

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**CO₂ AKIŞKANLI TRANSKRİTİK SOĞUTMA SİSTEMLERİ İÇİN
GAZ SOĞUTUCU
HESAPLAMA MODÜLÜNÜN GELİŞTİRİLMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Fatih KASAP**

Anabilim Dalı : Makine Mühendisliği

Programı : Isı-Akışkan

Tez Danışmanı: Prof. Dr. A. Feridun ÖZGÜÇ

OCAK 2011

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**CO₂ AKIŞKANLI TRANSKRİTİK SOĞUTMA SİSTEMLERİ İÇİN
GAZ SOĞUTUCU
HESAPLAMA MODÜLÜNÜN GELİŞTİRİLMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Fatih KASAP
503091137**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 20.12.2010
Tezin Savunulduğu Tarih : 26.01.2011**

**Tez Danışmanı : Prof. Dr. A. Feridun ÖZGÜÇ (İ.T.Ü.)
Eş Danışman :
Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Salim ÖZÇELEBİ (İ.Ü.)
Doç. Dr. Lütfullah KUDDUSİ (İ.T.Ü.)**

OCAK 2011

Aileme ve hayat arkadaşıma,

ÖNSÖZ

Günümüz dünyasında enerji her geçen gün değer kazanmakta ve enerji maliyetleri artmaktadır. Sınırlı kaynaklara sahip kömür ve petrol gibi fosil kaynakların yakılması, gezegenimizde iklimsel değişmelere neden olmaktadır. Bu değişimler iç bölgelerde çöllerin artmasına neden olurken kıyılarda denizlerin yükselmesi sonucu su baskınlarına sebep olmaktadır. Bu süreç sonucunda dünyamızdaki bütün canlıları hava kirliliği ve asit yağmurları ile kirlenmiş bir gelecek beklemektedir. Öte yandan enerjinin bilinçsiz ve kontrolsüz tüketimi devletlerin ve şirketlerin ekonomilerine gereksiz ağır yükler bindirmektedir. Bu sebepten dolayı enerji tüketiminin bilinçli ve akılcı yöntemlerle yürütülmesinin sağlanabilmesinde doğru tercihlerin yapılması ve doğru kamuoyunun oluşabilmesi için başta makine mühendisleri olmak üzere ilgili meslek gruplarına önemli görevler düşmektedir. Çevre dostu soğutma ve iklimlendirme sistemlerinin geliştirilmesi özellikle son yıllarda büyük önem kazanmıştır. Düşük ozon tabakası tüketme faktörü ve sera etkisi yaratma potansiyeli göz önüne alındığında R744 (CO₂) soğutucu akışkanı ön plana çıkmaktadır. Özellikle soğuk ve ılıman iklime sahip bölgelerde meşrubat soğutucularda, süpermarketlerde ve soğuk odalarda geniş bir kullanım alanına sahiptir. Daha sürdürülebilir bir yaşam için bu tip çevre dostu soğutma sistemlerinin geliştirilmesi ve yaygınlaştırılması gerekliliğini hiçbir zaman göz ardı etmememiz gerekmektedir.

Yüksek Lisans eğitimim boyunca verdiği desteğinden dolayı başta danışmanın Prof. Dr Feridun ÖZGÜÇ, Friterm Termik Cihazlar A.Ş. Yönetim Kurulu Başkanı Metin DURUK, Genel Müdür Naci ŞAHİN, AR-GE Müdürü Hasan ACÜL ve tüm mesai arkadaşlarıma ayrıca sabır ve desteğinden dolayı hayat arkadaşım Kübra KARADAĞ ve aileme teşekkür ederim.

Ocak 2011

Fatih KASAP

AR-GE Müh.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	v
İÇİNDEKİLER	vii
KISALTMALAR	ix
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xv
ÖZET.....	xvii
SUMMARY	xix
1. GİRİŞ	1
1.1 1.1. Yapay Soğutucu Akışkanların Çevreye Olan Zararlı Etkileri.....	2
1.1.1 Küresel Isınma	2
1.1.2 Ozon Tabakasının İncelmesi	2
1.2 Yasal Düzenlemeler ve Uluslar arası Anlaşmalar	4
1.3 CO ₂ Gazının Özellikleri ve Soğutma Çevrimi	4
1.4 R744 Soğutma Çevrimleri.....	8
1.4.1 Kritik Basınç Altı Çevrim	9
1.4.2 Kritik Basınç Üstü Çevrim.....	10
1.5 R744 ve Standartlar	13
1.6 Hipotez	15
2. ISI DEĞİŞTİRİCİ TASARIMINDA DİKKAT EDİLMESİ GEREKEN	
HUSUSLAR.....	17
2.1 Borular.....	17
2.2 Lameller (Kanatlar)	17
2.3 Lamel Geometrisi	18
2.4 Tasarım Verileri	19
2.5 Basınç Kayıpları.....	19
2.6 Hava Hızı.....	20
2.7 Gaz Soğutucu Bataryası İçin Gerekli Boyutsal Hesaplar.....	20
2.8 Boru Kalınlığı Hesabı.....	21
3. TASARIM İÇİN UYGUN KORELASYONLARIN BELİRLENMESİ.....	23
3.1 Hava Tarafı Isıl Direnç.....	23
3.1.1 Düz Lamel İçin Hava Tarafı Isıl Direnç	23
3.1.2 Dalgalı Lamel Formu İçin Isıl Direnç	25
3.1.3 Panjurlu Lamel Formu İçin Isıl Direnç	26
3.2 Hava Tarafı Basınç Kaybı	28
3.2.1 Düz Lamel İçin Hava Tarafı Basınç Kaybı.....	28
3.2.2 Dalgalı Lamel Formu İçin Hava Tarafı Basınç Kaybı	29
3.2.3 Panjurlu Lamel Formu İçin Hava Tarafı Basınç Kaybı	30
3.3 R744 Tarafı Isıl Direnç.....	31
3.4 R744 Tarafı Basınç Kaybı.....	33
3.5 Isı İletim Direnci	34

3.6 Etkenlik İfadesinin Belirlenmesi	35
3.7 R744 Gazının Özelliklerinin Belirlenmesi	36
4. HESAPLAMA PROGRAMININ GELİŞTİRİLMESİ.....	39
4.1 Boru-Boru Hesaplama Metodu.....	40
4.2 Debili Hesap Yöntemi	45
4.3 Debisiz Hesap Yöntemi.....	45
5. GAZ SOĞUTUCU HESAPLAMA MODELİNİN DOĞRULANMASI	47
5.1 C. Zilio ve L. Cecchinato' nun Yürüttüğü Çalışmaların İncelenmesi	47
5.2 Friterm Termik Cihazlar A.Ş. Ortamla Dengeli Tip AR-GE Laboratuvarında Yapılan Deneysel Çalışmalar.....	51
6. SONUÇ ve ÖNERİLER.....	63
KAYNAKLAR.....	65
EKLER.....	69
ÖZGEÇMİŞ	81

KISALTMALAR

A_{fr}	: Batarya ön alın yüzey alanı (m ²)
A_o	: Minimum akış alanı (m ²)
AR-GE	: Araştırma Geliştirme
CFC	: Kloroflorokarbon
C_{maks}	: Maksimum ısı kapasite (W/K)
C_{min}	: Minimum ısı kapasite (W/K)
CO₂	: Karbondioksit
COP	: Performans Katsayısı
cp_a	: Havanın özgül ısısı (J/kgK)
cp_g	: R744' ün özgül ısısı (J/kgK)
c_r	: Isı kapasite oranı
d_c	: Kolar çapı (m)
d_{in}	: Boru iç çapı (m)
d_o	: Boru dış çapı (m)
D_h	: Hidrolik çap (m)
dp_a	: Hava tarafı basınç kaybı (Pa)
dp_{curve}	: R744 tarafı kurvelerdeki basınç kaybı (Pa)
dp_{fric}	: R744 tarafı sürtünme basınç kaybı (Pa)
dp_{header}	: R744 tarafı kollektörlerdeki basınç kaybı (Pa)
EN	: Avrupa Normu
F	: Hava tarafı sürtünme faktörü
f_g	: R744 tarafı sürtünme faktörü
f_s	: Lamel hatvesi (m)
f_t	: Lamel kalınlığı (m)
G_a	: Havanın kütle akışı (kg/m ² s)
G_g	: R744' ün kütle akışı (kg/m ² s)
GUI	: Grafiksel kullanıcı ara yüzü
GWP	: Küresel Isınma Yaratma Potansiyeli
HCFC	: Hidrokloroflorokarbon
H	: Yükseklik (m)
h_a	: Hava tarafı ısı taşınım katsayısı (W/ m ² K)
h_g	: R744 tarafı ısı taşınım katsayısı (W/ m ² K)
H_f	: Bir boru için karakteristik uzunluk (m)
j_a	: Hava için Colburn faktörü
j_g	: R744 için Colburn faktörü
K	: Kurvelerdeki yersel kayıp katsayısı
K_{manifoldi}	: Giriş manifoldundaki yersel kayıp katsayısı
K_{manifoldo}	: Çıkış manifoldundaki yersel kayıp katsayısı
k_f	: Kanadın ısı iletim katsayısı (W/mK)
k_t	: Borunun ısı iletim katsayısı (W/mK)
L	: Bir borunun uzunluğu (m)
L_{circ}	: Devre uzunluğu (m)
L_h	: Panjur yüksekliği (m)
L_p	: Panjur izdüşüm genişliği (m)

L_{total}	: Toplam boruların uzunluğu (m)
m_a	: Havanın kütleli debisi (kg/s)
m_w	: R744 kütleli debisi (kg/s)
MM	: Kanat parametresi
n_c	: Devre sayısı
n_{fin}	: Kanat sayısı
n_{pass}	: Geçiş sayısı
n_r	: Sıra sayısı
n_t	: Boru sayısı
NTU	: Transfer birimleri sayısı
Nu_g	: R744 için Nusselt sayısı
ODP	: Ozon Tüketme Değeri
P	: Basınç (Mpa)
Q_{gc}	: Gaz soğutucunun ölçülen kapasitesi (W)
Q_{kal}	: Gaz soğutucunun kalorimetrik kapasitesi (W)
Q_{ref}	: Gaz soğutucunun akışkan tarafından kapasitesi (W)
Q_{soğ}	: Odayı dengeleyen sulu soğutma bataryasının kapasitesi (W)
Pr_a	: Havanın Prandtl sayısı
Pr_g	: R744' ün Prandtl sayısı
R744	: Karbondioksit
R_a	: Hava tarafı ısı direnç (K/W)
Re_{adc}	: Kolar çapa göre Reynolds sayısı
Re_{aDh}	: Hidrolik çapa göre Reynolds sayısı
Re_g	: Boru içindeki akışın Reynolds sayısı
R_g	: R744 tarafı ısı direnç (K/W)
R_t	: İletim direnci (K/W)
S_p	: Boru dış yüzey alanı (m ²)
S_s	: Kanat alanı (m ²)
S_t	: Toplam dış yüzey alanı (m ²)
St_g	: R744 için stanton sayısı
t_t	: Boru kalınlığı (m)
UA	: Toplam ısı direnç (W/K)
vg_i	: Giriş manifoldundaki akışkan hızı (m/s)
vg_o	: Çıkış manifoldundaki akışkan hızı (m/s)
W	: Genişlik (m)
W₁	: Fanların çektiği güç (W)
W₂	: Elektrikli ısıtıcıların çektiği güç (W)
W₃	: Isıl kayıplar, diğer fanların ve lambaların çektiği güçler (W)
x_l	: Sıralar arası mesafe (m)
x_t	: Borular arası mesafe (m)
ε	: Etkenlik
Δh	: Entalpi değişimi (J/kg)
ΔT	: Sıcaklık değişimi (J/kgK)
μ_a	: Havanın viskozitesi (Pa s)
η_f	: Bir kanadın verimi
η_s	: Tüm kanatların toplam verimi
v_{ai}	: Giren havanın özgül hacmi (m ³ /kg)
v_{ao}	: Çıkan havanın özgül hacmi (m ³ /kg)
v_{av}	: Havanın ortalama özgül hacmi (m ³ /kg)
ρ_{ai}	: Giren havanın yoğunluğu (kg/ m ³)

ρ_{ao} : Çıkan havanın yoğunluğu (kg/ m³)
 ρ_{gi} : Giren gazın yoğunluğu (kg/ m³)
 ρ_{go} : Çıkan gazın yoğunluğu (kg/ m³)

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1.1 : Bazı CFC gazların ODF ve GWP faktörleri	3
Çizelge 1.2 : Bazı HCFC gazların ODF ve GWP faktörleri	3
Çizelge 1.3 : Çeşitli soğutucu akışkanların karşılaştırılması	5
Çizelge 1.4 : -30 °C emme sıcaklığı ve 10 °C yoğunlaşma sıcaklığında karşılaştırma tablosu	5
Çizelge 1.5 : EN327' de test için tanımlı gazlar	13
Çizelge 2.1 : Çelik boru basınç dayanım tabosu.....	22
Çizelge 3.1 : Çelik kollektör boyut tablosu.....	34
Çizelge 5.1 : Gaz soğutucu parametreleri.....	49
Çizelge 5.2 : Deney koşulları	50
Çizelge 5.3 : Deney sonuçları.....	51
Çizelge 5.4 : Simülasyon sonuçları	51
Çizelge 5.5 : Test edilen gaz soğutucunun geometrik parametreleri.....	61
Çizelge 5.6 : Gaz soğutucu test şartları.	62
Çizelge 5.7 : Gaz soğutucu test sonuçları.....	62

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1	: Soğutma uygulamalarında CO ₂ gazının gelişme süreci	1
Şekil 1.2	: CFC gazların ozonu parçalaması	3
Şekil 1.3	: R744 için P-h diyagramı	6
Şekil 1.4	: R744 için yoğunluk ve sıvı/gaz dengesi eğrisi	7
Şekil 1.5	: R744, R717 ve R134A için üçlü ve kritik nokta mukayesesi eğrisi	7
Şekil 1.6	: R744, R717 ve R134A için su buharı barındırma mukayesesi eğrisi	8
Şekil 1.7	: CO ₂ soğutma çevrimleri	9
Şekil 1.8	: R717 (Amonyak)- R744 (CO ₂) kaskad sistem prensip şeması.....	9
Şekil 1.9	: İki farklı sıcaklık seviyesi ile CO ₂ kaskad sistem prensip şeması	10
Şekil 1.10	: Kritik üstü R744 soğutma çevrimi	11
Şekil 1.11	: Kritik üstü R744 soğutma çevrimi basınç-entalpi diyagramı	11
Şekil 1.12	: Kritik üstü R744 soğutma çevrimi basınç-entalpi diyagramı	12
Şekil 1.13	: Kritik üstü R744 soğutma çevrimi basınç-entalpi diyagramı	12
Şekil 1.14	: Eurovent sertifikasyonu için gerekli şartlar	13
Şekil 1.15	: Gaz soğutucusu katalogu	14
Şekil 1.16	: Kritik nokta üstünde özgül ısı değeri	14
Şekil 1.17	: Hesap yönteminin doğrulanmasında izlenecek yol.	15
Şekil 2.1	: Dalgalı ve panjurlu lamel formları.	18
Şekil 2.2	: Kanatlı borulu ısı değiştiricisi	19
Şekil 3.1	: Hava tarafı ısıl direncin belirlenmesi.....	23
Şekil 3.2	: Panjurlu lamel formunda hava akımı.....	26
Şekil 3.3	: Hava tarafı basınç kaybının belirlenmesi.	28
Şekil 3.4	: Kaburgalı lamel dizilimi.	29
Şekil 3.5	: R744 gazının özelliklerinin belirlenmesi.....	37
Şekil 4.1	: R744 gazının basınca göre özgül ısı değişimi	39
Şekil 4.2	: R744 gazının basınca göre ısı iletim katsayısı değişimi	39
Şekil 4.3	: R744 gazının basınca göre Prandtl sayısı değişimi	40
Şekil 4.4	: Örnek batarya şablonu	40
Şekil 4.5	: Tek boru için hesap diyagramı	42
Şekil 4.6	: Tüm boruları kapsayan hesap diyagramı.....	44
Şekil 4.7	: Debili hesap yöntemi	45
Şekil 4.8	: Debisiz hesap yöntemi.....	46
Şekil 5.1	: Test platformu	48
Şekil 5.2	: Gaz soğutucu devre şeması	50
Şekil 5.3	: Ortamla dengeli tip test laboratuvarı.	52
Şekil 5.4	: Gaz Soğutucu test şablonu.....	53
Şekil 5.5	: Test edilen gaz soğutucu.....	53
Şekil 5.6	: R744 besleme ünitesi.....	54
Şekil 5.7	: BITZER transkritik kompresörler.	55
Şekil 5.8	: Solenoid yağ besleme vanaları	55
Şekil 5.9	: ICTMS yüksek basınç valfi.	54
Şekil 5.10	: R744 için debimetre.....	56

Şekil 5.11 : Ön soğutucu.....	56
Şekil 5.12 : Su ısıtmalı evaporatör.....	57
Şekil 5.13 : Likit tankı güvenlik valfi.....	58
Şekil 5.14 : Basınç transmitterleri.....	58
Şekil 5.15 : Hava numunelendirici.	59
Şekil 5.16 : Ölçüm kutusu.....	59
Şekil 5.17 : Kontrol panosu.	60
Şekil A.1 : Birinci simülasyon sonucu.....	69
Şekil A.2 : İkinci simülasyon sonucu	70
Şekil A.3 : Üçüncü simülasyon sonucu	70
Şekil B.1 : Birinci deney raporu	71
Şekil B.2 : İkinci deney raporu	72
Şekil C.1 : Birinci deney için simülasyon sonucu	73
Şekil C.2 : İkinci deney için simülasyon sonucu.....	73
Şekil D.1 : GUI başlangıç sayfası	74
Şekil D.2 : GUI yeni çalışma sayfası	75
Şekil D.3 : GUI ekranında kullanılacak nesneler.....	75
Şekil D.4 : Push Button programlanması.....	76
Şekil D.5 : Toggle Button programlanması	77
Şekil D.6 : Radio Button programlanması	77
Şekil D.7 : Check Box programlanması	77
Şekil D.8 : Panel tasarımı	78
Şekil D.9 : Edit Text programlanması	78
Şekil D.10 : Static Text programlanması	78
Şekil D.11 : Slider programlanması	78
Şekil D.12 : Slider programlanması	79
Şekil D.13 : Pop-Up Menü programlanması	79
Şekil D.14 : Button Group programlanması.	79
Şekil D.15 : Gaz Soğutucu Hesaplama Menüsü.	80

CO₂ AKIŞKANLI TRANSKRİTİK SOĞUTMA SİSTEMLERİ İÇİN GAZ SOĞUTUCU HESAPLAMA MODÜLÜNÜN GELİŞTİRİLMESİ

ÖZET

Yaşamın her alanında geçmişten geleceğe mutlak ihtiyaç olan soğutma sistemlerinde uzun sürelerden bu yana CFC ve HCFC soğutucu akışkanlar kullanılmaktadır. Bu kimyasal gazlar sera etkisi problemi yarattığından dolayı küresel ısınma probleminin artmasına neden olmaktadır. 1980’li yıllardan itibaren yapılan çalışmalar çevre bilincinin artması sonucu Montreal ve Kyoto Protokolleri yürürlüğe girmiştir. Yasal kısıtlamalardan dolayı soğutma sistemlerinde soğutucu akışkan olarak yeni alternatifler arayışına gidilmiştir. Amonyakın zehirleyici ve propanın kolay patlayıcı olması bu noktada dikkatleri CO₂(R744) üzerine çekmektedir. R744 gazı için ozon tüketme faktörü sıfır ve küresel ısınma yaratma potansiyeli birdir. Çok ucuz olmasının yanı sıra temin edilmesi de kolaydır. En önemli özellikleri ise yüksek hacimsel soğutma kapasitesi ve ısı iletim katsayısıdır. Bu durum hem boru tesisatın emme ve basma hatlarında hem kullanılan kanatlı borulu ısı değiştiricilerin boru çaplarında küçülmeye gidilmesini olanak tanır. Tüm bu önemli avantajların yanında R744 gazının en önemli dezavantajı kritik nokta sıcaklığının 31°C ve basıncının 73.6 bar olmasıdır. Kritik nokta basıncının diğer gazlara kıyasla çok yüksek olmasının özellikle güvenlik açısından problem yaratmaması için boru kalınlıkları artmıştır. Bu durumda boru seçimi ve boru üretim teknolojisi önem kazanmaktadır. Kritik nokta sıcaklığının düşük olması özellikle ılıman ve sıcak iklime sahip ülkelerde sistemi basma hattının kritik üstü sıcaklıkta çalışması konusunda zorlamaktadır. Bu zorlama neticesinde sistemde iki fazlı yoğunlaşma meydana gelmediği için kondenserin yerini gaz soğutucular almıştır. Gaz soğutucu kritik üstü noktadaki basma hattında kompresör çıkışındaki sıcak gazı soğutarak kısımla vanasına aktarır. Evaporatörün girişindeki kuruluk derecesi sistemin soğutma performansını önemli biçimde etkilediğinden dolayı gaz soğutucu çok efektif bir biçimde çalışmalıdır. Öyle ki optimum tasarım için gaz çıkış sıcaklığı mümkün mertebe gaz soğutucu girişindeki havanın sıcaklığına yaklaştırılmalıdır. Kritik üstü bölgede gazın termodinamik özellikleri, özellikle özgül ısı ve ısı iletim katsayısı, bazı bölgelerde hızlı değişim göstermektedir. Hacimsel hesap yaklaşımlarında ortalama olarak belirlenen gazın termodinamik özellikleri yapılan hatayı arttırabilmektedir. Dolayısıyla yeni hesaplama yöntemlerinin geliştirilmesi zorunlu hale gelmiştir. Hesaplama programlarının ticari nitelikte olması ve hızlı çalışması gerekliliği CFD analiz programlarının tercih edilmesini azaltmaktadır. Özet olarak CFD analiz programlarına yakın hassasiyette ve hacimsel yaklaşımla yapılan programlar kadar da hızlı hesaplama algoritması geliştirilmelidir. Kanatlı borulu ısı değiştiricisini alt parçalara ayırarak çözümlemek bu problemi ortadan kaldıracak en iyi alternatif olarak görülmektedir. Bu hesaplama yöntemini desteklemek için deneysel çalışmalar ve karşılaştırmalı incelemeler yapılmaktadır.

DEVELOPMENT OF GAS COOLER CALCULATION MODUL FOR THE TRANSCRITICAL CO₂ COOLING SYSTEMS

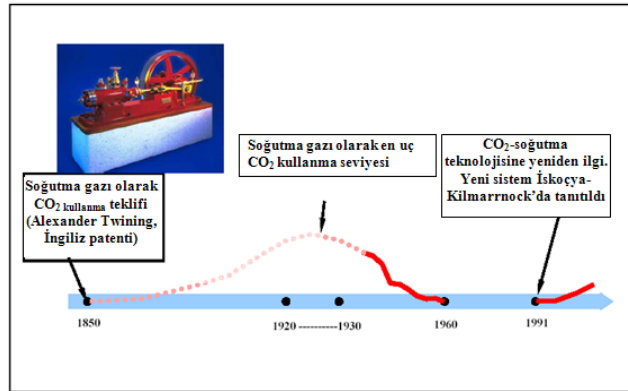
SUMMARY

CFC and HCFC refrigerants are used in the cooling cycles for a long time. These chemical gases cause global warming because of green house effect. As result of development of consciousness regarding to environmental problems since 1980s, Montreal and Kyoto protocols are signed among nations. Recently utilized natural refrigerants are begun to improve widely a result of legal restrictions. Ammonia is toxic and propane is flammable so that R744 becomes more preferable than other natural refrigerants. CO₂ has low level of both GWP and ODP factors. In fact, it is very cheap and easy to provide. Moreover, it has high heat conductivity and volumetric cooling capacity. This case decreases sizes of suction lines, discharge lines, liquid lines and the pipes of heat exchangers. On the other hand, the most important disadvantage of R744 is low critical temperature 31°C and high critical pressure 73.6 bar. This situation makes the safety problem extremely critical and increases the thickness the pipes. As result of low critical temperature, the high pressure side of cooling systems are designed in temperate climate regions. In the transcritical region of system, especially heat conductivity and specific heat coefficients vary drastically during gas cooling process. In the classical calculation methods such as volumetric approaches, the calculated results may involve inaccuracies. CFD analyzes can be useful but the calculation programs have to be user friendly and commercially easy to utilize. As a result of these problems, new calculation methods have to be developed. The finned tube type heat exchanger is divided into pieces and each part is calculated distinctly. This method is compared with experimental results and other researches during this project.

1. GİRİŞ

Yaşamın her alanında geçmişten geleceğe mutlak ihtiyaç olan soğutma işleminin modern anlamda temelleri 19.yy ortalarında ortaya çıkmıştır. 1866 yılında CO₂ ve 1873 yılında amonyak soğutma çevriminde kullanılmıştır. 1931 yılına kadar CO₂, hava, su, amonyak ve eter gibi doğal maddeler soğutucu akışkan olarak kullanılmıştır. Bu tarihte kloroflorokarbonlar ve hidrokarbonlar keşfedilmesiyle özellikle ikinci dünya savaşından itibaren yapay soğutucu akışkanlar soğutma uygulamalarına damgasını vurmuştur [2].

Yapay soğutucu akışkanların parçalanmaları zor olduğundan dolayı uzun yıllar atmosferde kalırlar. Ayrıca bu gazların yapısında bulunan klor serbest kaldığında ozon moleküllerinin parçalanmasına neden olur. 20. y.y.' in son çeyreğine gelindiğinde CFC ve HCFC soğutucu akışkanların çevreye verdiği zararlı etki gün yüzüne çıkmıştır. Özellikle, atmosferde sera etkisinin artmasına ve yeryüzünde yaşayan canlıları güneşin zararlı ışınlarından koruyan ozon tabakasının incelmesine neden olmuştur. Bu elzem durumun daha vahim sonuçlar doğurmasını engellemek adına ilk etapta milletler arası antlaşmalar ve protokoller imzalanmıştır. Son zamanlarda da yeniden doğal soğutucu akışkanların kullanımına yönelik olarak AR-GE çalışmalarına hız verilmiştir. Şekil 1.1' de R774 soğutucu akışkanının gelişim süreci görülmektedir.



Şekil 1.1 : Soğutma uygulamalarında CO₂ gazının gelişme süreci [8].

1.1 1.1. Yapay Soğutucu Akışkanların Çevreye Olan Zararlı Etkileri

Doğal olmayan soğutucu akışkanların çevreye en önemli iki etkisi vardır;

-Küresel Isınma

-Ozon Tabakasının İncelmesi

1.1.1 Küresel Isınma

Yeryüzü sıcaklığının sanayileşme süreçleriyle birlikte artması *Küresel Isınma* olarak tanımlanmıştır. Her ne kadar fosil yakıtların kullanımı sera etkisinde önemli rol oynasa da yapay soğutucu akışkanların soğutma sistemlerinde tercih edilmesi bu süreci hızlandırmıştır [17].

Özellikle nüfusun kalabalık olduğu ve yüksek yoğunlukta binaların olduğu kentlerde ısı adası etkisi görülür. Bu yoğunluktan dolayı yer yer hava dolaşımı engellenir. Sonuç olarak bu bölgelerde lokal ısınmalar meydana gelir. Dolayısıyla küresel ısınmayı arttırıcı bir katkı ortaya çıkar.

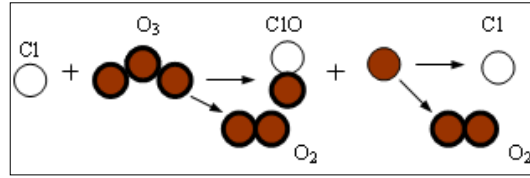
Havaya salınan gaz miktarının artması atmosferdeki havanın daha yoğun olmasına neden olur. Bu durum yerkürenin yüzeyinden yansıyan güneş ışınlarının daha fazla atmosferde kalmasını arttıracığından dolayı bir sera etkisi doğurur. Sera etkisinden dolayı sanayi devriminden bu yana dünyanın sıcaklığı 0.45 °C artmıştır.

Küresel ısınmanın birçok alanda önemli zararlı etkileri görülmüştür. İklim şartlarının global ve yerel olarak değişmesi, bitki ve hayvan nesillerinin tükenmesi ve doğal afetler bu etkilerin en önemlileridir. Tabi bu etkilere bağlı olarak ülke ekonomilerine ek maliyetler gelmektedir.

1.1.2 Ozon Tabakasının İncelmesi

Ozon tabakası güneşin zararlı mor ötesi ışınlarını süzerek yeryüzünde yaşayan canlılar için koruyucu bir kalkan vazifesi görmektedir. Bu tabakanın incelmesi insanlarda özellikle cilt problemlerine yol açmaktadır .

Aşağıdaki reaksiyondan da görüldüğü üzere CFC soğutucu gaz salınmasından dolayı klor atomu ozon moleküllerinin oksijen atomlarının parçalanmasına neden olmaktadır. Şekil 1.2' de bu işlem ayrıntılı biçimde gösterilmiştir. Bu işlem devamlı kendini tekrarlayacak şekilde gerçekleşmektedir. Bunun sonucu olarak ozon tabası çok kolay bir biçimde delinmiştir.



Şekil 1.2 : CFC gazların ozonu parçalaması [17].

Kloroflorokarbonlar(CFCs) ozona en çok zarar veren maddeler arasında yer almaktadır. Bu maddeler başlıca soğutmada kullanılmak üzere köpük ürünleri ve yalıtım malzemelerinde de kullanılmaktadır. R11 ve R12 başlıca kullanılan CFC soğutucu akışkanlardır. Aşağıdaki çizelgede CFC sınıfı soğutucu akışkanların ozon tüketme değerleri ve küresel ısınma yaratma değerleri gösterilmiştir.

Çizelge 1.1 : Bazı CFC gazların ODF ve GWP faktörleri [17].

Soğutucu Akışkan	Atmosferik Ömrü (Yıl)	ODF*	GWP**
R11	45	1.0	4750
R12	100	1.0	10890
R113	85	0.8	6130
R114	300	1.0	10040
R115	1700	0.6	7370
* Ozon Tüketme Değeri (Ozone Depletion Factor)			
**Küresel Isınma Yaratma Potansiyeli (Global Warming Potantial)			

CFC gazlara alternatif olarak geliştirilen hidrofloroklorokarbonlar(HCFCs) buzdolapları, ısı pompaları ve spreylerde kullanılmaya başlanmıştır. HCFC gazlar CFC gazlara nispeten ozon tabakasına daha az zararlıdır. R22 en çok tercih edilen HCFC soğutucu akışkandır. Çizelge 1.2’ de HCFC sınıfı soğutucu akışkanların ozon tüketme değerleri ve küresel ısınma yaratma değerleri belirtilmiştir.

Çizelge 1.2 : Bazı HCFC gazların ODF ve GWP faktörleri [17].

Soğutucu Akışkan	Atmosferik Ömrü(Yıl)	ODF*	GWP**
R22	12	0,05	1810
R142b	138	0,02	76
R124	261	0,06	1800
R141b	68	0,02	470
R115	1700	0.6	7370
* Ozon Tüketme Değeri (Ozone Depletion Factor)			
**Küresel Isınma Yaratma Potansiyeli (Global Warming Potantial)			

1.2 Yasal Düzenlemeler ve Uluslar arası Anlaşmalar

Küresel ısınmayı engelleyici ve ozon tabakasına karşı zararlı etkide bulunan maddelerin kullanımını önleyici yasal çalışmalar tüm dünyada devam etmektedir. Özellikle 1980' li yılların ortalarından itibaren bu yasal çalışmalar hız kazanmıştır.

1987 yılında 25 ülkenin Montreal Protokolü ile ortak hareket edilmiştir. Bu anlaşma ile 1999 yılına kadar CFC tüketimi yarı yarıya indirilmiştir. Takip eden yıllarda anlaşma genişletilmiş ve imzalayan ülke sayısı 168' e çıkmıştır. Protokol gereği CFC tüketimi 2010 yılı itibariyle sıfıra indirilmiştir ve HCFC tüketimi de 2030 yılına kadar sona erdirilecektir.

1988 yılında Birleşmiş Milletler ve Dünya Meteoroloji örgütü ile ortak platform oluşturarak iklim değişikliğine yönelik çalışmalar başlatmıştır. 1992 yılında hazırlanan Birleşmiş Milletler İklim Değişikliği Sözleşmesi kabul edilmiş ve bu tarihten iki yıl sonra yürürlüğe girmiştir. Bu sözleşme ile sera gazlarının ozon tabakasına etkisi kontrol altına alınmaya çalışılmıştır.

Zamanla yapılan gözlemlerde İklim Değişikliği Sözleşmesinin yetersiz olduğu görülmüştür ve Kyoto protokolü hazırlanmıştır. Bu protokol ile sera gazlarının salınımının 2012 yılı itibariyle 1990 yılındaki mertebelere çekilmesi hedeflenmiştir. Amerika Birleşik Devletlerinin halen kabul etmediği sözleşme 2005 yılı itibariyle anlaşmaya taraf diğer ülkelerde yürürlüğe girmiştir.

Ülkemizde Montreal Protokolüne paralel olarak Çevre ve Orman Bakanlığı tarafından ozon tabakasını inceltici maddelere yönelik olarak hazırlanan yönetmelik 2006 yılı itibariyle yürürlüğe girmiştir. Ayrıca 2009 yılında TBMM Genel Kurulunda Kyoto Protokolü kabul görmüştür. Tüm bu önlemler ve yaptırımlarla beraber ülkemizdeki soğutma sistemlerinde yeni arayışlara gidilmiştir. Yapılan AR-GE çalışmaları ile beraber amonyak ve CO₂ gibi doğal soğutucu akışkanlar üzerine daha fazla yoğunlaşmıştır.

1.3 CO₂ Gazının Özellikleri ve Soğutma Çevrimi

1990' lı yıllarında başında Norveçli bilim adamı Prof. Dr. Gustav Lorentzen' in çalışmalarına konu olan CO₂ gazının soğutma alanına yönelik başlıca özellikleri aşağıdaki gibidir;

- GWP faktörü bir ve ODF faktörü sıfır olduğundan dolayı kesinlikle çevre dostudur.
- Zehirli ve yanıcı değildir.
- Yüksek hacimsel soğutma kapasitesi ve ısı iletim özelliklerine sahiptir.
- Ucuzdur ve teminatı kolaydır.
- Geri dönüşüme gerek duymaz.
- Çok yüksek çalışma basınçlarına sahip olduğu için güvenlik önlemleri daha fazla önem kazanmaktadır.

Çizelge 1.3 : Çeşitli soğutucu akışkanların karşılaştırılması [17].

Soğutucu Akışkan	Atmosferik Ömrü(Yıl)	ODP*	GWP**
R11	45	1.0	4750
R12	100	1.0	10890
R22	12	0,05	1810
R744-CO ₂	120	0	1
R717-Amonyak	10 gün	0	0
R290-Propan	15 gün	0	4
* Ozon Tüketme Değeri (Ozone Depletion Factor)			
**Küresel Isınma Yaratma Potansiyeli (Global Warming Potantial)			

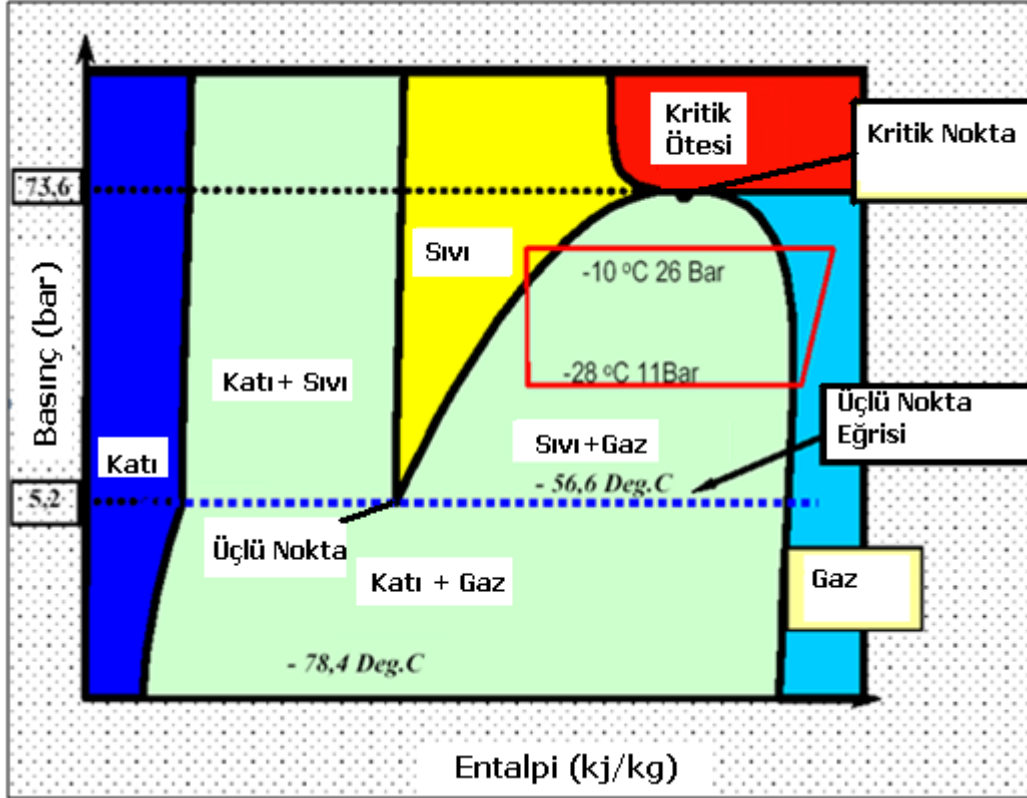
R744 ile çalışan soğutma sistemlerinde R22 ile çalışan sistemlere göre kompresör boyutları 6-8 kat daha küçük olmaktadır. Bu durum tesisatı oluşturan boruların çaplarında önemli miktarda küçülmeye neden olmaktadır. Bu durumu destekleyen R404A, R717 ve R744 gazlarıyla tasarlanan soğutma sistemine ait boyut karşılaştırması Çizelge 1.4’ de gösterilmiştir.

Çizelge 1.4 : -30 °C emme sıcaklığı ve 10 °C yoğuşma sıcaklığında karşılaştırma [2].

	Soğutma gazı	R404A	R717	R744 CO ₂
Emme Hattı	Kapasite	150 kW	150 kW	150 kW
	Hız	11.3 m/s	25.6 m/s	7.7 m/s
	Çap	 101.6 mm	 72.6 mm	 50.8 mm
	Alan	8107.0 mm ²	4139.0 mm ²	2026.0 mm ²
Sıvı hattı	Hız	0.6 m/s	0.3 m/s	1.1 m/s
	Çap	 33.1 mm	 25.4 mm	 25.4 mm

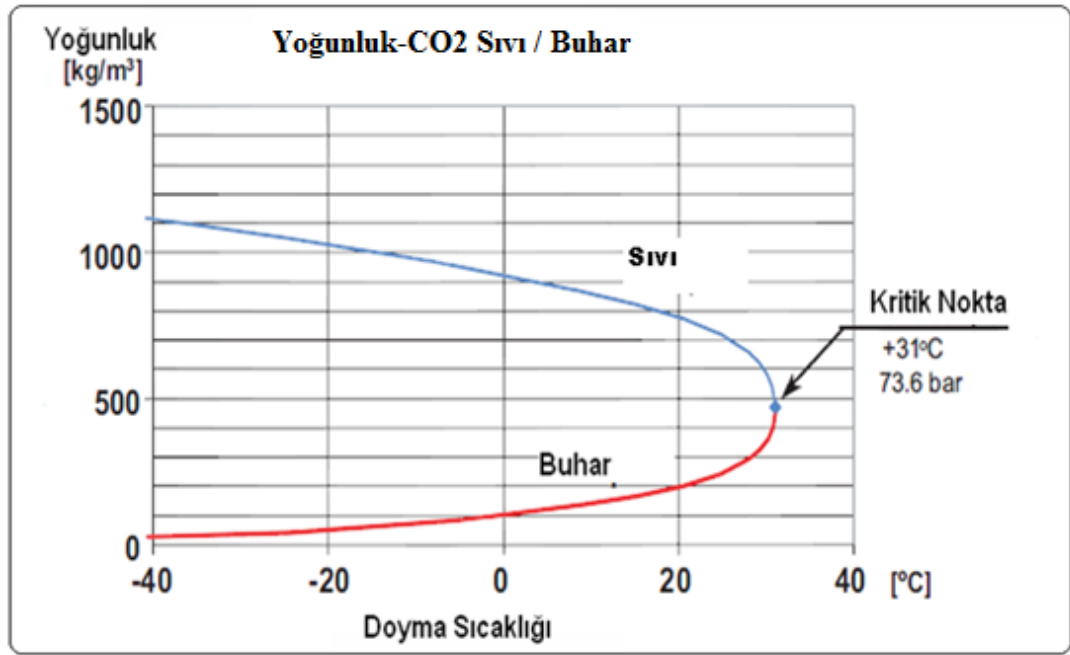
	Alan	1140.0 mm2	506.0 mm2	506.0 mm2
--	------	------------	-----------	-----------

Soğutma uygulamalarında R744 gazında üçlü nokta ve kritik nokta önem arz etmektedir. Üçlü noktada, R744 soğutucu akışkanı katı, sıvı ve gaz fazlarında dengede bulunmaktadır. CO₂ gazı için üçlü nokta basıncı 5.2 bar ve sıcaklığı -56.6 °C olup sistemin evaporatörü asla bu noktaya yakın çalıştırılmamalıdır. Aksi halde katılaşma meydana gelebilir ve sistemin parçaları zarar görebilir. R744 gazı için ayrıntılı faz diyagramı Şekil 1.3’ de görülmektedir.



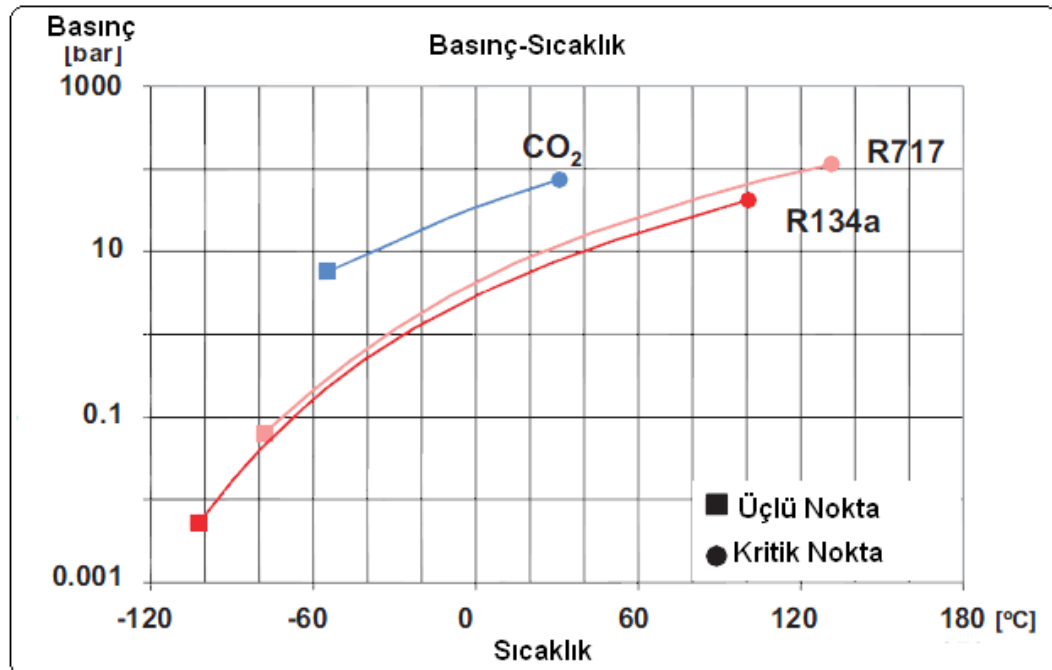
Şekil 1.3 : R744 için P-h diyagramı [7].

Kritik noktada ise sıvı ve gaz fazları dengede bulunmaktadır. R744 gazı için bu noktada sıcaklık 31 °C ve basınç 73,6 bardır. Daha ayrıntılı biçimde R744 gazına ait kritik noktayı belirten diyagram Şekil1.4’ de gözlenmektedir.



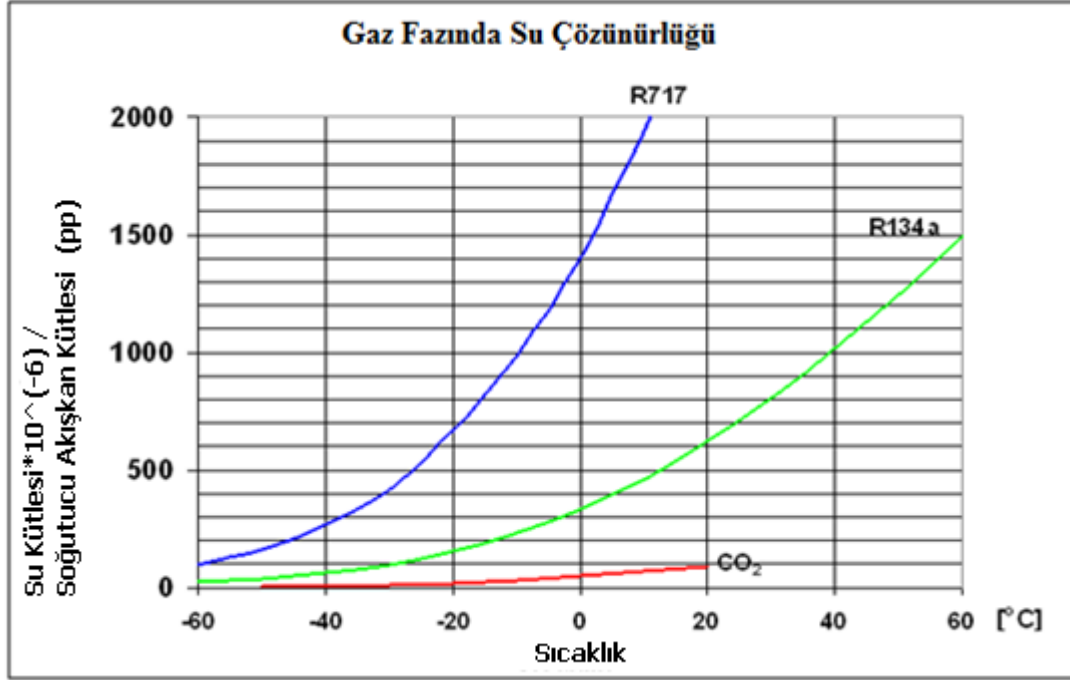
Şekil 1.4 : R744 için yoğunluk ve sıvı/gaz dengesi eğrisi [10].

Diğer soğutucu akışkanlarda bu sıcaklık daha yüksek olmasına rağmen basınçlar da daha düşük mertebelerdedir. Şekil 1.5’ de, R744, R717 ve R134A için üçlü ve kritik noktaları arasında basınç ve sıcaklık değişimini gösteren eğri görülmektedir.



Şekil 1.5 : R744, R717 ve R134A için üçlü ve kritik nokta mukayesesi eğrisi [10].

CO₂ soğutma sistemlerinin çalışma basıncı diğer sistemlere göre daha yüksek olduğundan dolayı hava ve nem sızma ihtimali çok daha düşüktür. Genel uygulamalarda CO₂ sistemlerindeki kabul edilebilir kaçak nem miktarı diğer sistemlerinkinden çok daha düşüktür (bakınız Şekil 1.6). Herhangi bir su buharı kaçağı halinde sistemin alçak basınç sıcaklığı 0°C' nin altına inmesi ile valflerde tıkanmalar meydana gelir. Bu tıkanmaları engellemek için mutlaka kurutucu filtre sisteme entegre edilmelidir.



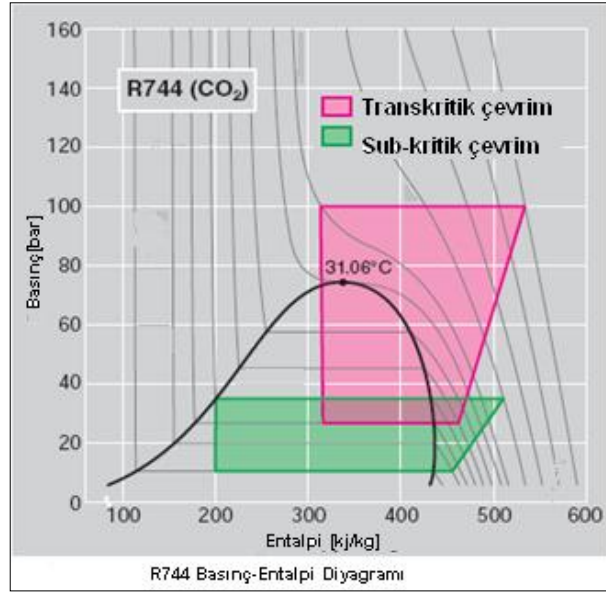
Şekil 1.6 : R744, R717 ve R134A için su buharı barındırma mukayesesi eğrisi [8].

1.4 R744 Soğutma Çevrimleri

Yukarıda da değinildiği üzere 31 °C ve 73,6 bar basınç sistemin tanımı açısından büyük önem arz etmektedir. P-h diyagramından da görüldüğü üzere kritik noktanın altında soğutucu akışkan sıvı-gaz olarak iki fazda bulunmaktadır. Bu noktanın üzerinde ise sadece gaz fazında bulunmaktadır. Kritik nokta referans alındığında R744 gazı ile yapılan soğutma uygulamaları ikiye ayrılmaktadır;

- Kritik Basınç altı çevrim
- Kritik Basınç üstü çevrim

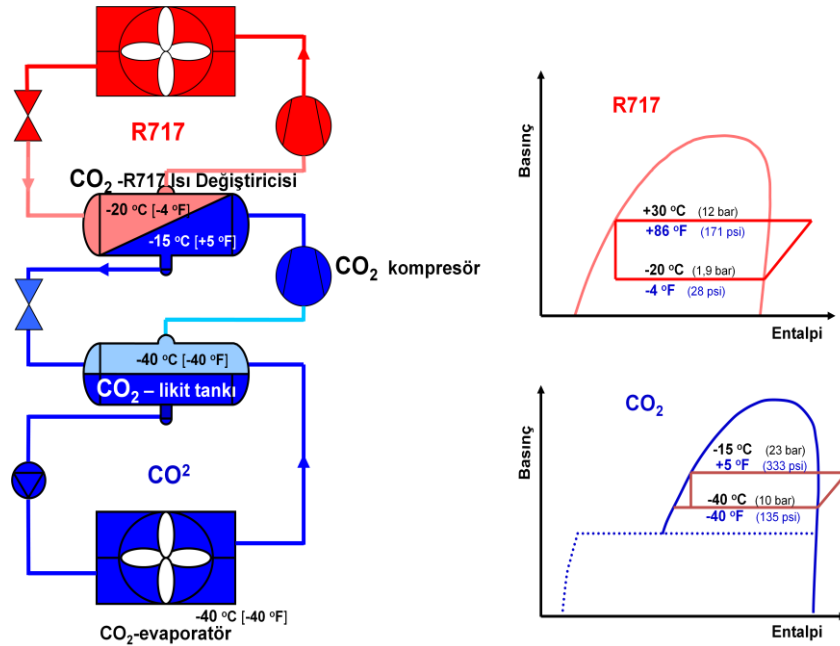
Bu iki çevrim bir arada Şekil 1.7' de görülmektedir.



Şekil 1.7 : CO₂ soğutma çevrimleri [2].

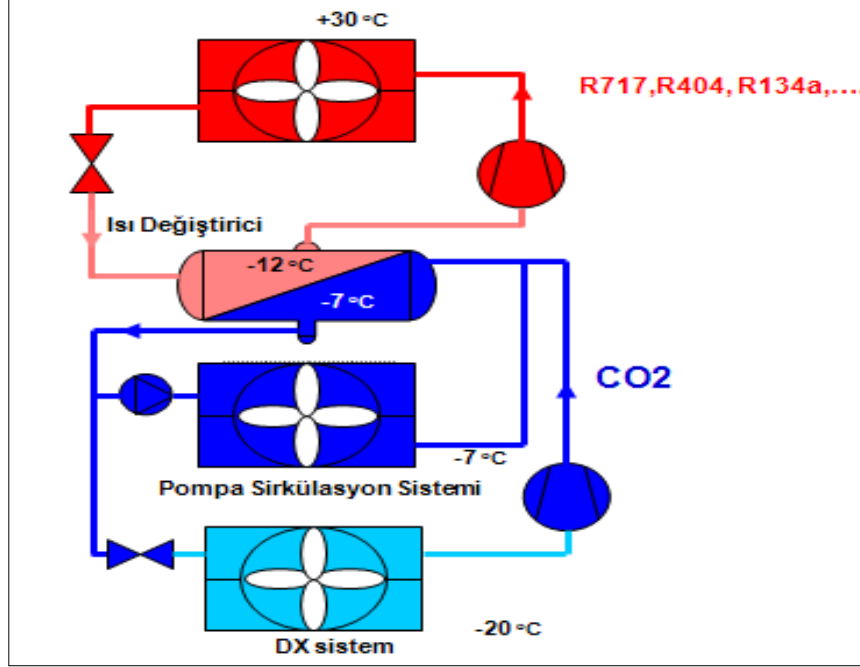
1.4.1 Kritik Basınç Altı Çevrim

Kritik basınç altı sistemlerde konvansiyonel sistemlerde de olduğu gibi kompresörden sonra çevreye ısı atımı işlemi iki fazlı bölgede gerçekleşmektedir. Ancak CO₂ gazı için kritik sıcaklık 31 °C olduğu için iklim şartlarının ılıman olduğu daha ziyade Orta Avrupa ve İskandinavya ülkelerinde sıkça rastlanmaktadır. R744 gazı derin şoklama uygulamaları için R404A ve R717 gazlarıyla beraber kaskad olarak kullanılmaktadır (bakınız Şekil 1.8).



Şekil 1.8 : R717 (Amonyak)- R744 (CO₂) kaskad sistem prensip şeması

Şekil 1.9’ da yine R774 gazına yönelik kaskad uygulaması görülmektedir. Ancak bu diyagramdaki çevrimde hem direk genleşmeli hem de pompalı uygulama bir arada görülmektedir.

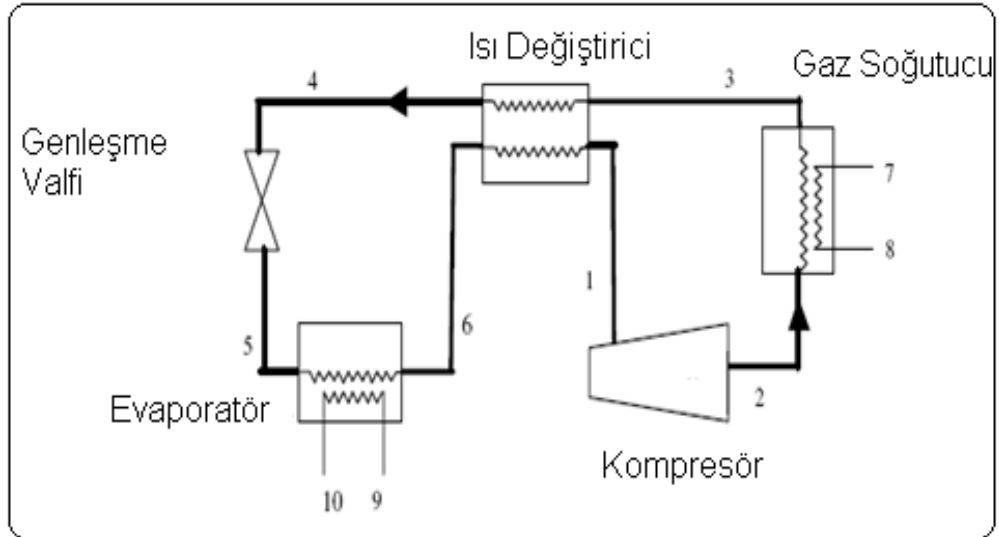


Şekil 1.9 : İki farklı sıcaklık seviyesi ile CO₂ kaskad sistem prensip şeması [10].

1.4.2 Kritik Basınç Üstü Çevrim

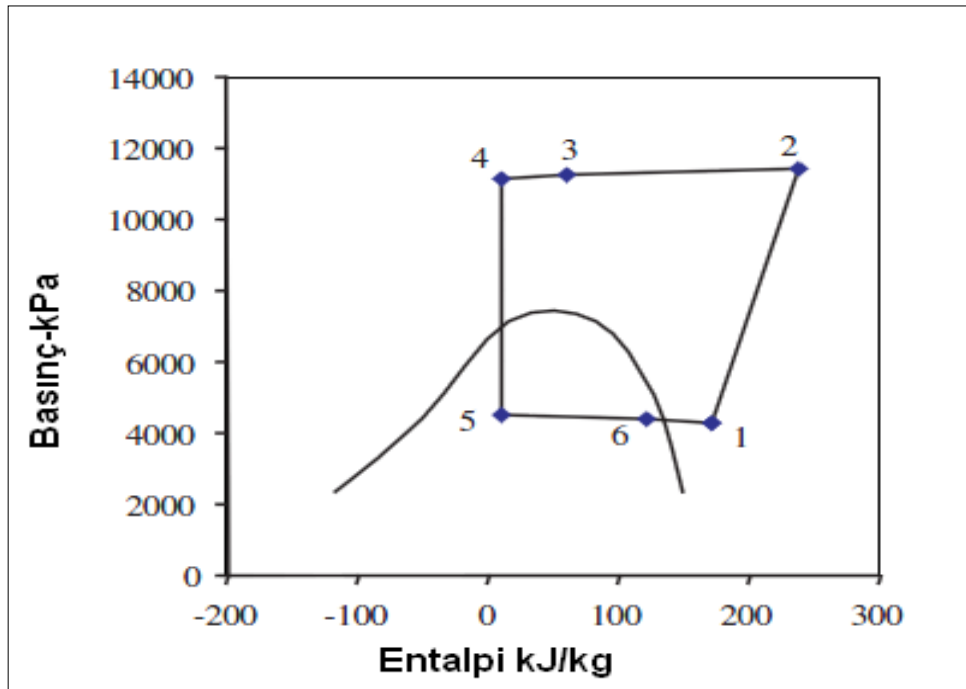
Kritik üstü soğutma sistemlerinde kompresörden sonra çevreye ısı atımı gaz soğutucusunda gerçekleşmektedir. Bu işlem kritik nokta üstünde gerçekleştiği için gaz faz değiştirmeden ısını dış ortama bırakmaktadır. Konvansiyonel sistemlerden farklı olarak transkritik sistemlerin en çok göze çarpan özelliği budur. Sistemde kompresörden sonra kondenser yerine gaz soğutucusu bulunmaktadır. Kritik nokta üstünde çalışıldığından dolayı sistemin basma hattı çalışma basınçları 75 ile 120 bar arasında değişmektedir ve bu basınç mertebelerinde çalışacak gaz soğutucu yeteri kadar dayanıklı olmalıdır.

Transkritik çevrimin genel olarak sistem komponentleri Şekil 1.10’ da belirtilmiştir. Konvansiyonel sistemlerden farklı olarak çevrimde iç ısı değiştiricisi kullanılmaktadır. Bu eşanjör, sistemin COP değerini arttırmaya yönelik hem gaz soğutucu çıkış sıcaklığını düşürürken hem de kompresöre sıvı kaçmasını engellemek için evaporatör çıkışında gaz fazını garanti etmektedir.



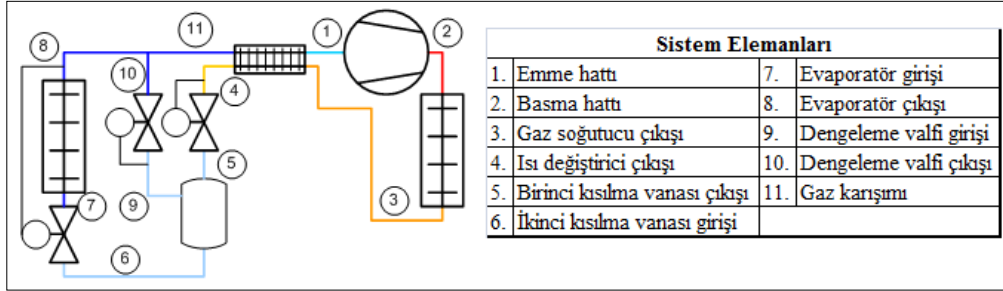
Şekil 1.10 : Kritik üstü R744 soğutma çevrimi [2].

Basınç-entalpi diyagramından da görüldüğü üzere geleneksel çevrimlerde de görüldüğü gibi ısıнын çevreye atılma işlemi teorik olarak sabit basınçta gerçekleşmektedir. Gerçek uygulamada kondenserdekine benzer olarak gaz soğutucuda da basınç kaybı gerçekleşmektedir.



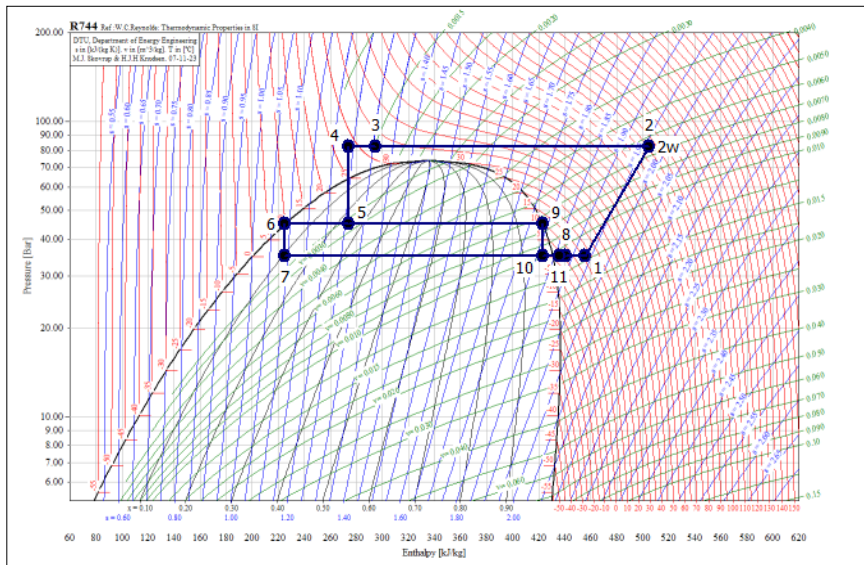
Şekil 1.11 : Kritik üstü R744 soğutma çevrimi basınç-entalpi diyagramı [2].

Transkritik sistemlerin verimliliğini arttırmak için ara buhar almalı olarak tasarımları da Şekil 1.12’ de görüldüğü üzere gerçekleştirilmektedir. Geleneksel sistemlerden farklı olarak ikinci bir kısılma vanası sisteme eklenir. Birinci kısılma işlemi gaz soğutucudan likit tankına gerçekleşirken burada sıvı ve gaz fazları oluşur. Daha sonra sıvı tekrar istenen buharlaşma sıcaklığına kadar kısılmış olur. İkinci kısılma vanası burada evaporatöre giden debiyi de kontrol ettiği için evaporatör çıkışındaki aşırı kızgınlık da kontrol altına alınmış olur.



Şekil 1.12 : Kritik üstü R744 soğutma çevrimi basınç-entalpi diyagramı [25].

Bu sistemlerde hem ikinci kısılmadan dolayı evaporatörün girişindeki kuruluk derecesi azaltılmış olur böylece sistemin COP değeri artar hem de ara basınç kademesinde likit tankı kullanıldığından dolayı sistemin dış ortam ile bağlantısı azaltılmış olur. Sistem de ayrıca dengeleme valfi bulunur. Bu valf likit tankındaki basınç seviyesini belirlemiş olur. Bu basınç seviyesi direk olarak hem güvenliği hem de kısılma vanası öncesi entalpiyi dolayısıyla da evaporatör giriş entalpisini kontrol eder.



Şekil 1.13 : Kritik üstü R744 soğutma çevrimi basınç-entalpi diyagramı [25].

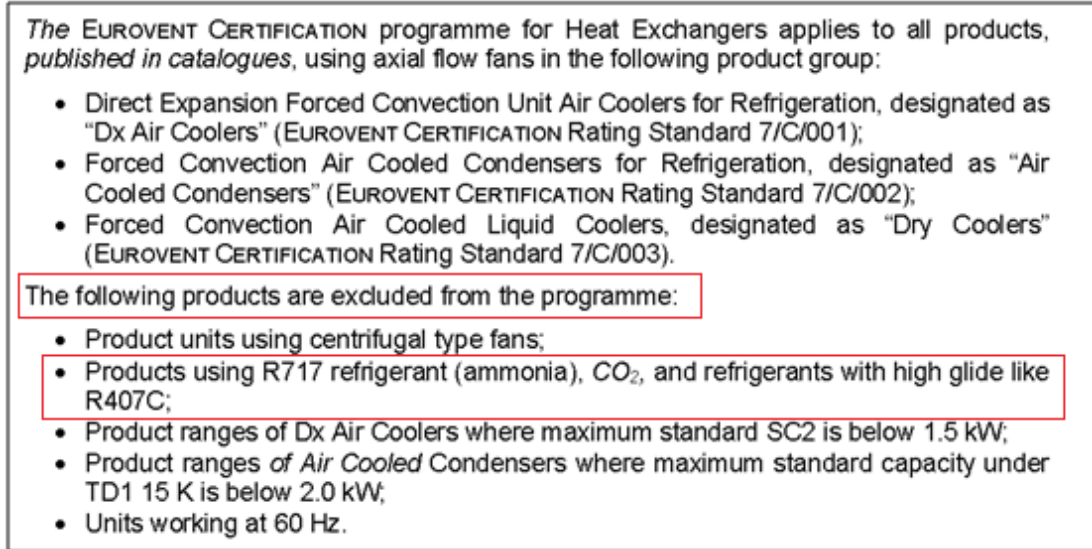
1.5 R744 ve Standartlar

R744 gazı ile yapılan soğutma sistemleri çok yeni olduğundan dolayı henüz EN standartlarında bu gaz ile yapılacak her hangi bir tanımlamaya gidilmemiştir. Öyle ki hava soğutmalı kondenserlerin testlerinin yönlendirildiği EN327 üzerinde de Çizelge 1.5’ de gözlemlendiği üzere henüz bir değişiklik yapılmamıştır.

Çizelge 1.5 : EN327’ de test için tanımlı gazlar [11].

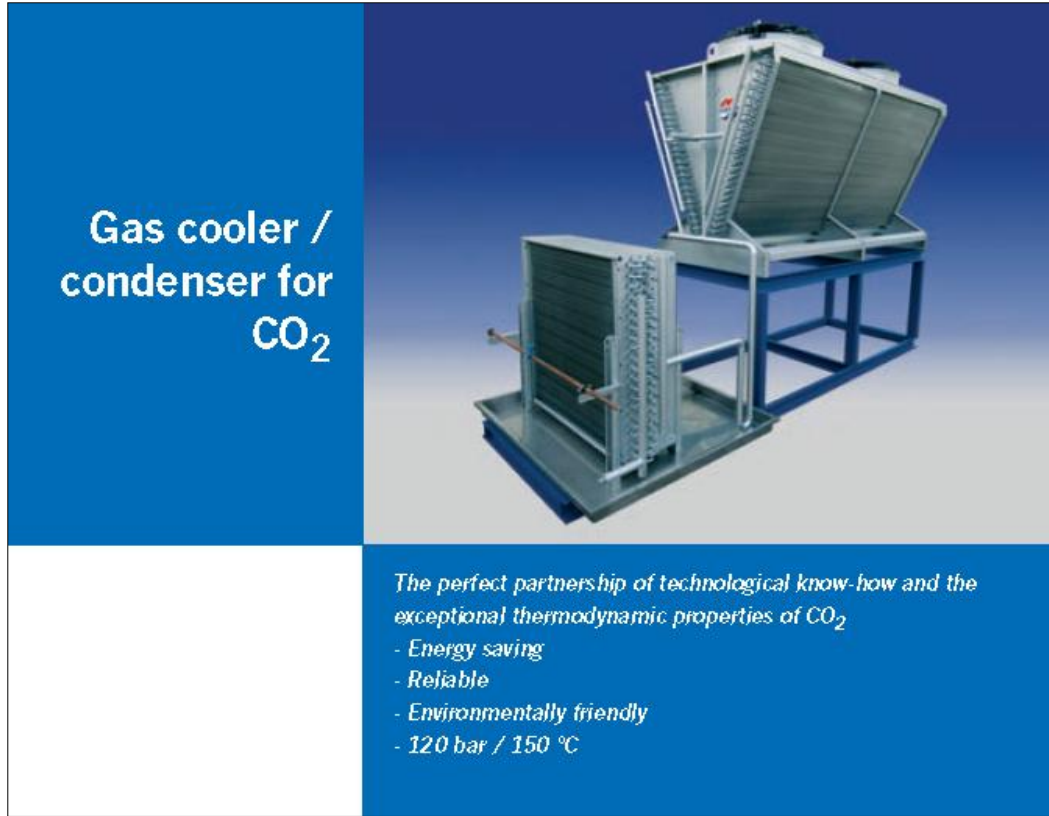
R134A	25 K	NH3	50 K
		R404A	25 K
		R407A	35 K
		R410A	40 K

Eurovent Sertifikasyon Kurumu yapılacak testlere ve sertifikasyon süreçlerine henüz R744 gazını dâhil etmemiştir (bakınız Şekil 1. 14). Bu durum CO2 gazıyla yapılacak testlerin önüne kısıtlama getirmektedir. Hem belirli standartların olmayışı hem de sertifikasyon sürecine henüz dâhil edilmemiş olması bu gaz ile yapılması gereken deneysel çalışmaları azaltmaktadır.



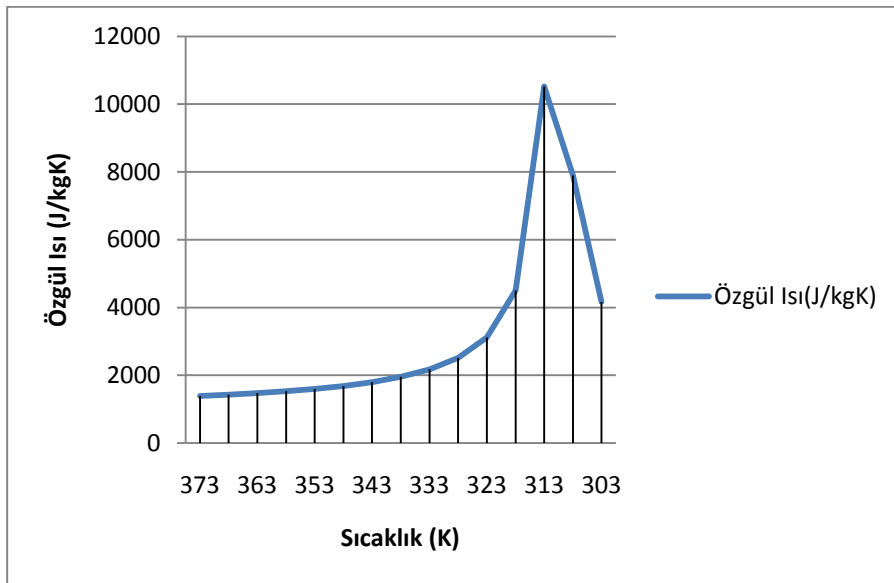
Şekil 1.14 : Eurovent sertifikasyonu için gerekli şartlar [23].

Yeteri kadar deneysel çalışma yapılamamışında dolayı R744 gazına yönelik yapılması gereken hesaplama modüllerinin geliştirilmesiyle ilişkili çalışmaları engellemektedir. Öyle ki Avrupa’ nın önde gelen kanatlı borulu ısı değiştiricisi firmaları bile gaz soğutucusu kataloglarında Şekil 1.15’ deki gibi kapasite değerine yer vermemektedir.



Şekil 1.15 : Gaz soğutucusu katalogu [29].

R744 gazının özgül ısı termofiziksel özelliği kritik nokta üzerinde belirsiz karakteristیک göstermektedir. Özellikle sıcaklık azaldıkça belirli bir aralıkta ani yükselmeler görülmektedir. Bu durum genel olarak uygulanan hacimsel yaklaşımla uygulanan hesaplama metotlarında yeteri kadar hassas olamayan sonuçlar doğurmaktadır.



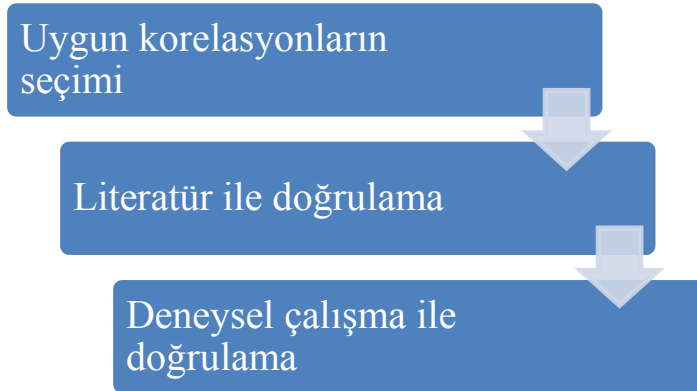
Şekil 1.16 : Kritik nokta üstünde özgül ısı değeri [24].

1.6 Hipotez

Günümüzde var olan hacimsel yaklaşımı barındıran hesaplama modüllerine karşı daha dinamik çözüm yoluna gidilmelidir. CFD modelleri çok iyi bir yaklaşım olsa da gaz soğutucuların satışı için yavaş bir çözüm olacaktır. Çünkü her bir gaz soğutucu için mümkün olduğunca hızlı hesap yapılmalıdır. Hem CFD kadar hassas hem de hacimsel yaklaşım kadar hızlı olan bir hesaplama yöntemi geliştirilmelidir. Tüm bu hassasiyetler göz önünde bulundurulduğunda “Boru-Boru” hesaplama yöntemi uygulanmalıdır. Bu hesaplama yönteminde ısı değiştiricisinin ihtiva ettiği her bir boru için belirli bir devre şemasına göre hesaplama yapılır. R744 gazının termofiziksel özellikleri de her bir boru için ayrı ayrı belirlendiği için hesaplarda gazın özellikleri yeteri kadar hassas olarak belirlenmiş olur. Her ne kadar hassas olarak belirlense de özgül ısı değeri için yeni bir yaklaşıma gidilmelidir. Bunun için ise her boru da entalpinin sıcaklıkla değişimi incelenmelidir.

$$c_p = \frac{dh}{dT} \approx \frac{\Delta h}{\Delta T} \approx \frac{h_2 - h_1}{T_2 - T_1} \quad (1.1)$$

Yukarıda belirtilen hesaplama modülü ilk olarak taranan makalelerdeki çalışmalar ve modeller ile karşılaştırılacaktır. Yapılan diğer çalışmalarda özellikle deneysel çalışmalara önem verilecektir.



Şekil 1.17 : Hesap yönteminin doğrulanmasında izlenecek yol.

Friterm Termik Cihazlar A.Ş. araştırma ve geliştirme çalışmalarını daha da ileriye götürmek amacıyla ortamla dengeli kalorimetrik tip test laboratuvarı kurmuştur. Bu laboratuvarında R404A, R407C, R134A ve R410A gazlarının yanı sıra R744 gazı içinde besleme ünitesi mevcuttur. Bu besleme ünitesi CO₂ gazı ile yaptıkları soğutma sistemleriyle adını duyurmuş ADVANSOR firmasıyla tasarlanmıştır. Boru-boru hesaplama modülü en son olarak da bu test laboratuvarında yapılacak ürün testi ile doğrulanacaktır.

2. ISI DEĞİŞTİRİCİ TASARIMINDA DİKKAT EDİLMESİ GEREKEN HUSUSLAR

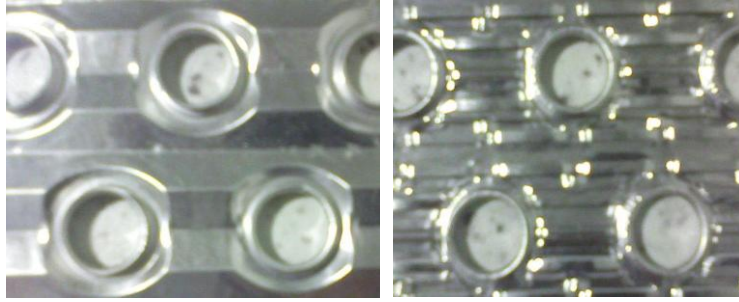
2.1 Borular

Kanatlı borulu ısı değıştircileri için performans açısından en uygun boru malzemesi bakırdır. Borularda kullanılan bakırın kalitesi, eşanjörün ömrünü belirleyen en önemli özelliklerden biridir. Bu nedenle kullanılan bakır borular uluslararası standartlarda üretilmiş olmalıdır. Boruların ayna saclarına teması engellenmeli ve borularda kaçaksız uzun çalışma ömrü garanti edilmelidir. Gaz soğutucularında çalışma basıncı 75-120 bar aralığında olduğu için bakır boru kalınlığı 0,9 mm değerine kadar çıkmaktadır. Bazı üreticiler boru kalınlığını düşürmek için ve güvenlik problemini ortadan kaldırmak için dikişsiz çelik boru tercih etmektedir. Bu durum ısı değıştircinin olağandan çok daha ağır olmasına neden olmaktadır. Kondenser ve evaporatörlerde boru içinde iki fazlı akış olduğundan dolayı yivli boru kullanımı performansı önemli ölçüde arttırabilmektedir. Ancak gaz soğutucuda boru içinde tek fazlı akış olduğu için yivli boru kullanımı avantaj getirmeyecektir.

2.2 Lameller (Kanatlar)

Gaz soğutucu bataryalarında yaygın olarak kullanılan lamel malzemesi alüminyumdur. Korozyon ortamlardaki uygulamalarda, eşanjörün ekonomik ömrünün uzun olması için epoksi kaplı alüminyum tercih edilir. Epoksi kaplama, ortamın korozyon etkisine karşı lamel dayanımını önemli ölçüde artırır. Özellikle deniz yakınlarında ve enerji tesislerinde epoksi kaplı lamel uygulaması gereklidir. Isı değıştircisinde hava tarafı ısı taşıyım katsayısını arttırmak için genel olarak kanatlara form verilir.

Genel olarak düz, dalgalı ve panjurlu olmak üzere üç tip lamel formu vardır. Panjurlu kalıpta Şekil 2.1’ de görüldüğü üzere daha fazla türbülans bölgeleri oluşacağı için kapasite artımı en fazla bu kalıptadır fakat hava tarafı basınç kaybı diğerlerine göre daha fazladır. Ayrıca havanın çok fazla tozlu olduğu çalışma ortamlarında panjurlu kalıp tercih edilmemelidir. Panjurlu lamellerde boşlukların arası çabuk kirleneceği için bu durum aksine kapasiteyi düşürücü bir tesir oluşturur. Genel uygulamalar göz önünde bulundurulduğunda en çok dalgalı kalıp kullanılır.



Şekil 2.1 : Dalgalı ve panjurlu lamel formları.

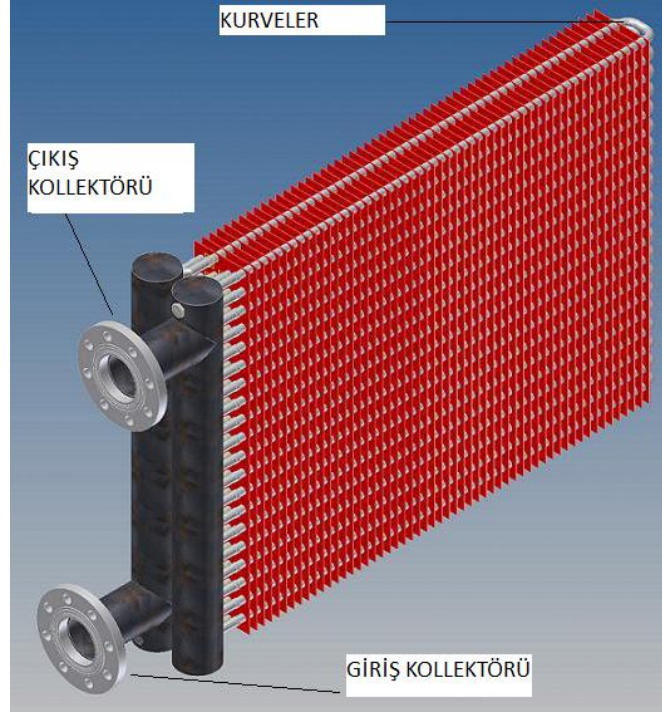
2.3 Lamel Geometrisi

Batarya tasarımında boru çapı ve borular arasındaki mesafeleri tanımlayan lamel geometrisi, kapasite ve basınç kayıpları üzerinde etkilidir. Lamel geometrisi, tasarım şartlarında ihtiyaç duyulan soğutma kapasitesinin uygun basınç kayıpları dâhilinde sağlanacağı şekilde üretici tarafından kendi standartları arasından seçilir. Yoğun borulu geometrilerin daha avantajlı kapasite/fiyat değeri verdikleri söylenebilir; fakat bu durumda basınç kayıpları da artacağı için optimizasyona gidilmesi gerekmektedir. Özellikle, R744 gazının birim hacimdeki etkin soğutma gücü düşünüldüğünde kullanılan boru çapları küçülmektedir. Gaz soğutucu tasarımında tavsiye edilen geometriler aşağıdaki gibidir [27];

- 25.4 mm borular arası mesafe x 22 mm sıralar arası mesafe - 3/8” boru çapı
- 25 mm borular arası mesafe x 21.65 mm sıralar arası mesafe - 3/8” boru çapı
- 25.4 mm borular arası mesafe x 22 mm sıralar arası mesafe - 5/16” boru çapı
- 25.4 mm borular arası mesafe x 19 mm sıralar arası mesafe - 5/16” boru çapı

2.4 Tasarım Verileri

Gaz soğutucu tasarımı için batarya tasarım verileri: istenen batarya boyutları, bataryadan geçecek hava debisi, hava giriş sıcaklığı, sistemdeki gaz ve hava tarafı basınç kaybı değerleri, gaz çıkış sıcaklığı veya toplam ısı geçişi miktarı. Dikkat edilmesi gereken en önemli husus, üretici firmanın uluslararası standartlarda geçerliliği olan, performansı onaylı bataryalar üretmesidir.



Şekil 2.2 : Kanatlı borulu ısı değiştiricisi [22].

2.5 Basınç Kayıpları

Batarya tasarımlarında yüksek basınç kayıplarının kapasiteyi ve ekonomikliği olumsuz etkileyeceği göz önünde tutularak basınç kayıplarının en düşük değerlerde olması amaçlanmalı; hava tarafında oluşacak basınç kaybının, toplam basınç kaybının 200 Pascal'ı geçmemesi tavsiye edilir [27].

Hava tarafı basınç kaybının yanı sıra, boru içindeki akışkan tarafında da basınç kayıpları düşük olması hedeflenmeli, genellikle R744 tarafı basınç kaybının maksimum 100-150 kPa değerlerini aşmaması sağlanmalıdır [27].

2.6 Hava Hızı

Batarya üzerinde hava geçiş kesiti hava hızı tercihen 2,5 m/s, maksimum 3,5 m/s olacak şekilde tasarlanmalıdır. Fan seçimi sırasında bu hız mertebeleri ve batarya üzerindeki basınç kaybı uyumlu olmalıdır [27].

2.7 Gaz Soğutucu Bataryası İçin Gerekli Boyutsal Hesaplar

Hesaplara başlamadan önce her zaman aşağıdaki parametreler mutlaka belirlenmelidir;

-Hidrolik çap

-Dış alan, minimum akış alanı

-Yükseklik, genişlik, devre uzunluğu v.b.

Performans hesaplarında kullanılacak bu parametreler aşağıda belirtildiği gibi hesaplanır [16];

(2.2) ifadesi ile boru iç çapı belirlenmiş olur.

$$d_{in} = d_o - 2 * t_t \quad (2.3)$$

(2.4) numaralı denklem ile havanın akış yönünde bir boruya düşen kanat genişliği hesaplanır.

$$H_f = \frac{x_t - d_o}{2} \quad (2.2)$$

Sırasıyla ısı değiştiricinin genişliği, yüksekliği ve ön yüz alanı belirlenir.

$$W = x_l * n_r \quad (2.3)$$

$$H = x_t * n_t \quad (2.4)$$

$$A_{fr} = L * H \quad (2.5)$$

(2.5) ile toplam kanat sayısı belirlenir. Daha sonra (2.6) ve (2.7) numaralı denklemler kullanılarak (2.9) ifadesiyle toplam dış alan hesaplanır.

$$n_{fin} = \left(L / f_s \right) + 1 \quad (2.6)$$

$$S_p = \pi * d_o * n_t * n_r * L \quad (2.7)$$

$$S_s = \left(H * W - \pi * n_t * n_r * \frac{d_o^2}{4} \right) * 2 * n_{fin} \quad (2.8)$$

$$S_t = S_p + S_s \quad (2.9)$$

(2.10) ile minimum akış alanı belirlenir. Daha sonra (2.12) ifadesiyle topla boru uzunluğu ve (2.13) ifadesiyle toplam devre uzunluğu hesaplanır. En son olarak da (2.14) numaralı denklemle kanat kalınlığı da dâhil boru dış çapı hesaplanır.

$$A_o = H * L - f_t * H * n_{fin} - d_o * L * n_t \quad (2.10)$$

$$D_h = \frac{4 * A_o * W}{S_t} \quad (2.11)$$

$$L_{tot} = L * n_t * n_r \quad (2.12)$$

$$L_{circ} = n_{pass} * L \quad (2.13)$$

$$d_c = d_o + 2 * f_t \quad (2.14)$$

2.8 Boru Kalınlığı Hesabı

Gaz soğutucular 70-120 bar gibi yüksek basınç aralığında çalıştığı için kullanılan borular mutlaka istenen basınca dayanmalıdır. Kullanılan borunun istenen basınca dayanıp dayanmadığı BS 2871 aşağıdaki formülasyon ile kontrol edilebilir [17] ;

$$tt = \frac{d_c}{\frac{920}{P} + 1} \quad (2.64)$$

Burada;

tt :Boru et kalınlığı [mm]

d_c :Dış çap [mm]

P :Basınç [Mpa]'dır.

Boru malzemesi elik olduğunda boru çapına göre basınç dayanımları aşağıdaki gibidir;

Çizelge 2.1 : elik boru basınç dayanım tabosu.

Boru apı (in)	Et Kalınlığı (mm)	
	0,55	0,71
3/8"	607 bar	772 bar
1/2"	455 bar	579 bar

Yukarıda görüldüğü üzere elik borularda basınç dayanımı uygulama basınçlarının çok üzerinde olduğu için kontrol yapmaya gerek yoktur.

3. TASARIM İÇİN UYGUN KORELÂSYONLARIN BELİRLENMESİ

Yapılan hesaplamalarda uygun algoritma tasarımının yanı sıra bu algorithmada kullanılacak korelasyonların da yapılan hesaba doğru yanıt vermesi gerekmektedir. Aşağıdaki hesaplar için gerekli hesap modellerine ve kullanılacak korelasyonlara karar verilmelidir.

- 1.Hava tarafı ısıl direnci
- 2.Hava tarafı basınç kaybı
- 3.R744 tarafı basınç kaybı
- 4.R744 tarafı ısıl direnci

3.1 Hava Tarafı Isıl Direnç

Hava tarafı ısıl direnç için ısı taşınım katsayısı belirlenmelidir. Isı taşınım katsayısını genel olarak Reynolds Sayısı ve kanat formu etkilemektedir. Şekil 3.1’ de hava tarafı ısıl direncin belirlenmesi için izlenmesi gereken yol gösterilmiştir.



Şekil 3.1 : Hava tarafı ısıl direncin belirlenmesi

3.1.1 Düz Lamel İçin Hava Tarafı Isıl Direnç

Düz lamel formu için Abu-Madi (1998)’ nin geliştirdiği korelasyon tercih edildi [1], [12], [26]. Denklem 3.1 ve 3.2 kullanılarak hava için hidrolik çapa bağlı olarak Reynolds sayısı belirlenir.

$$G_a = \frac{m_a}{A_o} \quad (3.1)$$

$$Re_{a_{Dh}} = \frac{G_a * D_h}{\mu_a} \quad (3.2)$$

$$R_3 = \left(d_o / d_{in} \right) * \left(1 - f_s / f_t \right) + 2 * \left(\frac{x_t * x_l}{\pi * d_{in} * f_s} \right) - \left(\frac{d_o^2}{2 * d_{in} * f_s} \right) + 2 * \left(\frac{f_t * x_t}{\pi * d_{in} * f_s * n_r} \right) \quad (3.3)$$

$$R_4 = \left(\frac{f_s / x_t}{(x_t - d_o) * (f_s - f_t)} \right) \quad (3.4)$$

$$R_5 = \left(\pi * n_r * d_o * \left(1 - \frac{f_t}{f_s} \right) / x_t \right) + (n_r / f_s) * \left(2 * x_l - \left(\frac{\pi * d_o^2}{2 * x_t} \right) + 2 * f_t / n_r \right) \quad (3.5)$$

$$R_{51} = \frac{R_5}{n_r} \quad (3.6)$$

$$R_6 = \frac{4 * x_l * n_r}{R_5} \quad (3.7)$$

$$R_7 = \left(\frac{1}{1 + \left(\frac{2 * \pi * d_o * (f_s - f_t)}{4 * x_t * x_l - \pi * d_o^2 + 4 * x_t * f_t / n_r} \right)} \right) \quad (3.8)$$

$$R_8 = \frac{f_s}{d_o} \quad (3.9)$$

$$R_9 = \frac{x_l}{d_o} \quad (3.10)$$

(3.3)-(3.10) aralığındaki bağıntılar kullanılarak Colburn ifadesini etkileyen katsayılar tanımlanmıştır. Denklem (3.11)' de dört sıra için kullanılan Colburn ifadesi tanımlanmıştır. (3.11) numaralı denklem (3.12)' de yerine konarak istenen sıra sayısı için Colburn sayısı belirlenmiş olur.

$$j_4 = (Rea_{Dh}^{-0.44}) * (R_4^{-3.07}) * (R_{51}^{0.37}) * (R_7^{-6.14}) * (R_9^{-2.13}) \quad (3.11)$$

$$j_a = \left(\frac{j_4}{0.87 + 0.0000143 * (Rea_{Dh}^{0.55}) * (n_r^{-0.67}) * (R_3^{-3.13}) * (R_{51}^{4.95})} \right) \quad (3.12)$$

Denklem (3.13) ifadesinden yararlanılarak hava tarafı ısı taşınım katsayısı belirlenmiş olur.

$$h_a = \left(\frac{j_a * G_a * cp_{hava}}{pr_{hava}^{0.66}} \right) \quad (3.13)$$

$$MM = \sqrt{\left(\frac{2 * h_a}{k_f * f_t} \right)} \quad (3.14)$$

$$\eta_f = \left(\frac{\tanh(MM * H_f) * \cos(0.1 * MM * H_f)}{(MM * H_f)} \right) \quad (3.15)$$

$$\eta_s = \left(\frac{S_s * \eta_f + S_p}{S_s + S_p} \right) \quad (3.16)$$

(3.15) ve (3.16) numaralı denklemler kullanılarak kanat verimliliği hesaplanır. (3.17)' de yerine yerleştirilerek düz kanat formu için hava tarafı ısı direnç elde edilir.

$$R_a = \left(\frac{1}{h_a * \eta_s * S_t} \right) \quad (3.17)$$

3.1.2 Dalgalı Lamel Formu İçin Isıl Direnç

Dalgalı lamel formu için Wang (1997)' nin geliştirdiği korelasyon tercih edildi [5], [12], [26]. Denklem (3.18) ve (3.19) kullanılarak hava için hidrolik çapa bağlı olarak Reynolds sayısı belirlenir.

$$G_a = \frac{m_a}{A_o} \quad (3.18)$$

$$Re_{a_d} = \frac{G_a * d_c}{\mu_a} \quad (3.19)$$

(3.20) numaralı denklem ile minimum akış alanı ile ön yüz akış alanının oranı elde edilir. Bu oran (3.21)' de Colburn sayısının hesabında Reynolds sayısını etkileyen üstel ifadede kullanılır.

$$\sigma = \frac{A_o}{A_{fr}} \quad (3.20)$$

$$j_a = \left(\frac{1.201}{\left(\ln(Re_{a_d}^\sigma) \right)^{2.921}} \right) \quad (3.21)$$

$$h_a = \left(\frac{j_a * G_a * cp_a}{pr_a^{0.66}} \right) \quad (3.22)$$

$$MM = \sqrt{\left(\frac{2 * h_a}{k_f * f_t} \right)} \quad (3.23)$$

(3.24) ve (3.25) numaralı denklemler kullanılarak kanat verimliliği hesaplanır. (3.26)' de yerine yerleştirilerek dalgalı kanat formu için hava tarafı ısıl direnç elde edilir.

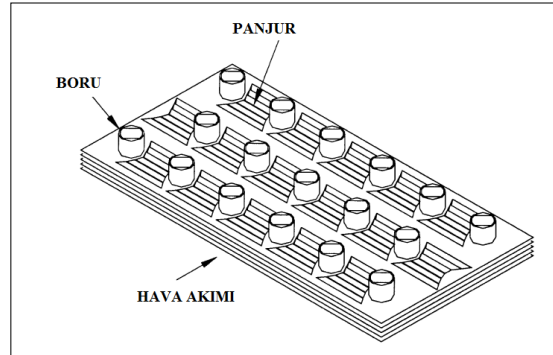
$$\eta_f = \left(\frac{\tanh(MM * H_f) * \cos(0.1 * MM * H_f)}{(MM * H_f)} \right) \quad (3.24)$$

$$\eta_s = \left(\frac{S_s * \eta_f + S_p}{S_s + S_p} \right) \quad (3.25)$$

$$R_a = \left(\frac{1}{h_a * \eta_s * S_t} \right) \quad (3.26)$$

3.1.3 Panjurlu Lamel Formu İçin Isıl Direnç

Panjurlu lamel formu için Wang (1999)' nin geliştirdiği korelasyon tercih edildi [3], [12], [26].



Şekil 3.2 : Panjurlu lamel formunda hava akımı.

Eğer $Re_{dc} < 1000$ ise;

(3.27), (3.28) ve (3.29) denklemleri kullanılarak laminar akış için Colburn ifadesini etkileyen parametreler belirlenir.

$$j_1 = -0.991 - 0.1055 * \left(\frac{x_t}{x_l} \right)^{3.1} * \ln \left(\frac{L_h}{L_p} \right) \quad (3.27)$$

$$j_2 = -0.7344 + 2.1059 * \frac{(n_r^{0.55})}{(\ln Re_{dc}^{-3.2})} \quad (3.28)$$

$$j_3 = -0.08485 * \left(\frac{x_l}{x_t}\right)^{-4.4} * n_r^{-0.68} \quad (3.29)$$

Denklem (3.30)' de dört sıra için kullanılan Colburn ifadesi tanımlanmıştır. (3.30) numaralı denklem (3.31)' de yerine konarak istenen sıra sayısı için Colburn sayısı belirlenmiş olur.

$$j_4 = -0.1741 * \ln(n_r) \quad (3.30)$$

$$j_a = 14.3117 * (Rea_{dc}^{j_1}) * \left(\frac{f_s}{d_c}\right)^{j_2} * \left(\frac{L_h}{L_p}\right)^{j_3} * \left(\frac{f_s}{x_l}\right)^{j_4} * \left(\frac{x_l}{x_t}\right)^{-1.724} \quad (3.31)$$

Eğer $Rea_{dc} > 1000$ ise;

$$j_5 = -0.6027 + 0.02593 * \left(\frac{x_l}{D_h}\right)^{0.52} * n_r^{-0.5} * \ln\left(\frac{L_h}{L_p}\right) \quad (3.32)$$

$$j_6 = -0.4776 + 0.40774 * n_r^{0.7} / (\ln(Rea_{dc}) - 3.2) \quad (3.33)$$

$$j_7 = -0.58655 * \left(\frac{f_s}{D_h}\right)^{2.3} * \left(\frac{x_l}{x_t}\right)^{-1.6} * n_r^{-0.65} \quad (3.34)$$

$$j_8 = 0.0814 * (\ln(Rea_{dc}) - 3) \quad (3.35)$$

(3.32), (3.33), (3.34) ve (3.35) denklemleri kullanılarak türbülanslı akış için Colburn ifadesini etkileyen parametreler belirlenir.

$$j_a = 1.1373 * (Rea_{dc}^{j_5}) * \left(\frac{f_s}{x_l}\right)^{j_6} * \left(\frac{L_h}{L_p}\right)^{j_7} * \left(\frac{x_l}{x_t}\right)^{j_8} * n_r^{0.3545} \quad (3.36)$$

$$h_a = \left(\frac{j_a * G_a * cp_a}{pr_a^{0.66}}\right) \quad (3.37)$$

$$MM = \sqrt{\left(\frac{2 * h_a}{k_f * f_t}\right)} \quad (3.38)$$

(3.39) ve (3.40) numaralı denklemler kullanılarak kanat verimliliği hesaplanır. (3.41)' de yerine yerleştirilerek panjurlu kanat formu için hava tarafı ısıl direnç elde edilir.

$$\eta_f = \left(\frac{\tanh(MM * H_f) * \cos(0.1 * MM * H_f)}{(MM * H_f)}\right) \quad (3.39)$$

$$\eta_s = \left(\frac{S_s * \eta_f + S_p}{S_s + S_p}\right) \quad (3.40)$$

$$R_a = \left(\frac{1}{h_a * \eta_s * S_t} \right) \quad (3.41)$$

3.2 Hava Tarafı Basınç Kaybı

Hava tarafı basınç kaybı için sürtünme katsayısı belirlenmelidir. Sürtünme katsayısını genel olarak Reynolds Sayısı ve kanat formu etkilemektedir. Şekil 3.3' de hava tarafı ısıl direncin belirlenmesi için izlenmesi gereken yol gösterilmiştir.



Şekil 3.3 : Hava tarafı basınç kaybının belirlenmesi.

3.2.1 Düz Lamel İçin Hava Tarafı Basınç Kaybı

Düz lamel formu için Abu-Madi (1998)' nin geliştirdiği korelasyon tercih edildi [1].

İlk olarak (3.42)-(3.45) ifadelerinden yararlanılarak hava tarafı sürtünme katsayısını etkileyen parametreler belirlenir.

$$R_5 = \left(\pi * n_r * d_c * \left(1 - \frac{f_t}{f_s} \right) / x_t \right) + \left(n_r / f_s \right) \quad (3.42)$$

$$* \left(2 * x_l - \left(\frac{\pi * d_c^2}{2 * x_t} \right) + 2 * f_t / n_r \right)$$

$$R_{51} = \frac{R_5}{n_r} \quad (3.43)$$

$$R_8 = \frac{f_s}{d_c} \quad (3.44)$$

$$R_9 = \frac{x_l}{d_c} \quad (3.45)$$

(3.46) numaralı denklem kullanılarak hava tarafı sürtünme katsayısı belirlenir.

$$f = (Re_{Dh}^{-0.25}) * (R_4^{-1.43}) * (R_{51}^{1.37}) * (R_8^{1.65}) * (R_9^{-3.05}) \quad (3.46)$$

$$\gamma_i = 1 / \rho_{ai} \quad (3.47)$$

$$\gamma_o = 1/\rho_{ao} \quad (3.48)$$

$$\gamma_{av} = \frac{\gamma_i + \gamma_o}{2} \quad (3.49)$$

(3.47), (3.48) ve (3.49) kullanılarak sürtünme kaybı hesabında kullanılan havanın özgül hacmi hesaplanmış olur.

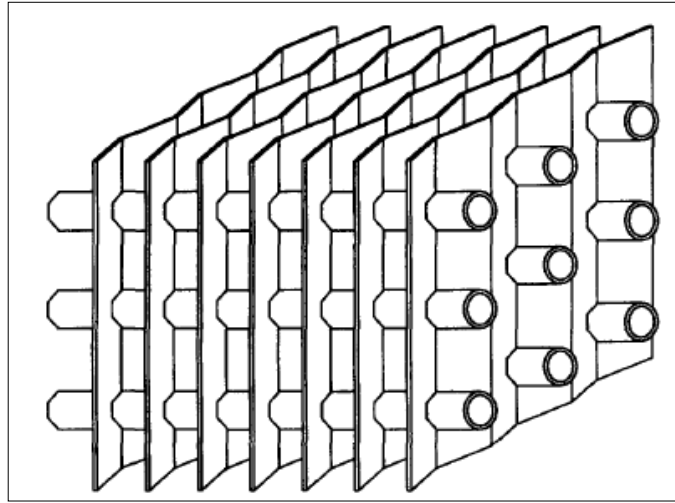
$$\sigma = \frac{A_o}{A_{fr}} \quad (3.50)$$

(3.51) ifadesi ile düz lamel için hava tarafı sürtünme kaybı hesaplanır.

$$\Delta P_a = \frac{G_a^2}{2} * \gamma_i * f * \frac{S_t}{A_o} * \frac{\gamma_{av}}{\gamma_i} * \left(\frac{\gamma_o}{\gamma_i} - 1 \right) * (1 + \sigma^2) \quad (3.51)$$

3.2.2 Dalgalı Lamel Formu İçin Hava Tarafı Basınç Kaybı

Dalgalı lamel formu için Wang (1997)'nin geliştirdiği korelasyon tercih edildi [5].



Şekil 3.4 : Kaburgalı lamel dizilimi.

(3.52) numaralı denklem kullanılarak hava tarafı sürtünme katsayısı belirlenir.

$$f = \left(\frac{16.67}{(\ln(Re_{dc}))^{2.64}} \right) * \left(\frac{S_t}{S_p} \right)^{-0.096} * n_r^{0.098} \quad (3.52)$$

(3.53), (3.54) ve (3.55) kullanılarak sürtünme kaybı hesabında kullanılan havanın özgül hacmi hesaplanmış olur.

$$\gamma_i = 1/\rho_{ai} \quad (3.53)$$

$$\gamma_o = 1/\rho_{ao} \quad (3.54)$$

$$\gamma_{av} = \frac{\gamma_i + \gamma_o}{2} \quad (3.55)$$

$$\sigma = \frac{A_o}{A_{fr}} \quad (3.56)$$

(3.57) ifadesi ile dalgalı lamel için hava tarafı sürtünme kaybı hesaplanır.

$$\Delta P_a = \frac{G_a^2}{2} * \gamma_i * f * \frac{S_t}{A_o} * \frac{\gamma_{av}}{\gamma_i} * \left(\frac{\gamma_o}{\gamma_i} - 1 \right) * (1 + \sigma^2) \quad (3.57)$$

3.2.3 Panjurlu Lamel Formu İçin Hava Tarafı Basınç Kaybı

Panjurlu lamel formu için Wang (1999)' nin geliştirdiği korelasyon tercih edildi [3].

Eğer $n_r=1$ ise;

İlk olarak (3.58)-(3.61) ifadelerinden yararlanılarak bir sıra batarya için hava tarafı sürtünme katsayısını etkileyen parametreler belirlenir.

$$F_1 = 0.1691 + 4.4118 * \left(\frac{f_s}{x_l} \right)^{-0.3} * \left(\frac{L_h}{L_p} \right)^{-2} * \ln \left(\frac{x_l}{x_t} \right) * \left(\frac{f_s}{x_t} \right)^3 \quad (3.58)$$

$$F_2 = -2.6642 - 14.3809 * \left(\frac{1}{\ln(Re_{dc})} \right) \quad (3.59)$$

$$F_3 = -0.6816 * \ln \left(\frac{f_s}{x_l} \right) \quad (3.60)$$

$$F_4 = 6.4668 * \left(\frac{f_s}{x_t} \right)^{1.7} * \ln \left(\frac{S_t}{S_p} \right) \quad (3.61)$$

(3.62) numaralı denklem kullanılarak bir sıra batarya hava tarafı sürtünme katsayısı belirlenir.

$$f = 0.00317 * (Re_{dc}^{F_1}) * \left(\frac{f_s}{x_l} \right)^{F_2} * \left(\frac{D_h}{d_c} \right)^{F_3} * \left(\frac{L_h}{L_p} \right)^{F_4} * \left(\ln \left(\frac{S_t}{S_p} \right) \right)^{-6.0483} \quad (3.62)$$

$n_r=1$ değilse;

(3.63)-(3.69) ifadelerinden yararlanılarak sıra sayısı birden çok bataryalar için hava tarafı sürtünme katsayısını etkileyen parametreler belirlenir.

$$F_5 = 0.1395 - 0.0101 * \left(\frac{f_s}{x_l}\right)^{0.58} * \left(\frac{L_h}{L_p}\right)^{-2} * \ln * \left(\frac{S_t}{S_p}\right) * \left(\frac{x_l}{x_t}\right)^{1.9} \quad (3.63)$$

$$F_6 = -6.4367 * \left(\frac{1}{\ln(Rea_{dc})}\right) \quad (3.64)$$

$$F_7 = 0.719 * \ln(Rea_{dc}) \quad (3.65)$$

$$F_8 = -2.0585 * \left(\frac{f_s}{x_t}\right)^{1.67} * \ln(Rea_{dc}) \quad (3.66)$$

$$F_9 = 0.1036 * \ln\left(\frac{x_l}{x_t}\right) \quad (3.67)$$

(3.68) numaralı denklem kullanılarak sıra sayısı birden çok bataryalar için hava tarafı sürtünme katsayısı belirlenir.

$$f = 0.06393 * (Rea_{dc}^{F_5}) * \left(\frac{f_s}{d_c}\right)^{F_6} * \left(\frac{D_h}{d_c}\right)^{F_7} * \left(\frac{L_h}{L_p}\right)^{F_8} * n_r^{F_9} * (\ln(Rea_{dc}) - 4)^{-1.093} \quad (3.68)$$

(3.69), (3.70) ve (3.71) kullanılarak sürtünme kaybı hesabında kullanılan havanın özgül hacmi hesaplanmış olur.

$$\gamma_i = 1/\rho_{ai} \quad (3.69)$$

$$\gamma_o = 1/\rho_{ao} \quad (3.70)$$

$$\gamma_{av} = \frac{\gamma_i + \gamma_o}{2} \quad (3.71)$$

$$\sigma = \frac{A_o}{A_{fr}} \quad (3.72)$$

(3.57) ifadesi ile panjurlu lamel için hava tarafı sürtünme kaybı hesaplanır.

$$\Delta P_a = \frac{G_a^2}{2} * \gamma_i * f * \frac{S_t}{A_o} * \frac{\gamma_{av}}{\gamma_i} * \left(\frac{\gamma_o}{\gamma_i} - 1\right) * (1 + \sigma^2) \quad (3.73)$$

3.3 R744 Tarafı Isıl Direnç

CO2 tarafı ısı direnç için Gnielinski yaklaşımından yararlanılmıştır. Gaz soğutucuda boru içerisinde tek fazlı bir akım vardır [4].

$$G_g = \frac{m_w}{n_c * \pi * \frac{d_{in}^2}{4}} \quad (3.74)$$

$$Re_g = \frac{G_g * d_{in}}{\mu_g} \quad (3.75)$$

Eğer boru içerisinde laminar bir akış varsa;

$$f_g = \frac{16}{Re_g} \quad (3.76)$$

$$L_{entr} = 0.033 * Re_g * Pr_g * d_{in} \quad (3.77)$$

$$Nu_{gen} = \left(\frac{1.86 * (Re_g * Pr_g * d_{in})^{1/3} * L_{circ}^{2/3}}{(2/3) * L_{circ}} \right) \quad (3.78)$$

$$Nu_g = \left(L_{entr} / L_{circ} \right) * Nu_{gen} + \left(1 - L_{entr} / L_{circ} \right) * 3.66 \quad (3.79)$$

Eğer boru içerisinde türbülanslı bir akış varsa;

$$f_g = (0.79 * \ln(Re_g) - 1.64)^{-2} \quad (3.80)$$

(3.79) veya (3.81) numaralı denklemler kullanılarak R77 tarafı için Nusselt sayısı belirlenmiş olur. Daha sonra (3.83) ile Colburn sayısı ve (3.84) ile de taşınım katsayısı hesaplanmış olur.

$$Nu_g = \left(\frac{\left(f_g / 8 \right) * (Re_g - 1000) * Pr_g}{1 + 12.7 * \sqrt{\left(f_g / 8 \right) * (Pr_g^{2/3} - 1)} \right) \quad (3.81)$$

$$St_g = \frac{Nu_g}{Re_g * Pr_g} \quad (3.82)$$

$$J_g = St_g * Pr_g^{\frac{2}{3}} \quad (3.83)$$

$$h_g = J_g * G_g * \left(cp_g / Pr_g \right) \quad (3.84)$$

En son olarak da (3.85) numaralı ifade ile soğutucu akışkan tarafı ısıl direnci bulunur.

$$R_w = \left(\frac{1}{h_g * \pi * d_{in} * L_{tot}} \right) \quad (3.85)$$

3.4 R744 Tarafı Basınç Kaybı

CO₂ tarafında basınç kaybına aşağıdaki nedenler sebep olmaktadır;

a.Sürtünme kaybı,

b.180° dönmelerin meydana geldiği kurvelerdeki dirençler,

c.Dağıtma ve toplama manifoldlarındaki dirençlerdir.

Sürtünme katsayısı aşağıdaki yaklaşımla hesaplanmıştır [13].

Eğer boru içerisinde laminar bir akış varsa;

$$f_g = \frac{16}{Re_g} \quad (3.86)$$

Eğer boru içerisinde türbülanslı bir akış varsa;

$$f_g = (1.58 * \ln(Re_g) - 3.28)^{-2} \quad (3.87)$$

Sürtünme katsayısı belirlendikten sonra her bir boru içindeki basınç düşümü belirlenmiş olur.

$$dP_{fric} = 4 * f_g * \left(L_{tot} / d_{in} \right) * \frac{G_g^2}{2 * \rho_g} \quad (3.88)$$

Boruları birbirine bağlayan 180° U kurvelerde de yersel kayıplar meydana gelmektedir. Bu katsayılar belirlenirken Idelchik(1994)' in yaklaşımından yararlanılmıştır [19].

$$K = 1.2 \quad (3.89)$$

$$dP_{curve} = K * \frac{G_g^2}{2 * \rho_g} \quad (3.90)$$

Gaz soğutucu girişinde soğutucu akışkanı devrelere dağıtan ve de çıkışta devrelerden gelen gazı toplayan distribütörler mevcuttur. Bu noktalarda da yersel basınç kayıpları mevcuttur. Manifoldlardaki yersel kayıpların belirlenebilmesi noktasında Yin(2000)' in yaptığı çalışmalardan faydalanılmıştır [19].

$$K_{manifold} = 0.25 \quad (3.91)$$

$$K_{manifoldo} = 0.68 \quad (3.92)$$

$$v_{gi} = \frac{m_w}{\rho_{gi} * \pi * \frac{d_i^2}{4}} \quad (3.93)$$

$$v_{go} = \frac{m_w}{\rho_{go} * \pi * \frac{d_o^2}{4}} \quad (3.94)$$

$$dP_{header} = K_{manifold} * \rho_{gi} * \frac{v_{gi}^2}{2} + K_{manifold} * \rho_{go} * \frac{v_{go}^2}{2} \quad (3.95)$$

Manifold seçiminde gaz soğutucularda malzeme olarak yüksek basınçtan dolayı çelik malzeme tercih edilir. Kollektör seçiminde gaz hızı genel olarak 1-1,5 m/s mertebelerinde tercih edilir. Çünkü küçük kolektör seçiminde basınç kayıpları çok fazla olacaktır. Aksine gereğinden büyük boyutlarda seçildiğinde ise hem devrelerde gaz dağılımı problemi ortaya çıkacak hem de malzeme maliyetleri artacaktır. Bu sebeplerden dolayı kolektör seçiminde optimum boyutların belirlenmesi önemlidir. Kullanılan standart çelik kolektörlere ait boyutlar Çizelge 3.1’ de görülmektedir.

Çizelge 3.1 : Çelik kolektör boyut tablosu

Çap (inç)	Ort. Çap (mm)	Kalınlık (mm)
1/2"	21,30	2,65
3/4"	26,90	2,65
1"	33,70	3,25
1 1/4"	42,40	3,25
1 1/2"	48,30	3,25
2"	60,30	3,65
2 1/2"	76,10	3,65
3"	88,90	4,05

3.5 Isı İletim Direnci

Isı geçişi boru içerisindeki R744 gazından havaya doğru meydana gelirken, borularda da ısı iletiminden dolayı direnç meydana gelmektedir. Bu direnç bakır gibi yüksek iletkenliğe sahip borular kullanıldığı takdirde ihmal edilebilir mertebelerde olmaktadır. Çelik boru kullanıldığı zaman ise mutlaka hesaplara katılmalıdır [15].

$$R_t = \left(\frac{\ln \left(\frac{d_o}{d_{in}} \right)}{2 * \pi * k_t * L_{tot}} \right) \quad (3.96)$$

3.6 Etkenlik İfadesinin Belirlenmesi

Etkenlik ifadesi akış biçimine ve kanat formuna göre değişiklik göstermektedir. Geliştirilen hesap yöntemi boru-boru olduğu için dolayısıyla her bir boru için ayrı inceleme yapıldığı için çapraz akış kabulü yapılmıştır. Ayrı ayrı taşınım ve iletim dirençleri belirlendikten sonra toplam ısı geçiş katsayısı ve ısı transfer ünitesi sayısı hesaplanır [14].

$$UA = \frac{1}{R_w + R_a + R_t} \quad (3.97)$$

$$NTU = UA/c_{min} \quad (3.98)$$

Panjurlu kalıplarda hava tarafında panjurlar arasından hava geçerek birbiriyle karışmaktadır. Bu durum etkenlik ifadesini etkilemektedir [15].

Eğer $m_w * cp_g > m_a * cp_{hava}$ ise;

$$c_{min} = m_a * cp_{hava} \quad (3.99)$$

$$c_{max} = m_w * cp_g \quad (3.100)$$

$$c_r = c_{min}/c_{max} \quad (3.101)$$

$$\varepsilon = \left(1 - e^{\left(-\frac{1}{c_r} * (1 - e^{(-NTU * c_r)}) \right)} \right) \quad (3.102)$$

Aksi takdirde;

$$c_{max} = m_a * cp_{hava} \quad (3.103)$$

$$c_{min} = m_w * cp_g \quad (3.104)$$

$$c_r = c_{min}/c_{max} \quad (3.105)$$

$$\varepsilon = \left(\frac{1}{c_r} * \left(1 - e^{(-c_r * (1 - e^{(-NTU)}))} \right) \right) \quad (3.106)$$

Düz ve kaburgalı kalıplarda ise kanatlarda herhangi bir yırtık olmadığından dolayı etkenlik ifadesi Panjurlu kalıplara göre değişiklik göstermektedir [15].

Eğer $m_w * cp_g > m_a * cp_{hava}$ ise;

$$C_{min} = m_a * cp_{hava} \quad (3.107)$$

$$C_{max} = m_w * cp_g \quad (3.108)$$

Aksi takdirde;

$$C_{max} = m_a * cp_{hava} \quad (3.109)$$

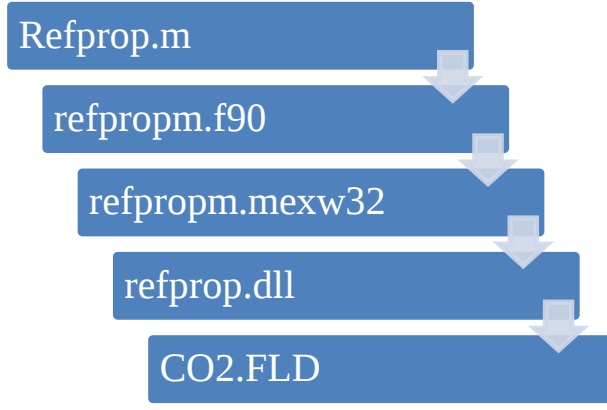
$$C_{min} = m_w * cp_g \quad (3.110)$$

$$C_r = C_{min} / C_{max} \quad (3.111)$$

$$\varepsilon = 1 - e^{\left(\frac{NTU^{0.28}}{C_r} * e^{((-C_r * NTU^{0.72}) - 1)} \right)} \quad (3.112)$$

3.7 R744 Gazının Özelliklerinin Belirlenmesi

Hesaplama modülü boru-boru olarak geliştirildiğinde her bir boru için mutlaka sıcaklık basınç veya entalpiye bağlı olarak iletim katsayısı, özgül ısı, yoğunluk v.b. termodinamik özellikler bu yöntemin gereklerine cevap verecek şekilde belirlenmelidir. Her bir hesapta akışkan özellikleri yeteri kadar hassas ve doğru bir şekilde ortaya konulmalıdır. Hesaplama programı İTÜ Mak. Fak. laboratuvarlarındaki bilgisayarlarında kurulu olarak bulunan MATLAB yazılım programında geliştirilmiştir [21]. Soğutucu akışkan özellikleri ise Friterm A.Ş. tarafından lisanslı olarak kullanılan National Institute of Science and Technology (NIST)' in geliştirdiği refprop. dll ile geliştirilmiştir. Refprop. dll başta MATLAB, FORTRAN ve LABVIEW yazılımlarıyla uyumlu olarak çalışırken soğutma sektöründe kullanılan birçok soğutucu akışkanın özelliklerini barındırmaktadır. MATLAB ve refprop.dll arasındaki bağlantı refprop.m dosyasıyla sağlanmaktadır. Refprop.m dosyası refpropm.f90 ve refpropm.mexw32 programlarını tetikleyerek refprop.dll ile arasındaki bağlantıyı oluşturur. refprop.dll ise istenen girdilere bağlı olarak CO2.FLD dosyasından gerekli çıktıları getirir. Bu işlem sırasında mutlaka Refprop dosyaları ya çalışılan MATLAB klasörünün altında ya da sistem dosyalarının altında yer almalıdır [24].



Şekil 3.5 : R744 gazının özelliklerinin belirlenmesi

CO₂ gazının özellikleri belirlenirken aşağıdaki formülasyon uygulanır;

$$\text{Sonuç} = \text{refpropm}(\text{İstenen Parametre}, \text{Parametre 1}, \text{Değer1}, \text{Parametre 1}, \text{Değer1}, \text{İstenen Soğutucu Akışkan}) \quad (3.112)$$

Yukarıda tanımlanan parametreler bölümüne aşağıda yanlarında birimleriyle beraber tanımlanan kısaltmalar yerleştirilir;

P: Basınç [kPa]

T: Sıcaklık [K]

D: Yoğunluk [kg/m³]

H: Entalpi [J/kg]

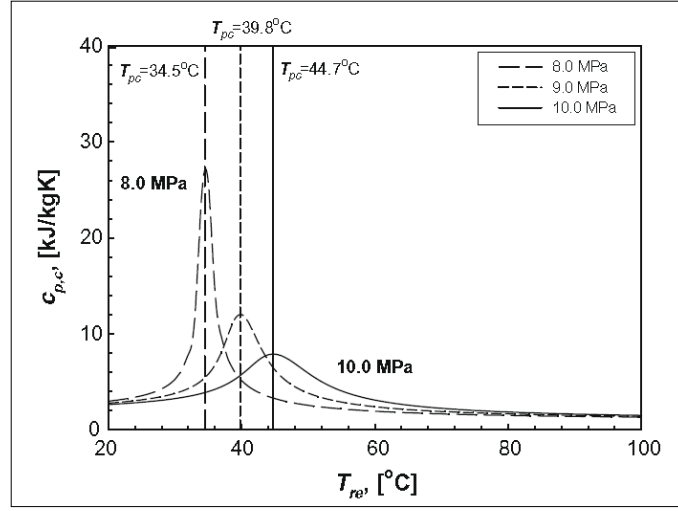
C: Özgül ısı [J/(kg K)]

V: Dinamik viskozite [Pa*s]

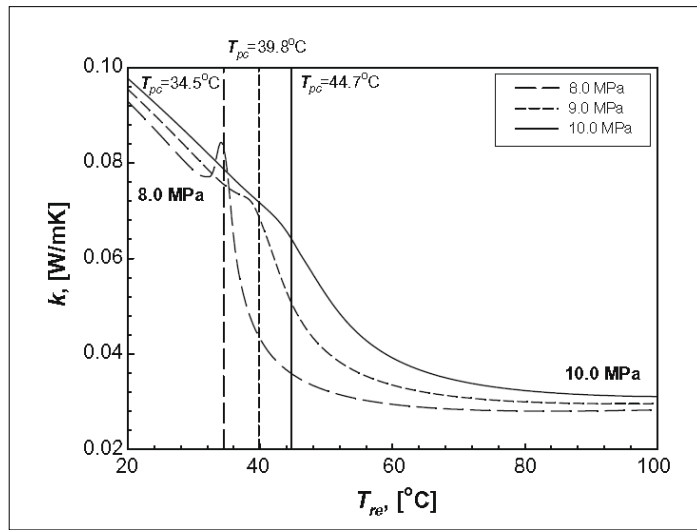
L: Isıl iletkenlik [W/(m K)]

4. HESAPLAMA PROGRAMININ GELİŞTİRİLMESİ

R744 gazı kritik üstü bölgede gaz soğutucusunda ilerledikçe teorik olarak sabit basınç eğrisi boyunca ısı kaybetmektedir ve sıcaklığı düşmektedir. Belirli bölgeden sonra başta ısı iletim katsayısı ve özgül ısı değerleri normalden çok daha hızlı değişirken geçiş noktalarında da belirsizlik göstermektedirler (bakınız Şekil 4.1 ve Şekil 4.2).



Şekil 4.1 : R744 gazının basınca göre özgül ısı değişimi [18].

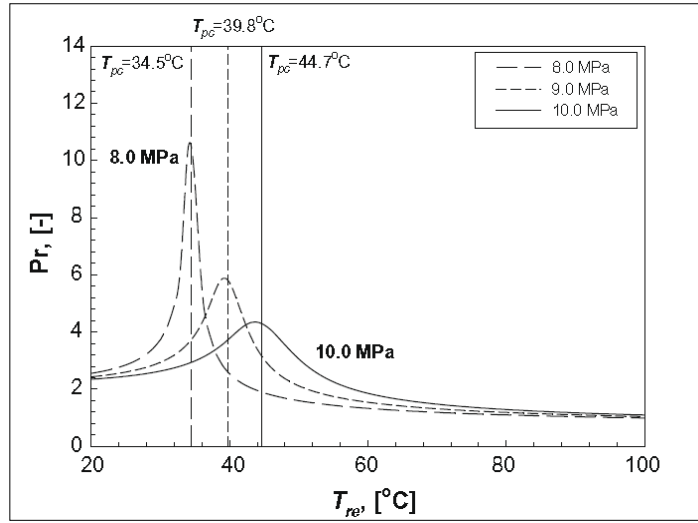


Şekil 4.2 : R744 gazının basınca göre ısı iletim katsayısı değişimi [18].

Isı iletim katsayısı ve özgül ısı değerlerine bağlı olarak Prandtl sayısı da etkilenmektedir.

$$Pr_g = \frac{\mu_g * c_{pg}}{k_g} \quad (4.1)$$

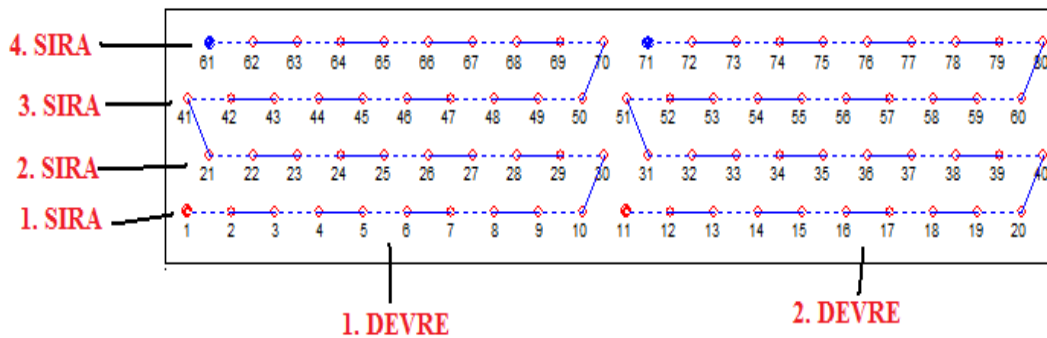
Bu durum hacimsel yaklaşım ile yapılan hesaplarda gazın ortalama termofiziksel özellikleri alındığında kararsız bir durum ortaya koymaktadır. Dolayısıyla hesaplar hacimsel yaklaşım yerine daha detaylı bir hesaplama yöntemiyle yapılmalıdır.



Şekil 4.3 : R744 gazının basınca göre Prandtl sayısı değişimi [18].

4.1 Boru-Boru Hesaplama Metodu

Boru-boru hesaplama yöntemi, aşağıda örnek olarak çizilmiş batarya üzerinde anlatılacaktır. Çizimde kırmızı noktalar gaz girişini ve mavi noktalar gaz çıkışını göstermektedir. Batarya Şekil 4.4’ de görüldüğü üzere 20 tüp, 4 sıra ve 2 devreden oluşmaktadır.

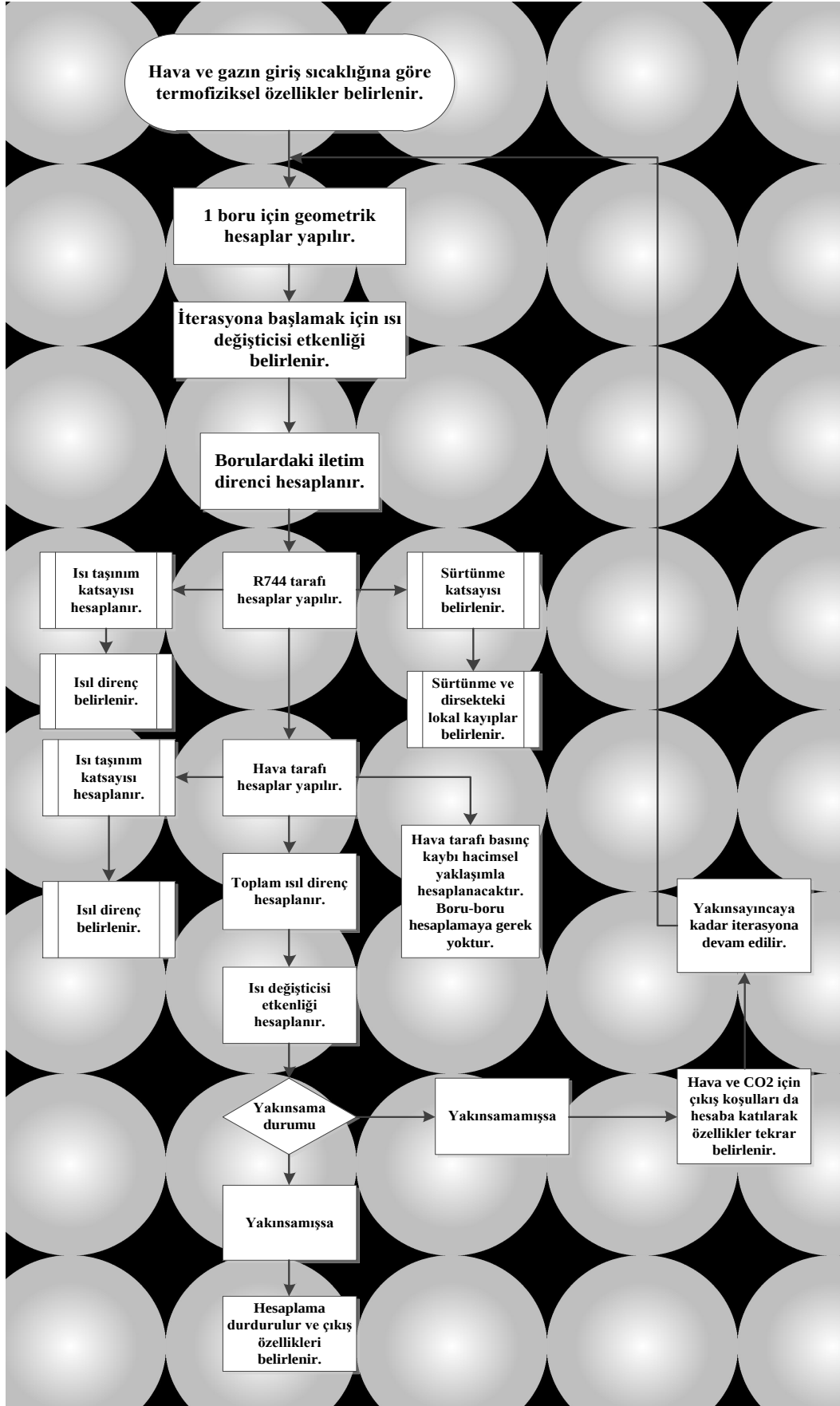


Şekil 4.4 : Örnek batarya şablonu

Genel hesaplama yöntemini tanımlamadan önce tek bir boru için yapılması gereken hesabı içeren alt fonksiyon tanımlanır. Böylece bu alt fonksiyon tüm borular için yapılması gereken hesaplarda kullanılır. Tek bir boru için yapılması gereken hesaplar adım adım aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

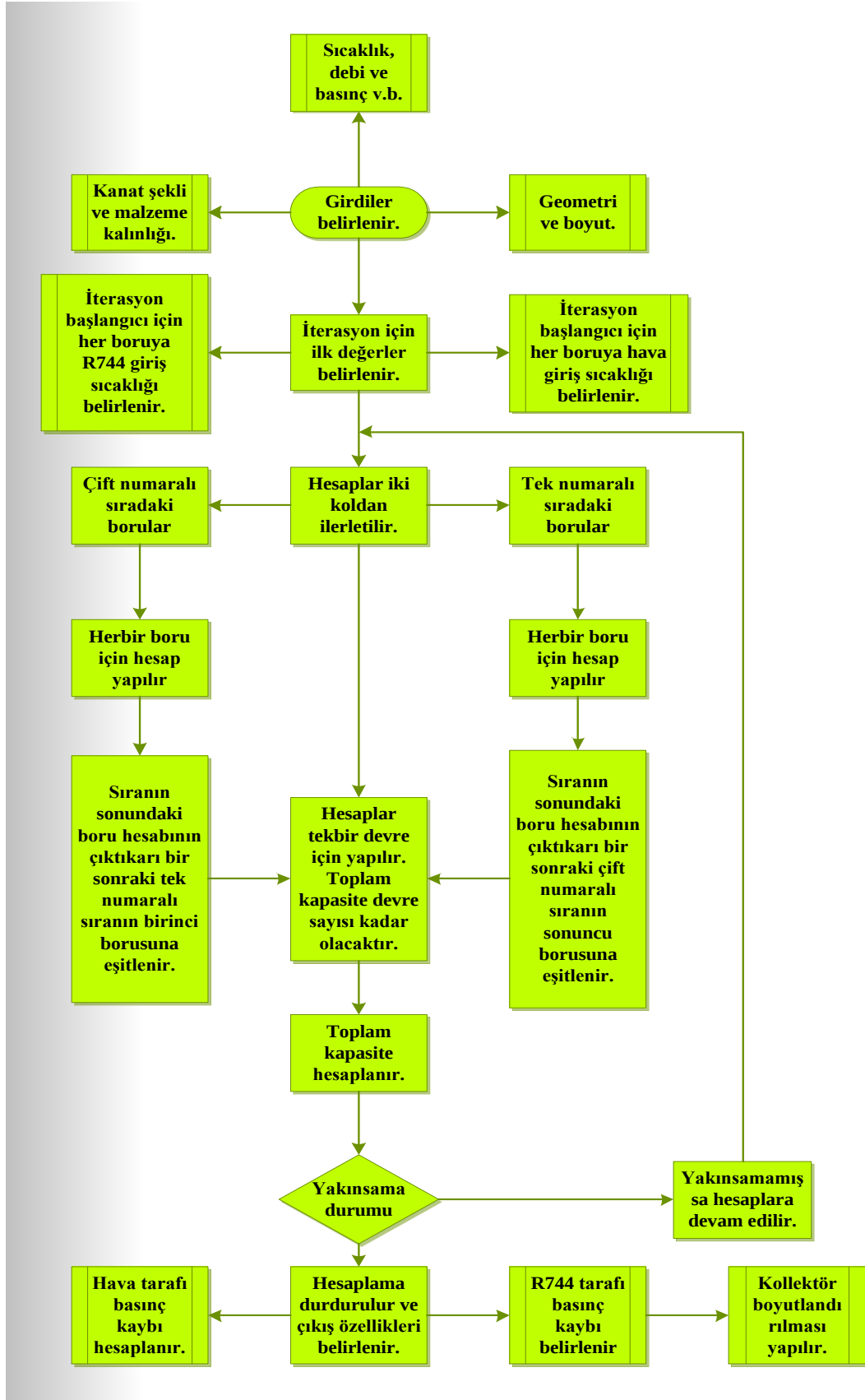
- 1.Hava ve R744 gazının boru girişindeki termofiziksel özellikleri belirlenir.
- 2.Boru başına düşen hava ve gaz debisi hesaplanır.
- 3.Bir boru için gerekli geometrik hesaplar yapılır.
- 4.İterasyona başlayabilmek için ısı değiştiricisi etkenliği tahmin edilir.
- 5.Borulardaki iletim direnci hesaplanır.
- 6.Gaz için sürtünme katsayısı belirlenir. Bir boru ve bir dirsek için boru içindeki kayıplar belirlenir.
- 7.R744 gaz tarafı ısı taşınım katsayısı belirlenir. Daha sonra ısıl direnç hesaplanır.
- 8.Hava tarafı hesapları için kanat formuna uygun alt fonksiyon seçilir. Hava tarafı taşınım katsayısı ve kanat verimliliği hesaplanır. En son olarak da hava tarafı ısıl direnç belirlenir.
- 9.Tüm ısıl dirençler hesaplandıktan sonra toplam ısı geçiş katsayısı elde edilir.
- 10.Kanat formu ve NTU değerine bağlı olarak bir borunun etkenliği hesaplanır. Bu elde edilen etkenlik değeri bir önceki etkenlik değeri ile karşılaştırılır.
- 11.Yeteri kadar yakınsama olmamışsa iterasyona devam edilir. İterasyona ilk etapta giriş sıcaklıklarına göre hesaplanan termofiziksel özelliklerle başlanmıştı. Ancak sonraki adımlarda bu özellikler havanın ve gazın ortalama sıcaklığına göre belirlenmiştir.
12. 10^{-3} den daha küçük bağıl hata kadar yakınsama sağlanmışsa boru çıkışındaki gaz sıcaklığı ve havanın çıkış sıcaklıkları hesaplanır. Bu değerler bir sonraki boru için girdi olacaktır.
- 13.Hava tarafı basınç kaybı tüm hesaplar tamamlandıktan sonra hacimsel yöntemle yapılacaktır.

Tek boru için hesap yönteminden sonra genel algoritma tanımlanır.



Şekil 4.5 : Tek boru için hesap diyagramı

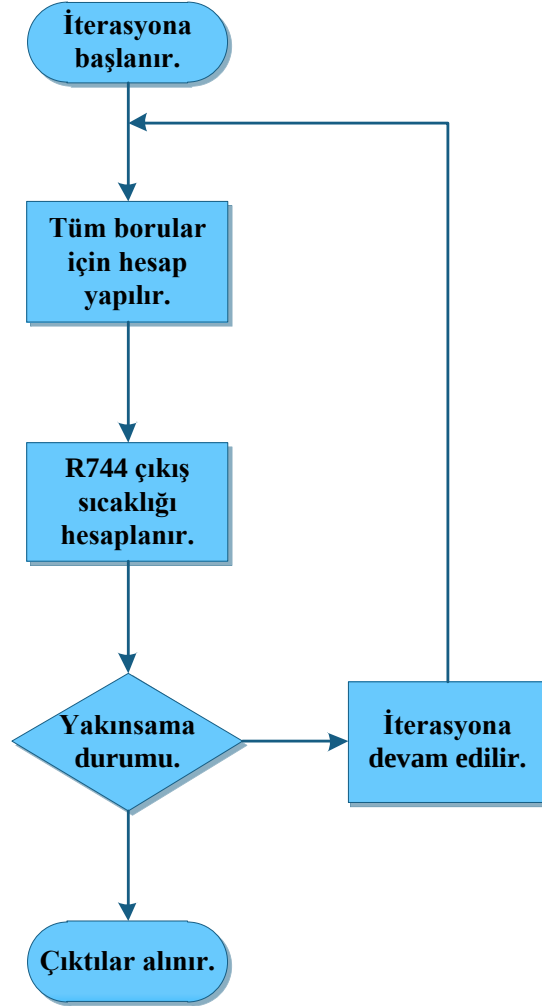
1. İlk olarak sıcaklık, basınç, debi v.b. girdiler belirlenir.
2. Batarya geometrisi ve diğer boyutsal parametreler belirlenir.
3. Kanat formu, boru kalınlığı ve kullanılacak malzemeler seçilir.
4. İterasyon için ilk değerler atanır. Gaz sıcaklığı çıkışta hava giriş sıcaklığına yaklaşacak şekilde, hava sıcaklığı gaz giriş sıcaklığına yaklaşacak biçimde her boru için atamalar yapılır.
5. Hesaplar iki koldan ilerletilir. Örnek batarya ele alındığında birinci ve üçüncü sıralar ile ikinci ve dördüncü sıralar aynı algoritmalarda hesaplanır.
6. Örneğin birinci algoritmada 1-10 ve 41-50 numaralı borular ilk etapta hesaplanır. Bu sıralardaki son borudaki gaz çıkış sıcaklığı kendilerinden gelen sonra çift numaralı sıradaki son borunun giriş sıcaklığına eşitlenir. Yani 10 ve 30 ile 50 ve 70 numaralı borular eşleşmiş olur. Hava çıkış sıcaklıkları ise sırası ile bir önceki sıradaki boruların giriş sıcaklığı olur.
7. Çift numaralı sıradaki borularda da hesaba devam edilir. Bu sefer 21 ile 41 numaralı borular eşleştirilir.
8. Her seferinde giriş ve çıkış sıcaklıkları daha fazla dengeye gelir.
9. Hesaplar sadece bir devredeki borular için yapılır. Her devrenin uzunluğu ve boruların bağlanma biçimi aynıdır. Bu durumda her devrede aynı basınç kaybı olması için teorik olarak aynı miktardaki R744 gaz borularda dolaşır. Bu sebepten dolayı tek bir devre için hesap yapmak yeterli olacaktır. Toplam bataryanın kapasitesini elde etmek için devre sayısı ile çarpılır.
10. Hesaplar yakınsamamışsa bir önceki adımda elde edilen kapasiteye yaklaşıncaya kadar iterasyona devam edilir.
11. Hesaplar yakınsamışsa çıktılar elde edilir.
12. Dağıtıcı ve toplayıcı kolektörler için boyutlar belirlenir. Her bir devre birbirine paralel olduğundan aynı basınç kaybı vardır. Toplam basınç kaybını bulmak için tek bir devreye ek olarak kolektördeki kayıplar elde edilir.
13. Hacimsel yaklaşımla hava tarafı basınç kaybı hesaplanır. Kayıp katsayısı kanat formuna göre uygun bir biçimde belirlenmelidir.



Şekil 4.6 : Tüm boruları kapsayan hesap diyagramı

4.2 Debili Hesap Yöntemi

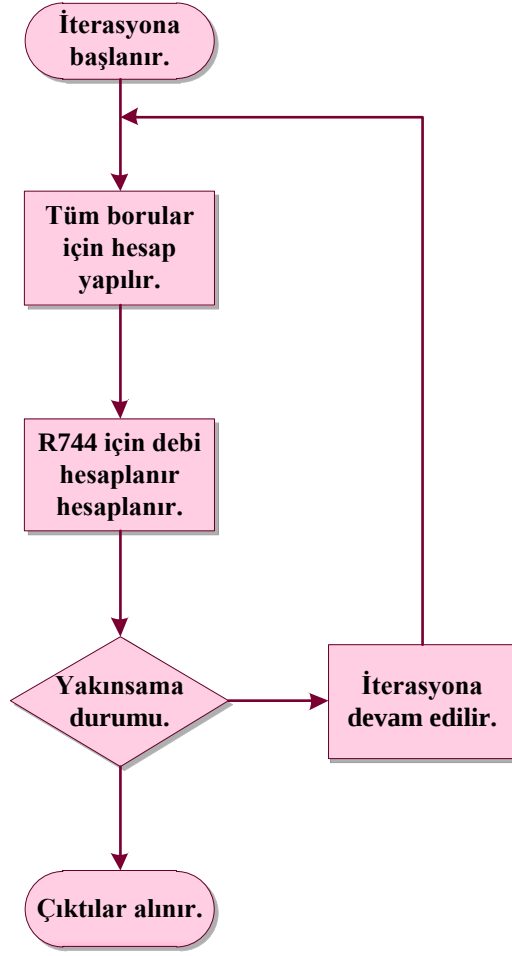
Bazı soğutma sistemlerinde dolaşan soğutucu akışkan miktarı bilinmektedir. Bu durumda gaz soğutucu seçimi kompresörden çıkan kızgın gaz sıcaklığı ve dolaşan gaz debisine göre yapılır. Sonuç olarak gaz ve hava çıkış sıcaklıkları belirlenir.



Şekil 4.7 : Debili hesap yöntemi

4.3 Debisiz Hesap Yöntemi

Birçok soğutma sisteminde dolaşan debi miktarı bilinmemektedir. Ancak kondenser veya gaz soğutucu seçiminde soğuyan gazın sıcaklığının havaya mümkün olduğunca yaklaşması istenir. Bu durumda ısı değiştiriciden çıkan gazın sıcaklığına göre hesaplar yapılır. Soğutucu akışkan debisi bilinmediğinden dolayı yapılması gereken iterasyon sayısı debili hesaba göre daha fazla olacaktır. Yakınsama sağlandıktan sonra hava çıkış sıcaklığı ve gaz debisi belirlenmiş olur.



Şekil 4.8 : Debisiz hesap yöntemi

Yukarıda belirtilen bilgiler ışığında ayrıntılı bilgi EK-D 'de mevcuttur.

5. GAZ SOĞUTUCU HESAPLAMA MODELİNİN DOĞRULANMASI

Geliştirilen hesap yönteminin hem inovatif özelliği kazanması hem de güvenilirliğinin artması açısından bir takım referans çalışmalarla karşılıklı incelemesinin yapılması gerekmektedir. Bu inceleme işlemi hem dünya genelinde yapılan akademik ve profesyonel düzeydeki güvenilir çalışmalar olabileceği gibi hem de kendimizin de laboratuarda gerçekleştirebileceği deneyler de olabilir.

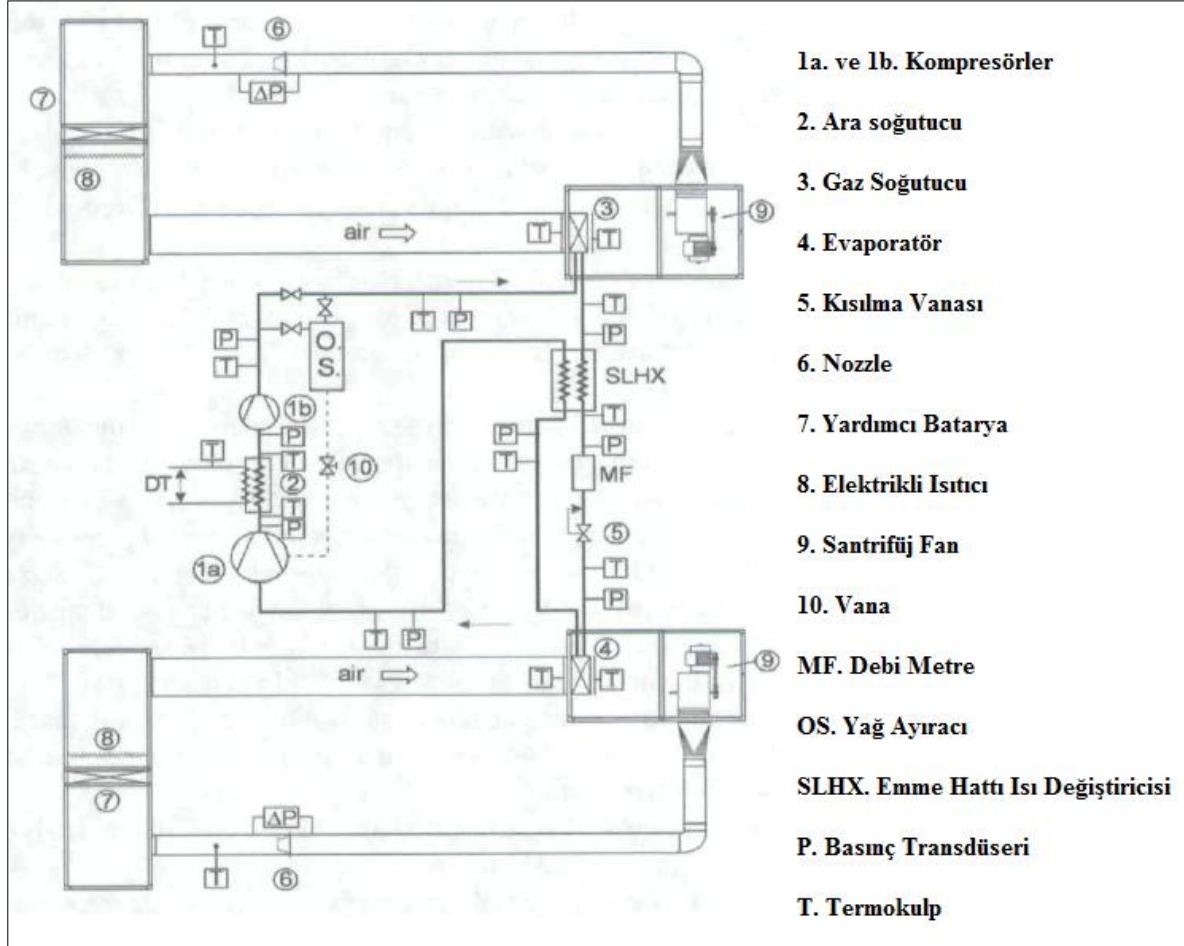
5.1 C. Zilio ve L. Cecchinato' nun Yürüttüğü Çalışmaların İncelenmesi [6]

Padova Üniversitesi Fizik departmanında yapılan çalışmalar arasında geleneksel kanatlı borulu (boru çapı 3 mm' den büyük) bataryaya sahip gaz soğutucuları da vardır. R744 gazının soğuma işlemi sırasında sıcaklığının çok düşmesi ve bu işlem gerçekleşirken termofiziksel özelliklerin hızlı değişim göstermesi inceleme gerektirdiğini göstermektedir. Yapılan deneysel çalışmadan önce test düzeneği Şekil 5.1' de görüldüğü üzere incelenmelidir.

Kompresörlerin güç girdi değerleri $\pm 0.5\%$ hassasiyetle yapılmaktadır. Ara soğutucu sayesinde ısı su devresine aktarılmaktadır. Isı değiştiricisi ters akışa sahiptir ve R744 ile suyu birbirine 1°C sıcaklık farkına kadar soğutabilecek biçimde tasarlanmıştır.

İç ısı değiştiricisi iç içe iki borudan oluşmaktadır. İçteki borunun dış çapı 8 mm olup bakır malzeme, dıştaki borunun iç çapı 21 mm olup çelikten yapılmıştır. Bu ısı değiştiricisinde gaz soğutucudan çıkan gaz ile evaporatörden çıkan gaz ters akış ile ısı geçişi meydana gelmektedir. Evaporatör çıkışındaki gazın kızgınlığı arttırılarak olası bir kompresöre likit kaçma ihtimali ortadan kaldırılmış olmaktadır. İç ısı değiştiricisi, gazların birbirine 2°C sıcaklık farkına yaklaşması için tasarlanmıştır. Sistemde bulunan kısılma vanası hem geçen debiyi kontrol etmektedir, hem de gaz soğutucu çıkışında yüksek basınç hattını istenen seviyede tutmaktadır.

Devrede yağ ayırıcı da bulunmaktadır. Kompresörden çıkan gaz, yağ ayırıcıdan geçerek bünyesinde bulunduğu yağı büyük ölçüde yağ ayırıcıda bırakmaktadır. Kompresörde bulunan gözetleme camı ile yağ seviyesi kontrolü yapılabilir. Ayrıca, yağ ayırıcı ve kompresör arasındaki hat ve vana ile devamlı yağ beslemesi de yapılabilir.



Şekil 5.1 : Test platformu [6].

Hem evaporatör hem de gaz soğutucu için dış taraftaki akışkan havadır. Her ikisi de birbirinden bağımsız kapalı çevrim tünellere yerleştirilmişleridir. Bu kanallar hava ve sıcaklık profilinin düz dağılım göstermesi için tasarlanmışlardır. ISA 1932, AISI 316L tipindeki nozullar ile ölçülen havanın hacimsel debisi invertör kontrole haiz santrifüj fanlar ile kontrol edilmektedir. Nozullardan geçen hava debisi EN-ISO-5167 standardına göre ölçülmüştür. Nozullardaki basınç kaybı ise ± 1 Pa hassasiyet ile belirlenmiştir.

Gaz soğutucun yerleştirildiği kapalı çevrim kanalda soğutma bataryası ve elektrikli ısıtıcılar mevcuttur. Bu ekipmanlar gaz soğutucu girişinde havayı istenen şarta getirmektedirler. Hem gaz soğutucu hem de evaporatör girişinde hava sıcaklığı dokuz farklı noktada ± 0.05 °C hassasiyetle ölçülmüştür. Gaz soğutucu boyunca sıcaklık çok fazla konumdan konuma göre değişmektedir. Bu yüzden homojen çıkış sıcaklığı elde etmek için karıştırıcı kullanılmıştır. Bu sayede çıkış sıcaklığı yine dokuz ayrı noktadan daha homojen şekilde belirlenebilmiş oldu. Tüm sıcaklık ölçümleri T tipi termokulp ile yapılmıştır.

Basınç transdüserleri gaz soğutucu çıkışına ve ikinci kademe çıkışındaki yüksek basınç hattına yerleştirilmiştir. Üreticiden gelen kalibrasyon sertifikasına göre gaz soğutucu için basınç ölçümü ± 2 kPa hassasiyete sahiptir.

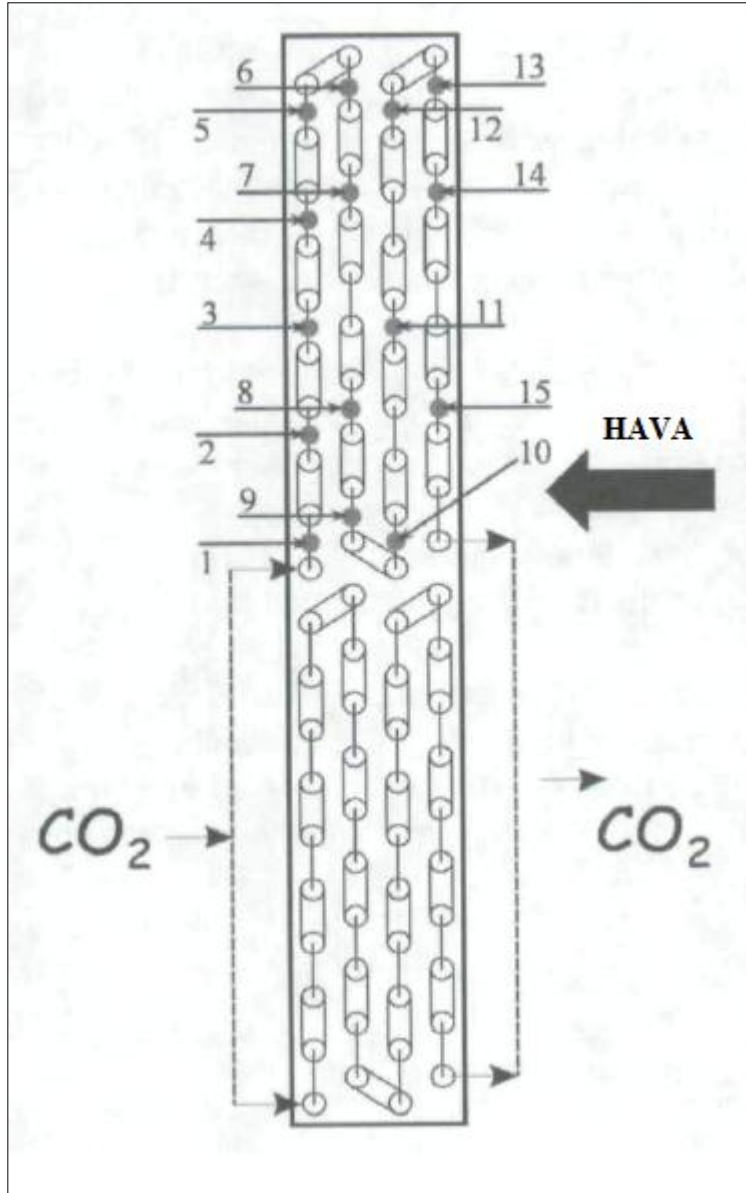
R744 gazının kütleli debimetresi Coriolis tiptedir ve $\pm 0.1\%$ okuma hassasiyetine sahiptir. Ara soğutucu devresindeki su debisi elektromanyetik tipte olup $\pm 0.2\%$ okuma hassasiyetine sahiptir.

İncelenen gaz soğutucunun fiziksel özellikleri Çizelge 5.1 ‘ de belirtilmiştir;

Çizelge 5.1 : Gaz soğutucu parametreleri.

Borular Arası Mesafe (mm)	25
Sıralar Arası Mesafe (mm)	19
Boru Sayısı	20
Sıra Sayısı	4
Devre Sayısı	2
Lameli Uzunluğu (mm)	500
Boru Dış Çapı (mm)	9,52
Boru Kalınlığı (mm)	0,65
Lamel Kalınlığı (mm)	0,1
Lamel Hatvesi (mm)	2,1
Boru Malzemesi	Bakır
Lamel Malzemesi	Alüminyum
Lamel Formu	Panjurlu
Boru Formu	Düz
Boru Dizilişi	Çapraz

Şekil 5.2 ‘ de incelenen prototipin devre şeması mevcuttur. Çizimin üzerindeki numaralar ise borulardaki gaz sıcaklığını ölçen termokulpları belirtmektedir.



Şekil 5.2 : Gaz soğutucu devre şeması [6].

Aşağıda deney koşulları için hava ve gaz tarafı girdileri mevcuttur.

Çizelge 5.2 : Deney Koşulları

Test	CO ₂ Giriş Basıncı (Mpa)	CO ₂ Giriş Sıcaklığı (°C)	CO ₂ Kütlesel Debisi (kg/h)	Hava Giriş Sıcaklığı (°C)	Hava Giriş Hızı (m/s)
1	7,911	87	169	20,3	1,59
2	8,599	97,6	167,1	21,5	1,59
3	9,102	107,8	166,4	23	1,61

Belirtilen şartlardaki deney sonuçları Çizelge 5.3’ de görülmektedir.

Çizelge 5.3 : Deney Sonuçları

Test	CO ₂ Çıkış Sıcaklığı (°C)	Hava Çıkış Sıcaklığı (°C)	CO ₂ Tarafı Kapasite (kW)	Hava Tarafı Kapasite (kW)
1	32,1	40,6	9,5	9,5
2	31,1	43,7	10,6	10,6
3	30,9	46	11,3	11,2

Aynı deney şartlarında simülasyon da çalıştırılmıştır. Aşağıda hem ortalama deneysel sonuçlar ve simülasyon sonuçları mevcuttur.

Çizelge 5.4 : Simülasyon Sonuçları

Test	CO ₂ Çıkış Sıcaklığı (°C)	Hava Çıkış Sıcaklığı (°C)	Simülasyon Sonucu Kapasite (kW)	Ortalama Deney Sonucu Kapasite (kW)	Kapasite Farkı (%)
1	32,03	44,52	9,578	9,5	0,8
2	31,39	47,38	10,535	10,6	-0,6
3	31,33	50,01	11,15	11,25	-0,9

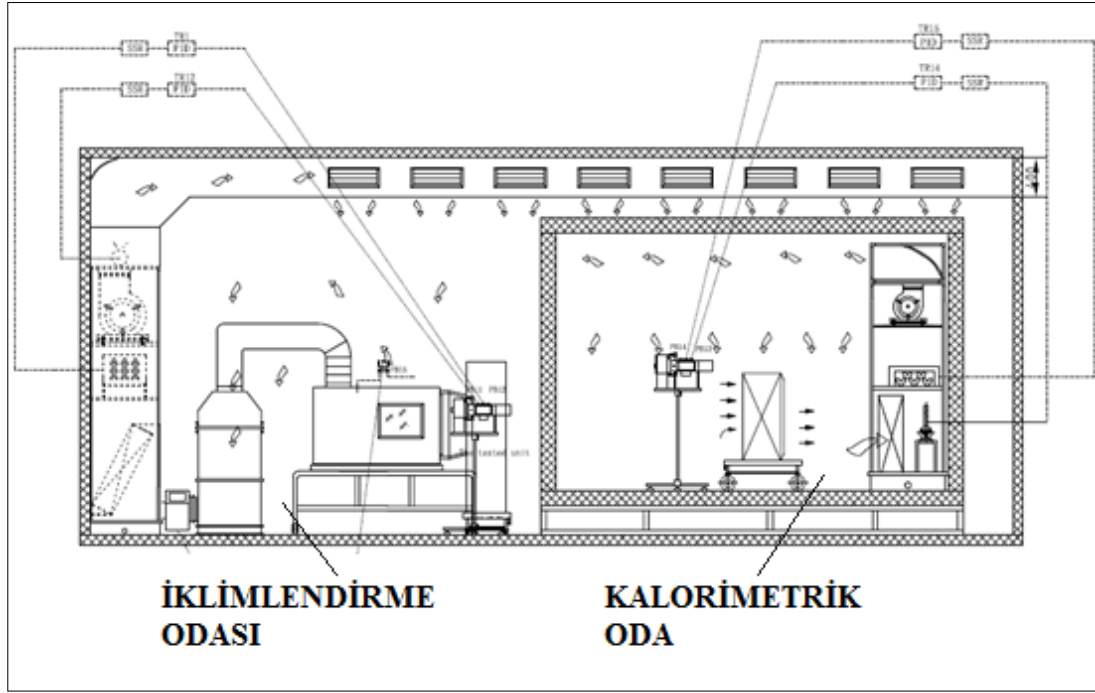
Ayrıntılı simülasyon çalışması EK-A ‘da mevcuttur.

Yukarıdaki sonuçlardan da görüldüğü üzere deneysel çalışma ve hesaplama programından elde edilen kapasite değerleri birbirine çok yakındır. Bu durum geliştirilen boru-boru hesaplama yöntemini doğrulayıcı niteliktedir.

5.2 Friterm Termik Cihazlar A.Ş. Ortamla Dengeli Tip AR-GE Laboratuvarında Yapılan Deneysel Çalışmalar

Friterm Termik Cihazlar A.Ş. 2009 yılında Çin’ den GZ-LANS ve Danimarka’ dan ADVANSOR firmalarıyla beraber ortak geliştirdiği proje sayesinde ortamla dengeli tip ar-ge laboratuvarına kavuşmuştur. Laboratuvarı buhar bataryası hariç hemen hemen tüm tipteki kanatlı borulu ısı değiştiricileri test edilmektedir (bakınız Şekil 5.3).

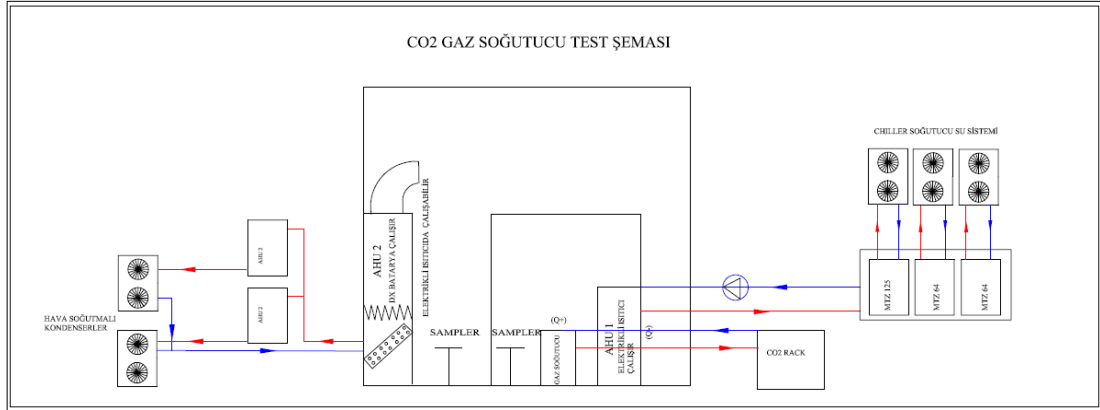
BOCK marka 2 adet freon kompresör ile R404A, R134A, R407C ve R410A gazları kullanılarak EN 327 ve 328 standartlarına bağlı kalarak evaporatör, kondenser, DX ve kondenser batarya testleri yapılabilmektedir. Isıtma tankı ve soğutma grubu ile istenen su/su-glikol karışımı hazırlanarak EN 328 ve ANSI ASHRAE 33-2000 standartlarına bağlı kalınarak su/su-glikollü soğutucular, ısıtma ve soğutma bataryası testleri yapılmaktadır. EN 1048 standardına uygun olarak kuru soğutucu testleri yapılmaktadır. 2 adet BITZER marka kompresör bulunduran R744 besleme ünitesi sayesinde evaporatör ve gaz soğutucu testleri de yürütülebilmektedir.



Şekil 5.3 : Ortamla dengeli tip test laboratuvarı.

Test odası iklimlendirme odası ve kalorimetrik oda diye tanımlanan iki bölümden oluşmaktadır. Kalorimetrik odada bitmiş ürün diye tabir edilen fanlı cihazlar test edilmektedir. Bu odada test işlemi yürütülürken odaya sağlanan tüm yükler ölçülmelidir ve dış ortamla mutlaka denge hali sağlanmalıdır. İklimlendirme odasında ise üzerinde fanı bulunmayan kasetli bataryalar test edilmektedir. Test işlemi sırasında istenen hava debisi frekans kontrollü fan ile test edilen bataryanın üzerinden geçirilmektedir. İklimlendirme odası aynı zamanda kalorimetrik odada test işlemi yürütülürken sabit bir dış ortam oluşturur. Kalorimetrik odada olduğu gibi kapasiteyi belirlemek için iklimlendirme odasında tüm yükleri belirlemeye ihtiyaç yoktur. Bu odada kapasite hava entalpi metoduyla hesaplanmaktadır.

CO₂ gaz soğutucu testleri fanlı ürün incelendiğinden dolayı kalorimetrik odada yapılmıştır. Gaz soğutucu ortamı ısıtırken ona karşılık olarak odadaki klima santralinin içerisindeki sulu soğutma bataryası istenen denge koşulu sağlanana kadar çalıştırılmaktadır. Santraldeki elektrikli ısıtıcılar gaz soğutucu girişindeki istenen hava sıcaklığını sağlayabilmek için gerektiği anlarda devreye girmektedir. Kalorimetrik odayı çevreleyen iklimlendirme odası sabit bir kabuk oluşturarak kalorimetrik oda için ısı kayıpları minimuma indirmektedir.

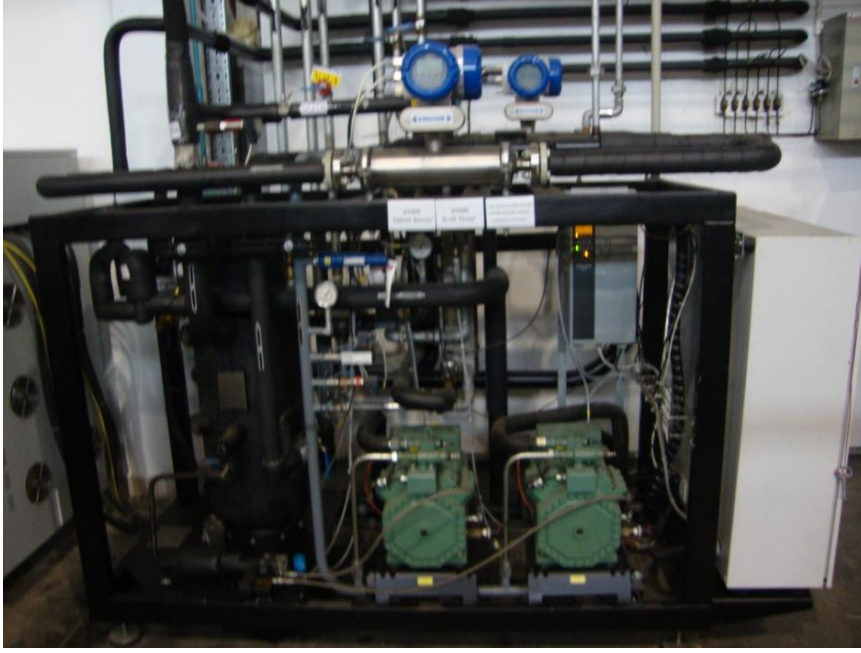


Şekil 5.4 : Gaz Soğutucu test şablonu.

Test edilen gaz soğutucu CHS 40.21 model olup Şekil 5.5’ de görüldüğü üzere 2 adet EBM-PAPST marka fana sahiptir. Cihaz yüksek basınçta çalıştığından kollektör boyutlarının bakır kullanıldığında çok büyümemesi için çelik kollektörler yapılmıştır. Cihazdaki bakır boruların kalınlığı 0.9 mm olacak şekilde ürün üretilmiştir.



Şekil 5.5 : Test edilen gaz soğutucu.



Şekil 5.6 : R744 besleme ünitesi.

Besleme ünitesi çok kompakt yapıya sahiptir. R744 evaporatörü test edilirken su soğutmalı boru/kovan kondenser, gaz soğutucu test edilirken ön soğutucu ve su ısıtılmalı evaporatör kullanılır. Sistemde Şekil 5.7’ de görüldüğü üzere DANFOSS marka ICMTS ve ETS model kısılma vanaları mevcuttur. ETS vana test edilen evaporatöre giden debiyi kontrol ederken ICMTS test edilen gaz soğutucuya giden debiyi kontrol eder.



Şekil 5.7 : ICMTS yüksek basınç valfi.

Besleme ünitesi kompresörlerinin her biri 12,5 kW güçte olup toplamda 25 kW soğutma yapabilmektedirler. Emme ve basma hattı vanalarının herhangi birinin unutulmuş ihtimaline karşın koruyucu şalterler mevcuttur.



Şekil 5.8 : BITZER transkritik kompresörler.

Ayrıca kompresörlerdeki yağ miktarını belirleyebilmek için yağ seviye göstergeleri mevcuttur. Bu göstergeler yeteri miktarda yağ varsa kırmızı renktedirler. Aksi durumda ise kompresöre yağ akışının sağlanabilmesi için yağ talep ederler. Şekil 5.9’ de kompresörlere yağ besleyen valfler görülmektedir.



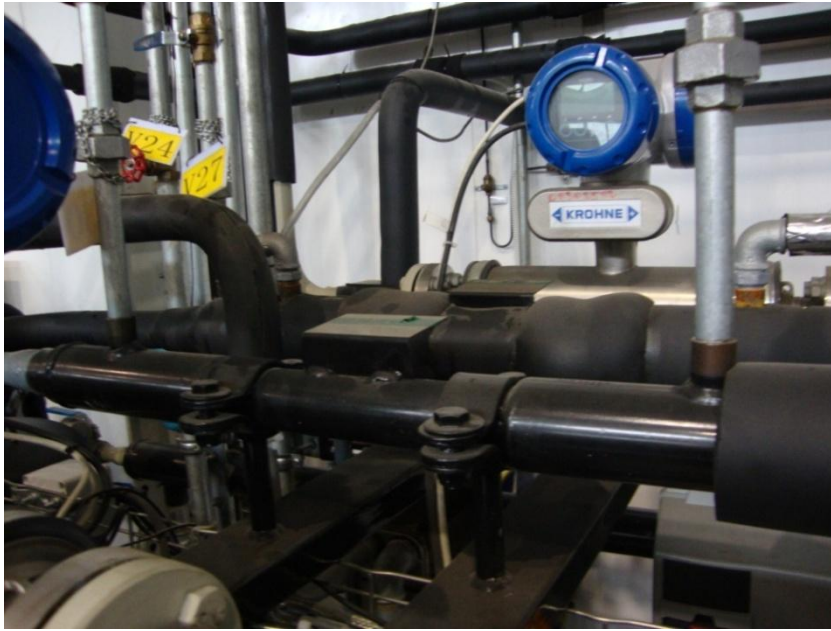
Şekil 5.9 : Solenoid yağ besleme vanaları

Solenoid yağ besleme vanaları likit tankındaki yağ ayırıcı ile yağ gösterge anahtarı arasında bulunur. Gerekğinde vanalar açılarak kompresöre yağ akışı sağlanmış olur.

Yüksek basınç valfi kısılma işlemini gerçekleştirerek test edilen gaz soğutucu ile likit tankı arasındaki bağlantıyı sağlar. Bu valf test edilen gaz soğutucudaki basıncı kontrol ettiği gibi aynı zamanda cihazdan geçen R744 gazının miktarını da kontrol eder. Gaz soğutucudan geçen debimetre KROHNE marka OPTİMASS model Coriolis tiptedir.



Şekil 5.10 : R744 için debimetre.



Şekil 5.11 : Ön soğutucu.

Test edilen gaz soğutucunun girişindeki R744 sıcaklığını ayarlamak için ön soğutucu kullanılır. Ön soğutucu içinden ters yönde akışkan geçen iç içe iki borudan oluşur. İçteki borudan CO₂ geçerken, onun dışından gaz istenen miktarda soğutan su akmaktadır. Su miktarı iki yollu vana ile kontrol edilmektedir. Su debisi ne kadar çok arttırılırsa gaz soğutucu giriş sıcaklığı da buna paralel olarak düşecektir. Gaz soğutucu test edilirken soğutma çevrimini tamamlayabilmek için sistemde evaporatör gerekmektedir. Bu sebepten dolayı soğutma çevriminin gerçekleştirilebilmesi için Şekil 5.12’ deki plakalı tipte su ısıtmalı evaporatör kullanılmaktadır.



Şekil 5.12 : Su ısıtmalı evaporatör.

Sistemin güvenliğini sağlayabilmek için Şekil 5.13’ de gösterilen likit tankında güvenlik valfleri kullanılmıştır. Bu valf sistem çalıştırılırken 60 bar, sistem durdurulduğunda ise 90 bar pozisyonuna ayarlanır. Bunun sebebi ise R744 gazının artan ortam sıcaklığına karşın sistem durduğunda herhangi bir problem yaşamak istenmemektedir.



Şekil 5.13 : Likit tankı güvenlik valfi

Sistemde evaporatör, gaz soğutucu basınçları ve test edilen cihazdaki basınç kayıplarını belirleyebilmek için basınç transmitterleri mevcuttur. Bu cihazların tesisata bağlanmasında herhangi bir problem yaşamamak için ECA marka özel küresel vanalar yaptırılmıştır.



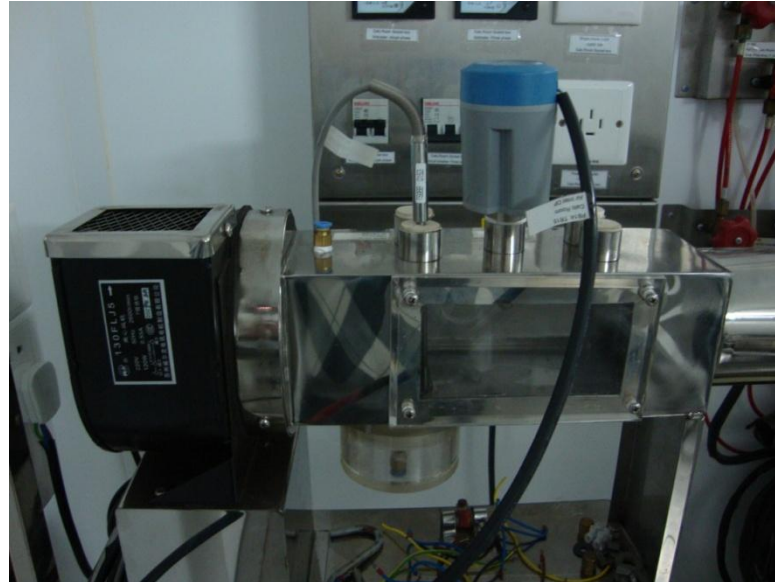
Şekil 5.14 : Basınç transmitterleri.

Test edilen gaz soğutucu girişindeki havanın kuru termometre sıcaklığı 9 noktadan belirlenmelidir. Bu durum gerek duyulan sensör miktarını arttıracığından ekstra maliyet getirecektir. Hava numunelendiricileri (bakınız Şekil 5.15) çatallı yapısı ve üzerindeki 35 delik sayesinde cihaz girişindeki sıcaklığın belirlenmesi için homojen şekilde numune havayı almamızı sağlar.



Şekil 5.15 : Hava numunelendirici.

Deliklerden geçen numune hava ölçüm kutusuna gönderilir.



Şekil 5.16 : Ölçüm kutusu.

Numunelendiriciden gelen havanın kuru termometre ve çığ noktası sıcaklıkları ölçüm kutusunda belirlenir. Gaz soğutucu testi yapıldığından dolayı çığ noktası sıcaklığının herhangi bir önemi yoktur. Havanın kuru termometre sıcaklığı, gaz soğutucu giriş ve çıkış sıcaklıkları T tipi termokulplara göre daha hassas olduklarından dolayı PT100 direnç tipi termokulplar ile belirlenmiştir.



Şekil 5.17 : Kontrol panosu.

Test laboratuvarında bulunan kontrol panosu bünyesinde bulundurduğu datalogger ve güç metre sayesinde tüm ölçüm sonuçları bu noktaya gelmektedir. Elde edilen veriler aynı zamanda “Heat Exchanger Suite” yazılımına da aktırılarak gerektiğinde test sonuçları çıktı olarak alınabilir.

Gaz soğutucu testi sırasında hem kalorimetrik olarak hem de soğutucu akışkan tarafından kapasite hesabı yapılabilir. Her iki taraftan da elde edilen veriler birbirine %4’ den daha az olacak biçimde yakınsamak zorundadır. Sonuç olarak elde edilecek kapasite her iki ölçümün ortalaması şeklinde olacaktır.

Kalorimetrik hesap denklem 5.1’ de belirtilmiştir;

$$Q_{kal} = Q_{soğ} - W_1 - W_2 - W_3 \quad (5.1)$$

Soğutucu akışkan tarafından yapılan ölçüm denklem 5.2’ de belirtilmiştir;

$$Q_{ref} = m_w * \Delta h \quad (5.2)$$

Elde edilen gaz soğutucu kapasitesi;

$$Q_{gc} = \frac{Q_{kal} + Q_{ref}}{2} \quad (5.3)$$

Test edilen bataryanın özellikleri çizelge 5.5’ de görülmektedir. R744 gazının hacimsel soğutma kapasitesi yüksek olduğu için gaz soğutucuların boru çapı kondenserlerin çapından daha küçük seçilmektedir. Ayrıca evaporatörde olduğu gibi borular arasında donma tehlikesi olamaması ve daha kompakt tasarım için borular arası ve sıralar arası mesafe çok kısadır. Test güvenliğinin sağlanması için boru kalınlığı 0,9 mm belirlenmiştir ki bu değer diğer konvansiyonel sistemlerde 0,3-0,4 mm mertebelerinde seçilmektedir. Çok tozlu ortamlarda panjurlu kalıplarda gözeneklerin kirlenmesi ve düz kalıplarda yeteri kadar performans alınamaması problemleri olduğundan dolayı genel olarak dalgalı kanat formu seçilmektedir.

Çizelge 5.5 : Test edilen gaz soğutucunun geometrik parametreleri.

Borular Arası Mesafe (mm)	25,4
Sıralar Arası Mesafe (mm)	22
Boru Sayısı	20
Sıra Sayısı	3
Devre Sayısı	2
Lameliçi Uzunluğu (mm)	1140
Boru Dış Çapı (mm)	8,3
Boru Kalınlığı (mm)	0,9
Lamel Kalınlığı (mm)	0,1
Lamel Hatvesi (mm)	2,5
Boru Malzemesi	Bakır
Lamel Malzemesi	Alüminyum
Lamel Formu	Dalgalı
Boru Formu	Düz
Boru Dizilişi	Çapraz

Gaz soğutucu üzerinde iki adet 400 mm çapında 230 V ile monofaze şekilde bağlanmış EBM marka S4E400AP0203 model fan bağlanmıştır. Fanlar 1430 d/d ile dönmekte olup fan basına 172 W enerji çekmektedirler.

Tek bir prototip ile iki şartta test işlemleri yürütülmüştür. Çizelge 5.6’ da test için gerekli girdiler görülmektedir.

Çizelge 5.6 : Gaz soğutucu test şartları.

Test	CO ₂ Giriş Basıncı (Mpa)	CO ₂ Giriş Sıcaklığı (°C)	CO ₂ Kütlesel Debisi (kg/h)	Hava Giriş Sıcaklığı (°C)	Hava Debisi (m ³ /h)
1	7,647	64,78	281,879	25,03	6840
2	9,2	84,92	227,47	25	6840

Belirtilen şartlardaki deney sonuçları Çizelge 5.7’ de görülmektedir.

Çizelge 5.7 : Gaz soğutucu test sonuçları.

Test	CO ₂ Çıkış Sıcaklığı (°C)	Hava Çıkış Sıcaklığı (°C)	CO ₂ Tarafı Kapasite (kW)	Kalorimetrik Kapasite (kW)
1	31,34	37,07	13,4	13,03
2	25,68	41,61	14,339	14,73

Aynı deney şartlarında simülasyon da çalıştırılmıştır. Aşağıda hem ortalama deneysel sonuçlar ve simülasyon sonuçları mevcuttur. Ayrıntılı deney sonuçları EK-B ‘da mevcuttur.

Çizelge 5.8 : Gaz soğutucu simülasyonun test sonucu ile karşılaştırılması.

Test	CO ₂ Çıkış Sıcaklığı (°C)	Hava Çıkış Sıcaklığı (°C)	Simülasyon Sonucu Kapasite (kW)	Ortalama Deney Sonucu Kapasite (kW)	Kapasite Farkı (%)
1	31,71	32,22	12,94	13,215	-2,1
2	25,67	33,87	14,3	14,5345	-1,6

Ayrıntılı simülasyon çalışması EK-C ‘de mevcuttur.

Yukarıdaki sonuçlardan da görüldüğü üzere deneysel çalışma ve hesaplama programından elde edilen kapasite değerleri birbirine çok yakındır. Bu durum geliştirilen boru-boru hesaplama yöntemine duyulan güveni pekiştirici niteliktedir.

6. SONUÇ ve ÖNERİLER

Bu tez kapsamında yapılan çalışma ile genel olarak gaz soğutucu tasarımıda mevcut hesaplama yöntemi geliştirilmiştir. Bu durum yapılan teorik ve deneysel çalışmalarla da desteklenmiştir. Yapılan teorik çalışmada hem yeni bir algoritma geliştirilmiş hem de hesaplama için uygun korelasyonlar araştırılmıştır. Algoritma oluşturulurken programa bilgisinin ne kadar önemli olduğu da gözlemlenmiştir. Programlama konusunda kodların yazılımının yanında geliştirilen ara yüzlü program ile çalışmaya olan ilgi arttırılmaya çalışılmıştır. Ortamla dengeli tipteki laboratuardaki yapılan deneysel çalışma ile teorik çalışma desteklenmiştir. Öyle ki; ileride şartlandırılmış kasesiz batarya testlerinde lamel formları için çok daha uygun ısı taşınım ve sürtünme katsayısının hesaplanması için korelasyon çalışmaları yapılabilir.

Evaporatör ve sulu soğutma bataryaları için hacimsel yaklaşımla yapılan hesaplamalarda havanın çıkış sıcaklığı ve bağıl neminin belirlenmesi özellikle sıra sayısı çok fazla olan ısı geri kazanımı gibi uygulamalarda problem yaratabilmektedir. Geliştirilen boru-boru hesaplama modülü bu tip yoğunlaşmalı haller için de mevcut durumun iyileştirilmesi konusunda denenebilir.

R744' ün yüksek ısı iletimi sayesinde mevcut boru çapları küçülmektedir. Öyle ki; yapılan araştırmalar da gaz soğutucu için mikro kanal uygulamaları yapılmıştır. Bu durum ileri de gaz soğutucuların mikro boyutlardaki borularda tasarlanabileceği hakkında görüş belirtmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] **A.M. Jacobi, Y. Park, D. Tafti, X. Zhang**, 2001. An Assessment of the State of the Art, and Potential Design Improvements, for Flat-Tube Heat Exchangers in Air Conditioning and Refrigeration Applications, University Of Illinois Urbana Champaign Department of Mechanical and Industrial Engineering, URBANA
- [2] **Ayşe Tütüncü Karaöz**, 2010. CO₂-R404A Kaskad Sistem Tasarımı, İmalatı ve Testi *Yüksek Lisans Tezi*, Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü, Gebze
- [3] **C.C. Wang, C.J. Lee, J.T. Chang, S.P. Lin**, 1999. Heat Transfer and Friction Correlation for Compact Louvered Fin and Tube Heat Exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **42**, 1945-1956,
- [4] **C.C. Wang, Y.C. Hsieh, Y.T. Lin**, 1997. Performance of Plate Finned Tube Heat Exchangers Under Dehumidifying Conditions, *Journal of Heat Transfer*, **119**, 109-117.
- [5] **C.C. Wang, W.L. Fu, J.T. Chang**, 1997. Heat Transfer and Friction Characteristics of Typical Wavy Fin and Tube Heat Exchangers, *Experimental Thermal and Fluid Science*, **12**, 174-186
- [6] **C. Zilio, L. Cecchinato, M. Corradi, G. Schiochet**, 2007. An Assessment of Heat Transfer through Fins in a Fin-and-Tube Gas Cooler for Transcritical Carbon Dioxide Cycles, *HVAC&R RESEARCH*, **13**, Number 3.
- [7] **Danfoss**, 2004, CO₂ Refrigerant for Industrial Refrigeration, from www.danfoss.com
- [8] **Danfoss**, 2004, CO₂ Presentation, from www.danfoss.com
- [9] **Danfoss**, 2005, Components for CO₂ Applications in Industrial Refrigeration, from www.danfoss.com

- [10] **Danfoss**, 2009, Food Retail CO₂ Refrigeration Systems, Designing Subcritical and Transcritical CO₂ Systems and Selecting Suitable Danfoss Components, from www.danfoss.com
- [11] **EN327:2000/A1**, 2002. Heat Exchangers - Forced Convection Air Cooled Refrigerant Condensers – Test Procedure for Establishing Performance, *European Committee for Standardization*, Brussels.
- [12] **F.C. McQuiston**, 1975. Fin Efficiency With Combined Heat And Mass Transfer, *ASHRAE Transactions*, **81**, 350–355, part I
- [13] **F. M. White**, 2004. Akışkanlar Mekaniği (Çev. K. Kırköprü, E. Ayder), Literatür Yayınları, İstanbul.
- [14] **F. Kreith ,D. Yogi Goswami**, 2007. Handbook of Energy Efficiency and Renewable Energy, Taylor & Francis Group LLC, NewYork.
- [15] **Frank P. Incropera, David P. DeWitt**, 2002. Fundamentals of Heat and Mass Transfer: J. Wiley, New York
- [16] **Friterm Termik Cihazlar A.Ş.**, Kanatlı-Borulu Tip Isı Değiştiricilerinde Isı Transfer Lamel Yüzeyi Hesaplama Yöntemi, <http://www.friterm.com>
- [17] **Hatice Canbaz, Hasan Acül**, 2010. CO₂ Akışkanlı Isı Değiştiricisi Ürün Geliştirme Projesi, *Proje Raporu*, Friterm Termik Cihazlar A.Ş., İstanbul
- [18] **Hoo-Kyu Oh, Chang-Hyo Son**, 2010. New Correlation to Predict the Heat Transfer Coefficient in-Tube Cooling of Supercritical CO₂ in Horizontal Macro-Tubes, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Pusan, Republic of Korea
- [19] **J.M. Yin, C.W. Bullard, P.S. Hrnjak**, 2001, R744 Gas Cooler Model Development and Validation, *International Journal of Refrigeration*, **24**, 692-701
- [20] **Kenan Savaş**, 2007. Kontrol Sistemleri İçin Matlab’te Gui Uygulamaları Tasarımı, *Yüksek Lisans Tezi*, Marmara Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Elektronik-Bilgisayar Bölümü, İstanbul
- [21] **MATLAB**, İstanbul Teknik Üniversitesi Bilgisayar Laboratuvarı

- [22] **Naing Tung**, 2008. Thermal Performance Prediction of Finned-Tube Cooling Coil by Equivalent Dry-Bulb Temperature Method, *Lisans Tezi*, Yeditepe Üniversitesi Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul
- [23] **Operation Manual-2**, 2008. Operation Manual for the Certification – Test Procedure for Establishing Performance, *Eurovent Certification Company*, Paris.
- [24] **REFPROP 8.0**, NIST (Lisanslı DLL dosyası Friterm A.Ş.’ den tedarik edilmiştir.)
- [25] **SimpleOneStage.exe**, ADVANSOR
- [26] **Thomas PERROTIN, Denis CLODIC**, 2003, Fin Efficiency Calculation In Enhanced Fin-And-Tube Heat Exchangers In Dry Conditions, International Congress of Refrigeration, Washington, D.C.
- [27] **Url-1** < <http://www.friterm.com>>, alındığı tarih 19.10.2010.
- [28] **Url-2** < <http://www.mathworks.com>>, alındığı tarih 18.06.2010.
- [29] **Url-3** < [http:// www.guentner.de](http://www.guentner.de)>, alındığı tarih 10.07.2010.

EKLER

EK-A

The screenshot shows the 'gascoolerguil' software interface with the following sections and values:

- Coil Input:**
 - Geometry: M 25x19 (Arti...)
 - Finned Length: 500 mm
 - Number of Tubes: 20
 - Tube Thickness: 0.65 mm
 - Number of Rows: 4
 - Fin Thickness: 0.1 mm
 - Number of Circuit: 2
 - Fin Space: 2.1 mm
 - Tube Mat.: Copper
 - Fin Mat.: Aluminium
 - Fin Type: ☒ Louvered
- Air Side:**
 - Atm. Pressure: 101.325 kPa
 - Air Flow: 1449 m3/h
 - Air Inlet Temp.: 23 C
- Tube Side:**
 - CO2 Inlet Temp.: 107.8 C
 - CO2 Flow Rate: 166.4 kg/h
 - CO2 Outlet Temp.: 31.3367 C
 - Gas Cooler Pres.: 9102 kPa
 - Calculation Mode: ☒ Withflow
- Results:**
 - Capacity: 11.1575 kW
 - Air Side Pressure Drop: 46.8624 Pa
 - Air Outlet Temp.: 50.0162 C
 - Tube Side Pressure Drop: 24.6412 kPa
 - Inlet Manifold: 21.3 mm
 - Outlet Manifold: 21.3 mm

A 'Calculate' button is located at the bottom right of the Results section.

Şekil A.1 : Birinci simülasyon sonucu

gascoolergui1

Coil Input

Geometry: M 25x19 (Arti...)

Number of Tubes: 20

Number of Rows: 4

Number of Circuit: 2

Tube Mat.: Copper

Finned Length: 500 mm

Tube Thickness: 0.65 mm

Fin Thickness: 0.1 mm

Fin Space: 2.1 mm

Fin Mat.: Aluminium

Fin Type

☐ Flat

☐ Corrugated

☒ Louvered

Air Side

Atm. Pressure: 101.325 kPa

Air Flow: 1431 m³/h

Air Inlet Temp.: 21.5 C

Tube Side

CO₂ Inlet Temp.: 97.6 C

CO₂ Flow Rate: 167.1 kg/h

CO₂ Outlet Temp.: 31.3909 C

Gas Cooler Pres.: 8599 kPa

Calculation Mode

☒ Withflow

☐ Withoutflow

Results

Capacity: 10.5351 kW

Air Outlet Temp.: 47.383 C

Inlet Manifold: 21.3 mm

Air Side Pressure Drop: 46.0139 Pa

Tube Side Pressure Drop: 26.6122 kPa

Outlet Manifold: 21.3 mm

Calculate

Şekil A.2 : İkinci simülasyon sonucu

gascoolergui1

Coil Input

Geometry: M 25x19 (Arti...)

Number of Tubes: 20

Number of Rows: 4

Number of Circuit: 2

Tube Mat.: Copper

Finned Length: 500 mm

Tube Thickness: 0.65 mm

Fin Thickness: 0.1 mm

Fin Space: 2.1 mm

Fin Mat.: Aluminium

Fin Type

☐ Flat

☐ Corrugated

☒ Louvered

Air Side

Atm. Pressure: 101.325 kPa

Air Flow: 1431 m³/h

Air Inlet Temp.: 20.3 C

Tube Side

CO₂ Inlet Temp.: 87 C

CO₂ Flow Rate: 169 kg/h

CO₂ Outlet Temp.: 32.0233 C

Gas Cooler Pres.: 7911 kPa

Calculation Mode

☒ Withflow

☐ Withoutflow

Results

Capacity: 9.5788 kW

Air Outlet Temp.: 44.5227 C

Inlet Manifold: 21.3 mm

Air Side Pressure Drop: 46.0568 Pa

Tube Side Pressure Drop: 31.2617 kPa

Outlet Manifold: 21.3 mm

Calculate

Şekil A.3 : Üçüncü simülasyon sonucu

FRITERM Termik Cihazlar San. Ve Tic. A.S.



Air Cooled Condenser Performance Test Data

Test Time 2010-3-11 11:15:58

Print Time 2010-3-11 14:12:24

Model		Product No.		Rating capacity	
Medium		Vessel classification		Product standard	
Net weight		Heat interchange area		Pitch of baffle	
Design pressure		Proof test pressure		Maximum operating p	

L_ Air Cooled Condenser					
Condition Room Inlet DB	25	°C	Calorimeter Inlet DB	25	°C
Condensing Pressure	1.829	MPa	Condenser InletTemp.	65	°C
Evaporator/ Condenser Outlet Temp.	37	°C	Ref. flow	292.605	kg/h

	Unit	1	2	3	4	AVG.
Cond. Room Inlet DB	°C	25.10	24.93	25.08	25.01	25.03
Cond. Room Inlet DP	°C	1.03	0.91	0.69	0.55	0.79
Calo.Room Inlet DB	°C	25.01	25.04	25.07	25.06	25.05
Calo.Room Inlet DP	°C	6.69	6.67	6.66	6.65	6.67
Relative Humidity	%	30.44	30.37	30.27	30.26	30.34
Calo.Room Outlet DB	°C	37.10	37.06	37.04	37.10	37.07
Condenser entering Temp. (R744)	°C	64.75	64.72	64.65	65.02	64.78
Condensing Pressure (R744)	MPa	7.650	7.641	7.652	7.643	7.647
Sat. temp of entering Vapor (R744)	°C	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Liquid Pressure Before. EXPV. (R744)	MPa	5.01	5.01	5.01	5.00	5.01
CON Entering Vapor SH (R744)	°C	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
CON Leaving liquid SC (R744)	°C	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Pressure Drop (R744)	Kpa	267.887	268.545	263.159	260.832	265.106
DMP1 Voltage	V	220.42	220.59	221.66	220.82	220.87
DMP1 Current	A	1.82	1.83	1.83	1.83	1.83
DMP1 Watt	W	396.61	397.45	399.80	397.86	397.93
DMP1 Power Factor		98.56	98.49	98.47	98.48	98.50
DMP1 Power Frequency	HZ	49.98	49.98	50.03	49.99	50.00
DMP1 Duration Time	s	30:24	25:22	20:19	15:22	22:52
DMP2 ?? Watt	W	6272.67	6357.00	6456.33	6642.07	6432.02
Energy Supply To Calo.Room	kJ	13029.49	10997.61	8938.20	6866.19	9957.87
Calo. Room Capacity	kW	13.15	13.10	13.02	12.87	13.03
Leaving Enthalpy (R744)	kJ/kg	300.247	300.238	300.162	299.985	300.158
Entering Enthalpy (R744)	kJ/kg	471.290	471.355	471.111	471.840	471.399
Discharge Mass Flow (R744)	kg/h	284.407	283.027	281.023	279.061	281.879
Standard Capacity (R744)	kW	13.513	13.453	13.345	13.321	13.408
Thermal equilibrium coefficient	%	2.69	2.66	2.49	3.46	2.83
Calo. Wall inside Temp.	°C	25.16	25.15	25.17	25.14	25.15
Calo. Wall outside Temp.	°C	25.11	24.94	25.13	24.99	25.04
Heat Leakage	W	-0.69	-3.28	-0.60	-2.32	-1.72
Calo. Room AHU Inlet Temp.	°C	18.30	18.28	18.29	18.28	18.29
Calo. Room AHU Outlet Temp.	°C	22.67	22.66	22.68	22.67	22.67
Condenser Leaving liquid Temp.(R744)	°C	31.36	31.33	31.36	31.32	31.34
Liquid Side Capacity	kW	20.30	20.33	20.35	20.32	20.32

结论 Conclusion	ghjdhdfgh	备注 Remark	gffghdfh
------------------	-----------	--------------	----------

Tested by:

Reviewed by

Approved by:

Şekil B.1 : Birinci deney raporu

Air Cooled Condenser Performance Test Data

Test Time 2010-3-11 14:15:57

Print Time 2010-3-11 18:32:43

Model		Product No.		Rating capacity	
Medium		Vessel classification		Product standard	
Net weight		Heat interchange area		Pitch of baffle	
Design pressure		Proof test pressure		Maximum operating p	

L_ Air Cooled Condenser					
Condition Room Inlet DB	25	°C	Calorimeter Inlet DB	25	°C
Condensing Pressure	1.829	MPa	Condenser InletTemp.	65	°C
Evaporator/ Condenser Outlet Temp.	37	°C	Ref. flow	195.413	kg/h

	Unit	1	2	3	4	AVG.
Cond. Room Inlet DB	°C	25.02	24.86	25.11	25.01	25.00
Cond. Room Inlet DP	°C	-0.91	-0.75	-0.66	-0.75	-0.77
Calo.Room Inlet DB	°C	25.01	24.99	24.99	25.00	25.00
Calo.Room Inlet DP	°C	4.36	4.34	4.32	4.30	4.33
Relative Humidity	%	25.84	25.83	25.81	25.75	25.81
Calo.Room Outlet DB	°C	41.66	41.66	41.55	41.58	41.61
Condenser entering Temp. (R744)	°C	84.93	85.09	84.89	84.77	84.92
Condensing Pressure (R744)	MPa	9.196	9.204	9.201	9.200	9.200
Sat. temp of entering Vapor (R744)	°C	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Liquid Pressure Before. EXPV. (R744)	MPa	5.01	5.01	5.01	5.01	5.01
CON Entering Vapor SH (R744)	°C	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
CON Leaving liquid SC (R744)	°C	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Pressure Drop (R744)	Kpa	127.607	127.255	127.812	127.182	127.464
DMP1 Voltage	V	221.25	220.83	221.86	221.32	221.32
DMP1 Current	A	1.82	1.82	1.82	1.82	1.82
DMP1 Watt	W	397.71	396.72	398.93	397.40	397.69
DMP1 Power Factor		98.64	98.63	98.64	98.61	98.63
DMP1 Power Frequency	HZ	49.99	49.97	50.00	49.97	49.98
DMP1 Duration Time	s	15:57	10:59	05:56	04:45	09:24
DMP2 ?? Watt	W	10223.10	10228.00	10211.00	10197.67	10214.94
Energy Supply To Calo.Room	kJ	10181.09	7007.54	3792.57	3074.33	6013.88
Calo. Room Capacity	kW	14.70	14.74	14.74	14.73	14.73
Leaving Enthalpy (R744)	kJ/kg	260.764	260.706	260.624	260.742	260.709
Entering Enthalpy (R744)	kJ/kg	487.697	487.868	487.594	487.392	487.638
Discharge Mass Flow (R744)	kg/h	227.727	227.469	227.590	227.093	227.470
Standard Capacity (R744)	kW	14.355	14.353	14.349	14.297	14.339
Thermal equilibrium coefficient	%	-2.38	-2.63	-2.65	-2.80	-2.62
Calo. Wall inside Temp.	°C	25.27	25.23	25.23	25.23	25.24
Calo. Wall outside Temp.	°C	25.06	24.96	25.13	25.04	25.05
Heat Leakage	W	-3.16	-4.33	-1.65	-2.97	-3.03
Calo. Room AHU Inlet Temp.	°C	15.26	15.26	15.25	15.27	15.26
Calo. Room AHU Outlet Temp.	°C	22.55	22.55	22.56	22.63	22.57
Condenser Leaving liquid Temp.(R744)	°C	25.70	25.69	25.66	25.69	25.68
Liquid Side Capacity	kW	25.34	25.37	25.39	25.68	25.45

结论	ghjdhdgh	备注	gffghdh
Conclusion		Remark	

Tested by:

Reviewed by

Approved by:

Şekil B.2 : İkinci deney raporu

EK-C

The screenshot shows the 'gascoolerguil' software interface. The 'Coil Input' section includes: Geometry (F 25x22-5/16), Finned Length (1140 mm), Number of Tubes (20), Tube Thickness (0.9 mm), Number of Rows (3), Fin Thickness (0.1 mm), Number of Circuit (2), Fin Space (2.5 mm), Tube Mat. (Copper), and Fin Mat. (Aluminium). The 'Fin Type' section has radio buttons for Flat, Corrugated (selected), and Louvered. The 'Air Side' section includes: Atm. Pressure (101.325 kPa), Air Flow (6860 m3/h), and Air Inlet Temp. (25.03 C). The 'Tube Side' section includes: CO2 Inlet Temp. (64.78 C), CO2 Flow Rate (281.879 kg/h), CO2 Outlet Temp. (31.7883 C), and Gas Cooler Pres. (7647 kPa). The 'Calculation Mode' section has radio buttons for Withflow (selected) and Withoutflow. The 'Results' section includes: Capacity (12.9495 kW), Air Side Pressure Drop (76.4793 Pa), Air Outlet Temp. (32.1773 C), Tube Side Pressure Drop (245.4702 kPa), Inlet Manifold (26.9 mm), and Outlet Manifold (21.3 mm). A 'Calculate' button is located at the bottom right.

Şekil C.1 : Birinci deney için simülasyon sonucu

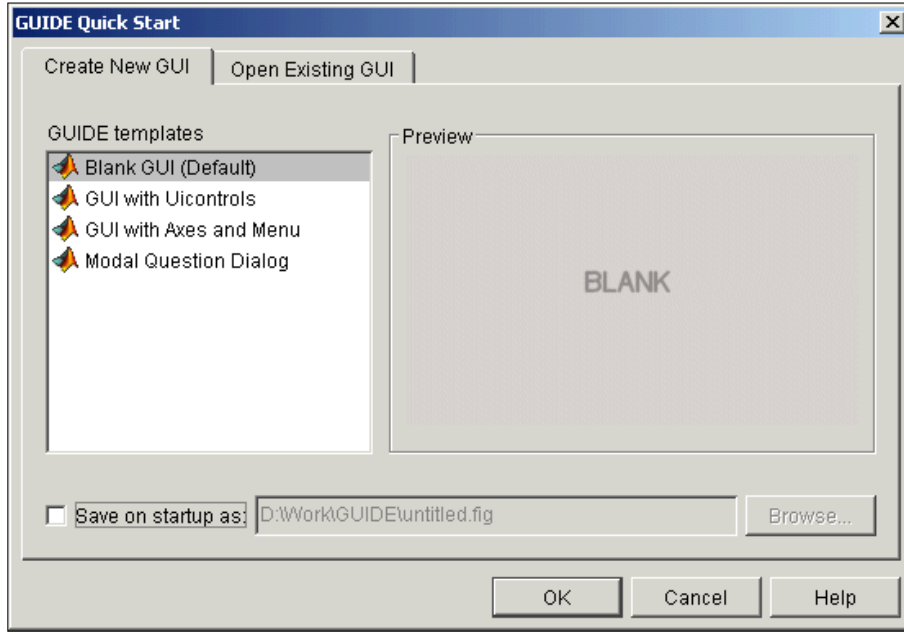
The screenshot shows the 'gascoolerguil' software interface. The 'Coil Input' section includes: Geometry (F 25x22-5/16), Finned Length (1140 mm), Number of Tubes (20), Tube Thickness (0.9 mm), Number of Rows (3), Fin Thickness (0.1 mm), Number of Circuit (2), Fin Space (2.5 mm), Tube Mat. (Copper), and Fin Mat. (Aluminium). The 'Fin Type' section has radio buttons for Flat, Corrugated (selected), and Louvered. The 'Air Side' section includes: Atm. Pressure (101.325 kPa), Air Flow (6860 m3/h), and Air Inlet Temp. (25 C). The 'Tube Side' section includes: CO2 Inlet Temp. (84.92 C), CO2 Flow Rate (227.47 kg/h), CO2 Outlet Temp. (25.8436 C), and Gas Cooler Pres. (9200 kPa). The 'Calculation Mode' section has radio buttons for Withflow (selected) and Withoutflow. The 'Results' section includes: Capacity (14.3071 kW), Air Side Pressure Drop (76.5128 Pa), Air Outlet Temp. (33.8535 C), Tube Side Pressure Drop (111.6249 kPa), Inlet Manifold (26.9 mm), and Outlet Manifold (21.3 mm). A 'Calculate' button is located at the bottom right.

Şekil C.2 : İkinci deney için simülasyon sonucu

EK-D

Graphical User Interface(GUI) olarak tanımlanan modül, içerdiği görsel nesneler ve fonksiyonlar sayesinde ara yüzlü program tasarlanmasına olanak tanır. İçerdiği radyo butonları, araç çubukları, checkbox v.b. nesnel uygulamalar ile yapılan çalışmalara görsellik kazandırmasının yanı sıra aynı zamanda hazırladığımız alt fonksiyonları da kullanma imkânı taşır. Her bir nesne veya komponentin altında çalışan “callback” adı verilen fonksiyon mevcuttur. Bu şekilde ilgili komponent ekranda aktive edilmesi sonucu kod bölümünde callback fonksiyonu verilen emri yerine getirmiş olur.

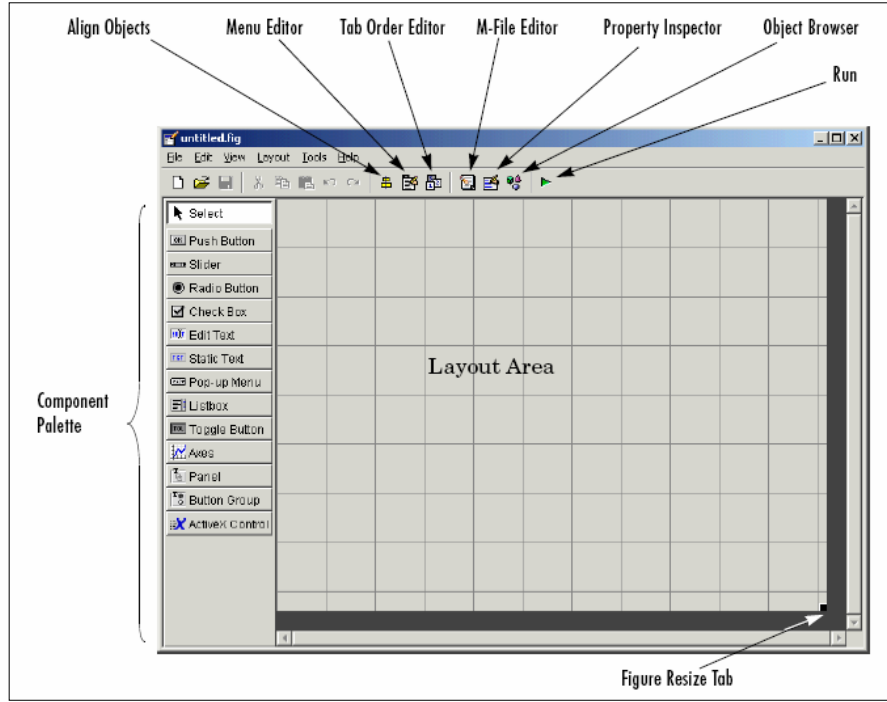
GUI çalışma ekranını aktif etmek için komut satırına GUIDE emri verilerek veya Start bölümünden GUIDE seçilerek istediğimiz çalışma modülü gelir. Gelen ekrandan hem yeni bir çalışma sayfası veya var olan çalışma sayfalarından biri açılabilir.



Şekil D.1 :GUI başlangıç sayfası [21].

Yeni bir ekran modellediğimizi varsayarsak “Blank GUI” ifadesini seçer ve devam ettiğimiz zaman aşağıdaki çalışma sayfası ekranımıza gelir.

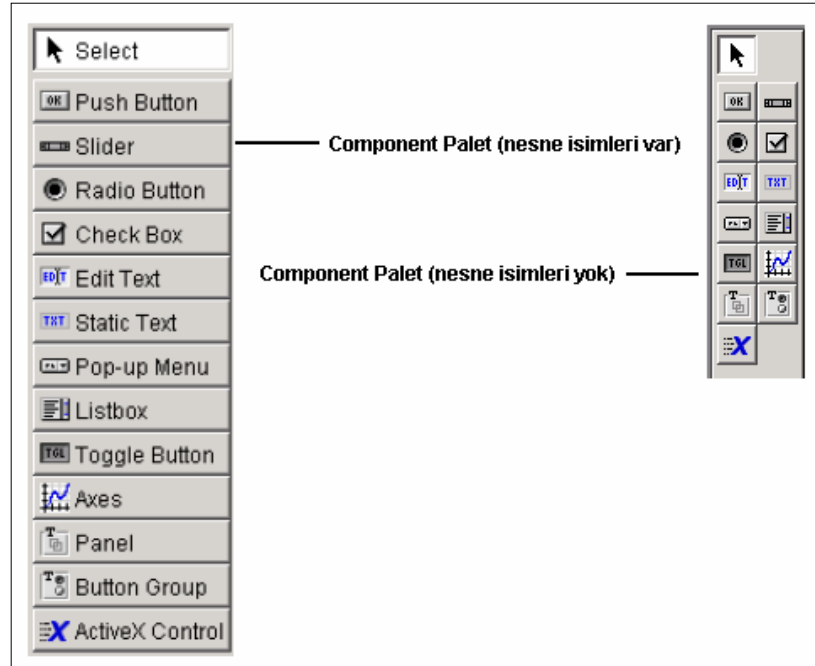
Şekil D.2’ de gösterilen boş çalışma sayfasında bulunan komponentleri tanıyabiliriz.



Şekil D.2 :GUI yeni çalışma sayfası [21].

“Layout Area”, boş çalışma ekranıdır. Ekranın sol tarafındaki nesneler bu bölüme getirilerek ara yüz istenildiği gibi tasarlanabilir.

“Component Palette” bölümü ekrana yerleştirilebilecek tüm komponentleri içermektedir.



Şekil D.3 :GUI ekranında kullanılabilecek nesneler [28].

“Figure Resize” seçeneği ile ekranın boyutu ayarlanmaktadır.

“M-File” seçeneği ile hazırlanan ara yüzlü programın arka tarafında çalışan kodları görme imkanı buluruz. Böylece nesneler ile hazırlanan kodlar arasındaki bağlantı bu bölümde hazırlanmış olur.

“Menü Editör” seçeneği ile File, Edit v.b. menü seçenekleri ekranda tasarlanabilir.

“Align Objects” seçeneği ile ekrana yerleştirilen nesnelerin yatay ve dikey olarak hizalanması yapılır.

“Tab Order Editor” seçeneği ile nesneler arası geçişi sağlayan “Tab” tuşunun hangi sıralamayı takip edeceği belirlenir.

“Property Inspector” seçeneği ile ekrana yerleştirilen nesnenin görünüm, isimlendirme ve değer atanması v.b. özellikleri belirlenir.

“Object Browser” seçeneği ile ekrana hangi nesnelerin yerleştirildiği gözlemlenir.

“Run” seçeneği ile tasarımcı hazırlamış olduğu programı simüle etme imkânı bulur.

Ekranın sol tarafında “Component Palette” bölümünde program tasarlarken kullanabileceğimiz nesnelerin bulunduğunu belirtmiştik. Şimdi bu nesneleri daha yakından tanıyabiliriz;

“Push Button ” seçeneğine tıklandığında yerine getirilmesi istenen işlemler bu butonun altındaki callback komutunun altına yazılır. Şekil D.4’ de bu butonun programlanmasına yönelik örneğe yer verilmiştir.

```
function calculate_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject      handle to calculate (see GCBO)
% eventdata    reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles      structure with handles and user data (see GUIDATA)
```

Şekil D.4 :Push Button programlaması.

“Toggle Button ” seçeneği ile iki farklı seçenek içeren durumlarda örneğin; bu buton basılı ise bir işlemin, bu buton basılmamış ise başka işlemlerin yapılması gerektiğinde kullanılır. Şekil D.5’ de bu butonun programlanmasına yönelik örneğe yer verilmiştir.

```

function togglebutton1_Callback(hObject, eventdata, handles)
    button_state = get(hObject, 'Value');
    if button_state == get(hObject, 'Max')
        % Toggle buton basıldığında yapılacak işlemler
        ...
    elseif button_state == get(hObject, 'Min')
        % Toggle buton basılmadığı durumda yapılacak işlemler
        ...
    end
end

```

Şekil D.5 :Toggle Button programlanması [20].

“Radio Button ” ile birden fazla durumdan sadece bir tanesinin seçilmesi durumunda kullanılır. “Button Group” nesnesi daha çok tercih edilir. Şekil D.6’ de bu nesnenin programlanmasına yönelik örneğe yer verilmiştir.

```

if (get(hObject, 'Value') == get(hObject, 'Max'))

else

end

```

Şekil D.6 :Radio Button programlanması [20].

“Check Box ” ile kullanıcı birden fazla seçim durumunda kullanıcı birden fazla alternatifi seçme imkânı bulur. Şekil D.7’ de bu nesnenin programlanmasına yönelik örneğe yer verilmiştir.

```

function checkbox1_Callback(hObject, eventdata, handles)
    if (get(hObject, 'Value') == get(hObject, 'Max'))

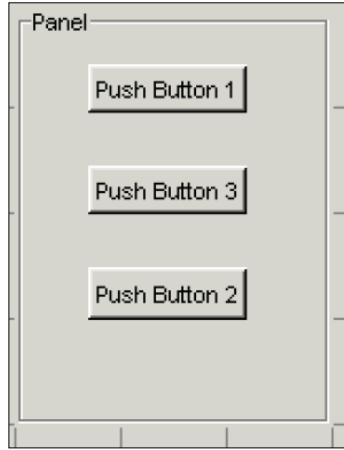
    else

    end
end

```

Şekil D.7 :Check Box programlanması [20].

“Panel ” nesnelerin kullanıcıya daha anlamlı ve güzel gözükmesini sağlayan, ayrıca tasarımcıya GUI dizaynında kolaylık sunan bir nense olup, nesnelerin gruplanması ve bir arada gösterilmesi amacıyla kullanılır. Şekil D.18’ de panel tasarımına yönelik örneğe yer verilmiştir.



Şekil D.8 :Panel tasarımı [20].

“Edit Text ” seçeneği ile kullanıcı bilgi girmek ya da bir değerin alınması imkânı bulur. Kullanıcının ekranda girdiği değer arka planda “string” olarak tanımlanır. Bu sebepten dolayı alınan bu değer kod yazılarak istendiğinde rakama çevrilmelidir. Şekil D.9’ da bu nesnenin programlanmasına yönelik örneğe yer verilmiştir.

```
function Lin_Callback(hObject, eventdata, handles)
    L=str2num(get(handles.Lin,'String'))*10^(-3);
```

Şekil D.9 :Edit Text programlanması [20].

“Static Text ” seçeneği ile kullanıcıya bilgi vermek ya da ekranda bir sonuç göstermek amaçlanır. Kullanıcının ekranda gördüğü değer arka planda sayı olarak tanımlanır. Bu sebepten dolayı alınan bu değer kod yazılarak istendiğinde “srtring” olarak çevrilmelidir. Şekil D.10’ da bu nesnenin programlanmasına yönelik örneğe yer verilmiştir.

```
function Q_Callback(hObject, eventdata, handles)
    set(handles.Q,'String',num2str(Q/1000));
```

Şekil D.10 :Static Text programlanması [20].

“Silde ” seçeneği ile kullanıcı giriş değerini kaydırma işlemiyle bu nesneden tedarik edebilir. Şekil D.11’ de bu nesnenin programlanmasına yönelik örneğe yer verilmiştir.

```
function slider1_Callback(hObject, eventdata, handles)
    slider_value = get(hObject,'Value');
```

Şekil D.11 :Slider programlanması [20].

“List Box ” seçeneği ile kullanıcı istediği herhangi bir girdi değerini listeden seçerek alır. Şekil D.12’ de bu nesnenin programlanmasına yönelik örneğe yer verilmiştir.

```
function listbox1_Callback(hObject, eventdata, handles)
    index_selected = get(hObject, 'Value');
    list = get(hObject, 'String');
    item_selected = list(index_selected);
```

Şekil D.12 :Slider programlanması [20].

“Pop-Up Menu ” seçeneği ile kullanıcı istediği herhangi bir girdi değerini açılan listeden seçerek alır. Şekil D.13’ de bu nesnenin programlanmasına yönelik örneğe yer verilmiştir.

```
function popupmenu1_Callback(hObject, eventdata, handles)
    val = get(hObject, 'Value');
    switch val
    case 1

    case 2

        otherwise
    end
```

Şekil D.13 :Pop-Up Menü programlanması [20].

“Button Group ” seçeneği ile Radio veya Toggle tipteki buton nesnelerinin bir arada kullanılarak kullanıcının birden fazla seçenekten sadece bir tanesini seçmesini sağlanır. Şekil D.14’ de bu nesnenin programlanmasına yönelik örneğe yer verilmiştir.

```
function uibuttongroup1_SelectionChangeFcn(hObject, eventdata, handles)
    switch get(hObject, 'Tag')
    case 'radiobutton1'

    case 'radiobutton2'

    case 'togglebutton1'

    case 'togglebutton2'

        otherwise
    end
```

Şekil D.14 :Button Group programlanması [20].

Tasarlanan program üç ana bölmeden oluşmaktadır. Ekranın üst bölümünde ısı değiştiricisi bataryası ile parametreler mevcuttur. Özellikle, kanat formu yine bu alanda tanımlanmıştır. Ekranın orta bölümünde ise hava ve R744 gazı ile ilgili girdiler mevcuttur. Hesaplama şekli ile ilgili debili/debisiz seçeneği yine bu bölümde yer almaktadır. Ekranın alt bölümünde ise çıktılar mevcuttur. Bunlar arasında kapasite, basınç kaybı ve kollektör seçimi vardır.

The screenshot shows the 'gascoolerGUI1' window with the following sections:

- Coil Input:**
 - Geometry: M 25x19 (Arti...)
 - Finned Length: 500 mm
 - Number of Tubes: 20
 - Tube Thickness: 0.65 mm
 - Number of Rows: 4
 - Fin Thickness: 0.1 mm
 - Number of Circuit: 2
 - Fin Space: 2.1 mm
 - Tube Mat.: Copper
 - Fin Mat.: Aluminium
 - Fin Type: ☒ Flat, ☐ Corrugated, ☐ Louvered
- Air Side:**
 - Atm. Pressure: 101.325 kPa
 - Air Flow: 1431 m³/h
 - Air Inlet Temp.: 21.5 C
- Tube Side:**
 - CO2 Inlet Temp.: 97.6 C
 - CO2 Flow Rate: 167.1 kg/h
 - CO2 Outlet Temp.: 31.39 C
 - Gas Cooler Pres.: 8599 kPa
 - Calculation Mode: ☒ Withflow, ☐ Withoutflow
- Results:**
 - Capacity: 0 kW
 - Air Side Pressure Drop: 0 Pa
 - Air Outlet Temp.: 0 C
 - Tube Side Pressure Drop: 0 kPa
 - Inlet Manifold: 0 mm
 - Outlet Manifold: 0 mm
- Buttons:** A 'Calculate' button is located at the bottom right.

Annotations with arrows point to specific areas:

- BATARYA TANIMI** points to the 'Fin Type' section.
- HAVA ve GAZ İLE İLGİLİ GİRDİLER** points to the 'Calculation Mode' section.
- SONUÇLAR** points to the 'Results' section.

Şekil D.15 :Gaz Soğutucu Hesaplama Menüsü [21].

ÖZGEÇMİŞ



Adı Soyadı: Fatih KASAP

Doğum Yeri ve Tarihi: Karabük-28.11.986

Adres: Zincirlikuyu Mah. Tuzla Cad. Ziraat Bankası Loj. No:3 Darıca/KOCAELİ

Lisans Üniversitesi: İstanbul Teknik Üniversitesi

Yayın Listesi:

Kasap F. 2010: Thermoeconomical Analysis of Forced Circulated Heat Recovery Systems By Bin Method. *IX. International HVAC+R Technology Symposium*, May 3-5, 2010 Istanbul, Turkey.