görülmüştür.

Askeri araçlarda iklimlendirme gereksinimleri için MIL-STD-1472G ve ASHRAE, 2009a dökümanlarının büyük oranda yeterli olduğu, ancak tasarım yapabilme adına yeterli olmadığı tespit edilmiştir.

İklimlendirme gereksinimleri, askeri standartlar, Karayolları Trafik Yönetmeliği ve 4x4 MRAP sınıfı askeri aracın boyutları referans alınarak, tasarlanacak klima sisteminin tasarım kısıtları belirlenmiştir. İlk olarak, sistemin tasarlanabileceği maksimum hacim yaklaşık olarak 2m x 1,5m x 1,4 m olduğu bulunmuştur. İklimlendirme esaslarına göre belirlenen termal konfor şartlarına, klimanın çalışacağı bölgenin iklimine ve askeri standartlara göre, ASHRAE Handbook of Fundamentals dökümanındaki HBM (Heat Balance Method) kullanılarak hesaplanan soğutma yükü 11000 W olarak bulunmuştur. Benzer şekilde ısıtma yükü de 15629 W olarak bulunmuştur. Bu değerlerin, bu sınıf araçlardaki ısıtma ve soğutma kapasitesi ile uyumlu olduğu karşılaştırma yapılarak gözlemlenmiştir. Bulunan kapasitelere, basınç kayıplarına, hacim kısıtlarına ve askeri standartlara uygun olarak ısı değiştiriciler (evaporatör ve kondenser) boyutlandırılmış ve beraberinde fanları seçilmiştir. Aynı şekilde, bu kapasiteleri sağlayabilecek kompresör gücü 5.5 KW olarak hesaplanmıştır. Kompresör tahrik mekanizması belirlenmiş, nominal tork değeri 26 Nm olarak bulunmuştur. Diğer klima sisteminin ana komponentleri seçim kriterlerine uygun olarak seçilmiştir.

Klima Sisteminde havanın yönünü değiştiren klepe mekanizması taslak tasarımı ve klepe motoru detayları ortaya konmuştur. Sonrasında sistemin kompakt olarak montajlanmasının detayları gösterilmiştir. Ayrıca, klima sisteminin kumanda/kontrol konusuna değinilmiştir.

Üç farklı kompresör analiz programında referans olan değerler baz alınarak analizler yapılmış, soğutma kapasitesi sırasıyla, 12.89 KW; 11.6 KW; 11.53 KW olarak bulunmuştur, Isıtma (kondenser) kapasitesi sırasıyla; 17.7 KW; 16.3 KW; 16.13 KW olarak bulunmuştur. Kompresör güçleri de 4.6 & 4.8 KW aralığındadır. Bu veriler sistemin sağlıklı olarak kurgulandığını ve bir nevi eldeki verilerle programlar yardımıyla bulunan değerlerin uyumlu olduğunu göstermektedir.

Bu çalışmadaki referans değerler kullanılarak, Matlab R2022a Simulink modülünde yapılan modellemede, farklı kütleli debiler ve soğutucu akışkan miktarı ile yapılan analizlerde; 50 g/s debide ve iki saatlik çalışma periyodunda soğutma kapasitesinin 4.5

KW mertebelerinde olduğu ve bunun yetersiz olduğu görülmüştür. Özellikle bir saatten sonra sistemin termodinamik dengeye ulaştığı ve kayda değer değişimler olmadığı görülmüştür. Bu gözlem doğrultusunda, analiz bir saat olarak koşturulduğunda, 1.5 KW gücündeki ve 50 g/s debideki kompresörün 4.5 KW mertebelerinde soğutma kapasitesi verebildiği görülmüştür. Kompresör devrinin artışı ile debi 100 g/s ye (kompresör analiz programında önerilen kütleli debi miktarı) çıkartılarak, soğutma kapasitesinin 7 KW mertebelerine geldiği, ancak mevcut sistem için yeterli olmadığı görülmüştür. Son olarak soğutucu akışkan şarjı % 50 arttırılarak yapılan analizde 12 KW mertebelerinde soğutma kapasitesi elde edilmiş ve kompresör gücü de 4 KW mertebelerinde olduğu saptanmıştır. Uygun kompresör seçimi, optimum seviyedeki soğutucu akışkan miktarının belirlenmesi, optimum kompresör devrinin hesaplanması ve bunların sanal analiz verileri doğrultusunda desteklenmesi bizlere sistemin gerekli soğutma ve ısıtma kapasitesinin sağlandığını ve kapasite arttırma metodları için anlatılan konu başlıklarının doğruluğunu ortaya koymuştur.

6.1 Çalışmanın Uygulanabilirliği

Çalışma boyunca anlatılan klima sisteminin tarihçesi, performans arttırma yöntemleri, farklı tip klima sistemleri, askeri araçlar için iklimlendirme ile ilgili gereksinimler, bulunan soğutma ve ısıtma yükleri hesaplama metodu ve değerleri, klima sisteminin komponentlerinin belirlenmesi, taslak tasarım ve ekipman seçimi, kontrol yöntemi, sistemin çalışma analizlerinin yapılması, gelecekte bu konuda yapılacak çalışmalar açısından yol gösterici niteliktedir.

6.2 Gelecek Çalışmalar İçin Tavsiyeler

MRAP sınıfı askeri araçlar özelinde klima sistemi tasarımı ve iklimlendirmenin tariflenmesi hususunda literatürde bilgi yok denecek kadar azdır. Günden güne hızla ilerleyen savunma sanayi araçları ile beraber askeri araçlarda klima sisteminin ne kadar önemli olduğu aşikardır.

Bu çalışmanın sonrasında yapılabilecek çalışmalar soğutma ve ısıtma yük hesaplarının geliştirilmesi olabilir. Bununla ilgili çeşitli korelasyonlar araştırılabilir, CFD termal analizleri özellikle askeri araçlardaki termal yükleri temsil etmede kullanılabilir.

CFD ile araç kabini içerisinde hava akış analizi yapıp termal konfor kriterlerinin uygulanışı kontrol edilebilir.

CFD kullanılarak ısı değıştiricilerde bulunan basınç kayıpları kontrolü yapılabilir.

Verilen bilgiler ışığında belirlenen sistem ekipmanları ile detay tasarım çalışması yapılarak sistem fiziki olarak üretilip biraraya getirilebilir. Akabinde verilen referans değerler ışığında test edilerek doğrulanması yapılabilir.



KAYNAKLAR

- Ashok Parekh , Tejendra Patel , Parbhubhai Tailor.** (2018). A Comparative Study of Refrigerant Side Condensing Heat Transfer Coefficient for Horizontal Mini Channel, MATEC Web of Conferences 166, 03003 (2018), ICMAA 2018.
- ASHRAE.** (2007). 62.1 User's Manual, Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality; ANSI/ASHRAE Standard 62.1-2007; Atlanta, GA.
- ASHRAE.** (2010). 62.1 User's Manual, Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality; ANSI/ASHRAE Standard 62.1-2010; Atlanta, GA.
- ASHRAE Handbook.** (1998). Refrigeration Systems and Application, American Society of Heating, Refrigeration, and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta.
- ASHRAE Handbook.** (2000). HVAC Systems and Equipment, American Society of Heating, Refrigeration, and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta.
- ASHRAE Handbook.** (2009). HVAC Systems and Equipment, American Society of Heating, Refrigeration, and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta.
- BITZER Software v6.17.7 rev2724.** [Computer software]. Erişim adresi: <https://www.bitzer.de/websoftware/Calculate.aspx?cid=1653409937469&mod=HHK>
- Felipe Raúl P. A., Josme de S. S., Wagner H. S.** (2018). Calculation of the Heat Transfer Surface Area of Heat Exchangers for Waste Heat Recovery with the Kaline Cycle, IJAERS, Vol-5, Issue-11, Nov- 2018, ISSN: 2349-6495(P), 2456-1908(O).
- Ingersoll, J., Kalman, T., Maxwell, L., and Niemiec, R.** (1992). Automobile Passenger Compartment Thermal Comfort Model - Part I: Compartment Cool-Down/Warm-Up Calculation, SAE Technical Paper 920265, 1992.
- J. Steven B., Samuel F. Y.-Motta, Piotr A. D.** (2001). Comparative analysis of an automotive air conditioning systems operating with CO₂ and R134a, Elsevier Science Ltd and IIR. All rights reserved. PII: S0140-7007(01)00011-1.
- Jignesh K. Vaghela, Dr. Ragesh G. Kapadia.** (2014). The Load Calculation of Automobile Air Conditioning System. International Journal of Engineering Development and Research, 2014 IJEDR, Volume 2, Issue 1, ISSN: 2321-9939.
- Khayyam, H., Kouzani, A. Z., and Hu, E. J.** (2009). Reducing Energy Consumption of Vehicle Air Conditioning System by an Energy Management System, *Presented in IEEE The 4th International Green Energy Conference*, China.

- Kittiwoot Sutthivirode, Tongchana Thongtip.** (2020). Experimental investigation of vapour compression chiller based on transient cooling performance influenced by expansion devices).
- M. K. Smith, J. P. Wattelet, and T. A. Newell.** (1993). A Study of Evaporation Heat Transfer Coefficient Correlations at Low Heat and Mass Fluxes for Pure Refrigerants and Refrigerant Mixtures, Air Conditioning and Refrigeration Center University of Illinois.
- MATLAB® R2020a.** [Computer software]. Simulink. Mathworks Inc., Ma., USA, 2022. Erişim adresi: <https://matlab.mathworks.com/>
- Mohammad Ali Fayazbakhsh ve Majid Bahrami.** (2013). Comprehensive Modeling of Vehicle Air Conditioning Loads Using Heat Balance Method. SAE International 2013-01-1507.
- MIL-STD-461G.** (2015). U.S. Department of Defense. Interface Standard (Military Standard- Requirements for the Control of Electromagnetic Interference Characteristics of Subsystems and Equipment).
- MIL-STD-464C.** (2010). U.S. Department of Defense. Interface Standard (Military Standard- Electromagnetic Environmental Effects Requirements for Systems).
- MIL-STD-810H.** (2019). U.S. Department of Defense. Test Method Standard (Military Standard- Environmental Engineering Considerations and Laboratory Tests).
- MIL-STD-1275E.** (2013). U.S. Department of Defense. Interface Standard (Military Standard- Characteristics of 28 Volt DC Input Power to Utilization Equipment in Military Vehicles).
- MIL-STD-1472G.** (2019). U.S. Department of Defense. Human Engineering (Military Standard-Department of Defense Design Criteria).
- Otto H. Heuckeroth, Sam E. Middlebrooks.** (2011). *An Investigation of Combat Vehicle Ventilation Requirements* (Doctor of Philosophy). Human Research and Engineering Directorate, ARL. Erişim adresi: <https://apps.dtic.mil/sti/pdfs/ADA553086.pdf>
- Paulo J. W., Jader R. B. Jr., Christian J.L. H., Claudio M.** (2010). Air-side heat transfer and pressure drop characteristics of accelerated flow evaporators, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2010.08.016.
- Singh, A. K., Singh, H., Singh, S. P., and Sawhney, R. L.** (2002). Numerical Calculation of Psychrometric Properties on a Calculator, Building and Environment, 37(4):415-419, 2002.
- Valeo compressors performance tool** [Computer software]. Buses, agriculture, trucks... A single series for all kind of application, designed to be adaptable, silent and compact. Erişim adresi: <http://www.valeocompressors.com/performance-tool>
- VAP for Mobile Applications** [Computer software]. Version 11.10.0 (online). Erişim adresi: <https://vap.bock.de/mobileapplication/Pages/Index.aspx>

Wang, Shujun. (2007). *MODELLING AND EXPERIMENTAL STUDY OF AUTOMOTIVE AIR-CONDITIONING SYSTEMS WITH CONSIDERATION OF TWO-COMPONENT TWO-PHASE FLOW* (Doctor of Philosophy). Erişim adresi: <https://curve.carleton.ca/fba3c72f-fad3-4e7a-826b-576494745dd3>

Url-1<<https://www.motorindiaonline.in/eberspaecher-suetrak-presents-new-heat-pump-with-air-flow-reversal/>>, erişim tarihi 30.03.2022.

Url-2< <https://www.armyrecognition.com/>>, erişim tarihi 20.03.2022.

Url-3<<https://www.centralcarolinascale.com/IP66.htm>>, erişim tarihi 07.03.2022.

Url-4<https://pure.hw.ac.uk/ws/portalfiles/portal/23357092/energies_11_02881.pdf>, erişim tarihi 14.03.2022.

Url-5<<https://www.accuweather.com/en/sa/mecca/299427/july-weather/299427?year=2020>>, erişim tarihi 20.04.2022.

Url-6<<https://www.nurolmakina.com.tr/tr/ejder-yalcin>>, erişim tarihi 27.04.2022.

Url-7<<https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/solar-altitude-angle>>, erişim tarihi 30.04.2022.

Url-8<<https://www.pveducation.org/pvcdrom/properties-of-sunlight/solar-radiation-on-a-tilted-surface>>, erişim tarihi 15.04.2022.

Url-9<<https://www.3dcadbrowser.com/3d-model/mrap>>, erişim tarihi 18.04.2022.

Url-10<<https://www.suncalc.org/#/21,42,2/2020.07.12/12:00/1/3>>, erişim tarihi 19.04.2022.

Url-11<<https://matmatch.com/materials/minfm31311-din-17120-grade-st-52-3>>, erişim tarihi 25.04.2022.

Url-12<https://www.nurolmakina.com.tr/uploads/docs/1494254477_nurol-ejder-yalcin-tr.pdf>, erişim tarihi 21.04.2022.

Url-13<<https://planetcalc.com/2167/>>, erişim tarihi 01.05.2022.

Url-14<<https://www.specialistmechanicalengineers.com/>>, erişim tarihi 03.05.2022.

Url-15<<https://www.ukrspecexport.com/>> erişim tarihi 05.05.2022.

Url-16<<https://fddocuments.in/>>, erişim tarihi 08.05.2022.

Url-17<<https://www.energyvanguard.com/>>, erişim tarihi 10.05.2022.

Url-18<<https://www.spalautomotive.it/centrifugal-brushless-dc>>, erişim tarihi 21.04.2022.

Url-19<<https://www.engineeringtoolbox.com/>>, erişim tarihi 22.04.2022.

Url-20<<https://cantas.com/urunpdf/TMV%20-%20Technical%20Data%20Sheet.pdf>>, erişim tarihi 25.04.2022.

Url-21<<https://www.coowor.com/>>, erişim tarihi 23.04.2022.

Url-22<<https://nissens.com>>, erişim tarihi 21.04.2022.

Url-23<<https://www.spalautomotive.it/brushless>>, erişim tarihi 21.04.2022.

Url-24<<https://www.danfoss.com/en/>>, erişim tarihi 18.04.2022.

- Url-25**<<https://assets.danfoss.com/documents/187460/AI192386433450en-000702.pdf>>, erişim tarihi 15.04.2022.
- Url-26**<<https://www.parker.com/>>, erişim tarihi 15.04.2022.
- Url-27**<<https://vap.bock.de/>>, erişim tarihi 15.04.2022.
- Url-28**<<https://www.bitzer.de/tr/en/>>, erişim tarihi 16.04.2022.
- Url-29**<<https://www.eaton.com/us/en-us.html>>, erişim tarihi 19.04.2022
- Url-30**<<https://www.morelandhose.com/ac/ac-ss-braid/>>, erişim tarihi 29.04.2022
- Url-31**<<https://assets.danfoss.com/documents/85170/AI201986428383en-000201.pdf>>, erişim tarihi 09.04.2022
- Url-32**<<https://www.danfoss.com/en/service-and-support/case-stories/dcs/thermostats/>>, erişim tarihi 10.04.2022
- Url-33**<https://www.tme.eu/tr/tr/details/ar252_j2/sicaklik-regulatorleri/apar/>, erişim tarihi 12.04.2022
- Url-34**<<https://www.robotistan.com/nema-23-200-adim-57x76mm-86v-step-motor>>, erişim tarihi 14.04.2022
- Url-35**<<http://www.valeocompressors.com/performance-tool>>, erişim tarihi 17.04.2022

ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad

: Barbaros Bahadır ZENGİN

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2016, İstanbul Üni., Mühendislik Fak., Makine Müh.
- **Yükseklisans** : 2022, İstanbul Teknik Üni., Makine Müh., Isı Akışkan

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 2021 yılından beri Anadolu Isuzu'da iklimlendirme sistemleri üzerine Kıdemli Ar-Ge mühendisi olarak çalışıyor.