

T.C.
GEBZE TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

CO₂ AKIŞKANLI SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE
KULLANILAN KANATLI BORULU ISI
DEĞİŞTİRİCİLERİNİN TERMAL ANALİZİ

BİRCE AZERİ
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

GEBZE
2019

T.C.
GEBZE TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

CO₂ AKIŞKANLI SOĞUTMA
SİSTEMLERİNDE KULLANILAN
KANATLI BORULU
ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN
TERMAL ANALİZİ

BİRCE AZERİ
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

DANIŞMANI
PROF. DR. ALP ER ŞEVKİ KONUKMAN
GEBZE

2019

T.R.
GEBZE TECHNICAL UNIVERSITY
GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

**THERMAL ANALYSIS OF FIN AND TUBE
HEAT EXCHANGERS IN REFRIGERATION
SYSTEMS UTILISING CO₂ AS A
REFRIGERANT**

BİRCE AZERİ

**A THESIS SUBMITTED FOR THE DEGREE OF
MASTER OF SCIENCE
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING**

**THESIS SUPERVISOR
PROF. DR. ALP ER ŞEVKİ KONUKMAN**

GEBZE

2019

GTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun 19/06/2019 tarih ve 2019/27 sayılı kararıyla oluşturulan jüri tarafından 16/07/2019 tarihinde tez savunma sınavı yapılan Birce AZERİ' nin tez çalışması Makine Mühendisliği Anabilim Dalında YÜKSEK LİSANS tezi olarak kabul edilmiştir.

JÜRİ

ÜYE

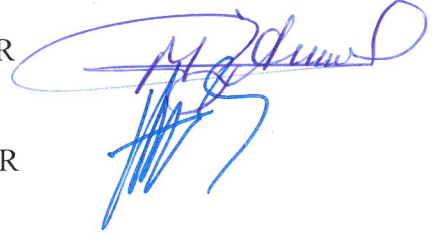
(TEZ DANIŞMANI)

: PROF. DR. ALP ER ŞEVKİ KONUKMAN



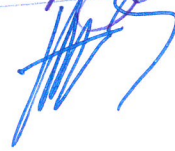
ÜYE

: PROF. DR. MUSTAFA ÖZDEMİR



ÜYE

: DR. ÖĞR. ÜYESİ HASAN ŞILDIR



ONAY

Gebze Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun

...../...../..... tarih ve/..... sayılı kararı.

ÖZET

Endüstriyel Soğutma uygulamalarında yaygın kullanılan halokarbon soğutucu akışkanların çevre üzerindeki olumsuz etkilerinin anlaşılması ve bu konuda ülkelerarası çeşitli yasal yönetmeliklerin sonucu ortaya çıkan yaptırımlar, doğal ve alternatif soğutucu akışkanlara yönelik araştırma faaliyetlerine hız kazandırmıştır.

Üstün termofiziksel özelliklerinin yanı sıra düşük küresel ısınma etkisi ($GWP=1$) ve sıfır ozon tüketme potansiyeli ($ODP=0$) ile soğutucu akışkan olarak CO_2 kullanımı, uzun bir aradan sonra endüstriyel soğutma uygulama ve araştırma faaliyetlerinde tekrar ilgi çekici konuma gelmiştir.

CO_2 , $31,06\text{ }^{\circ}C$ düşük kritik nokta sıcaklığı ve $73,6$ bar yüksek kritik nokta basıncına sahiptir. Transkritik CO_2 çevriminde, klasik buhar sıkıştırırmalı çevrimlerde olduğu gibi akışkanın kondenserde yoğunlaşarak atmosfere ısı atması mümkün değildir. Transkritik bölgede çevreye ısı geçişi gaz fazındaki CO_2 ' in yoğunlaşmadan, sıcaklığının düşmesiyle gerçekleşir. Özellikle çevre ortam sıcaklığının kritik nokta üzerinde seyrettiği iklim bölgelerinde çevrim uygulaması “Kritik Üstü (Transkritik)” ve çevrimde kullanılan basma hattı ısı değiştiricisi ise “Gaz Soğutucu” olarak adlandırılmaktadır. Kritik üstü bölgede farklı sıcaklık ve basınç değerlerinde CO_2 ' in özgül ısı ve ısı taşınım katsayısında keskin değişimler görülmektedir. Bu parametrelerdeki sapmalar teorik olarak Nusselt sayısında dolayısıyla gaz soğutucu kapasite hesaplamalarında hataya yol açmaktadır.

Bu çalışmada, ‘Ortalama Logaritmik Sıcaklık Farkı (LMTD)’ yöntemi kullanılarak kanatlı borulu gaz soğutucu ısıl kapasitesi nümerik olarak MathCad 14 yazılımında hesaplanmıştır. Tasarımı yapılan iki farklı prototip EN327 – EN328 standartlarında kurulmuş olan ‘Ortamla Dengeli Kalorimetrik Test Odasında’ test edilerek, kapasiteler ve teorik hesaplamaların regresyon analizi yapılmış ve deney sonuçları ile en hassas sonucu veren korelasyon belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: CO_2 , Gaz Soğutucu, Kanatlı Borulu Isı Değiştirici, Süperkritik CO_2 , Transkritik Çevrim.

SUMMARY

Understanding of the direct negative effects of halocarbon refrigerants which are widely used in industrial cooling systems on the environment and the sanctions resulting from various legal regulations on this issue have accelerated the research activities for natural and alternative refrigerants.

In addition to its superior thermophysical properties, its low global warming effect and its zero Ozone Depletion Potential, CO₂ use as refrigerant has become interesting again in industrial cooling applications and research activities.

The critical point of CO₂ is at a relatively low temperature at (31,06 °C), at high pressure (73.6 bar). The supercritical CO₂ cycle heat rejection to ambient air which is different from conventional vapor compression cycle is occur at above the critical point and without any condensation. In transcritical region, heat transfer to the environment occurs with decreasing of the temperature without condensing of fluid. Especially in the climate regions where the ambient temperature is above the critical point, the cycle application is called 'Transcritical' and the heat exchanger used in discharge line is called 'Gas Cooler'.

In supercritical region, the specific heat of carbon dioxide and the heat conductivity are drastically changed at different temperature and pressure values. The deviations in these parameters lead to uncertainty in theoretically calculated Nusselt numbers and also gas cooler thermal capacity.

In this study, the thermal capacity of the finned tube gas cooler was calculated numerically in MathCad 14 software by using the Logarithmic Mean Temperature Difference method. The two different prototypes designed were tested in the Environment Balanced Calorimetric Test Room established in EN327 - EN328 standards, and capacities and theoretical calculations were evaluated with the regression analyses. The most sensitive correlation with the experimental results were determined.

Key Words: CO₂, Fin and Tube Heat Exchanger, Gas Cooler, Supercritical CO₂, Transcritical Cycle.

TEŞEKKÜR

Başta, yüksek lisans eğitimim süresince desteğini hiçbir zaman esirgemeyip bilgisi ile bu çalışmanın oluşmasının yolunu açan danışmanım Prof. Dr. Alp Er Şevki KONUKMAN' a,

Yüksek lisans eğitimim ve tez çalışmam boyunca bana yardımlarını sunan FRİTERM Yönetim Kurulu Başkanı Sn. A. Metin Duruk, Yönetim Kurulu Başkan Yardımcısı Sn. Naci Şahin, Ar-ge Bölüm Müdürü Sn. Hüseyin ONBAŞIOĞLU başta olmak üzere tüm FRİTERM ailesine,

Bütün çalışmam boyunca yanımda olan, bilgi ve tecrübelerini benimle paylaşan değerli arkadaşım Friterm Ar-Ge Mühendisi Mehmet Harun SÖKÜCÜ' ye,

Çalışmam süresince bu alandaki tecrübelerini ve bilgi birikimini benimle paylaşan Sn. Prof. Dr. Feridun ÖZGÜÇ' e,

ve hayatım boyunca olduğu gibi bu çalışmam süresince de beni destekleyen annem Gülten AZERİ' ye en içten teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	v
SUMMARY	vi
TEŞEKKÜR	vii
İÇİNDEKİLER	viii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ	x
TABLolar DİZİNİ	xi
1. GİRİŞ	1
2. SOĞUTMA ÇEVİRİM UYGULAMALARINDA KULLANILAN AKIŞKANLAR VE SOĞUTUCU AKIŞKAN OLARAK CO ₂	5
2.1. Soğutucu Akışkan Türleri	
2.1.1. Halokarbonlar	6
2.1.2. Azeotrop Karışımlar	7
2.1.3. Zeotrop Karışımlar	8
2.1.4. İnorganik Bileşikler	8
2.1.4.1. Hidrokarbonlar	8
2.2. Soğutucu Akışkanlarının Çevresel Etkileri ve Yasal Yönetmelikler	9
2.2.1. Ozon Tüketme Potansiyeli (ODP)	9
2.2.2. Küresel Isınma Potansiyeli (GWP)	11
2.2.3. Yasal Yönetmelikler ve Çevresel Kaygılar	13
2.3. Soğutucu Akışkan Olarak CO ₂ Kullanımı ve Tarihçesi	14
2.3.1. Soğutucu Akışkan Olarak CO ₂ ' in Dikkat Çekici Özellikleri	15
2.3.1.1. CO ₂ Akışkanın Termofiziksel Özellikleri	16
2.4. CO ₂ Akışkanlı Soğutma Çevrim Uygulamaları	18
2.4.1. Subkritik (Kritik Altı) Çevrim	19
2.4.1.1. Kaskad Çevrim	19
2.4.1.2. Pompa Sirkülasyonlu Subkritik CO ₂ Çevrim	20
2.4.1.3. Düşük Sıcaklık Kademesi Direkt Genleşmeli Orta Sıcaklık Kademesi Pompa Sirkülasyonlu Subkritik Çevrim	21

2.4.2. Transkritik Çevrim Uygulamaları	22
3. LİTERATÜR TARAMASI	24
3.1. Transkritik Çevrim Performans İyileştirme Çalışmaları	24
3.2. Süperkritik CO ₂ Akışkan Taraf Nusselt Korelasyonları	27
4. GAZ SOĞUTUCU TASARIMI VE NÜMERİK HESAPLAMA METODOLOJİSİ	33
4.1. Kanatlı Borulu Isı Değiştiricisini Oluşturan Parçalar	33
4.2. Gaz Soğutucu Isıl Kapasitesini Etkileyen Geometrik Parametreler	34
4.2.1. Kanatlı Borulu Gaz Soğutucu Boru Malzemesinin Tayini	35
4.2.2. Lamel Bloğu Malzemesi ve Lamel Formunun Tayini	36
4.2.3. Lamel Geometrisinin Tayini	37
4.3. Kanatlı Borulu Gaz Soğutucu Modellemesi ve Nümerik Hesaplama Metodolojisi	38
4.3.1. Geometrik Özelliklerin Tariflenmesi	39
4.3.1.1. Lamel Geometrisi – Borular ve Sıralar Arası Eksenel Mesafe (BST x BSL)	39
4.3.1.2. Boru Dizilimi	40
4.3.1.3. Boru Çapı ve Boru Et Kalınlığı (Do, Do, Din)	41
4.3.1.4. Lamel Adımı ve Kalınlığı	41
4.3.1.5. Lamel Formu (Düz/Kaburgalı/Patlatmalı)	41
4.3.1.6. Lamel Malzemesinin Tayini	41
4.3.1.7. Boru Sayısı	41
4.3.1.8. Sıra Sayısı	42
4.3.1.9. Devre Sayısı	42
4.3.2. Nümerik Hesaplama Algoritması	43
4.3.2.1. SBS Hesaplama Metodolojisi	43
4.3.2.2. Isıl Tasarım Giriş Parametrelerinin Tanımlanması	47
4.3.2.3. CO ₂ ve Havanın Fiziksel Özellikleri	48
4.3.2.4. Hava Tarafı Isı Taşının Katsayısı ve Lamel Verimliliği Hesabı	49
4.3.2.5. CO ₂ Isı Taşınım Katsayısının Hesabı	50
4.3.2.6. Toplam Isı Transfer Katsayısı ve Kapasite Hesabı	53
5. DENEYSEL ÇALIŞMA	55

5.1. Gaz Soğutucu Kalorimetrik Test Çalışması	55
5.2. Test İşlemi ve Ölçüm Kayıt Sistemi	56
5.2.1. Kompresör	57
5.2.2. Debimetre	57
5.2.3. ICMT Valf ve Gaz Bypass Valfi	63
5.2.4. Güvenlik Vanaları	64
5.3. Test Hazırlık Aşaması ve Çalışma Koşulları	64
6. TARTIŞMA	68
6.1. Kanatlı Borulu Gaz Soğutucu Isıl Kapasitesinin Deneysel Doğrulanması	68
6.2. Test Sonuçlarının Analizi	73
6.2.1. Prototip-1 Test Koşulları ve Sonuçları	73
6.2.2. Prototip-2 Test Koşulları ve Sonuçları	78
7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	85
KAYNAKLAR	88
ÖZGEÇMİŞ	92
EKLER	93

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

<u>Simgeler ve</u>	<u>Açıklamalar</u>
<u>Kısaltmalar</u>	
μ_g	: CO ₂ Viskozite
Δ	: Lamel Kalınlığı
ΔL	: Hatve
$A_{f_{min}}$	: Minimum Hava Akış Alanı
A_{TB}	: Boru Dış Yüzey Alanı
BS_L	: Sıralar Arası Mesafe
BS_T	: Borular Arası Mesafe
CFC	: Kloroflorokarbon
c_p	: Özgül Isı (kJ/kg.K)
D_h	: Hava Tarafı Hidrolik Çap
D_{in}	: Boru İç Çapı
D_o	: Boru Dış Çapı
F_C	: Dalgalı Lamel Formu Düzeltme Faktörü
f_g	: Sürtünme Faktörü
G_a	: Hava Kütle Akısı
G_g	: Boru içi kütle akısı
GWP	: Küresel Isınma Potansiyeli
Gz	: Graetz Sayısı
h	: Özgül Entalpi (kJ/kg), ısı transfer katsayısı (W/m ² .K)
h_{air}	: Hava Tarafı Isı taşınım katsayısı
HC	: Halokarbon
HCFC	: Hidrokloroflorokarbon
HFC	: Hidroflorokarbon
h_g	: CO ₂ Isı Taşınım Katsayısı
ICMT	: Yüksek Basınç Kontrol Valfi
J_a	: Düzeltme Faktörü
JP	: Colburn Faktörü
k	: Isı İletim Katsayısı (W/m.K)
k_{fin}	: Lamel ısı iletim katsayısı

k_g	: CO ₂ Isı İletim Katsayısı
L	: Boru Uzunluğu
l_f	: Karakteristik uzunluk
LMTD	: Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı (K)
NC	: Devre Sayısı
N_{row}	: Sıra Sayısı
N_{tube}	: Boru Sayısı
Nu_b	: Serbest Akış Sıcaklığındaki Nusselt Sayısı
Nu_w	: Duvar Sıcaklığındaki Nusselt Sayısı
ODP	: Ozon Tüketme Potansiyeli
Pr_g	: CO ₂ Prandtl Sayısı
R_{air}	: Hava Tarafı Isıl Direnç
Re	: Reynold Sayısı
Re_D	: Reynold Sayısı (Hava)
Re_g	: Reynold Sayısı (CO ₂)
R_g	: CO ₂ ' in Isıl Direnci
R_w	: Borunun Isı İletim Direnci
SP	: Patlatma Alanı
SS	: Lamel Yüzey Alanı
ST	: Toplam Lamel Yüzey Alanı
STK	: Soğutma Tesir Katsayısı
T	: Boru Et Kalınlığı
TEWI	: Toplam Eşdeğer Isıtma Etkisi
U	: Toplam Isı Transfer Katsayısı (W/m.K)

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Sekil No:</u>	<u>Sayfa</u>
2.1: Ozon (O ₃) moleküllerinin UV ışınları ile ayrışması.	10
2.2: R744 Ln-PH diyagramı.	17
2.3: CO ₂ ' in Kritik Üstü Basınçta Sıcaklığa Bağlı Özgül Isı Değişimi.	18
2.4: 1.Kademedeki R-404A 2. Kademedeki R-744 Akışkanlı Kaskad Çevrim.	20
2.5: Pompa Sirkülasyonlu CO ₂ Kaskad Çevrim.	21
2.6: Düşük Sıcaklık Kademesi Direkt Genleşmeli Orta Sıcaklık Kademesi Pompa Sirkülasyonlu Subkritik Çevrim.	22
2.7: Tek Kademelili Transkritik Çevrim Şematik Gösterimi.	23
3.1: CO ₂ Akışkanın Sıcaklık ve Basınca Bağlı Termofiziksel Özellikleri.	28
4.1: Kanatlı Borulu Isı Değiştirici Şematik Görünümü.	34
4.2: Düz, Kaburgalı ve Patlatmalı Lamel Formu.	37
4.3: Lamel Geometrisi.	40
4.4: Borular arası eksenel mesafeye bağlı Düşük ve Yüksek Verimli Alanların Tanımlanması.	40
4.5: Boru dizilimine göre Şaşırtmalı ve Düz Geometri.	41
4.6: Kanatlı Borulu Gaz Soğutucu Akış Şeması.	43
4.7: SBS Metodu Gaz Soğutucu Isıl Hesap Bölgeleri.	44
4.8: SBS Hesaplama Adımları	45
4.9: Nümerik Hesaplama Metodolojisi Akış Diyagramı.	47
4.10: Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı Metodu.	54
5.1: Test Odası Şematik Gösterimi.	55
5.2: CO ₂ Gaz Soğutucu Deneysel Çalışma Tesisat Şeması.	56
5.3: Su Isıtmalı Evaporatör.	57
5.4: Yardımcı Su Hattı Tesisat Şeması.	57
5.5: Aşırı Kızgınlık Kontrol Şeması.	58
5.6: Aşırı Kızgınlık Kontrol Cihazı ve Elektronik Genleşme Vanası.	58
5.7: Test Sistemi Kontrol Panosu.	60
5.8: Ölçüm ve Kayıt Sistemi.	61
5.9: Agilent 34970A Datalogger ve Yokogawa WT210 Dijital Güç Ölçer.	61
5.10: BITZER 4HTC-15K CO ₂ Kompresör.	62

5.11:	KROHNE-Optimass 1000 Debimetre.	62
5.12:	Yüksek Basınç Kontrol Valfi (ICMT).	63
5.13:	Gaz By-Pass Vanası.	63
5.14:	Güvenlik Vanası.	64
5.15:	Kalorimetrik Oda Test Düzeneği Gaz Soğutucu Bağlantıları.	65
5.16:	Hava Numunelendirici.	65
6.1:	80 Bar Basıncındaki CO ₂ Isı Taşınım Katsayısının Korelasyonlara Göre Akış Sıcaklık Aralığındaki Değişimi.	70
6.2:	80 Bar Basıncındaki CO ₂ Nusselt Sayısının Korelasyonlara Göre Akış Sıcaklık Aralığındaki Değişimi.	70
6.3:	100 Bar Basıncındaki CO ₂ Isı Taşınım Katsayısının Korelasyonlara Göre Akış Sıcaklık Aralığındaki Değişimi.	71
6.4:	100 Bar Basıncındaki CO ₂ Nusselt Sayısının Korelasyonlara Göre Akış Sıcaklık Aralığındaki Değişimi.	71
6.5:	120 Bar Basıncındaki CO ₂ Isı Taşınım Katsayısının Korelasyonlara Göre Akış Sıcaklık Aralığındaki Değişimi.	72
6.6:	120 Bar Basıncındaki CO ₂ Nusselt Sayısının Korelasyonlara Göre Akış Sıcaklık Aralığındaki Değişimi.	72
6.7:	Test Sonuçları ve Her Korelasyon ile Hesaplanan Isıl Kapasiteler.	75
6.8:	Prototip-1 için Deney Giriş Verilerine Göre Korelasyonlardan Elde Edilen Nümerik Isıl Kapasiteler Arasındaki Fark.	75
6.9:	Prototip-1 için Kullanılan Korelasyonların Deney Sonuçlarına Göre Regresyon Analizi.	77
6.10:	Prototip-1 için Deney Verilerine Göre Isı Taşınım Katsayılarının Karşılaştırılması.	77
6.11:	Test Sonuçları ve Her Korelasyon ile Hesaplanan Isıl Kapasiteler.	80
6.12:	Prototip-2 için Deney Giriş Verilerine Göre Korelasyonlardan Elde Edilen Nümerik Isıl Kapasiteler Arasındaki Fark.	81
6.13:	Prototip-2 için Kullanılan Korelasyonların Deney Sonuçlarına Göre Regresyon Analizi.	82
6.14:	Prototip-2 için Deney Verilerine Göre Isı Taşınım Katsayılarının Karşılaştırılması.	83

TABLÖLAR DİZİNİ

<u>Tablo No:</u>	<u>Sayfa</u>
1.1: Soğutma Sistemlerinde Yaygın Kullanılan Akışkanların Termofiziksel Özellikleri.	2
2.1: Soğutma Sistemlerinde Yaygın Kullanılan Soğutucu Akışkanların Ozon Tüketme Potansiyelleri ve Küresel Isınma Etkisi.	11
2.2: Soğutma Sistemlerinde Yaygın Kullanılan Akışkanların Toplam Eşdeğer Isıtma Etkileri.	13
2.3: CO ₂ Akışkanın Geleneksel Akışkanlarla Mukayesesi.	16
3.1: Farklı Sistem Tasarımlarının R-404A Akışkanlı Çevrim ile Enerji ve Verimlilik Açısından Kıyaslaması.	25
4.1: Kanatlı Borulu Gaz Soğutucu Geometrik Tasarım Parametreleri.	48
4.2: Akışkan Taraf Nusselt Sayısı için Kullanılan Korelasyonlar.	53
5.1: Ölçüm Noktalarındaki Değişim Limitleri.	59
5.2: Ölçüm Cihazlarının Özellikleri.	61
5.3: CO ₂ Gaz Soğutucu Deneyi Set Değerler.	67
6.1: Prototip-1 Geometrik Tasarım Parametreleri.	69
6.2: Prototip-1 Hesaplama Giriş Parametreleri.	69
6.3: Prototip-1 Deney Düzeneği Set Değerleri.	74
6.4: Prototip-1 Test Çalışma Koşulları.	74
6.5: Prototip-1 için Kullanılan Korelasyonlara ve Deney Sonuçlarına Göre Isıl Kapasiteler.	76
6.6: Prototip-1 için Deney Verilerine Göre Isı Taşınım Katsayıları.	78
6.7: Prototip-2 Deney Düzeneği Set Değerleri.	79
6.8: Prototip-2 Test Çalışma Koşulları.	79
6.9: Prototip-2 Geometrik Tasarım Parametreleri.	80
6.10: Prototip-2 için Kullanılan Korelasyonlara ve Deney Sonuçlarına Göre Isıl Kapasiteler.	83
6.11: Prototip-2 için Kullanılan Korelasyonların Deney Sonuçlarına Göre Isıl Kapasiteler.	84

1. GİRİŞ

Karbondioksit (CO_2), fosil kökenli yakıtların yanma reaksiyon ürünü olarak bilinmektedir. Son yıllarda teknolojik gelişmeler ve sanayileşme, fosil yakıtların aşırı derecede kullanımı, atmosferdeki CO_2 yoğunluğunun da artmasına sebep olmuştur. Atmosferdeki CO_2 konsantrasyonu ormanlar gibi doğal kaynaklar tarafınca kontrol edilmektedir. Ancak günümüzde ormansızlaşma etkisi ile bu oran oldukça artış göstermekte ve küresel ısınmaya sebep olduğu da bilinmektedir.

CO_2 konsantrasyonunun kontrol altına alınması için bir diğer yöntem ise yakalama teknolojilerinin geliştirilmesi üzerinedir. Bu açıdan depolanması gereken CO_2 miktarını azaltabilmek için iklimlendirme ve soğutma sistemlerinde yaygın kullanılan yapay soğutucu akışkanlara alternatif olarak da değerlendirilmektedir [1].

Endüstriyel proseslerden gıda muhafazasına, iklimlendirme ve konfor uygulamalarından ısı pompası uygulamalarına kadar birçok alanda ihtiyaç duyulan modern soğutma teknolojilerine geçiş süreci 19 yy. ortalarında yaşanmıştır. Soğutma uygulamalarının ilk yıllarında CO_2 , Amonyak (R-717), Hava, Su (H_2O), Eter, Propan (R-290) gibi doğal maddeler sistem soğutucu akışkanı olarak tercih edilmiştir [1].

1834 yılında Jacob Perkins Klasik mekanik buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine dayalı soğutma sistem tasarımının patentini almış ve sistem çalışma sıvısı olarak eter kullanmıştır. 1890'lı yıllara gelindiğinde ise CO_2 , bozulabilir gıdaların soğuk, donmuş muhafazası ve taşımacılığı için kullanılmaya başlanmıştır. İlerleyen süreçte gemi uygulamalarında hızla gelişim göstererek gıda taşımacılığı için CO_2 ' in popülaritesi giderek artmıştır. Burada en etkili faktör güvenlik açısından zehirsiz bir akışkan olmasıdır. 1940' lı yıllarda kimya endüstrisindeki gelişmelerin paralelinde yapay akışkanların keşfi ile neredeyse kara ve deniz taşımacılığı uygulamalarında amonyak hariç tüm akışkanların yerini Kloroflorokarbon (CFC) akışkanlar almıştır [2].

1970' lerde CFC emisyonlarının atmosferik etkileri dikkat çekici boyutlara ulaşmıştır. Bu durum bilim adamları, sanayiciler ve hükümetlerin bir araya gelerek etkiyi kısıtlamak adına girişimlerde bulunmalarına öncülük etmiştir. Başlangıçta, bu akışkanlar için üretim kotaları konulmuş, sonrasında tamamen yasaklanması yoluna gidilmiştir. İlk olarak CFC ve akabinde Hidrokloroflorokarbon (HCFC) grubu akışkanlar için çeşitli yasal yönetmelikler değerlendirilmiştir [3].

Diğer sistem akışkanlarına nazaran yüksek basınçta çalışma sergileyen CO₂, malzeme alanındaki teknolojik gelişmelerin de beraberinde tekrar soğutma sistem akışkanı olarak ilgi çekici konuma gelmiş ve araştırma faaliyetlerine uzun bir aradan sonra konu olmaya başlamıştır.

Birim hacim başına yüksek soğutma kapasitesi, yüksek termal iletkenliği, düşük viskozitesi soğutma çevrim akışkanı olarak CO₂ kullanımında avantaj sağlarken diğer sistem akışkanlarına nazaran düşük kritik sıcaklığı (31.06 °C) ve aynı doyma sıcaklığı için diğer soğutucu akışkanlarla kıyaslandığında oldukça yüksek doyma basıncı (73.6 bar) sistem tasarımının da yaygın uygulamalara nazaran yüksek basınçta çalışmasına sebebiyet vermekte ve kısmi dezavantaj yaratmaktadır.

Tablo 1.1’de soğutma sistemlerinde yaygın kullanılan akışkanlar ve CO₂’ in termofiziksel özellikleri sunulmuştur [4].

Tablo 1.1: Soğutma Sistemlerinde Yaygın Kullanılan Akışkanların Termofiziksel Özellikleri.

Akışkan	Kritik Sıcaklık, (°C)	Kritik Basınç (bar)	Gaz Faz Yoğunluğu (kg/m ³) [b]	Özgül Isısı cp, (kJ/kg) [a]	Hacimsel Kapasite (kJ/m ³) [a]	Isı İletim Katsayısı k, (W/m.K) [a]	Dinamik Viskozite μ , (mPa.s) [a]
R11	198	44.1	2.36	0.85	450.76	0.09	0.5
R12	112	42.2	17.185	0.93	2636.52	0.62	0.25
R22	96.2	49.9	20.41	1.16	4205.28	0.09	0.22
R134a	101.1	40.6	43.356	1,3	2773.75	0.09	0.27
R410a	72.13	49.3	28,82	1.5	6566.35	0.1	0.16
R404a	72	37.3	29.91	1.3	4953.99	0.07	0.18
R407c	86.74	46.2	18,86	1.4	3973.24	0.01	0.21
R507a	70.6	37.05	30,98	1.37	5055.32	0.072	0.18
R744 (CO ₂)	31.06	73.6	94.148	2.5	22089.00	0.11	0.101
R717 (NH ₃)	132.3	113.3	3.31	4.41	4192.51	0.56	0.172

Sistem tasarımında CO₂’ in düşük kritik sıcaklığına (31,06 °C) bağlı olarak iki temel çevrim esas alınır. Çevre ortam sıcaklığının kritik sıcaklığın altında seyrettiği iklim bölgelerinde CO₂ soğutma sistemi subkritik olarak çalışmaktadır. Subkritik çevrimler de kendi içerisinde Kaskad, Dx veya Pompalı olmak üzere üç farklı

tasarıma sahiptir. Çevre ortam sıcaklığının 30 °C' ye yakın veya üzerinde seyrettiği iklim bölgelerinde ise çevrim Kritik Üstü (Transkritik) olarak çalışmaktadır.

Geleneksel mekanik buhar sıkıştırmalı soğutma sistemlerine kıyasla tek kademeli transkritik çevrim termal performansı oldukça düşüktür [5]. Transkritik soğutma çevrimi R-22 akışkanlı geleneksel bir sistemle kıyaslandığında soğutma performansının R-22 akışkanlı sisteme nazaran ortalama %30 oranda daha düşük verime sahip olduğu saptanmıştır. Ayrıca sistemde en yüksek ekserji kayıplarının yapılan çalışmalara göre gaz soğutucu ve genleşme valfinde gerçekleştiği tespit edilmiştir. Bu durum transkritik çevrimin soğutma uygulamalarında yaygınlaşması için genel sistem performansını iyileştirmek adına iç ısı değiştiricisi, ejektör gibi farklı komponentlerin kullanımının yanı sıra temel çevrimdeki gaz soğutucu ısıtılma performansının iyi tayin edilmesine yönelik çalışmalara olan ihtiyacı da belirler niteliktedir [4].

Transkritik çalışma koşullarında sistem basma hattı ısı değiştiricisi süperkritik bölgede çalışma sergiler. Geleneksel çevrim uygulamalarında çevre ortama ısı atılırken yoğunlaşmanın gerçekleştiği kondenserin yerini, bu uygulamalarda gaz soğutucular almaktadır. Genel çevrim etkinliğinin artırılması için CO₂ akışkanın süperkritik bölgede termal davranışının iyi tayin edilmesi sistem bileşenlerinin seçimi ve özellikle gaz soğutucu termal tasarımının da detaylı incelenmesi gerekmektedir.

Süperkritik bölgede farklı sıcaklık ve basınç değerlerinde CO₂' in termodinamik özelliklerinde keskin değişiklikler görülmektedir. Özellikle özgül ısıda ve ısı taşınım katsayısındaki ani değişimler nümerik olarak hesaplanan Nusselt sayısının deneysel elde edilen ısıtılma kapasite verilerine oranla oldukça yüksek belirlenmesine ve nümerik hesaplamadan hassas sonuç elde edilememesine sebep olmaktadır. Özgül ısıda ve paralelinde ısı taşınım katsayısındaki ani değişimlerin görüldüğü bu bölge sahte kritik bölge olarak da adlandırılmaktadır. Bu nedenle, literatürde akışkan taraf Nusselt sayısının ve paralelinde ısı taşınım katsayısının tayini için birçok korelasyon çalışması bulunmaktadır.

Bu çalışmada, 'Ortalama Logaritmik Sıcaklık Farkı (LMTD)' yöntemi kullanılarak kanatlı borulu gaz soğutucu ısıtılma kapasitesi nümerik olarak hesaplanmıştır. Nümerik hesaplamada dikkate alınan iki farklı referans gaz soğutucu modelinde, akışkan taraf Nusselt sayısı için literatürde yer alan 6 farklı korelasyon, bu korelasyonlara bağlı akışkan taraf ısı taşınım katsayısı ve toplam ısıtılma kapasitedeki

değişim incelenmiştir. İki farklı prototip için gerçekleştirilen deneylerin sonuçlarıyla en hassas uyumu sunan korelasyonun belirlenmesi için regresyon analizi yapılmıştır. Deney sonuçlarıyla ortalama standart sapması nümerik hesaplamada en düşük olan korelasyonun Frtcoils® yazılımına kanatlı borulu CO₂ gaz soğutucu ısıl kapasite tayini için entegrasyonu hedeflenmiştir.

Bu çalışmada ikinci bölümde soğutma çevrim uygulamalarında yaygın kullanılan yapay akışkanlar, soğutucu akışkan olarak CO₂' in termofiziksel özellikleri ve çevrim uygulamalarına yönelik tasarım örnekleri aktarılmıştır. Üçüncü bölümde kritik üstü bölgede CO₂ akışkanın kullanıldığı literatürdeki genel çevrim performans iyileştirmesine yönelik çalışmalara ve süperkritik CO₂ Nusselt korelasyonlarına yer verilmiştir. Dördüncü bölümde literatürde yer alan akışkan taraf Nusselt korelasyonlarından kanatlı borulu gaz soğutucu ısıl kapasitesi için hesaplamada dikkate alınabilecek altı farklı korelasyon seçilerek hesaplama metodolojisinde her biri için iki farklı prototipin ısıl kapasitesi nümerik olarak tayin edilmiştir. Beşinci bölümde kanatlı borulu iki farklı prototip gaz soğutucunun ısıl kapasitesinin tayini için Friterm A.Ş. Ortamla Dengeli Tip Kalorimetrik Test Odasında deneysel çalışma gerçekleştirilmiştir. Altıncı bölümde nümerik hesaplama ısıl kapasite sonuçları ile deney sonuçları regresyon analizi ile mukayese edilerek ortalama standart sapması en düşük olan korelasyon belirlenmiş ve Frtcoils® yazılımına entegrasyonu gerçekleştirilmiştir. Altıncı bölümde deneysel ve nümerik sonuçlar yorumlanmış, yedinci bölümde ise sonuçlara bağlı çıkartımlar ve gelecek çalışmalar için öneriler sunulmuştur.

2. SOĞUTMA ÇEVİRİM UYGULAMALARINDA KULLANILAN AKIŞKANLAR VE SOĞUTUCU AKIŞKAN OLARAK CO₂

Mekanik buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinde çevre ortama ısının atılması ve ortamdaki ısının alınması suretiyle faz değişimine maruz kalan akışkanlardan belli başlı termofiziksel özellikleri karşılaması beklenir. Kapalı çevrim olarak çalışan bu sistemlerde, ısının ortama atıldığı ve ortamdan ısının çekildiği her iki ısı değiştirici ünitesinde de verimli bir çalışma sağlanabilmesi amacıyla kimyasal ve doğal olmak üzere farklı soğutucu akışkanlar kullanılmaktadır. Yaygın olarak çevre ortama ısı atımı gerçekleştirirken akışkanın yoğunlaştığı üniteler kondenser, ortamdan ısı çekilerek akışkanın buharlaştığı ısı değiştiriciler ise evaporatör olarak adlandırılmaktadır. Hem evaporatörde hem de kondenser ünitesinde efektif çalışma sergilemesi için akışkanlardan beklenen başlıca özellikler aşağıdaki gibi sıralanabilir;

- Olası kaçak ve sızıntı durumlarında insan sağlığını tehdit etmemeli, kaçak ve sızıntıların kolay tespit edilebilmesine olanak tanımalıdır (renk, koku...vb).
- Soğutma ihtiyacını karşılamak için gereken kompresör enerji tüketiminin düşük olması istenir.
- Buharlaşma gizli ısı yüksek olmalıdır. Buharlaşma gizli ısının yüksek olması sistemde gaz fazındaki akışkan miktarını arttıracak ve daha küçük boyutta kompresör kullanımına olanak tanıyacaktır.
- Evaporasyon basıncı ve kondenzasyon sıcaklığı yüksek, kondenzasyon basıncı ise düşük olmalıdır.
- Viskozitesi düşük olmalıdır.
- Kolay elde edilebilmeli ve ucuz olmalıdır.
- Depolanması, sistem şarjı kolay ve güvenli olmalıdır.
- Kimyasal olarak aktif olmamalı, tesisat malzemesini etkilememeli, boru veya diğer tesisat malzemelerine korozyon etki yaratmamalı, kompresör yağlama yağında çözünmemeli ve yağın özelliğini değiştirmemesi gerekir.
- Sisteme servis, bakım veya kurulum aşamasında vakumlamanın doğru yapılamamasına bağlı sistemin su ihtiva etmesi durumunda tehlikeli ve zarar verici reaksiyon göstermemelidir.

- Pozitif buharlaşma basıncı olmalıdır. Su buharının soğuk kısımlarda katılaşarak işletme aksaklıklarına meyden vermesini önlemek için buharlaşma basıncının çevre basıncının bir miktar üzerinde olması gerekir.
- Yanıcı parlayıcı veya zehirli olmamalıdır.
- Isı geçirgenliği yüksek olmalıdır.
- Düşük donma derecesi sıcaklığı olmalıdır.
- Yüksek kritik sıcaklığı olmalıdır.
- Özgül hacmi küçük olmalıdır.
- Atmosfer basıncında, düşük sıcaklık değerlerinde buharlaşabilmesi istenir.
- Çevrim esnasında akışkanın kimyasal yapısı bozunmaya uğramamalı kararlı yapıda olmalıdır [6], [7].

2.1. Soğutucu Akışkan Türleri

Likit fazından gaz fazına geçerken ortamdaki ısıyı absorbe ederek soğutma etkisi yaratan ara maddeler soğutucu akışkan olarak adlandırılmaktadır.

Soğutucu akışkanlar temel olarak yapay ve doğal olmak üzere iki ana başlık altında değerlendirilebilir [8].

- Halokarbonlar
- Azeotrop Karışımlar
- Nonazeotrop Karışımlar
- İnorganik Bileşikler (Doğal Akışkanlar ve Hidrokarbonlar) olmak üzere 4 ana gruba ayrılmaktadır.

2.1.1. Halokarbonlar

Bir veya birden fazla halojen atomu (Flor, Klor, İyot, Brom...vb.) ile yine bir veya birden fazla karbon (C) atomunun kovalent bağ kurduğu bileşikler, halokarbon olarak adlandırılmaktadır [9]. Halokarbon akışkanlar, yapısında bulundurduğu bileşimlere göre Bromoflorokarbon (BFC), CFC, HCFC ve HFC olarak dört ana gruba ayrılmaktadır.

BFC grubu Karbon, Flor, Brom veya Klor atomlarını yapısında barındıran bileşiklerdir. Bu grupta yer alan bileşiklere Halon 1301 (R13B1) örnek olarak verilebilir. Halonlar, ozon tahribat potansiyeli en yüksek akışkanlardır.

CFC grubu en yaygın bilinen akışkanlar; R11 (Triklormonoflormetan), R12 (Diklordiflormetan), R-114' tür. CFC' ler halonlardan sonra ozon tahribat potansiyeli en yüksek akışkanlardır.

HCFC grubu akışkanlar; klor, flor, hidrojen ve karbon içeren bileşiklerdir. Ozon tahribat potansiyelleri düşük olmasına karşın oldukça yüksek küresel ısınma etkisi yaratırlar. Bu grupta yer alan akışkanlara örnek olarak R-22 verilebilir. R22 (Monoklordiflor metan) kullanımı yasaklanmış halokarbon grubu diğer bir deyişle HCFC akışkanlar arasındadır.

HFC (Hidroflorakarbonlar), Hidrojen, Flor ve Karbon atomu içeren bileşik yapıya sahip akışkanlardır. R-12 akışkanın en önemli alternatifi olan R-134A, bu gruba örnek olarak sunulabilir. Bu akışkanların ozon tahribat potansiyelleri sıfırdır [10].

2.1.2. Azeotrop Karışımlar

Farklı uçuculuğa sahip elementlerin karışımı olup, soğutma çevrim akışkanı olarak kullanıldıklarında, sabit basınç altında buharlaşma ve yoğuşma esnasında hacimsel bileşim oranı ve doyma sıcaklığı değişmeyen karışım akışkanlardır. Bu gruba örnek olarak R-502 akışkan verilebilir. %48.8 R-22, %51.2 R-115 karışımıdır. Soğuk taşımacılık ve ticari boyuttaki soğutucularda kullanım alanına sahiptir. CFC içeriği sebebiyle üretimi durdurulmuştur. Düşük sıcaklıklarda yüksek hacimsel soğutma kapasitesine sahiptir. -20 / -40 °C sıcaklık aralığında R-22' den %1 ile %7 arasında daha yüksek soğutma kapasitesi ihtiva etmektedir. Soğutma tesir katsayısı da çevrim çalışma koşullarına bağlı olarak R-22' den ortalama %5 ile %15 aralığında daha yüksek olarak karşımıza çıkmaktadır.

2.1.3. Zeotrop Karışımlar

Farklı uçuculuğa sahip elementlerin karışımı olup, soğutma çevrim akışkanı olarak kullanıldıklarında, sabit basınç altında buharlaşma ve yoğuşma esnasında hacimsel bileşim oranı ve doyma sıcaklığı değişen akışkanlardır. Bu gruba örnek olarak R-404A ve R-410A akışkan verilebilir.

2.1.4. İnorganik Bileşikler

Karbon dioksit (R-744), Amonyak (R-717) ve Hidrokarbonlar mineral (doğal) soğutucu akışkan olarak adlandırılmaktadır. Bu grupta yer alan CO₂ akışkan, çevreci ve küresel iklim değişikliğine oldukça düşük etkisi nedeniyle yapay akışkanlara ideal bir alternatif konumundadır.

2.1.4.1. Hidrokarbon Soğutucu Akışkanlar

Hidrokarbonlar, ozon tabakasına zarar vermeyen ve çok düşük sera etkisine sahip akışkanlardır. Bu grupta yer alan ve yaygın bilinen akışkanlar, Propan(R-290), Bütan ve İzobütandır. Yüksek yanıcılık özellikleri nedeniyle kullanımlarında güvenlik önlemlerinin artırılması gerekmektedir. Tek başlarına kullanılmalarının yanı sıra Propan-İzobütan, Propan-Bütan gibi karışımlar halinde ev tipi soğutucularda da kullanım alanı bulmaktadır. Hidrokarbon grubu akışkanlar içerisinde propanın ucuz ve kolay temin edilebilmesinin yanı sıra hacimsel soğutma kapasitesinin R-12 akışkana oranla % 35 - %50 oranında daha yüksek olması bu akışkanları cazip bir alternatif olarak düşündürmektedir.

2.2. Soğutucu Akışkanlarının Çevresel Etkileri ve Yasal Yönetmelikler

Soğutma sistem tasarımlarında günümüzde en önemli faktörler kullanılan çevrim akışkanların çevre dostu olması ve insan güvenliğini tehdit etmemesi yönündedir. Bu konuda yapılan ülkelerarası çeşitli görüşmeler, artan sera etkisi nedeniyle bilim insanlarını ve sanayicileri çevreye duyarlı sistem tasarımları için çalışmalara yönlendirmiştir. Bu çalışmalar dikkate alındığında sistem akışkanlarının çevreci ve doğa dostu olarak değerlendirilebilmesi adına başlıca iki önemli tehdit unsuru olan Ozon Tüketme Potansiyelleri (ODP) ve Küresel Isınma Etkileri (GWP) dikkate alınmaktadır.

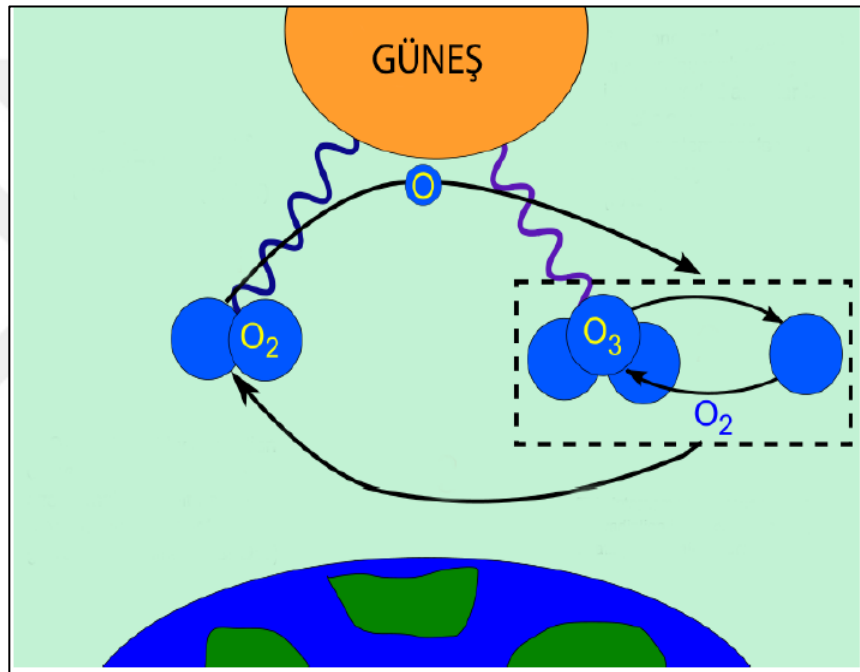
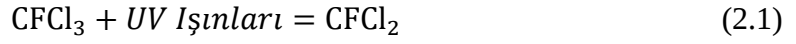
2.2.1. Ozon Tüketme Potansiyeli (ODP)

Ozon tabakası, doğal çevre ve canlılar üzerinde yıkıcı etkilere sahip olan mor ötesi (ultraviyole) ışınları absorbe ederek dünyayı bu ışınlardan koruyan bir kalkan görevi görmektedir. Yerküredeki canlılar ve nesillerinin devamı için önemli bir rol üstlenen ozon tabakası, soğutma sistemlerinde kullanılan CFC' ler gibi yapay akışkanların atmosfere salınımı ile tahribata uğramaktadır.

Yapay soğutucu akışkanların birçoğu bileşiminde klor ve brom atomları barındırmaktadır. Bu bileşikler atmosfere yayıldığında güneş ışınlarının etkisi ile ayrışmakta, Klor (Cl) ve Brom (Br) atomları serbest kalmaktadır. Klor içeren maddelerin atmosferin üst kısımlarında stratosfik ozon (O₃) tabakasının tüketimine sebebiyet verdiği, ilk defa 1974 yılında Nobelli bilim adamları Sherwood Rowland ve Mario Molina tarafınca belirtilmiş ve 1985 yılında bu teorilerini doğrulamışlardır [11].

Yapılan araştırma çalışmaları, bir klor atomunun 100.000 ozon molekülünü tüketebileceğini ortaya koymaktadır. Herhangi bir bileşiğin klor içeriği ne kadar yüksekse atmosferle etkileşimi de eşit oranda yüksek olmaktadır. Kloroflorokarbon (CFC) grubu soğutucu akışkanlar hidrokloroflorokarbonlara (HCFC) nazaran daha yüksek oranda klor atomu barındırmakta ve bu sebeple ozon tahribat potansiyelleri de daha yüksek olarak karşımıza çıkmaktadır. CFC akışkanların ozon tabakasını incelten maddelerin %70 'ini oluşturduğu tahmin edilmektedir [12]. Ozon molekülü CFC, HCFC grubu akışkanların yapılarında bulunan Klor (Cl) ve Brom (Br)

atomlarıyla tepkimeye girerek Klorinmonoksit (ClO) ve Bromürmonoksit (BrO) meydana gelmektedir. Bu reaksiyonun sonucunda Oksijen (O₂) açığa çıkmaktadır. Serbest kalan ClO molekülü serbest haldeki O₂ ile karşılaştığında Klor (Cl) atomu katalizör görevi görerek aşağıdaki denklemler ile ifade edildiği üzere tepkimenin sürekli tekrarı ile ozon tahribatını sürekli hale getirmektedir.



Şekil 2.1: Ozon (O₃) moleküllerinin UV ışınları ile ayrışması.

Bir kimyasal bileşiğin ODP oranı R-11 akışkana göre bağl olarak hesaplanmaktadır. Basit bir ifadeyle soğutucu akışkanın ODP oranı eş kütle miktarındaki R-11 akışkanın ozon tabakasına vermiş olduğu zararlı etkiye oranı olarak ifade edilmektedir [1] , [13].

Tablo 2.1’ de bazı CFC ve HCFC akışkanların ozon tahribat potansiyelleri eş kütle miktarındaki R-11 akışkana göre belirtilmektedir [14].

Tablo 2.1: Soğutma Sistemlerinde Yaygın Kullanılan Akışkanların Ozon Tüketme Potansiyelleri ve Küresel Isınma Etkisi.

Soğutucu Akışkan	Akışkan Sınıfı	Ozon Tüketme Potansiyeli (ODP-100 yıl)	Küresel Isınma Etkisi (GWP-100yıl)
R11	CFC	1	4.750
R12	CFC	0,82	10.900
R404a	HFC	0	3.922
R22	HCFC	0.055	1.810
R23	HFC	0	14.800
R134a	HFC	0	1.430
R410a	HFC Karışımı	0	2.088
R507a	HFC Karışımı	0	3.985
R422a	HFC Karışımı	0	3.142
R717-Amonyak	Doğal Akışkan	-	0
R744-CO ₂	Doğal Akışkan	0	1
R290-Propan	Doğal Akışkan	0	3

2.2.2. Küresel Isınma Potansiyeli (GWP)

Küresel ısınma potansiyeli (GWP), atmosfere salınan sera gazı miktarının kütleli oranı olarak ifade edilir. Bu oran aynı kütle miktarındaki CO₂ soğutucu akışkan için hesaplanmaktadır. GWP belli bir zaman aralığı için hesaplanmaktadır. Genel hesaplamalarda 20 yıllık, 100 yıllık veya 500 yıllık süreçler dikkate alınmaktadır.

Genel ifadeyle soğutucu akışkanın atmosferi ne kadar ısıttığına işaret eden bir parametredir. 1 kg florlu gazın 1 kg CO₂'e oranla 100 yıllık bir süreçte ne kadarlık bir ısınma potansiyeline sahip olduğunun göstergesi olarak da ifade edilebilir. $TCO_2eş = kg \times GWP/1000$ şeklinde hesaplanır. Örneğin; 1kg R507A 3.85 ton CO₂' e eş değer oranda küresel ısınma etkisi yaratmaktadır.

Soğutma sistemlerinde doğrudan ve dolaylı olarak atmosfere sızıntı veya salımlar küresel ısınma etkisi yaratmaktadır. Bir soğutma sisteminin küresel ısınmaya etkisini ifade etmek için "Toplam Eşdeğer Isıtma Etkisi" (TEWI) dikkate

alınmaktadır. Servis veya bakım esnasında soğutma sistemindeki elemanların sızdırmazlığına veya boru ve tesisattaki gerçekleşen kaçaklara bağlı gerçekleşen soğutucu akışkan sızıntıları doğrudan etki olarak ifade edilir. Sistemdeki tesisat borulama ve lehim noktalarından genellikle gerçekleşen bu kaçakları azaltmanın etkili bir yolu da daha az şarj miktarı ihtiva eden sistemlerin kullanılması ile gerçekleşebilir. Bu açıdan CO₂, düşük gaz şarjı ihtiyaç duyulması, küresel ısınmaya ihmal edilebilir etkisi ve yüksek teknoloji boru ve tesisat ekipmanları tercih edilmesi nedeniyle iyi bir alternatiftir. Sistemin çalışma ömrü boyunca tükettiği enerjinin etkisi ise dolaylı etki olarak nitelenir. Doğrudan ve dolaylı etkilerin toplamı bağlı olarak hesaplanmaktadır. CO₂ eşdeğer kütlesi olarak aşağıdaki denklem ile hesaplanabilmektedir [6].

$$\text{TEWI} = \text{Sızıntı kayıplarının etkisi} + \text{Geri dönüştürme kayıplarının etkisi} + \text{Enerji tüketiminin etkisi} \quad (2.4)$$

$$\text{TEWI} = (\text{GWP} \times \text{L} \times \text{N}) + (\text{GWP} \times \text{m}(1 - \dot{a}_{\text{geridönüştürme}})) + (\text{N} \times \text{E}_{\text{yıllık}} \times \beta) \quad (2.5)$$

- GWP = CO₂'e bağlı küresel ısınma potansiyeli
- L = Yıllık sızıntı / kaçak oranı (kg/yıl)
- N = Sistem yıllık çalışma süresi
- M = Soğutucu akışkan şarj miktarı kg
- $\dot{a}_{\text{geridönüştürme}}$ = Geri dönüşüm faktörü (geri dönüşümde kayıpları 0 ile 1 aralığında katsayı olarak dikkate alır)
- $\text{E}_{\text{yıllık}}$ = Yıllık enerji sarfıyatı (kWh/yıl)
- β = CO₂ Emisyonu (kg/kWh)

Tablo 2.2: Soğutma Sistemlerinde Yaygın Kullanılan Akışkanların Toplam Eşdeğer Isıtma Etkileri.

Soğutucu Akışkan	R290	R1270	R1234yf	R152a	R410A
TEWL, CO ₂ kg eşdeğeri	37,775	37,706	40,027	37,522	43,351
% R410A	87,14	86,98	92,33	86,55	100
Direkt emisyon %	0,01	0,00	0,02	0,54	9,42

2.2.3. Yasal Yönetmelikler ve Çevresel Kaygılar

Halojenli (Klor içeren) hidrokarbonlar, dünyamızı mor ötesi ışınlarla karşı koruyan ozon tabakasını tahrip edici etkilere sahiptir. Bilim adamları ilk olarak ozon tabakasındaki deliği 1984 yılında Antartika üzerinde tespit etmiş ve buna bağlı olarak sanayicilerin, bilim insanlarının ve çeşitli ülkelerin iş birliği ile bu akışkanların kullanımı ve üretimine dair yasal düzenlemeleri içeren anlaşmalar sağlamışlardır. Bu konudaki ilk girişim Montreal Protokolü (1987) kapsamında CFC akışkanların kullanımının yasaklanmasıdır. Bu durum sonucunda yapısında klorin içermeyen geçiş süreci akışkanlarının geliştirilmesi ihtiyacı açığa çıkmıştır. Karbon, Hidrojen ve Florin atomlarını içeren bu yeni kimyasal bileşikler de HFC olarak adlandırılmaktadır. HFC' ler ozon tabakasına zararlı etkileri olmasa da küresel ısınmaya neden olduklarının tespit edilmesi ile 1 Ocak 2015 tarihinde yürürlüğe giren (EC) 517/2014 Florlu Gazlar yönetmeliği, HFC cinsi sera gazları içeren cihazların servis bakım ve işletmesine yönelik bazı kısıtlamalarla kullanımının azaltılması sistemlerin servis ve bakımı için akışkan şarjının bazı kotalara tabi tutulması hedeflenmiştir. Yönetmelikle hedeflenen küresel iklim değişikliğine neden olan sera gazı emisyonlarını kontrol altına alabilmek için Kyoto Protokolünde listelenmiş olan sera gazları ve florlu gazların kullanımına yönelik mevzuat düzenlemesini sağlamaktır. Mevzuat kapsamında Avrupa pazarındaki HFC kullanım miktarının 2015-2030 döneminde %79 oranında azaltılması planlanmaktadır [15].

Yasal düzenlemeler ve yaşadığımız çevreye olan zararın kritik noktalara ulaşması bilim insanlarını da çevre dostu, doğal alternatiflere yönelik araştırma faaliyetlerine yönlendirmiştir. Bu bakımdan üstün termofiziksel özelliklerinin yanı sıra sıfır ozon tüketme potansiyeli ve ihmal edilebilir küresel ısınma etkisi ile eski ve doğal bir akışkan olan CO₂ uzun bir aradan sonra tekrar ilgi çekici konuma gelmiştir.

2.3. Soğutucu Akışkan Olarak CO₂ Kullanımı ve Tarihçesi

Modern soğutma teknolojilerinin gelişimi beraberinde soğutma sistem ve uygulamaları için uygun akışkanın belirlenmesi sorununu da ortaya çıkarmıştır.

19. yy.' ın ilk çeyreğinde CO₂ (R-744), Amonyak(R-717), Propan (R-290) gibi doğal akışkanlar soğutma uygulamalarında kullanılmıştır. Amonyakın zehirli, propanın parlayıcı olması insan sağlığını tehdit etmeyen CO₂ uygulamalarının yaygınlaşmasına sebep olmuştur. CO₂ akışkan ilk olarak deniz taşımacılığı uygulamalarda donmuş gıda muhafazası amacıyla kullanım alanı bulmuştur. CO₂ akışkan açık tip çevrim uygulamasına alternatif ve sekonder akışkan olarak kullanılsa da yüksek çalışma basınçları nedeniyle CFC grubu yapay akışkanların keşfedilmesi ile zaman içerisinde ticari ve endüstriyel uygulamalarda yerini bu kimyasal akışkanlara bırakmıştır. 1929 yılında Amerikalı bilim adamı Thomas Midgley ve ekibi Dichlorodifluoromethane (CCl₂F₂) diğer adıyla R-12 molekülünü üretmiştir [6]. CFC grubu akışkanlar 1960 yılına gelindiğinde neredeyse tüm kara ve deniz soğuk muhafaza uygulamalarında amonyak hariç doğal akışkanların yerini almıştır. Bu grupta ilk karşımıza çıkan endüstriyel uygulamalarda R-11 akışkan kullanılmıştır. Hermetik ve yarı hermetik tip kompresörlerin keşfedilmesi ile yapay akışkanlar ticari ve evsel boyuttaki soğutma uygulamalarında da artık vazgeçilmez konuma ilerlemiştir.

CFC akışkanlar atmosferde uzun yıllar boyunca yapısı bozulmadan kalabilmektedir. Yapılarında yer alan klor atomları serbest kalarak ozon moleküllerini parçalamakta ve stratosferdeki ozon yoğunluğunun azalmasına sebep olmaktadır. 1970' li yıllara gelindiğinde CFC akışkanların ozon tabakasında tahribata neden olduğunun tespit edilmesiyle kullanımları çeşitli uluslararası yasal yönetmelikler neticesinde kotalara tabi tutulmuştur. Birleşmiş Milletler Çevre Programı (UNEP) öncülüğünde Viyana Sözleşmesi 1985 yılında imzalanmıştır. 1987 yılında gerçekleştirilen Montreal Protokolü ile CFC gazlarının üretimi durdurulmuş ve kullanımı yasaklanmıştır. Endüstriyel soğutma sistemlerinde ve ticari iklimlendirme uygulamalarında bu akışkanların yerini Hidrokloroflorokarbon (HCFC) grubu bileşikler almıştır. Bu akışkanlar da ozon tüketme potansiyellerinin yanı sıra küresel ısınmaya olan etkilerinin anlaşılması neticesinde Kyoto Protokolü ile yasaklanmıştır. Bu bağlamda yapısında Klor içermeyen akışkanların kullanımı

dikkate alınmış ve HCFC yerine HFC akışkanlar soğutma sistemlerinde kullanılmaya başlanmıştır. HFC akışkanlar diğer bir deyişle F-Gaz olarak da adlandırılmaktadır.

1 Ocak 2015 tarihinde yürürlüğe giren (EC) 517/2014 Florlu Gazlar yönetmeliği, HFC cinsi sera gazları içeren cihazların servis bakım ve işletmesine yönelik bazı yükümlülük ve kotaları içermektedir. Yönetmelikle hedeflenen küresel iklim değişikliğine neden olan sera gazı emisyonlarını kontrol altına alabilmek ve Birleşmiş Milletler İklim Değişikliği Çevre Sözleşmesine yönelik düzenlenen Kyoto Protokolünde listelenmiş olan sera gazları ve florlu gazların kullanımına yönelik mevzuat düzenlemesini sağlamaktır. Mevzuat kapsamında Avrupa pazarındaki HFC kullanım miktarının 2015-2030 döneminde %79 oranında azaltılması planlanmaktadır [15].

Yasal düzenlemeler ve yaşadığımız çevreye olan zararın kritik noktalara ulaşması bilim insanlarını da çevre dostu, doğal alternatiflere yönelik araştırma faaliyetlerine yönlendirmiştir. Bu açıdan üstün termofiziksel özelliklerinin yanı sıra sıfır ozon tüketme potansiyeli ve ihmal edilebilir küresel ısınma etkisi ile eski ve doğal bir akışkan olan CO₂ ile ilgili araştırma faaliyetlerinin hız kazanmasını sağlamıştır.

2.3.1. Soğutucu Akışkan Olarak CO₂' in Dikkat Çekici Özellikleri

Soğutma sistemlerinde kullanılan akışkanlardan bazı çevresel özelliklerin yanı sıra termofiziksel özellikleri de karşılaması beklenir. Endüstriyel birçok prosesin yan ürünü olan CO₂, havadan ağır, kokusuz, zehirsiz ve atmosferde gaz halinde bulunan, imha edilmesi gerekmeyen doğal ve eski bir akışkandır.

- Zehirli veya yanıcı değildir.
- Birim hacim başına yüksek soğutma kapasitesine sahiptir.
- Yüksek volumetrik (hacimsel) kapasitesi emiş çaplarının geleneksel akışkanlara nazaran daha düşük seçilmesine ve daha küçük boyutlu kompresörlerle kullanımına aynı zamanda boru ve tesisat çaplarının eş soğutma yükü için daha düşük tasarlanmasına olanak tanır.
- Çevre dostudur (ODP= 0, GWP = 1).
- Yoğunluğu diğer akışkanlara göre yüksektir.

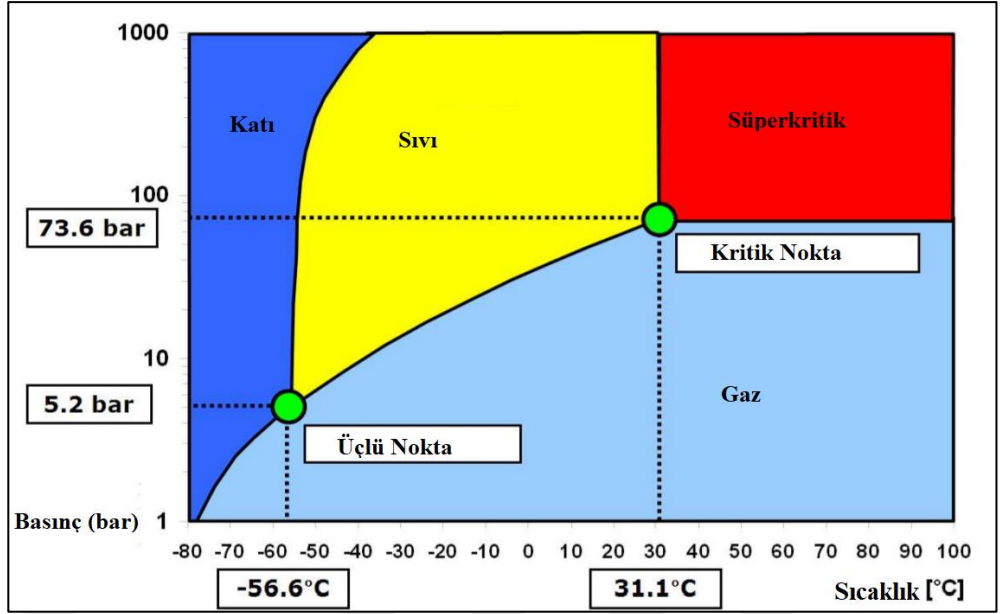
- Diğer sistemlere kıyasla daha yüksek basınçta çalışma sergiler.
- Sıvı ve gaz fazının dengede olduğu kritik nokta sıcaklığı düşüktür.
- Katı-sıvı-gaz fazının dengede olduğu üçlü nokta basıncı yüksektir.
- Atmosferik hava içerisindeki normal konsantrasyonu %0,037' dir.
- Kolay elde edilebilir. İmha edilme zorunluluğu yoktur [16].

Tablo 2.3: CO₂ Akışkanın Geleneksel Akışkanlarla Mukayesesi [9].

Soğutucu Akışkan		R134A	R404A	R717 (NH ₃)	R744 (CO ₂)
Doğal Yapı		Hayır	Hayır	Evet	Evet
ODP		0	0	0	1
GWP		1300	3260	-	1
Kritik Noktası	bar	40.7	37.3	113	73.6
	°C	101.2	72	132.4	31.1
Üçlü Noktası	bar	0.004	0.028	0.06	5.18
	°C	-103	-100	-77.7	-56.6
Tutuşuculuk - Parlayıcılık		Hayır	Hayır	Evet	Hayır

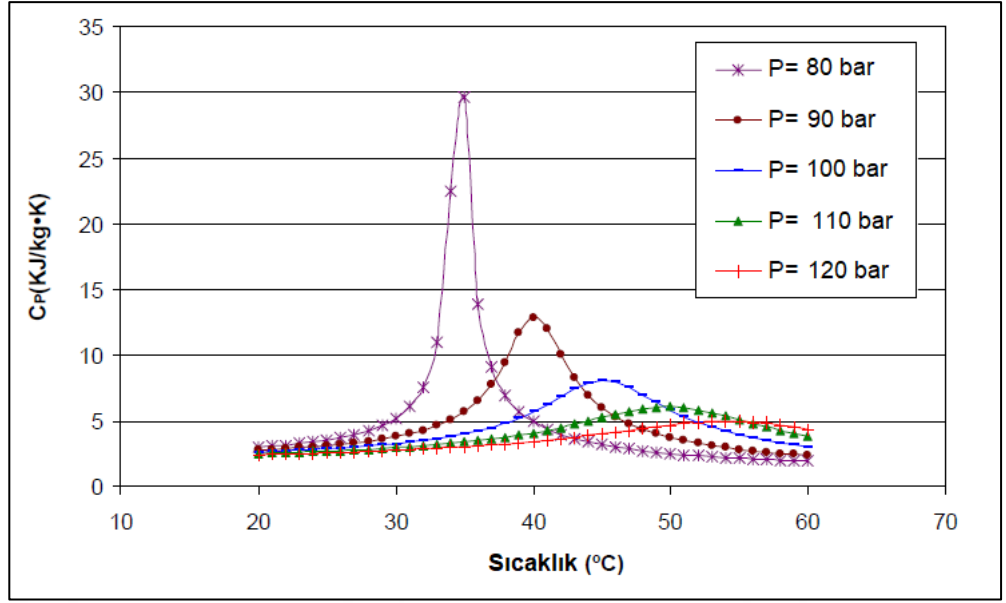
2.3.1.1. CO₂ Akışkanın Termofiziksel Özellikleri

Katı, sıvı ve gaz fazının dengede olduğu nokta üçlü nokta olarak adlandırılmaktadır. Bu noktadaki sıcaklık -56,6 °C ve buna karşılık gelen basınç 5.2 bar' dır. Soğutma çevrim tasarımlarında evaporasyon sıcaklığının bu değere yakın seçilmemesine özen gösterilmelidir. Aksi durumda akışkanın katılaşması ve kuru buz oluşmasına bağlı olarak kompresör olmak üzere çevrim ekipmanlarının ciddi hasar görmesi söz konusu olabilir. 31,06 °C ve 73.6 bar ise sıvı ve gaz fazının dengede olduğu noktadır. Bu sıcaklık ve basıncın üzerinde CO₂ akışkan için yeni bir fazdan bahsedilebilir. Bu bölgenin üzerindeki tüm noktalarda CO₂ akışkan süperkritik fazdadır. Süperkritik bölge CO₂ akışkanın bazı termofiziksel özelliklerinde keskin değişikliklerin görüldüğü ve ısı performansının tayin edilmesi için hassas değerlendirmelere ihtiyaç duyulan alanı ifade etmektedir. Şekil 2.2' de CO₂ akışkanın Ln P-h diyagramında üçlü nokta ve kritik noktasına bağlı faz bölgeleri bildirilmiştir [17].



Şekil 2.2: R744 Ln-PH diyagramı.

Süperkritik bölgede CO₂ akışkanının özgül ısısında ani artışlar görülmektedir. Bu artışın gözlemlendiği bölgeler sahte kritik bölge olarak adlandırılmaktadır. Basıncıdaki değişime de bağlı olarak sahte kritik sıcaklık da farklı bir değere artış göstermektedir. Sahte kritik bölge özgül ısısının yanı sıra aynı zamanda ısı transfer katsayısının da maksimum değere ulaştığı bölgedir. Bu durum kritik üstü çevrim uygulamalarında basma hattı ısı değiştiricisi olan gaz soğutucuların ısı kapasitesinin nümerik tayininde hatalara sebebiyet vermektedir. Sistem genel performansı üzerinde oldukça büyük öneme sahip olan gaz soğutucuların efektif çalışma sergileyebilmesi adına nümerik hesaplamalardan hassas sonuç elde edilebilecek akışkan taraf ısı transfer katsayısı ve Nusselt korelasyonunun tayini ısı değiştirici tipine, çalışma sıcaklık aralığına bağlı olarak kritik öneme sahiptir. Şekil 2.3 'de CO₂ akışkanının özgül ısısındaki ani değişimler ve sahte kritik sıcaklığın basınca bağlı değişimi sunulmuştur [18].



Şekil 2.3: CO₂' in Kritik Üstü Basıncıta Sıcaklığa Bağlı Özgül Isı Değişimi.

2.4. CO₂ Akışkanlı Soğutma Çevrim Uygulamaları

CO₂ akışkan en basit ifadeyle kritik noktasına bağlı olarak subkritik ve transkritik olarak soğutma çevrim tasarımlarında kullanım alanı bulmaktadır.

Her iki çevrim uygulamasında da özgün tasarımlar söz konusu olmakla birlikte subkritik çevrimler başlıca iki farklı soğutucu akışkanın kullanıldığı kaskad, pompa sirkülasyonlu, düşük sıcaklık kademesinde direkt genişmeli ve orta sıcaklık kademesinde pompa sirkülasyonlu olacak şekilde farklı uygulama örneklerine sahiptir.

Subkritik uygulamalara nazaran transkritik çevrim COP' si oldukça düşüktür. Literatür incelendiğinde özellikle transkritik CO₂ çevrim performansını iyileştirilmesine yönelik ilave çevrim ekipmanlarının kullanımının yanı sıra sistemde kullanılan gaz soğutucu termal tasarımının da oldukça büyük öneme sahip olduğu bilinmektedir. Çevrim uygulamasının ekserji kayıplarını en aza indirmek adına yapılan çalışmalar aşağıdaki başlıklara ayrılabilir.

- İki kademeli Sıkıştırırmalı (Booster) CO₂ Çevrimi.
- Ejektörlü CO₂ Çevrimi.
- Paralel Kompresörlü Çevrim Uygulamaları.
- İç Isı Değiştirici Kullanımı ile CO₂ Çevrim Performansının İyileştirilmesi.

- Süperkritik Çevrim Optimum Çalışma Basıncının İncelenmesi.
- Süperkritik Koşullarda Akışkan Taraf Isı Transfer Katsayı Korelasyon Çalışmaları.
- Seri Kompresörlü CO₂ Çevrim Uygulamaları.
- CO₂ Gaz Soğutucu (Kanatlı Borulu Isı Değiştirici) Isıl Performansının İncelenmesi ve İyileştirilmesi.

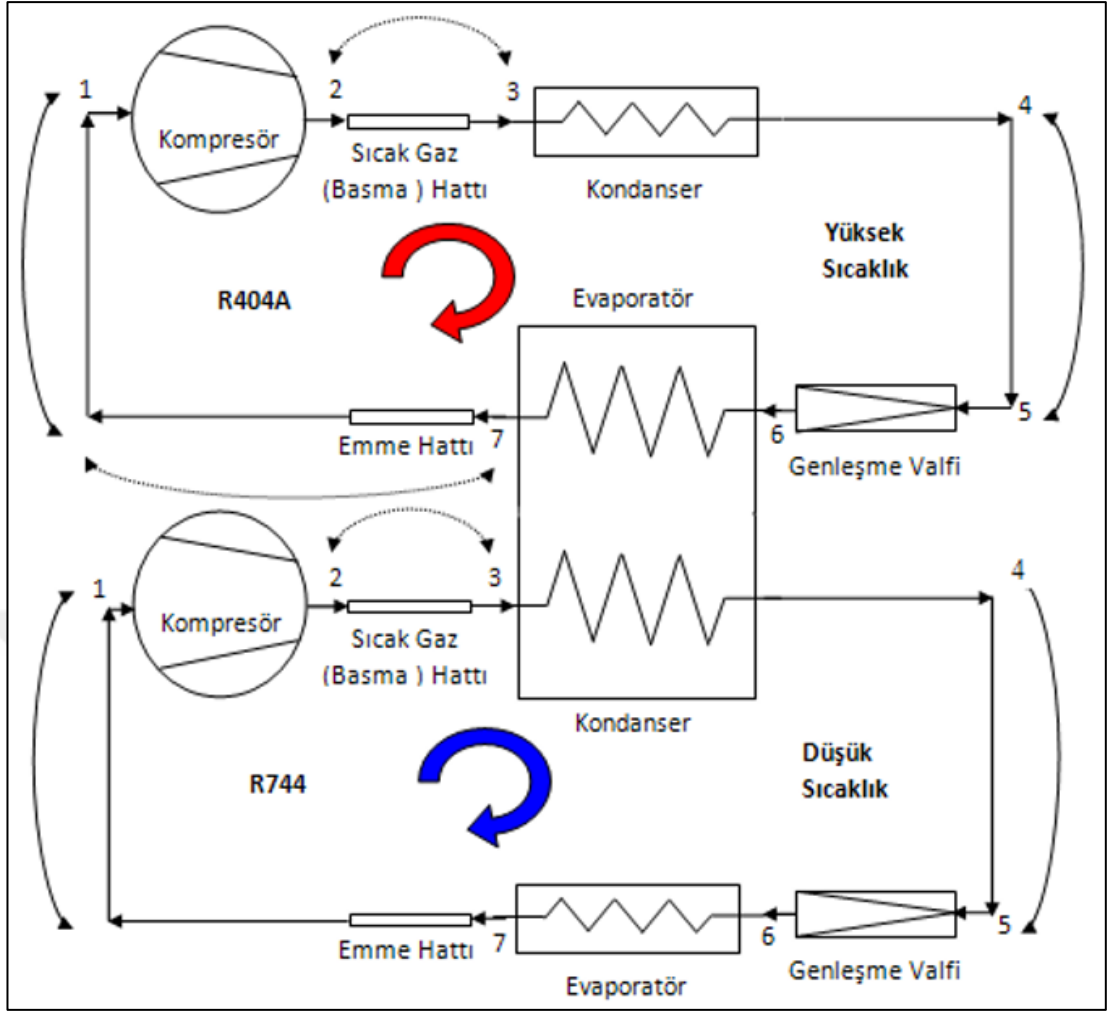
2.4.1. Subkritik Çevrim Uygulamaları

CO₂ soğutma proses uygulamalarında en sık tercih edilen çevrim; kritik altı diğer bir deyişle subkritik uygulamalardır. Subkritik çevrimde sıcaklık ve basınç değerleri CO₂'in kritik noktasının altında ve üçlü noktasının üzerindedir.

Tek kademeli subkritik çevrim uygulamasında geleneksel akışkanlara nazaran yüksek sistem basıncı ve nispeten sınırlı çalışma sıcaklık aralığı karşımıza çıkmaktadır. Düşük kondenzasyon sıcaklığı çevreye ısı atımının daha zor olduğu bir yoğuşma prosesini karşımıza çıkarmaktadır. Sistem çalışma basıncı ortalama 60 bar civarındadır [19].

2.4.1.1. Kaskad Çevrim

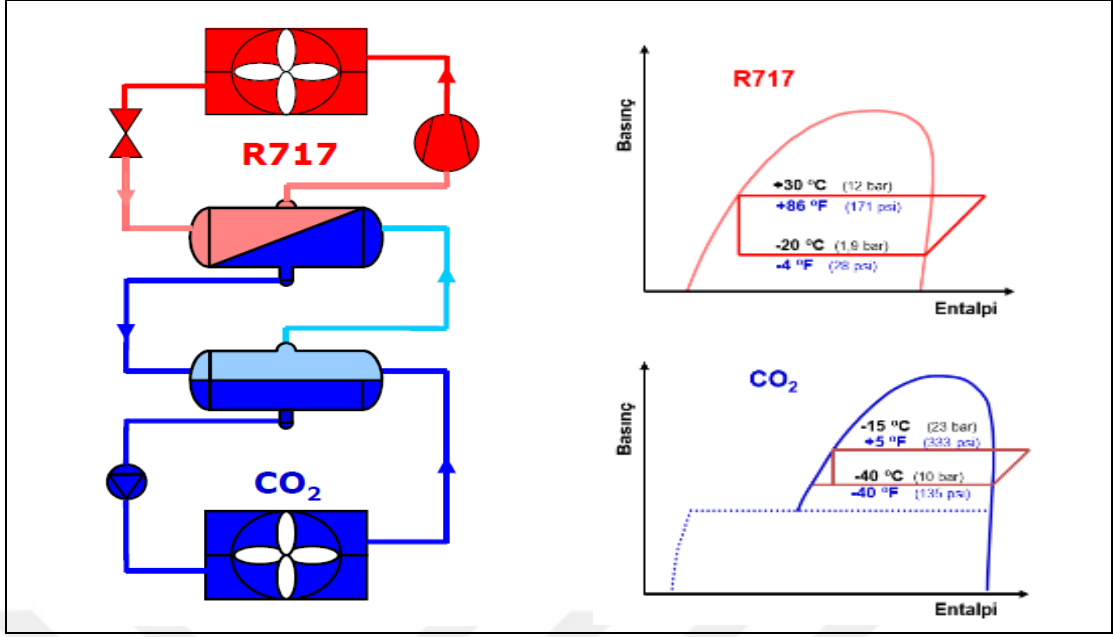
R-404A, R-134A gibi freon akışkanların kullanıldığı tek kademeli çevrimlere nazaran CO₂ kaskad çevrim uygulamaları ile enerji tasarrufu sağlanmakta ve CO₂ emisyonlarının azaltılması sağlanmaktadır. Yüksek sıcaklık kademesinde freon akışkanların veya amonyağın kullanıldığı bu sistemlerde CO₂ akışkan düşük sıcaklık kademesinde kritik altı basınç ve sıcaklıklarda kullanılmaktadır. Çevrimdeki akışkanlar arasında ısı geçişinin sağlandığı Shell and tube ısı değiştirici yüksek sıcaklık kademesi için evaporatör, düşük sıcaklık kademesi için ise kondenser görevini üstlenmektedir. Şekil 2.4' de çevrimin şematik tasarımı sunulmuştur.



Şekil 2.4: 1.kademede R-404A 2. Kademedeki R-744 Akışkanlı Kaskad Çevrim .

2.4.1.2. Pompa Sirkülasyonlu Subkritik CO₂ Çevrim

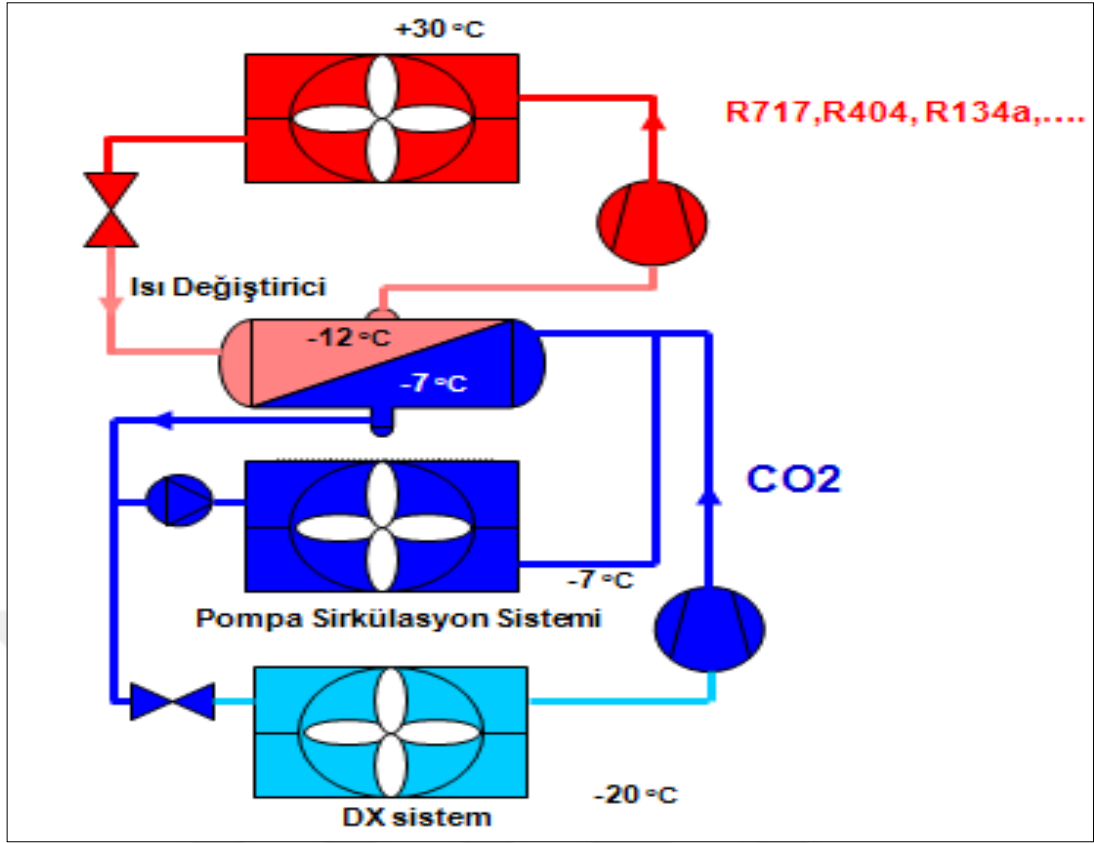
Pompa sirkülasyonlu sistemlerde kaskad tasarımlarda olduğu gibi yüksek sıcaklık kademesinde ikincil bir akışkan daha kullanılmaktadır. Bu sistemlerde yaygın olarak ikincil akışkan amonyak olarak tercih edilmektedir. Sistem tasarımının avantajları değerlendirildiğinde CO₂ akışkan kademesinde kompresör yer almamaktadır. Bu sebeple tasarımda kompresör ve yağlama yağı ihtiyacı da ortadan kalkmaktadır. Likit fazdaki saf CO₂ akışkan bir diğer akışkan tarafınca soğutulmaktadır. CO₂ akışkan tanka likit ve gaz faz karışımı olarak bir diğer deyişle flaş gaz olarak dönmektedir. Sistemdeki tank, depolama ve likit faz seperatörü görevini üstlenmektedir. Bu sistemlerin basit ve güvenilir tasarımlar olması avantaj sağlarken çok fazla CO₂ şarjı ihtiyacı dezavantaj olarak ifade edilebilir. Şematik olarak Şekil 2.5’ de pompa sirkülasyonlu CO₂ çevrimi belirtilmiştir.



Şekil 2.5: Pompa Sirkülasyonlu CO₂ Kaskad Çevrim.

2.4.1.3. Düşük Sıcaklık Kademesi Direkt Genleşmeli Orta Sıcaklık Kademesi Pompa Sirkülasyonlu Subkritik Çevrim

Yaygın kullanılan bir diğer uygulamada ise CO₂ akışkanı farklı sıcaklık kademelerinde kullanıldığı tek bir çevrim tasarımı iki farklı sıcaklık kademesinin elde edilmesine olanak tanır niteliktedir. Yüksek sıcaklık kademesinde sistem basma hattında amonyak, freon akışkanlar kullanılırken orta sıcaklık kademesinde pompa sirkülasyonlu evaporatörde CO₂ akışkan kullanılmaktadır. Bu tasarımda donmuş muhafaza sıcaklıklarının elde edildiği direkt genleşmeli evaporatör de kullanılarak hem direk genleşmeli hem de pompa sirkülasyonlu subkritik CO₂ uygulaması tek bir çevrimde uygulanabilmektedir. Sistem tasarımının en büyük avantajı farklı sıcaklık kademelerinin elde edilebilmesidir. Şekil 2.6' da çevrimin şematik gösterimi yer almaktadır.



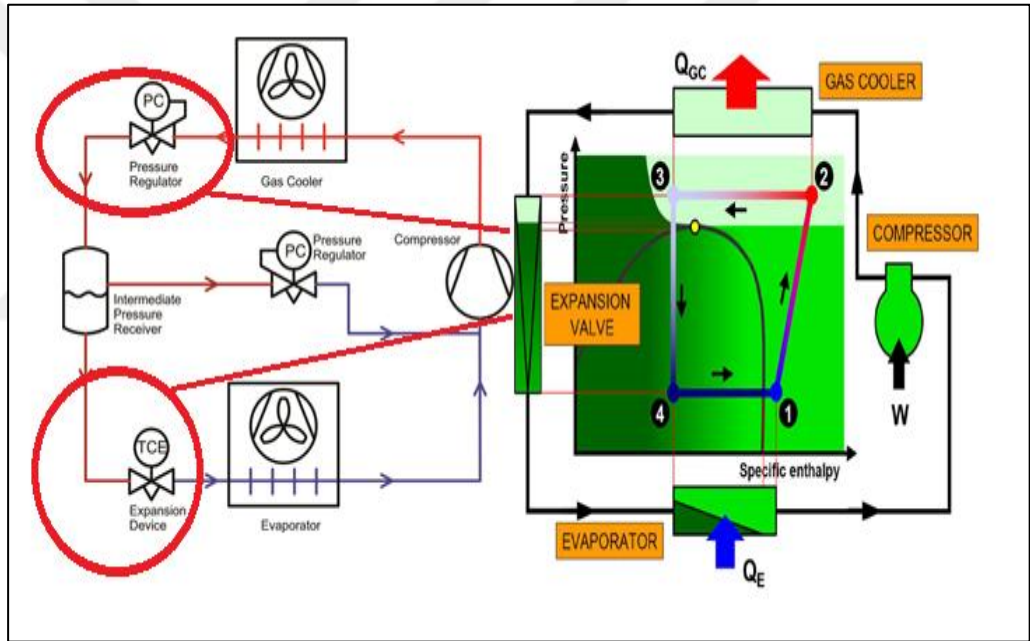
Şekil 2.6: Düşük Sıcaklık Kademesi Direkt Genleşmeli Orta Sıcaklık Kademesi Pompa Sirkülasyonlu Subkritik Çevrim.

2.2. Transkritik Çevrim Uygulamaları

Basit mekanik buhar sıkıştırırmalı transkritik çevrim uygulamasında kullanılan ana ekipmanlar evaporatör, kompresör, yüksek basınç kontrol valfi, genleşme valfi, flaş gaz ve likit ayrımı için kullanılan gaz by-pass tankı ve klasik çevrimlerdeki kondenserlerin yerini alan gaz soğutucu ünitesinden oluşmaktadır.

Çevre ortam sıcaklığının CO₂ akışkanının kritik sıcaklığı olan 31,06 °C' ye yakın veya üzerinde olması durumunda sistem uygulaması transkritik olarak adlandırılmaktadır. Geleneksel akışkanların kritik sıcaklığı oldukça yüksektir ve genel uygulamalarda CO₂, kritik üstü olarak kullanım ihtiyacı doğuran nadir akışkanlardandır. Tasarım incelendiğinde sistem uygulamasında en yüksek ekserji kayıplarının gaz soğutucu ve genleşme valfinde olduğu yapılan araştırmalarda tespit edilmiştir. Genel çevrim performansının iyileştirilmesinin yanı sıra kullanılacak gaz soğutucunun termal kapasitesinin doğru tayin edilmesi de genel sistem performansı açısından oldukça önemli bir etkiye sahiptir. Şekil 2.7' de basit transkritik çevrim

uygulamasına yönelik tesisat şeması yer almaktadır. Geleneksel çevrim uygulamalarındaki genleşme valfine karşılık transkritik uygulamalarda gaz soğutucu çıkışında yüksek basınç kontrolü için bir valf ve faz değişimi için ikincil bir genleşme valfi yer almaktadır. Gaz soğutucularda geleneksel çevrimlerdeki gibi yoğuşma olmaması, yüksek ve sabit basınçta çalışma sergilemeleri nedeniyle transkritik çevrimlerde genleşme ve CO₂ akışkanın likit fazına geçmesi için genleşme valfinin yanı sıra yüksek basınç kontrol valfinin de kullanım ihtiyacını ortaya çıkarır. Sistem ekserji kayıplarını en aza indirmek adına gaz soğutucu çalışma basıncının belirlenmesi de büyük öneme sahiptir. Sistem etkenliğini arttırabilmek adına literatürde transkritik çevrim optimum çalışma basıncının belirlenmesine yönelik çalışmalar da yer almaktadır.



Şekil 2.7: Tek Kademeli Transkritik Çevrim Şematik Gösterimi.

3. LİTERATÜR TARAMASI

Subkritik uygulamalara nazaran transkritik çevrim COP' si oldukça düşüktür. Literatür incelendiğinde özellikle transkritik CO₂ çevrim performansını iyileştirilmesine yönelik ilave çevrim ekipmanlarının kullanımının yanı sıra sistemde kullanılan gaz soğutucu termal tasarımının da oldukça kritik öneme sahip olduğu bilinmektedir. Çevrim uygulamasının ekserji kayıplarını en aza indirmek adına yapılan çalışmalar ve gaz soğutucu ısı kapasitesinin tayini için akışkan taraf Nusselt korelasyonlarına yönelik literatürdeki çalışmalar aşağıdaki başlıklara ayrılabilir.

3.1. Transkritik Çevrim Performans İyileştirmesine Yönelik Çalışmalar

CO₂ akışkanlı soğutma sistemlerinde sistem performansını ve verimliliğini artırmanın yollarından birisi de tersinmezliği arttıran genleşme vanasındaki kısımla kayıplarını azaltmaktır. Bu nedenle günümüzde genleşme vanası yerine çift fazlı ejektör kullanımı gelişen teknoloji ve araştırma faaliyetleriyle kullanılmaya başlanmıştır. Sisteme eklenen ejektör, genleşme vanasındaki kayıpların geri dönüşünü sağlamakta ve kompresörde yapılan işi azaltmaktadır. Böylece sistemin soğutma tesir katsayısı ve verimliliği artmaktadır. Literatür ve ticari uygulamalar incelendiğinde, gelişmiş kontrol sistemleri ile çift fazlı ejektörün soğutma sistemlerinde yaygınlaştığı görülmektedir. Ejektörlü sistem tasarımı ile transkritik CO₂ soğutma çevriminde verim artışının sağlanması, hem yapay akışkanlı uygulamalara hem de CO₂ paralel kompresörlü uygulamalara göre etkenliğinin daha yüksek olduğunun belirlenmesine olanak sunmuştur [20].

Tablo 3.1' de eşit soğutma kapasitesi için farklı sistemlerin R404A akışkana göre enerji tasarrufu ve kompresör verimleri karşılaştırılmıştır. Sistemde çift fazlı ejektör kullanımı ile enerji tasarrufu ve kompresör verimliliği açısından avantaj sağlanmaktadır [21].

Tablo 3.1: Farklı Sistem Tasarımlarının R-404A Akışkanlı Çevrim ile Enerji ve Verimlilik Açısından Kıyaslaması.

Sistem	R404A Sisteme Göre Enerji Tasarrufu	Booster Sisteme Göre Kompresör Verimi
Booster	-11%	0%
Paralel Kompresörlü Sistem	7%	15%
Gaz Ejektörlü Sistem	10%	18%
Sıvı & Gaz Ejektörlü Sistem	22%	27%

Çift fazlı ejektörlü sistemler için ilk çalışma örnekleri yapay soğutucu akışkanlı çevrimler üzerine yapılmıştır [20].

Menegay ve Kornhauser, R12 akışkanlı soğutma çevriminde teorik olarak yaptığı çalışmalarında standart çevrime oranla %21' lik performans artışı olduğunu tayin etmişlerdir. Deneysel çalışmalarında ise çift fazlı ejektör kullanımı ile R-12 soğutucu akışkan için sistem performansında %10' luk bir iyileşme elde edileceğini belirtmişlerdir. Yakın tarihlerde CO₂ kullanımın yaygınlaşması ile transkritik soğutma sistemlerinde çift fazlı ejektör uygulamasına yönelik araştırmalar da hız kazanmıştır [22].

Li ve Groll, transkritik CO₂ çevriminde karışım oranı ve ejektördeki basınç düşümünün etkisi ile sistem performansında %16' lık bir artış olacağını sunmuşlardır [23]. Dang ve Hiara, çift fazlı ejektörün soğutma sistem performansına etkisini belirlemek için nümerik analiz gerçekleştirmişlerdir. Belirtilen çalışma şartlarına göre çift fazlı ejektör kullanımı ile soğutma tesir katsayısında (STK) %22 oranında, soğutma kapasitesinde ise % 11,5 oranında artış olacağını elde etmişlerdir [24].

Gullo vd., eşit soğutma kapasitesinde, R404-A akışkanlı dx, CO₂ booster, CO₂ paralel kompresörlü, orta sıcaklık ara kademeli paralel kompresörlü, multi ejektörlü sistem ve düşük-orta sıcaklık kademeli CO₂ soğutma sistemlerinde dış hava sıcaklığına göre STK ve yıllık enerji tüketimlerini incelemiş ve karşılaştırmışlardır. Verilere göre multi ejektörlü düşük-orta sıcaklık kademeli sistemin STK' sının düşük dış hava sıcaklığında en yüksek orana sahip olduğunu belirtmişlerdir. Düşük hava sıcaklığında en az STK, R404-A dx sistemde olmasına rağmen dış hava sıcaklığının artışı sistemlerin soğutma tesir katsayılarını da birbirine

yaklaştırmaktadır. Bu sistemleri farklı şehirler için nümerik olarak inceleyerek verimliliğe bağlı en az enerji tüketimine sahip olan sistemin, multi ejektörlü düşük-orta sıcaklık kademeli transkritik sistem olduğunu açıklamışlardır [25].

Transkritik CO₂ soğutma çevrimleri için ara kademe gaz soğutucu optimum çalışma basıncı ve sıcaklığına göre soğutma tesir katsayısının artırılmasına yönelik birçok çalışma yapılmıştır. Gaz soğutucu optimum çalışma koşulları akışkan giriş – çıkış sıcaklığı ve basıncına, sistem bileşenlerine ve kademelerine göre değişkenlik göstermektedir.

Wang vd., ara kademede iç ısı değiştiricisine sahip çift genleşmeli CO₂ ısı pompası sisteminde en uygun gaz soğutucu basıncını tespit etmişlerdir. Çift kademeli sistemde gaz soğutucu fan hız kontrolü ile kapasite kontrolünü sağlayarak sistem performansına etkilerini incelemişlerdir [26]. Kadam vd., çift kademeli hava şartlandırma ünitesi için CO₂ hattında kontrol sistemiyle ve kontrol sistemi olmadan çalışma koşullarını karşılaştırmışlardır. Hassas kontrol sistemi yer alan uygulamada STK' nın %20 daha yüksek olduğunu tespit etmişlerdir [27].

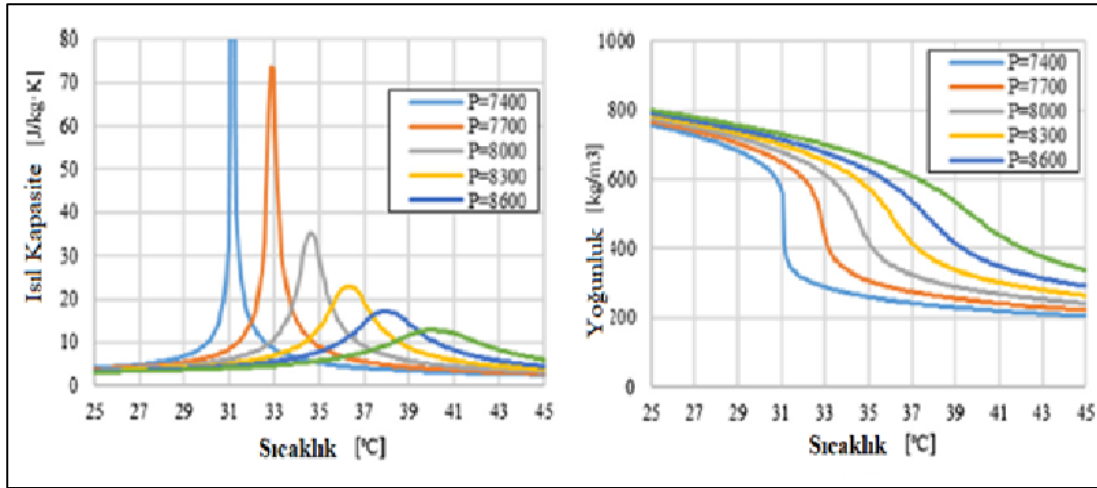
Apra ve Maiorino, transkritik soğutma sistemlerinin bina soğutma uygulamalarında kullanımı için performansını iyileştirmek üzerine deneysel çalışma gerçekleştirmişlerdir. Deney düzeneği ana besleme hattı kompresörü yarı hermetik tip, çalışma basınç aralığı ise 15-120 bar şeklindedir. Deneysel çalışma, bypass valfi, genleşme valfi ve sıvı tankında oluşan flaş gazı önlemek amacıyla invertöre bağlı yarı hermetik tip yardımcı kompresörü de içermektedir. Sistemde kullanılan evaporatör ve gaz soğutucu üniteleri kanatlı borulu tip seçilmiş olup genel sistem performansına etkisini incelemek üzere kullanılan iç ısı değiştirici ise koaksiyel gövde boruludur. İç ısı değiştirici, kompresör emiş hattı ve gaz soğutucu çıkışı arasına yerleştirilmiştir. STK gaz soğutucu girişindeki hava sıcaklığının bir fonksiyonu olarak, iç ısı değiştiricili ve iç ısı değiştiricisiz her iki durum için hesaplanmıştır. Her iki test koşulunda da evaporasyon sıcaklığı sabit ve 5 °C kabul edilmiştir. Sistem ekserji analizi tüm bileşenler için gerçekleştirilmiş olup, evaporatör hariç tüm bileşenler için gaz soğutucu çıkış sıcaklığındaki artışa bağlı olarak STK' nın artış sergilediği belirtilmiştir. Bu durum, transkritik sistem performans iyileştirmesi için gaz soğutucu çıkış sıcaklığını arttırmanın STK'da artışa olanak tanıdığına ve iç ısı değiştiricisi kullanımı ile de sistem STK'sının ortalama % 10 oranında arttırılabileceğini ifade etmektedir [28].

Huff vd., iki kademeli bir çevrimde flaş gaz by-pass ve emme hattında iç ısı değiştiricisi kullanarak kompresör akışkan giriş sıcaklığını ayarlamışlardır. Bu uygulama ile klasik tek kademeli soğutma çevrim performansına göre sistem verimliliğinin ortalama %38 ile %63 aralığında artış gösterdiğini öne sürmüşlerdir [29].

Sian ve Wang, iki kademeli transkritik çevrim performansının belirlenmesi için gerçekleştirdikleri deneysel çalışmalarında, yarı hermetik kompresör, plakalı gaz soğutucu, iç ısı değiştirici, yüksek basınç genleşme valfi ve kanatlı borulu evaporator kullanmışlardır. Farklı dış ortam sıcaklığı ve bağıl nem oranlarında genleşme vanası açıklık oranının sistem performansına etkisini değerlendirmişlerdir. Ayrıca nümerik algoritma oluşturarak sistem performansı ve komponentlerin verimlerini hesaplamışlardır. Nümerik ve deneysel sonuçlar karşılaştırıldığında STK ve evaporatör soğutma kapasitesi arasında sırasıyla %10 ve %5 fark sunmuşlardır. Bağıl nemin artışı kapasiteyi ve STK' yı artırmasına rağmen, plakalı ısı değiştiricisindeki soğutma suyunun giriş sıcaklığının artması bu iki değeri de düşürmüştür [30].

3.2. Süperkritik CO₂ Isı Transfer Katsayısı Korelasyon Çalışmaları

Süperkritik CO₂' in soğutma sistemleri ve enerji proseslerinde kullanımı için termofiziksel davranışının hassas tayin edilmesi kritik öneme sahiptir. Aşağıdaki Şekil 3.1' de süperkritik bölgede CO₂ akışkanın sıcaklık ve basınca bağlı termofiziksel özelliklerindeki (özelliklerindeki (özgül ısı, yoğunluk, ısı transfer katsayısı ve dinamik viskozite) keskin değişim net olarak görülmektedir. Sabit basınç altında sıcaklıktaki değişime bağlı dinamik viskozite, ısı transfer katsayısı, yoğunluk ve özgül ısı ani bir şekilde artış göstermektedir. Bu değişim CO₂ akışkanı diğer yaygın kullanıma sahip akışkan davranışlarından ısı transfer katsayısındaki ani pik bölgeleri nedeniyle oldukça farklı kılmaktadır [31].



Şekil 3.1: CO₂ Akışkanın Sıcaklık ve Basınca Bağlı Termofiziksel Özellikleri.

Özgül ısıda ve ısı transfer katsayısında ani piklerin görüldüğü bu noktalar sahte kritik (psödo kritik) nokta olarak da adlandırılmaktadır [33]. Araştırmacılar, süperkritik CO₂' in psödo kritik bölgede ısı transfer katsayısı için genelleştirilmiş bir korelasyon belirlemenin mümkün olmadığını bildirmiştir [24].

Geleneksel sistemlerde yoğuşma esnasındaki ısı transferinin incelenmesi üzerine literatürde oldukça fazla çalışma yer alırken, HFC, HCFC grubu akışkanlara kıyasla CO₂' in süperkritik bölgedeki ısı transfer özelliklerinin belirlenmesi üzerine nispeten daha az çalışma yer almaktadır [34].

CO₂ akışkanın bu bölgede ısı transferini detaylı olarak incelemek adına literatürde nümerik ve deneysel çalışmalara bağlı geliştirilen Nusselt korelasyonları yer almaktadır. Bu korelasyonlar farklı Reynold sayısı aralıklarında ve farklı tasarım koşulları için test edilmiştir. Bu çalışmada literatürde yer alan korelasyonlardan faydalanılarak kanatlı borulu gaz soğutucu akışkan taraf ısıl davranışının tayininde deneysel sonuçlara en hassas uyumu sunan korelasyonun seçimi ve yazılıma entegrasyonu hedeflenmiştir.

Krasnoshchekov vd., Tanaka ve arkadaşlarının deneysel verileri ile doğrulanan korelasyon çalışmasını yürütmüşlerdir. Korelasyon yatay boruda ve Denklem 3.1' de belirtilen serbest akış sıcaklığındaki Re sayısı aralığı için test edilmiştir [31]. Baskov ve Kuraeva, sahte kritik bölgede yüksek ısı transfer katsayısı tahmin eden korelasyonda %25 oranında bir düzeltme sağlamıştır. Korelasyon çalışmasının geçerli olduğu serbest akış sıcaklığına bağlı Re sayısı aralığı Denklem 3.2' de verilmiştir [35]. Petrov ve Popov, ısı transfer katsayısı için çok yüksek tahminlerde

bulunan Nusselt korelasyonunu revize ederek yeni bir çalışma gerçekleştirmiştir [36].

$$10^4 < Re_b < 3.2 \cdot 10^5 \quad (3.1)$$

$$9.5 \cdot 10^4 < Re_b < 6.44 \cdot 10^5 \quad (3.2)$$

Pitla vd., çapraz akış prensibine uygun boru-boru ısı değiştiricisinde süperkritik CO₂ akışkanın soğutulması esnasındaki ısı transferini nümerik ve deneysel olarak incelemişlerdir. Nümerik model, genel Nusselt sayısı dağılımını ve akışkan debisini arttırmanın, yani Reynolds sayısını arttırmanın etkisini incelemek için kullanılmıştır. Bu çalışmada, 395 K akışkan giriş sıcaklığı ve 10 Mpa CO₂ basıncı korunmuştur. Duvar sıcaklığı sabit kabul edilmiş olup CO₂ kritik sıcaklığının altında ve 303 K'dir. Çalışmadaki verilerden yola çıkıldığında akışkan debisindeki artış, ısı taşınım katsayısını da arttırmaktadır. Sabit kütleli debi oranında ısı taşınım katsayısının pik yaptığı nokta, sahte kritik (psödo kritik) noktadır. Bu noktada özgül ısı da en yüksek değerine ulaşmaktadır. CO₂ kritik basıncına yakın bölgelerde bu artış daha net görülürken daha yüksek basınç değerlerinde pik yaptığı noktaların eğiminde azalma görülmektedir. Isı transfer katsayısındaki zirvenin basınçtaki artışla daha yüksek bir sıcaklığa kaydığı çalışma sonuçlarından yorumlanmaktadır. Teorik olarak elde edilen sonuçların deney verileri ile oldukça farklılık göstermesi neticesinde duvar ve serbest akış sıcaklıklarına bağlı ortalama Nusselt sayısının tayini için yeni bir korelasyon çalışması gerçekleştirmiş ve literatürde yer alan korelasyonlara nazaran test koşulları için daha hassas sonuç elde edildiğini bildirmişlerdir [34].

$$Nu_{pitla} = \left(\frac{Nu_w + Nu_b}{2} \right) \frac{k_w}{k_b} \quad (3.3)$$

Yoon, çalışmasında 7.73 mm çapındaki yatay bakır boru içerisinde süperkritik CO₂' in soğutulmasını incelemiştir. Deneysel çalışmasında dikkate aldığı sıcaklık aralığı ve basınç aralığı 30-65 °C, 7.5-8.8 Mpa' dır. Yoğunluk ve özgül ısının süperkritik bölgedeki değişimi CO₂' in ısı transfer katsayısını oldukça etkilemektedir. Birçok korelasyon çalışması boru duvar (yüzey) sıcaklığına bağlı değerlendirilirken sahte kritik bölgeye bağlı ayrıma gidilen çalışmalar oldukça azdır.

Yoon incelemesini iki farklı bölgeye ayırarak sahte kritik sıcaklığın altında ve üstünde farklı Nusselt korelasyonları ifade etmiştir. Literatürdeki farklı korelasyonlara göre oldukça yüksek tahminde bulunan yeni korelasyon, kritik bölgede deney sonuçlarına yakın ancak diğer araştırmacıların çalışmalarından ise oldukça yüksek sonuç vermektedir [37].

$$Nu_{Yoon} = a Re_b^b Pr_b^c \left(\frac{\rho_{pc}}{\rho_b} \right)^d$$

$$\frac{T_b}{T_{pc}} > 1 \text{ ise } a=0,14 \text{ } b=0,69 \text{ } c=0,66 \text{ } d=0$$

$$\frac{T_{pc}}{T_b} \geq 1 \text{ ise } a=0,013 \text{ } b=1 \text{ } c=-0,05 \text{ } d=1,6 \quad (3.4)$$

Dang ve Hiara, iç çapları 1 ile 6 mm arası değişen farklı çaplardaki borularda kütleli debinin ve basıncın ısı transfer katsayısı üzerine etkisini termofiziksel özelliklere; özgül ısı, yoğunluk, termal iletkenlik ve viskoziteye bağlı olarak incelemiştir. Çalışmada referans olarak Gnielenski' nin 1979 yılında çalıştığı korelasyonu dikkate alınmış ve sonrasında ampirik ifadenin deney sonuçlarından oldukça farklı sonuç önermesi nedeniyle yeni korelasyon geliştirilmiştir. Bu çalışmada nispeten daha düşük boru çapları dikkate alınması sebebiyle süperkritik CO₂' in mikro kanallı ısı değiştirici uygulamaları için de tercih edilebileceğini ortaya koyar niteliktedir [38].

Son ve Park, transkritik çalışma koşullarında saf CO₂' in soğutma işlemi esnasında kütle akışını ve basıncını 6000 mm uzunluğundaki yatay boruda incelemiş ve ısı transfer katsayısını 12 farklı noktadan deneysel verileri alarak yeni bir korelasyon ifadesi geliştirmişlerdir. Kütle akışı ve CO₂ sıcaklığının psödo kritik bölge yakınında ısı transfer katsayısına oldukça önemli bir etkisi olduğuna değinmişlerdir [39].

$$Nu_{S\&P} = Re_b^b Pr_b^c \left(\frac{\rho_{pc}}{\rho_b} \right)^d \left(\frac{c_{pb}}{c_{pw}} \right)^e$$

$$\frac{T_b}{T_{pc}} > 1 \text{ ise; } b=0,55 \text{ } c=0,23 \text{ } d=0 \text{ } e=0,15$$

$$\frac{T_{pc}}{T_b} \geq 1 \text{ ise; } b=0,35 \text{ } c=1,9 \text{ } d=-1,6 \text{ } e=-3,4 \quad (3.5)$$

Oh ve Son, 4.55 ve 7.75 mm yatay boru içerisinde süper kritik CO₂ akışkanın soğutulması esnasındaki yerel ısı transfer katsayılarını deneysel olarak incelemiş ve inceleme sonuçlarından yola çıkarak yeni bir korelasyon ifadesi geliştirmiştir.

Özellikle referans kabul ettiği çalışmaya nazaran makro boyutlu boru çapları için dikkate alınabileceğini belirttiği korelasyon çalışmasında, ısı transfer katsayısı her iki boru çapı için de farklı basınçlarda belirli sıcaklık için zirve değere ulaşmakta ve ardından ani düşüş sergilemektedir. Çalışmada kütleli debideki artışın sabit basınç değerinde ısı transfer katsayısını arttırdığına değinmiştir. Bir başka ifadeyle türbülanslı akış modelinde varyasyonun daha da net görüldüğü belirtilebilir. Diğer araştırmacılardan farklı olarak boru çapındaki azalmanın duvar sıcaklığında azalışa ve buna bağlı ısı transfer katsayısını arttırdığına yönelik elde ettiği verilerden çıkarım yapılabilir. Bu çıkarımın paralelinde ilgili korelasyonun mini kanallı ısı değiştiriciler için de araştırılmasının ayrı bir çalışma olarak gerekliliğini ortaya koyar niteliktedir [40].

Gnielinski, türbülanslı akıştaki Nusselt sayılarının tayini için yeni bulgular ışığında korelasyon çalışmasını tekrarlamış ve yeni bir ampirik bağıntı ortaya koymuştur. Bu değişiklik, birçok araştırmacının da çalışmalarında referans aldığı eski çalışmasının süperkritik CO₂ akışı için tekrar gözden geçirilmesi gerekliliğini ortaya koymaktadır [41].

$$Nu_G = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1.07+12.7\left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}}\left(Pr^{\frac{2}{3}}-1\right)} \left[1 + \left(\frac{D_H}{L}\right)^{\frac{2}{3}}\right] \quad (3.6)$$

Dittus ve Boelter, yatay yivsiz boruda süperkritik CO₂ için türbülanslı akıştaki Nusselt sayılarını incelemek üzere korelasyon çalışması gerçekleştirmiştir. Bu çalışmalarında, serbest akış sıcaklığına bağlı Reynold ve Prandtl sayılarının değişimi üzerinden korelasyon ifadesini oluşturmuştur [42].

$$Nu_{DB} = 0,023Re_b^{0,8}Pr_b^n$$

$$n = \frac{T_w}{T_b} > 1 \text{ ise } 0,4, \frac{T_w}{T_b} < 1 \text{ ise } 0,3 \quad (3.7)$$

Zhao ve Jiang, 4.01 mm çapındaki yatay boruda süperkritik CO₂ Nusselt korelasyonunu deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmada dikkate alınan basınç aralığı 4.5–5.5 Mpa, sıcaklık aralığı ise 80-140 °C şeklindedir. Gnielinski' nin

korelasyonunu geliştirerek duvar sıcaklığı ve serbest akış sıcaklığına bağlı farklı katsayıları çalışmalarına eklemişlerdir [29].

$$Nu_{Z\&J} = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1.07+12.7\left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}}\left(Pr^{\frac{2}{3}}-1\right)} \left[1 + \left(\frac{D_H}{L}\right)^{\frac{2}{3}}\right] C_{vp}$$

$$\frac{T_{pc}}{T_b} \geq 1 \text{ ise } C_{vp} = 0,93 \left(\frac{Pr_w}{Pr_b}\right)^{-0,11} \left(\frac{\bar{c}_p}{c_{pb}}\right)^{0,96} \left(\frac{\rho_w}{\rho_b}\right)^{1,06} \quad (3.8)$$

Literatürde yer alan bu çalışmalar farklı Reynold sayıları, farklı boru geometrileri ve deneysel çalışma rejimleri için dikkate alınmıştır. CO₂ akışkanının özellikle yüksek sıcaklık bölgelerinde kullanımının yaygınlaşması için ısı değiştirici tasarımına, çalışma basınç ve sıcaklık aralığına bağlı olarak efektif sonuç elde edilecek korelasyonların belirlenmesine olan ihtiyacı ortaya koymaktadır. İncelemeler her bir geometri için, bu alanda daha fazla çalışmaya duyulan ihtiyaca işaret eden evrensel bir korelasyonun olmadığını göstermektedir.

4. GAZ SOĞUTUCU TASARIMI VE NÜMERİK HESAPLAMA METODOLOJİSİ

Kanatlı borulu gaz soğutucu ısıl kapasitesi akışkan taraf ve hava tarafı ısıl dirençlerinin toplamına eşittir. Hava tarafındaki ısıl direnç boru ve lamel plakaları yüzeyinden gerçekleşen ısı transferinin toplamını ifade etmektedir. Akışkan tarafta ise akışkandan boru iç yüzeyine taşınım ve boru iç yüzeyinden dış yüzeyin iletimle gerçekleşen toplam ısı transferinin etkisi dikkate alınmaktadır. Toplam ısı transferi, akışkan taraf ve hava tarafındaki ısı transferinin bileşimidir. Toplam ısı transferini etkileyen parametreler ve kanatlı borulu ısı değiştiricisini oluşturan parçalar bu bölümde detaylı olarak aktarılmıştır.

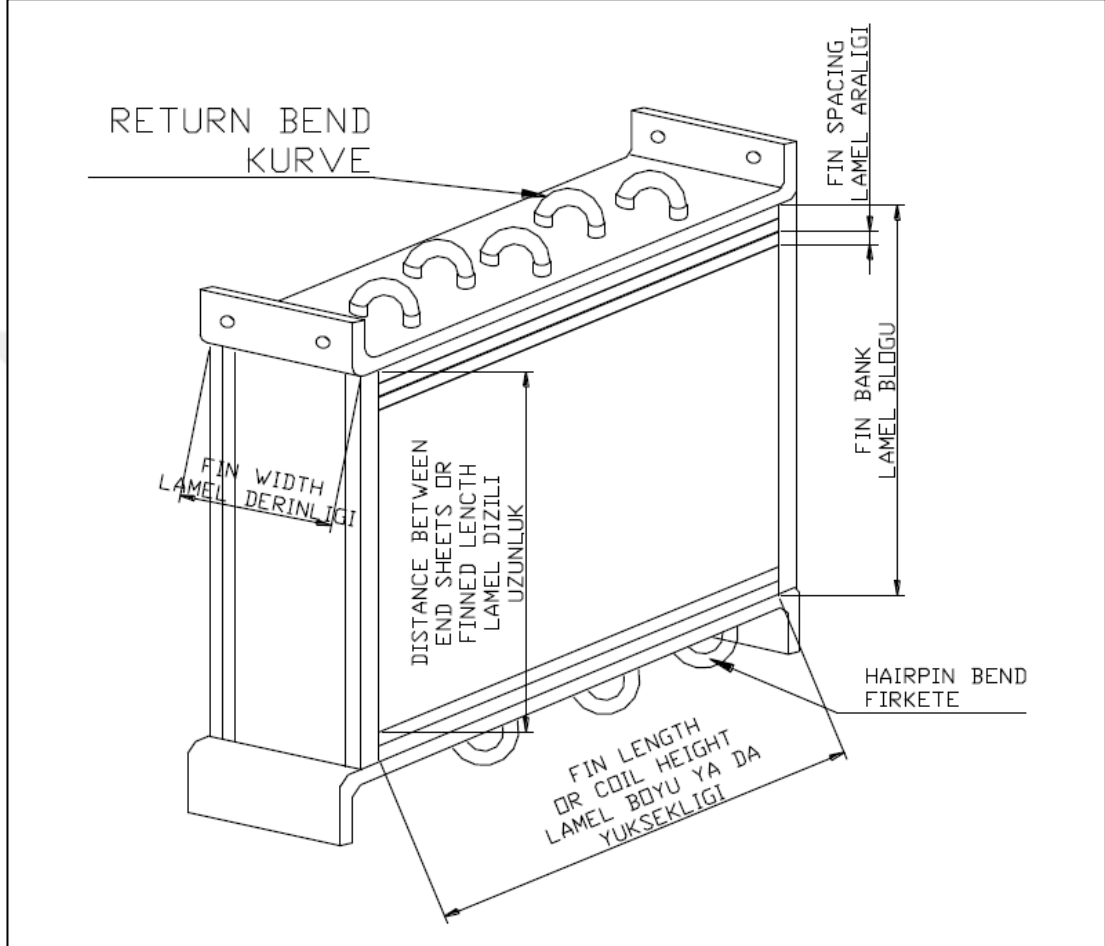
4.1. Kanatlı Borulu Isı Değiştiricisini Oluşturan Parçalar

Kanatlı borulu ısı değiştiricisi, ön-arka ayna, alt- üst kapak, borular, lamel bloğu, kurve, köprü ve uçlar, giriş ve çıkış kollektörü gibi elemanlardan oluşmaktadır.

Kanatlı borulu ısı değiştiricisi imalatında lamel adı verilen alüminyum, bakır veya ortam şartına bağlı farklı malzemelerin değerlendirildiği plakalar hava geçiş kesitinde kullanılmaktadır. Bu plakalar belirli aralıklarla otomatik olarak baskıları gerçekleştirilmiş ve hava tarafı ısı geçişinin sağlandığı birincil yüzeyde kullanılan malzemelerdir. İç akışkanın geçişinin sağlandığı ikincil yüzeyde ise farklı malzeme tanımlarında borular kullanılmaktadır. Borular U şeklinde otomatik olarak kıvrılarak firkete olarak adlandırılan hale getirilir ve lamel bloğu uzunluğunca yerleştirilir. Bu işlem dizgi olarak da adlandırılmaktadır. Dizgi sonrasında lamel ve boru yüzeyinin temasını arttırmak amacıyla boru içerisine gönderilen mandrenin vakum etkisi ile boru şişirme prosesi gerçekleştirilir. Şişirme prosesi borular ve lamel bloğunun temasını arttır ve ısı değiştiricinin efektif çalışma sergileyebilmesi adına büyük öneme sahiptir.

Isı değiştiricisinde boru iç yüzeyinde dolaşacak akışkanın giriş ve çıkışlarda toplandığı ekipmanlar kollektör diğer bir deyişle manifold olarak adlandırılmaktadır. Isı değiştiricisindeki akış devresine bağlı olarak bakır kurve, köprü, kollektör ve uçlar sert lehimleme ile batarya bloğuna lehimlenir. Lehimleme sonrasında ısı

değiştirici bloğu çalışma basıncının minimum %10 üzerinde bir basınçta test edilerek lehim bölgelerinde veya boru içerisinde kaçak olup olmadığı kontrol edilir. Örneğin 90 barda çalışma sergileyecek bir gaz soğutucu için test basıncı minimum 99 bar olmalıdır. şematik olarak kanatlı borulu ısı değiştirici görseli şekil 4.1’ de belirtilmiştir.



şekil 4.1: Kanatlı Borulu Isı Değiştirici şematik Görünümü.

4.2. Gaz Soğutucu Isıl Kapasitesini Etkileyen Geometrik Parametreler

Kanatlı borulu gaz soğutucu ısıl kapasitesini lamel geometrisi, lamel formu ve kalınlığı, boru çapı ve cinsi, lamel dizili uzunluk, kullanılan fan modeli vb. birçok parametre etkilemektedir. Bu bölümde ilgili parametrelerin ısıl kapasiteye etkisi ve hesaplama metodolojisine dair detaylar sunulmuştur.

4.2.1. Kanatlı Borulu Gaz Soğutucu Boru Malzemesinin Tayini

Korozyon, metal veya metal alaşımlarının birbirleri veya çevreyle etkileşimleri sonucunda malzeme üzerinde deformasyona neden olan bir olgudur. Korozyon ısı değiştirici üzerinde performans kaybı, görünüş bozulması ve hatta geri dönülemeyecek derecede işlevinin bozulmasına neden olabilir. Isı değiştiricileri çok çeşitli alan ve farklı şartlara sahip ortamlarda kullanılabilmektedir. Isı değiştiricilerini zararlı kimyasallardan korumak ve dolayısıyla ömrünü arttırmak amacıyla çalışacağı mahale uygun malzemeleri seçmek ve güncel kaplama metotlarını kullanmak büyük önem arz etmektedir. Her türlü ortamda çalışabilen ısı değiştiricilerini çevrenin ve diğer metal veya ortam havasında yer alan kimyasalların olumsuz korozi etkilerinden korumak amacıyla malzeme seçiminde kanatlı borulu gaz soğutucu için de aynı başlıklara dikkat edilmelidir.

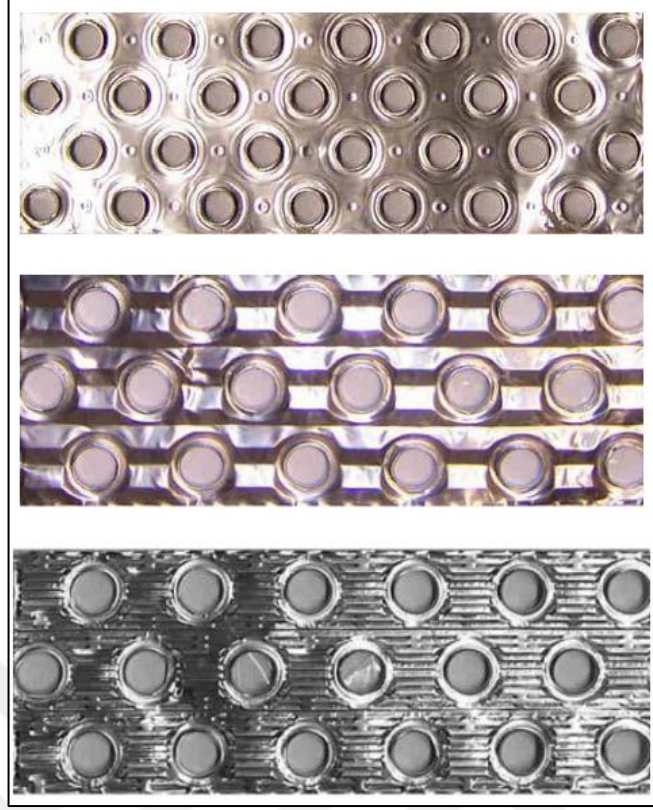
Isı değiştirici tasarımında kullanılacak boru malzemesinin tayini kritik öneme sahiptir. Malzeme seçimi gerçekleştirilirken maksimum çalışma basıncı, kullanılacak akışkan cinsi, ortam havası veya boru içerisindeki akışkan nedeniyle oluşabilecek içsel veya dışsal korozi etkiye karşı dayanım, kullanılacağı sisteme bağlı kompakt tasarım ihtiyaçları gibi birçok parametreye dikkat edilmesi gerekmektedir. Yaygın olarak kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde bakır, alüminyum, paslanmaz çelik (AISI 304 – AISI 316L), daldırma galvaniz (Fe-Zn) malzemeler tercih edilmektedir. Isı değiştiricisinin ısı iletim performansı ve ekonomik yönü de göz önünde bulundurulduğunda ilk akla gelen seçenek ise bakır borulardır. Kullanılan bakırın üretim teknolojisi ısı değiştiricinin uzun ömürlü olabilmesi adına büyük öneme sahiptir ve uluslararası standartlara uygun üretilmiş bakır borular tercih edilmelidir. Sistemin uzun süre ve güvenli çalışması için kurve ve kollektör adı verilen tasarım elemanlarının da sert lehimleme veya kaynak işlemi bu konuda eğitimli ve sertifikalandırılmış kişiler tarafınca yürütülmelidir. Gaz soğutucular süperkritik bölgede çalışma sergileyen ısı değiştiricileri olması nedeniyle çalışma basıncı yaygın kullanıma sahip yapay akışkanlara oranla oldukça yüksektir (75-120 bar). Boru malzemesi bakır olarak değerlendirildiğinde çalışma basıncına uygun boru et kalınlığının da tayin edilmesi gerekmektedir. Boru et kalınlığı boru dış çapına bağlı olarak 1mm' e kadar çıkmaktadır.

Boru et kalınlığını azaltabilmek amacıyla paslanmaz veya karbon alaşımlı borularda (K-65) süperkritik CO₂ gaz soğutucuları için günümüzde kullanım alanı bulunmaktadır.

Özellikle çift fazlı akışın görüldüğü buharlaştırıcı ve yoğuşturucu ünitelerde içten yivli borular da eş yüzey alanından daha fazla ısı transfer kapasitesi elde etmek amacıyla kullanılmaktadır. Gaz soğutucu ünitelerinde tek fazlı bir akış olması sebebiyle boru malzeme formu seçimi yivsiz bakır olarak bu çalışmada takip edilecektir.

4.2.2. Lamel Bloğu Malzemesi ve Lamel Formunun Tayini

Isı değiştiricinin kullanım yerine göre farklı lamel malzemeleri değerlendirilmektedir. Örneğin tuz serpintisinin yaygın görülebileceği deniz kenarı uygulamalarında alüminyumun korozyon dayanımı düşük olacağından lamel malzemesi olarak gold epoksi tercih edilebilmektedir. Gemi uygulamalarında bu malzeme bakır olarak da karşımıza çıkmaktadır. Bir takım koroziv ortamlarda yine alüminyum magnezyum alaşımlı malzemelerde lamel bloğu için tercih edilebilmektedir. Hijyen uygulamalarında legionella bakterisinin üremesine engel olmak ve yoğuşan suyun hızlı uzaklaştırılabilmesi için hidroflig kaplı alüminyum gibi lamel malzemeleri kullanılmaktadır. Bu çalışmada nümerik hesaplamalar ve deneysel çalışma için imal edilecek olan prototiplerde lamel bloğu malzemesi alüminyum olarak dikkate alınmıştır. Hava tarafındaki ısı transfer katsayısını ve lamel yüzeyini arttırmak amacıyla lamellere çeşitli formlar da kazandırılmaktadır. Genel uygulamalarda patlatmalı (panjurlu), kaburgalı ve düz olmak üzere üç farklı form dikkate alınmaktadır. Lamel formu belirlenirken hava tarafı basınç kaybı da dikkate alınmalıdır. Patlatmalı lamel formunda kesit bölgeler kısa sürede kirlenerek ısıl kapasite kaybına sebep olabileceği için lamel bloğunun temizliği büyük öneme sahiptir. Aşırı tozlu ortamlarda patlatmalı lamel formu tercih edilmemelidir. Kaburgalı lamel formu da düz lamele oranla ısı geçişini türbölanslı hale getirmek amacıyla tercih edilmektedir. Bu çalışma için imal edilen prototiplerde lamel formu kaburgalı olarak dikkate alınmıştır.



Şekil 4.2: Düz, Kaburgalı ve Patlatmalı Lamel Formu.

4.2.3. Lamel Geometrisinin Tayini

Isı değiştirici tasarımında optimum basınç düşümü ve kapasite değerlendirilirken lamel geometrisinin belirlenmesine ihtiyaç duyulmaktadır. Borular ve sıralar arasındaki eksenel mesafe ve boru çapı lamel geometrisini ifade etmektedir. Üretim standartlarına bağlı olarak lamel geometrileri değişkenlik göstermektedir. Boru dizilim şekline göre ise geometriler; şaşırtmalı (çapraz) veya düz (kare) dizilim olarak da adlandırılmaktadır. Aşağıda sıklıkla kullanılan bazı geometriler bildirilmiştir.

Düz dizilim geometriler genel uygulamada soğuk ve donmuş muhafaza ünitelerinde buzlanmaya bağlı ısı değiştirici yüzey kaybını en aza indirmek ve hava tarafı basınç düşümünü optimize etmek amacıyla tercih edilmektedir.

Başlıca düz dizilim lamel geometrileri;

- 60 mm borular arası x 60 mm sıralar arası eksenel mesafe Ø-22 mm,
- 50 mm borular arası x 50 mm sıralar arası eksenel mesafe Ø-15 mm,
- 35 mm borular arası x 35 mm sıralar arası eksenel mesafe Ø-12 mm' dir.

Şaşırtmalı bir diğer deyişle çapraz dizilim geometriler kondenser ve ısıtıcı gibi serpantin ünitelerinde tercih edilmektedir.

- 31,75 mm boru arası x 27,5 mm sıralar arası eksenel mesafe Ø -12 mm,
- 31,75 mm boru arası x 27,5 mm sıralar arası eksenel mesafe Ø - 3/8'',
- 38,10 mm boru arası x 33,0 mm sıralar arası eksenel mesafe Ø-12 mm,
- 38,10 mm boru arası x 33,0 mm sıralar arası eksenel mesafe Ø-15 mm' dir.

Boru çapları metrik veya inç sistem olarak lamel geometrilerinde değişkenlik gösterebilmektedir. Birim hacim başına yüksek ısı kapasite ihtiva eden CO₂ gibi akışkanlarda genellikle tesisat çapları ve ısı değiştiricisindeki boru çapları da daha küçük olarak seçilebilmektedir.

Bu sebeple yapılacak nümerik hesaplamalarda ve imal edilecek olan prototip gaz soğutucular için 25.4 mm borular arası eksenel mesafe x 22 mm sıralar arası eksenel mesafe ve 5/16'' boru çapına sahip geometri tercih edilmiştir.

4.3. Kanatlı Borulu Gaz Soğutucu Modellemesi ve Nümerik Hesaplama Metodolojisi

Hesaplamalarda dikkate alınacak giriş parametreleri tasarım ve ısı değerler olmak üzere iki gruba ayrılmaktadır. Gaz soğutucu geometrisi, boru çapı, lamel dizili uzunluk, boru ve sıra sayısı, akış devresi tasarım parametrelerini oluştururken ısı tasarım için gaz soğutucu hava giriş sıcaklığı seçilen fan modeline ve bataryadaki basınç kayıplarına göre hava debisi, gaz soğutucu basıncı, giriş ve çıkış akışkan sıcaklıkları toplam ısı transferini elde ederken dikkate alınan parametrelerdir.

4.3.1. Geometrik Özelliklerin Açıklanması

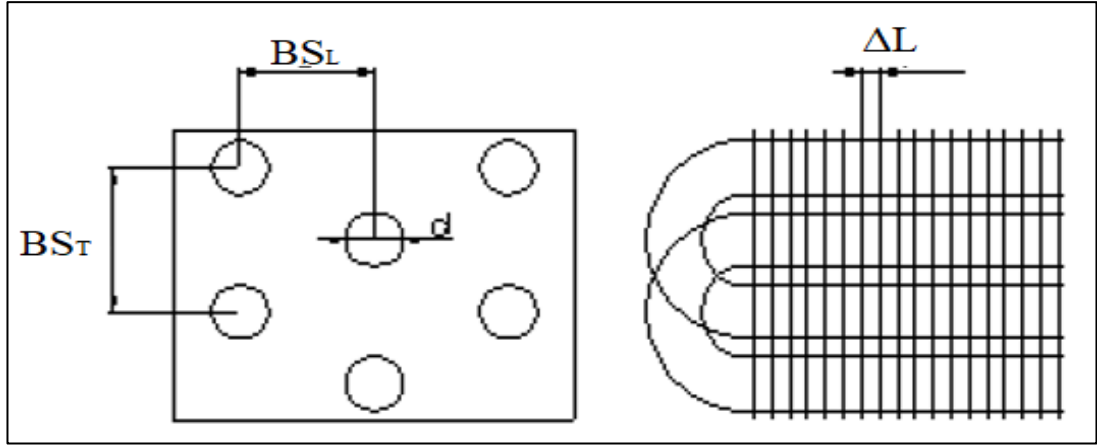
Kanatlı borulu ısı değiştiricisinde performansını etkileyen geometrik tasarım parametreleri;

- Lamel Geometrisi
- Boru Dizilimi (Şaşırtmalı- Düz)
- Boru Çapı ve Boru Et Kalınlığı
- Lamel Formu (Düz / Kaburgalı / Panjurlu)
- Lamel Malzemesi
- Boru Sayısı
- Sıra Sayısı
- Devre Sayısı şeklindedir.

Bu parametreler prototip tasarımların belirlenmesi ve nümerik hesaplamalarda girdilerin değerlendirilmesi adına aşağıda alt başlıklar halinde sunulmuştur.

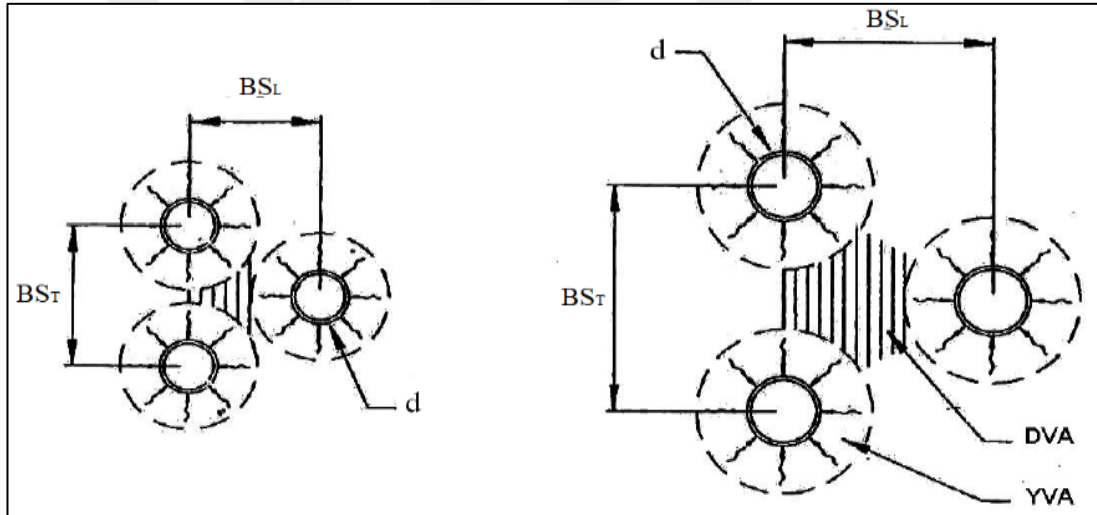
4.3.1.1. Lamel Geometrisi – Borular ve Sıralar Arası Eksenel Mesafe ($BS_T \times BS_L$)

Borular arası mesafe, hava akış modeli için belirlenmektedir. Kanatlı borulu gaz soğutucu toplam ısı transfer katsayısı çalışma rejimi sabit olarak dikkate alındığında lamel geometrisine bağlı değişim sergiler. Isı değiştirici tasarımında borular ve sıralar arası eksenel mesafe ve boru çapını ifade eden lamel geometrisi, doğrudan ısı değiştirici kapasitesi ve basınç kayıpları üzerinde etkilidir. Gaz soğutucu modelinde birim hacim başına yüksek ısı kapasiteye sahip CO₂ akışkanın termofiziksel özellikleri de dikkate alınarak boru çapı düşük olan lamel geometrileri arasından seçim gerçekleştirilmiştir. Borular arası yatay ve düşey mesafenin daraltılması ile boru yoğunluğu ve onun paralelinde ısı transfer katsayısının artırıldığı lamel geometrileri de gaz soğutucu tasarımlarında dikkate alınmaktadır. Her iki parametre açısından da ideal basınç kayıpları düşünülerek lamel geometrisi belirlenmiştir.



Şekil 4.3: Lamel Geometrisi.

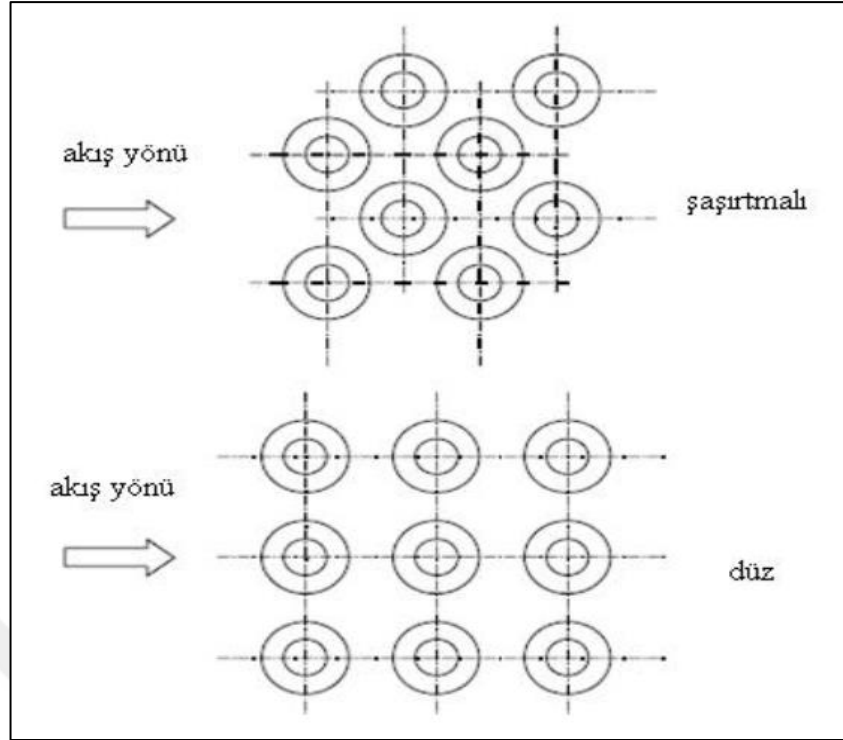
Isı değıştirci lamel geometrisi boru yoğun olarak seçilmesi durumunda lamel geometrisindeki düşük verimli bölgelerin azaldığı aşağıdaki şekilde ifade edilmiştir.



Şekil 4.4: Borular arası eksenel mesafeye bağı Düşük ve Yüksek Verimli Alanların Tanımlanması.

4.3.1.2. Boru Dizilimi

Hava tarafı basınç düşümü üzerinde etkili olan bir diğ er parametre de boru dizilimidir. Şaşırtmalı dizilim dü z boru dizilimine oranla daha efektif olup buzlanma riskinin olmadığı ısı değıştirci tasarımlarında kondenser, ısıtıcı serpantin, gaz soğutucu vb. tasarımlarda tercih edilmektedir.



Şekil 4.5: Boru dizilimine göre Şaşırtmalı ve Düz Geometri.

4.3.1.3. Boru Çapı ve Boru Et Kalınlığı (D_o , D_o , D_{in})

Tasarımda diğer geometrik özellikler sabit tutulup boru çapı artırıldığı zaman ısı transfer birim yüzey alanı artmakta, böylece kapasite de artmaktadır. Fakat gaz soğutucu tasarımı, CO_2 ' in birim hacimdeki yüksek ısı kapasitesi nedeniyle boru çapları diğer kanatlı borulu ısı değiştiricilere göre küçük çaplarda seçilebilmektedir.

4.3.1.4. Lamel Adımı ve Kalınlığı

Lamel adımı yani iki lamel arasındaki mesafe azaldıkça ısı transfer yüzey alanı ve havanın minimum kesitteki hızının artışından dolayı kapasite artışı sağlanmaktadır. Lamel kalınlığının artışı ise kanat verimini arttıracaktır.

4.3.1.5. Lamel Formu (Düz/Kaburgalı/Patlatmalı)

Lamel formu havanın akış rejimini değiştireceğinden ısı değiştiricinin performansını da etkileyecektir. Bu çalışmada prototip gaz soğutucularda kaburgalı lamel formu ve alüminyum lamel malzemesi için hesaplamalar yapılmıştır.

4.3.1.6. Lamel Malzemesinin Tayini

Isı iletim katsayısının tespiti için lamel malzemesi tayini önem arz etmektedir. Isı değiştiricinin termal performansının yanı sıra çevre ortam korozyon etkisine bağlı veya hijyen uygulamaları için farklı malzeme çeşitleri tercih edilebilir. Hijyen uygulamalarında yoğunlaşan suyun hızlı uzaklaştırılması için hidroflig alüminyum, korozyon ortamlarda ise gold epoksi veya alüminyum magnezyum alaşımlı lamel malzemeleri tercih edilebilmektedir.

4.3.1.7. Boru Sayısı

Bir sıradaki boru adedini ifade etmektedir. Boru sayısının artışı lamel geometrisine bağlı olarak ısı değiştiricisinin alanını artıracığından kapasitede de artış sağlayacaktır.

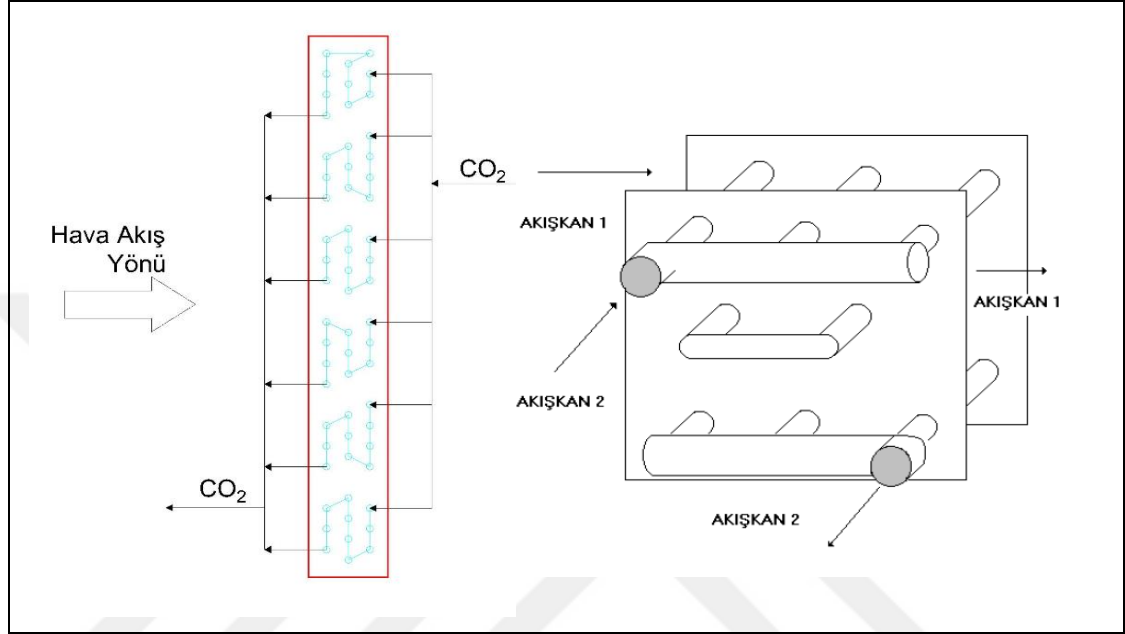
4.3.1.8. Sıra Sayısı

Yatay eksenindeki boru dizilimini ifade etmektedir. Sıra sayısı ısı değiştiricinin genişliğini belirlemektedir. Sıra sayısındaki artış hem geometrideki boru sayısını ve buna bağlı olarak lamel genişliğini arttırmanın yanı sıra hava tarafındaki basınç kaybı üzerine de etki etmektedir. Tasarım yapılırken basınç kayıplarına bağlı sıra sayısının da optimum olarak belirlenmesi büyük öneme sahiptir.

4.3.1.9. Devre Sayısı

Isı değiştirici manifoldundan akış debisinin kaç noktaya dağıtılacağını belirlemektedir. Prototip-1 için dikkate alınan devre sayısı 6' dır. CO₂ akışkanının

birim hacim başına yüksek ısı iletim kapasitesine sahip olması yüksek geçiş (pas) sayılarında ve buna bağlı düşük devre sayılarında ısı değıştirici tasarımına olanak tanır niteliktedir. Devre sayısı kollektör ve batarya bloğundaki sert lehim operasyonu sürecini de doğrudan etkilediğı için bu durum sert lehim işçilik sürecinde azalmaya da olanak tanır niteliktedir.



Şekil 4.6: Kanatlı Borulu Gaz Soğutucu Akış Şeması.

4.3.2. Nümerik Hesaplama Algoritması

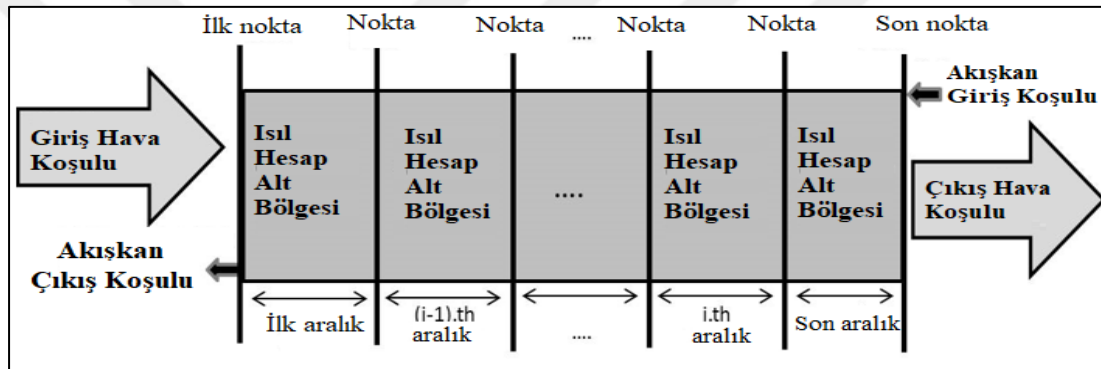
Hava soğutmalı kanatlı borulu gaz soğutucu tasarımını etkileyen geometrik özellikler aşağıda verilmiştir. Prototip gaz soğutucular için toplam ısı transfer katsayısı ve kapasite hesaplaması step by step (SBS) metodu baz alınarak Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı (LMTD) yöntemiyle hesaplanmıştır.

Kanatlı borulu gaz soğutucu, belirlenen geometrik özelliklere göre tasarım çıktılarının oluşturulmasında bir algoritma kullanılarak Friterm A.Ş.' de bulunan Mathcad 14 programında hesaplanmıştır. Hesaplama algoritması doğrulandıktan sonra 'visual studio' altyapısını kullanan Friterm A.Ş. onaylı yazılımı olan Frtcoils® programına ayrı ayrı ısı taşınım katsayısını veren denklemler aktarılmıştır. Her iki yazılımda da aynı hesaplama yöntemi kullanılmış olup hesaplama metodolojisi ve adımları aşağıda verilmiştir.

4.3.2.1. SBS Hesaplama Metodolojisi

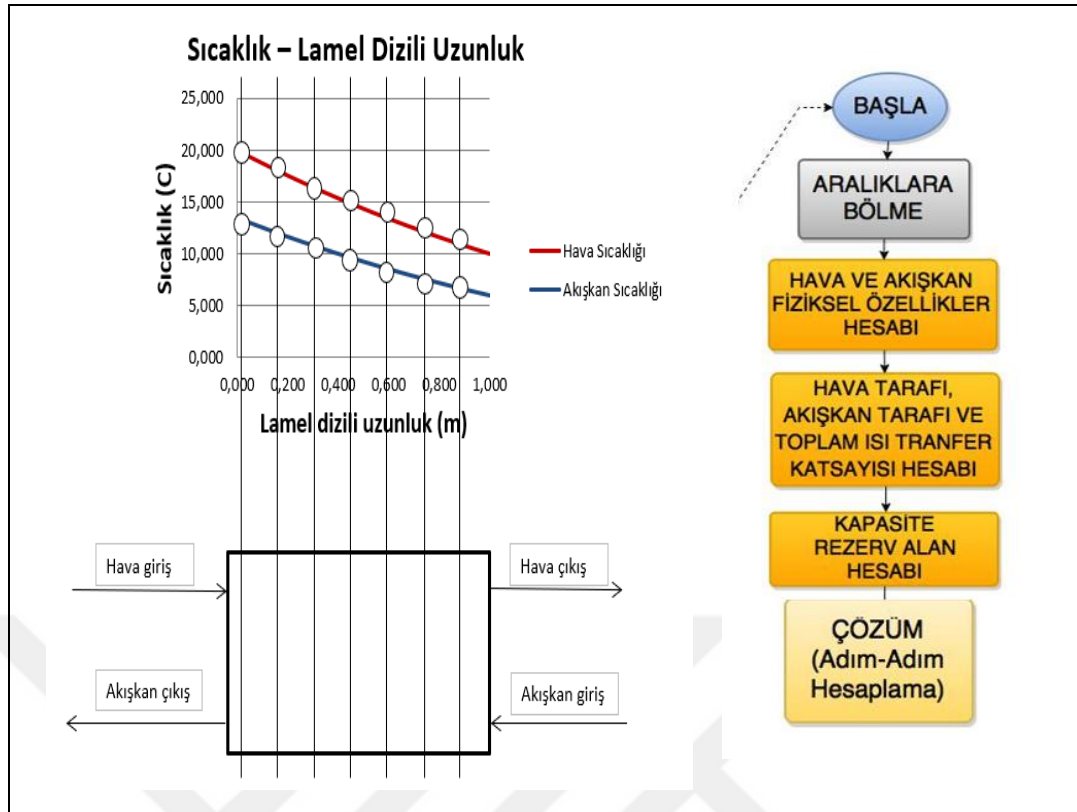
SBS algoritması ısı değiştirici yüzey alanı belli bir sayıya bölünerek, her alan için bütün özelliklerin tek tek hesaplanması mantığı üzerine kurulmuştur. Termodinamik hesaplamalar bir seri olarak yapılmaktadır. Yani her alan için giriş – çıkış hesaplamaları yapılarak bir alanın bütün hesaplama sonuçları bir sonraki alan için giriş başlangıç değeri olarak kullanılmaktadır.

Logaritmik ortalama sıcaklık farkı (LMTD) yöntemi, kanatlı borulu gaz soğutucu ısıl kapasitesinin tayininde esas alınmıştır. Şekil 4.7’ de SBS hesaplama adımları için ısı değiştiricisinin sıcaklık noktalarına göre alt bölgelere ayrımı şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 4.7: SBS Metodu Gaz Soğutucu Isıl Hesap Bölgeleri.

Hesaplama ısı değiştiricisi sıcaklığa bağlı 15 alt bölgeye (aralığa) bölünmüştür. Her alt bölge için termodinamik hesaplamalar yapılır. Her bölgenin çıkış verileri diğer alt bölge için giriş verisi olarak dikkate alınarak hesaplama iteratif ve seriye dayalı olarak yürütülmektedir. Boyutsuz sayılar ve fiziksel özellikler her nokta için dikkate alınmaktadır. Her bölge için giriş çıkış sıcaklıklarının ortalaması alınmaktadır. Ortalama sıcaklıktaki termodinamik özelliklere göre toplam ısı transfer katsayısı hesaplanmaktadır. Gaz soğutucu ısıl kapasitesinin hassas tayin edilebilmesi adına dikkate alınan SBS metodu akış diyagramı Şekil 4.8’ de şematik olarak sunulmuştur.

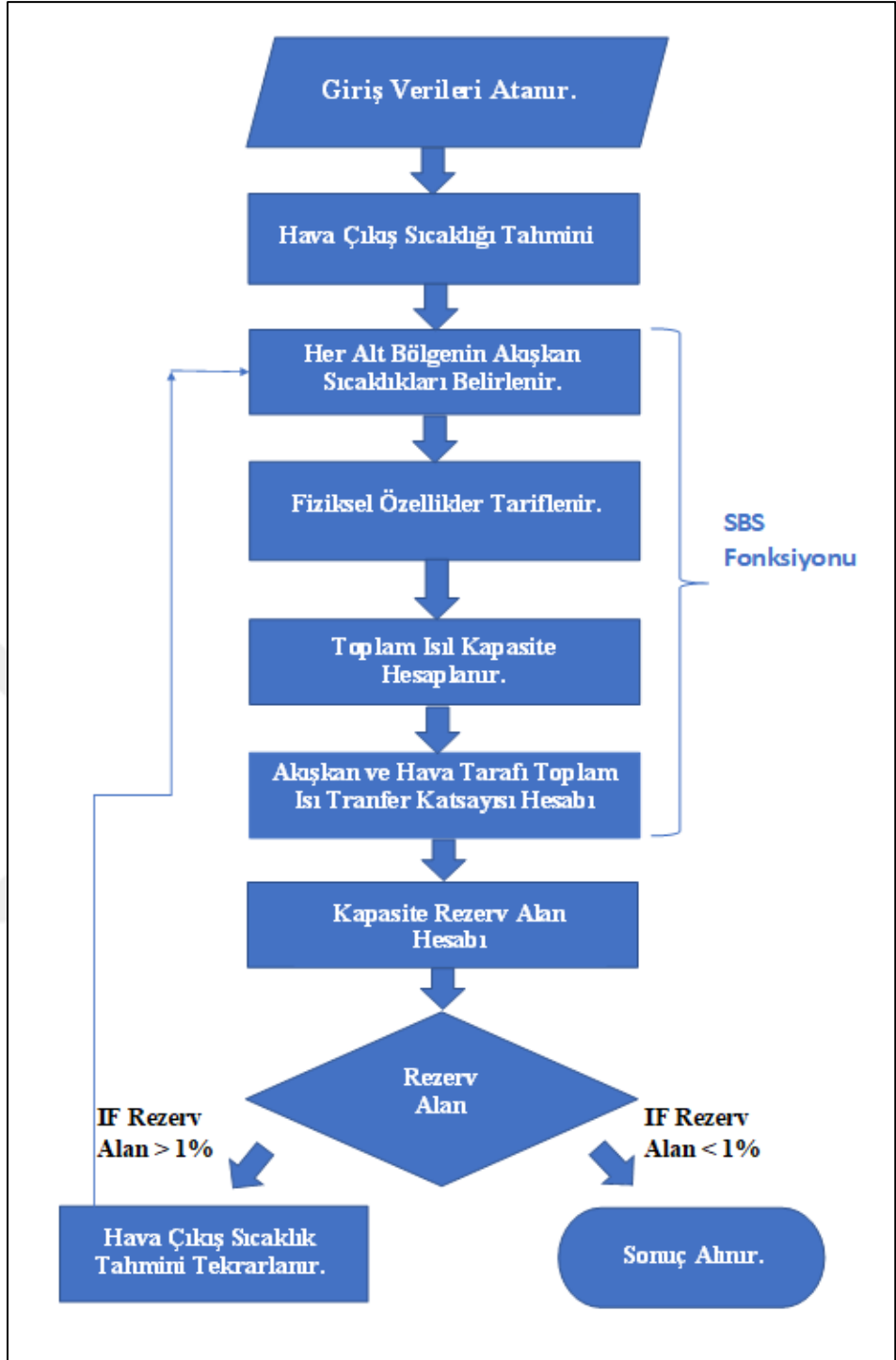


Şekil 4.8: SBS Hesaplama Adımları

Hesaplama Algoritması Adımları:

- Hava giriş sıcaklığı, bağıl nemi, hava debisi, CO₂ akışkan giriş ve çıkış sıcaklığı ve CO₂ akışkan basıncı hesaplama başlangıç koşulları olarak yazılıma girilir.
- Lamel geometrisi, boru çapı, lamel yüksekliği, genişliği vb. tasarım parametreleri belirlenir ve ısı transfer rezerv yüzey alanı hesaplanır.
- Lamel malzemesi, formu, et kalınlığı, boru malzemesi, formu ve et kalınlığı parametreleri ısı transfer katsayı hesaplamaları için kullanılır.
- İterasyona başlamak için hava çıkış sıcaklığı tahmini ilk değeri atanır. Akışkan giriş ve çıkış sıcaklık aralığı doğrusal olarak 15° e bölünür. Her alt bölge için hava ve CO₂ akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıkları belirlenmiş olur.
- Belirlenen her sıcaklık aralığı için akışkanların termofiziksel özellikleri Refprop.dll programından alınmaktadır.

- Her bölgenin çıkış verileri diğer alt bölge için giriş verisi olarak dikkate alınarak hesaplama iteratif ve seriye dayalı olarak yürütülmektedir.
- Boyutsuz sayılar ve termodinamik özellikler için her alt bölgedeki sıcaklık noktaları dikkate alınmaktadır.
- Toplam ısı transfer katsayısı için ise aralık giriş-çıkış sıcaklıklarının ortalaması alınarak elde edilen sıcaklığa göre termodinamik özellikler hesaplanmaktadır.
- Bilinmeyen hava çıkış sıcaklığı tahmin edilir. Bu tahmin havanın maksimum CO₂ akışkan giriş sıcaklığına eşit olacağı kabulü ile sınır koşulu tariflenir.
- LMTD metodu ile her alt bölge için ısı kapasite ve ısı transfer yüzey alanları belirlenir [43].
- Hesaplanan rezerv alan ile alt bölge alanlarının toplamı arasındaki fark %1' den büyük ise hesaplama adımları aynı şekilde LMTD metodu ile yeni tahmin edilen çıkış sıcaklığına göre tekrarlanır. Tahmin edilen çıkış sıcaklığına göre elde edilen ısı transfer rezerv yüzey alanı her alt bölgenin ısı transfer yüzey alan toplamına eşit veya aradaki fark %1' den düşük ise iterasyon tamamlanır.
- Bu yöntem ile belirlenen hava çıkış sıcaklığı LMTD metodu ile ısı kapasitenin tayini için kullanılmaktadır. Hesaplama adımları için akış diyagramı Şekil 4.9' da verilmiştir.



Şekil 4.9: Nümerik Hesaplama Metodolojisi Akış Diyagramı.

4.3.2.2. Isıl Tasarım Giriş Parametrelerinin Tanımlanması

CO₂ akışkanın gaz soğutucu giriş-çıkış sıcaklıkları, hava giriş sıcaklığı ve ısı değiştirici geometrik özellikleri tasarım giriş koşulları olarak yazılıma girilir.

Tablo 4.1: Kanatlı Borulu Gaz Soğutucu Geometrik Tasarım Parametreleri.

BS _T	Borular Arası Mesafe	D _{in}	Boru İç Çapı
BS _L	Sıralar Arası Mesafe	D _o	Boru Dış Çapı
F _C	Dalgalı fin düzeltme Fak.	Δ	Lamel Kalınlığı
T	Boru Kalınlığı	ΔL	Hatve
L	Boru Uzunluğu	N _{tube}	Boru Sayısı
N _{row}	Sıra Sayısı	N _C	Devre Sayısı
SS	Lamel yüzey Alanı	SP	Patlatma Alanı
ST	Toplam Lamel Yüzey Alanı	AF _{min}	Minimum Hava Akış Alanı
D _h	Hidrolik Çap (hava tarafı)	A _{TB}	Boru Dış Yüzey Alanı

Bu bölümde tasarımı yapılan gaz soğutucunun yüzey alanı aşağıdaki denklemlere göre hesaplanmaktadır. İlk önce Denklem (4.1) ve (4.2) ile lamel yüzey alanı; lamel adımı, lamel kalınlığı, sıra ve boru sayısı ile beraber geometrik tasarıma göre hesaplanır. Burada gaz soğutucunun genişliği, yüksekliği ve ön yüzey hava akış alanı belirlenmektedir.

$$SS = \left[(2 \times F_C \times BS_T \times N_{Tube} \times BS_L) - \left(\left(\frac{2 \times F_C \times \pi \times D_o^2}{4} \right) \times N_{Tube} \right) \right] \times \left[\left(\left(\frac{L}{\Delta L} \right) + 1 \right) \times N_{Row} \right] + \left[\left(\left(\frac{L}{\Delta L} \right) + 1 \right) \times 2 \times F_C \times BS_T \times N_{Tube} \times \delta \right] \quad (4.1)$$

$$SP = \left[(\pi \times D_o \times L \times N_{Tube}) - ((\pi \times D_o \times \delta) \times \left(\frac{L}{\Delta L} + 1 \right) \times N_{Tube}) \right] \times N_{Row} \quad (4.2)$$

$$ST = [SP + SS] \quad (4.3)$$

Aşağıdaki denklemler ile minimum akış alanı ve hidrolik çap hesaplaması yapılır.

$$AF_{\min} = \left[\left[(BS_T \times N_{\text{Tube}} \times L) - \left(\delta \times BS_T \times N_{\text{Tube}} \times \left(\left(\frac{L}{\Delta L} \right) + 1 \right) \right) \right] - \left[(D_O \times L \times N_{\text{Tube}}) + \left(\delta \times D_O \times N_{\text{Tube}} \times \left(\left(\frac{L}{\Delta L} \right) + 1 \right) \right) \right] \right] \quad (4.4)$$

$$D_h = \left[\frac{[4 \times AF_{\min}] \times [N_{\text{Row}}] \times BS_L}{ST} \right] \quad (4.5)$$

Boru dış yüzey toplam alanı iletimle ısı transfer katsayısının tespiti için toplam boru uzunluğundan hesaplanmaktadır.

$$A_{TB} = N_{\text{Tube}} \times L \times N_{\text{Row}} \times \pi \times D_O \quad (4.6)$$

4.3.2.3. CO₂ ve Havanın Fiziksel Özellikleri

Gaz soğutucu ısıt tasarımı için havanın termofiziksel özellikleri sıcaklığa bağlı aşağıdaki ASHRAE standart denklemleriyle Mathcad 14 yazılımında tanımlanır. 15 alt bölge için atanan hava giriş ve çıkış sıcaklıklarındaki; ısı iletim katsayısı, viskozite, özgül ısı, Prandtl sayısı ve yoğunluk bu bağıntılara göre hesaplanmaktadır.

$$k_a(T) = 1.52071^{-11} \cdot (273 + T)^3 - 4.85741^{-8} \cdot (273 + T)^2 + 1.01841^{-4} \cdot (273 + T) - 3.93310^{-4} \quad (4.7)$$

$$\mu_a(T) = 0.17241^{-4} + 0.44261^{-7} \cdot T \quad (4.8)$$

$$c_{pa}(T) = 1.93217^{-10} \cdot (273 + T)^4 - 7.9991^{-7} \cdot (273 + T)^3 + 1.14017^{-3} \cdot (273 + T)^2 - 4.4891^{-1} \cdot (273 + T) + 1057 \quad (4.9)$$

$$Pr_a(T) = 0.7177 - 0.12561^{-3} \cdot T \quad (4.10)$$

$$\rho_a(T) = 360.77819 \cdot (273 + T)^{-1.00336} \quad (4.11)$$

Soğutucu akışkan CO₂' in termofiziksel özellikleri için Frtcoils[®] programında National Institute of Science and Technology (NIST) refprop.dll, Mathcad 14 programında ise NIST REFPROP' a alternatif, Su (H₂O), CO₂, R134-A, Azot, Argon,

Amonyak, Hava, R404-A, R410-A, Propan ve diğer akışkanlar için birebir aynı sonuçları veren CoolProp.dll kullanılmıştır.

CoolProp CO₂ akışkan özellikleri CoolPropFluidProperties kodları kullanılarak aşağıdaki denklemlerde tanımlanmıştır. İstenen termodinamik değer tasarım sıcaklığı ve basıncına göre belirlenerek sonuç alınmaktadır.

$$\mu_g(T) = \text{FluidProp}('V', T, T + tr, P', p_{CO2}, 'CO2') \quad (4.12)$$

$$c_{pg}(T) = \text{FluidProp}('C', T, T + tr, P', p_{CO2}, 'CO2') \cdot 1000 \quad (4.13)$$

$$\rho_g(T) = \text{FluidProp}('D', T, T + tr, P', p_{CO2}, 'CO2') \quad (4.14)$$

$$h_{gc}(T) = \text{FluidProp}('H', T, T + tr, P', p_{CO2}, 'CO2') \cdot 1000 \quad (4.15)$$

4.3.2.4. Hava Tarafı Isı Taşınım Katsayısı ve Lamel Verimliliği Hesabı

Prototip gaz soğutucular kaburgalı lamel formunda tasarlanmıştır. Hava akış hızının tespiti sonrası önce Reynold sayısı ve Colburn faktörü hesaplanır [44]. Denklem (4.16) ve (4.17) kullanılarak hava tarafı için hidrolik çapa bağlı olarak Reynolds sayısı belirlenir. Colburn faktörü Denklem (4.19)' a göre kanatlı borulu ısı değiştiriciler için sıra sayısının değişimine bağlı olarak düzeltilmiş şekilde hesaplanmaktadır [44].

$$G_a = \left[\frac{m_{air}}{A_{Fmin}} \right] \quad (4.16)$$

$$Re_D = G_a \left[\frac{D_o}{\mu_a(T)} \right] \quad (4.17)$$

$$JP = Re_D^{-0.4} \left[\frac{ST}{A_{TB}} \right]^{-0.15} \quad (4.18)$$

$$J_a = CxJP \quad (4.19)$$

$$C = 0,33 [N_{Row} \leq 2], \quad (4.19a)$$

$$C = 0,36 [N_{Row} = 3], \quad (4.19b)$$

$$C = 0,38 [N_{Row} \geq 4], \quad (4.19c)$$

Hava tarafı ısı taşınım katsayısı Wang korelasyonuna göre Denklem (4.20) ile hesaplanmıştır [45].

$$h_{air} = J_a \times G_a \times c_{pa}(T) / Pr_a(T)^{\frac{2}{3}} \quad (4.20)$$

Lamel verimliliği geometriye ve lamel kalınlığına bağlı olarak aşağıdaki denklemlerle hesaplanmıştır [44].

$$l_f = \left(BS_L^2 + \frac{BS_T^2}{4} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (4.21)$$

$$\varphi_p = 1.27 \times \left(\frac{BS_T}{D_o} \right) \times \left(\frac{l_f}{BS_T} - 3 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (4.22)$$

$$\varphi = (\varphi_p - 1) \times (1 + 0.35 \times \ln(\varphi_p)) \quad (4.23)$$

$$X = \varphi \times \left(\frac{D_o}{2} \right) \times \left(\frac{2 \times A_{TB}}{k_{fin} \times \delta} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (4.24)$$

$$\eta_o = \frac{\tanh X}{X} \quad (4.25)$$

4.3.2.5. CO₂ Isı Taşınım Katsayısının Hesabı

CO₂' in ısı taşınım katsayısı için bu tez çalışmasında incelenen altı korelasyon ayrı ayrı hesaplamalara dahil edilmiştir. Gaz soğutucu boru içerisinde tek fazlı bir akışla beraber akışkan kütleli debisi ve Reynolds sayısı hesaplanır.

$$G_g = \left[\frac{4 \times m_g}{\pi \times D_{in}^2 \times NC} \right] \quad (4.26)$$

$$Re_g = \left[\frac{G_g \times D_{in}}{\mu_g} \right] \quad (4.27)$$

Eğer boru içerisinde laminar bir akış varsa;

Eğer $Re_g < 2300$

$$f_g = \left[\frac{64}{Re_g} \right] \quad (4.28)$$

$$Gz = \left[\frac{D_{in} \times Re_g \times Pr_g}{L_{tube}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (4.29)$$

Eğer $Re_g < 2300$ ve $Gz < 2$ ise;

$$Nu_g = 3.66 \quad (4.30)$$

Eğer $Re_g > 2300$ ve $Gz > 2$ ise boru içerisinde türbülanslı bir akış vardır. Türbülanslı akış modeli için sürtünme katsayısı Denklem (4.31)' e göre hesaplanmaktadır. Akışkan taraf ısı taşınım katsayısı hesabında Nusselt sayıları incelenen her korelasyon için ayrıca hesaplanmıştır. Bu tez kapsamında incelenen Nu sayıları ayrı ayrı her iki prototip geometrinin de nümerik hesaplamalarında ısı değiştiricisini 15 farklı bölgeye ayırarak Denklem (4.32)' de ısı taşınım katsayısının hesabında kullanılmıştır.

$$f_g = (0.79 \times \ln(Re_g) - 1.64)^{-2} \quad (4.31)$$

$$h_g = Nu_g \times \left(\frac{k_g(T)}{D_{in}} \right) \quad (4.32)$$

Aşağıdaki tabloda gaz soğutucu CO₂ akışkan taraf ısı taşınım katsayısı hesabı için dikkate alınan literatürdeki Nusselt sayısı korelasyonları verilmiştir.

Tablo 4.2: Akışkan Taraf Nusselt Sayısı için Kullanılan Korelasyonlar.

Dittus - Boelter [41]	$Nu_{DB} = 0,023 Re_b^{0,8} Pr_b^n$ $n = \frac{T_w}{T_b} > 1 \text{ ise } 0,4, \frac{T_w}{T_b} < 1 \text{ ise } 0,3$
Gnielinski [40]	$Nu_G = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1.07 + 12.7 \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \left[1 + \left(\frac{D_H}{L}\right)^{\frac{2}{3}} \right]$
Pitla [33]	$Nu_p = \left(\frac{Nu_w + Nu_b}{2} \right) \frac{k_w}{k_b}$
Son – Park [38]	$Nu_{S\&P} = Re_b^b Pr_b^c \left(\frac{\rho_{pc}}{\rho_b} \right)^d \left(\frac{c_{pb}}{c_{pw}} \right)^e$ $\frac{T_b}{T_{pc}} > 1 \text{ ise } b=0,5 c=0,23 d=0 e=0,15$ $\frac{T_{pc}}{T_b} \geq 1 \text{ ise } b=0,35 c=1,9 d=-1,6 e=-3,4$
Yoon [36]	$Nu_Y = a Re_b^b Pr_b^c \left(\frac{\rho_{pc}}{\rho_b} \right)^d$ $\frac{T_b}{T_{pc}} > 1 \text{ ise } a=0,14 b=0,69 c=0,66 d=0$ $\frac{T_{pc}}{T_b} \geq 1 \text{ ise } a=0,013 b=1 c=-0,05 d=1,6$
Zhao ve Jiang [29]	$Nu_{Z\&J} = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1.07 + 12.7 \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \left[1 + \left(\frac{D_H}{L}\right)^{\frac{2}{3}} \right] C_{vp}$ $\frac{T_{pc}}{T_b} \geq 1 \text{ ise } C_{vp} = 0,93 \left(\frac{Pr_w}{Pr_b} \right)^{-0,11} \left(\frac{\bar{c}_p}{c_{pb}} \right)^{0,96} \left(\frac{\rho_w}{\rho_b} \right)^{1,06}$ $\frac{T_b}{T_{pc}} > 1 \text{ ise } C_{vp} = 1,07 \left(\frac{T_w}{T_b} \right)^{-0,45} \left(\frac{\bar{c}_p}{c_{pb}} \right)^{0,61} \left(\frac{\rho_w}{\rho_b} \right)^{-0,18}$ $\bar{c}_p = \frac{h_b - h_w}{T_b - T_w}$

4.3.2.6. Toplam Isı Transfer Katsayısı ve Kapasite Hesabı

CO₂ akışkan ve hava tarafı ısı taşınım katsayıları, boru cinsi ve et kalınlığından ısı iletim katsayıları ayrı ayrı hesaplanarak toplam ısı transfer katsayısı bulunmaktadır. Kullanılan boru cinsine göre ısı iletim direnci aşağıdaki Denklem (4.33) ile hesaplanmaktadır.

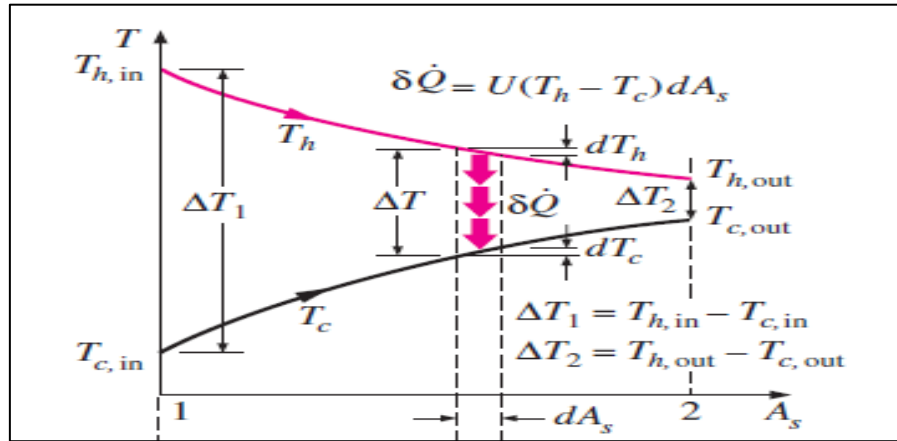
$$R_w = \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_{in}}\right)}{2\pi\pi L_{tube} \times k_{tube}} \quad (4.33)$$

Hava tarafı ve CO₂ akışkan taraf ısı dirençleri ise Denklem (4.34) ile hesaplandıktan sonra toplam ısı transfer katsayısı Denklem (4.35)' e göre hesaplanır.

$$R_{air} = \frac{1}{h_{air} \times ST}, \quad R_g = \frac{1}{h_g \times (\pi \times D_{in} \times L_{tube})} \quad (4.34)$$

$$UA = \frac{1}{R_{air} + R_g + R_w} \quad (4.35)$$

Hava çıkış sıcaklığı belirlendikten sonra LMTD metodu ile ısı kapasite hesabı yapılmaktadır.



Şekil 4.10: Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı Metodu.

$$\Delta T_m = \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (4.36)$$

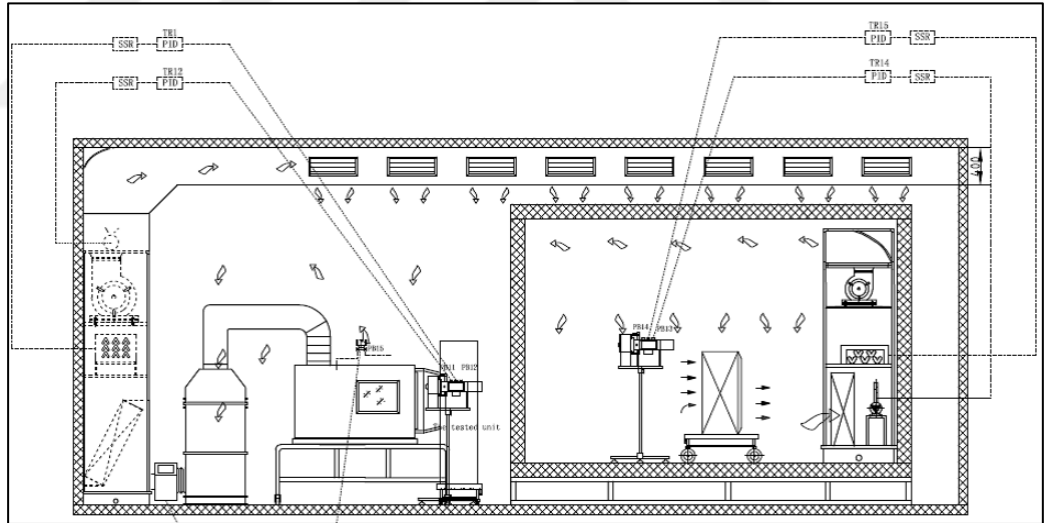
$$Q = UA\Delta T_m \quad (4.37)$$

5. DENEYSEL ÇALIŞMA

Deneyisel çalışmalar Friterm Termik Cihazlar A.Ş. Ar-Ge Merkezi Ortamla Dengeli Tip Kalorimetrik Test Odasında gerçekleştirilmiştir. ADVANSOR ve GZ-LANS firmalarının ortaklaşa gerçekleştirdiği proje kapsamında kurulan, Friterm AŞ. Ortamla Dengeli Tip Kalorimetrik test odasında kanatlı borulu gaz soğutucu prototiplerinin testleri gerçekleştirilmiş olup, test esnasında kullanılan ekipmanlar ve test odasının şematik görselleri aşağıdaki bölümlerde detaylı olarak aktarılmıştır.

5.1. Gaz Soğutucu Kalorimetrik Test Çalışması

Test odası EN327 ve EN328 test standartlarına göre Şekil 1' de sunulduğu üzere kalorimetrik ve iklimlendirme odası olmak üzere iç içe iki odadan oluşmaktadır.



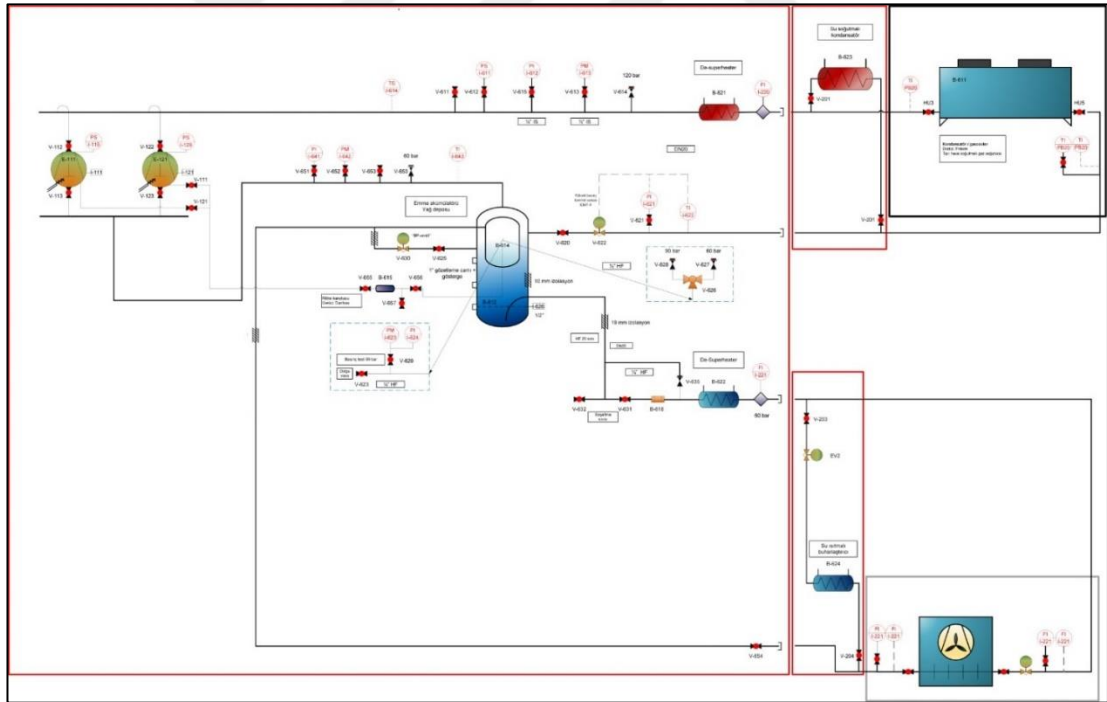
Şekil 5.1: Test Odası Şematik Gösterimi.

İklimlendirme odasında yarı açık rüzgar tüneli vasıtasıyla fansız, kasetsiz cihazların testleri yapılmaktadır. Rüzgar tüneline hava debisi, frekans kontrollü fan ile 0 ile 7.500 m³/h değerleri arasında ayarlanabilmektedir. Hava, rüzgar tüneli sonrası bulunan 18 kW'lık ayarlanabilir ısıtıcı ve 36 kW'lık soğutma ünitesinde şartlandırılarak test cihazının tasarım hava giriş sıcaklığında iç ortama sağlanmaktadır.

Bu çalışma için kullanılan kalorimetrik odada ise fanlı – kasetli cihazların testleri yapılmaktadır. Bu oda R404-A akışkanlı evaporator ve kondenser, CO₂ akışkanlı evaporator ve gaz soğutucu cihazlarının testleri için ayrı besleme ünitelerine sahiptir. -34 °C / +45 °C hava giriş sıcaklığı aralığında tasarım şartlarına sahip oda, ısıtma cihazlarının testleri için 18 kW, soğutma cihazlarının testleri için ise 20 kW’ lık bir kapasiteye sahiptir.

Kalorimetrik oda evaporator, kondenser ve gaz soğutucunun konumlandırıldığı bir test bölümü, test cihazlarına sabit giriş hava sıcaklığının ve nemin sağlandığı hava kontrol ünitesi (AHU-Air Handling Unit), R404-A ve CO₂ soğutucu akışkan ünitesinden oluşmaktadır.

Şekil 5.2’ de CO₂ sistemin şematik gösterimi verilmiştir. CO₂ sistem, yardımcı evaporatör ve gaz soğutucu için çift yönlü çalışmaktadır. Belli sıcaklık ve basınca ayarlanan tank, gaz soğutucudan ve evaporatörden gelen akışkan için sıvı ve gaz fazını ayırmak için seperatör görevi görmektedir.



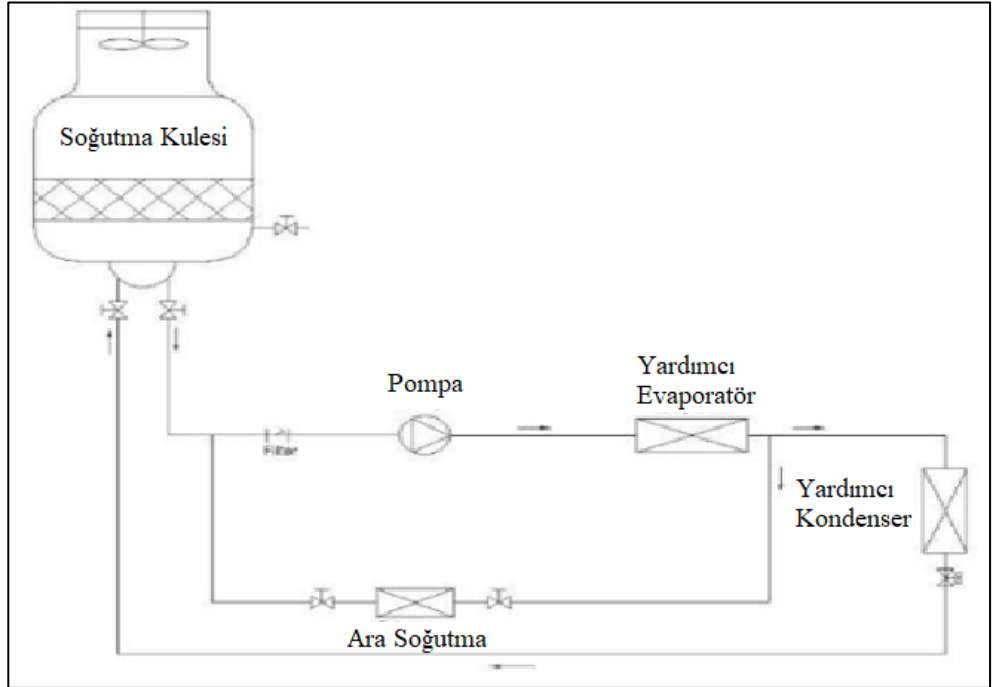
Şekil 5.2: CO₂ Gaz Soğutucu Deneysel Çalışma Tesisat Şeması.

Tankın alt kısmında toplanan sıvı faz, genişleme vanası vasıtasıyla evaporasyon basıncına düşürülerek 0,25-0,3 kuruluk derecesinde yardımcı evaporatöre giriş yapmaktadır. Test düzeneğinde, Şekil 5.3’ deki Alfa Laval marka su ısıtmalı plakalı

ısı değiştiricisi kullanılmaktadır. şekil 5.4' teki sabit basınçta yardımcı su hattı suyunun ısısını çekerek elektronik kontrol sistemiyle ayarlanan aşırı kızgınlık değerine göre sıvı CO₂ buharlaşmaktadır.

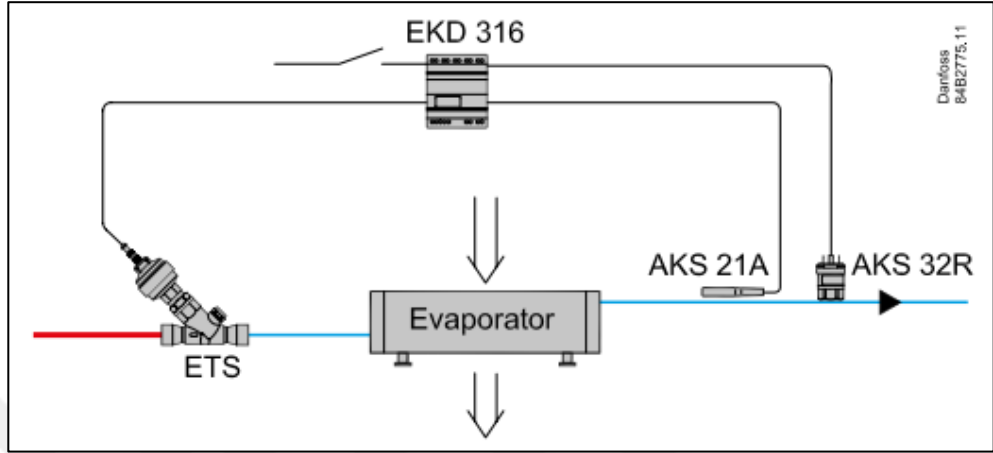


şekil 5.3: Su Isıtmalı Evaporatör.



şekil 5.4: Yardımcı Su Hattı Tesisat şeması.

Genleşme valfinin seçimi yardımcı evaporatörde akışkanın kızgınlık değerinin ayarlanması için oldukça önemlidir. Aşırı kızgınlık kontrolü, Şekil 5.5’ de şematik olarak verilen tasarıma göre Danfoss EKD 316 kontrolcü, AKS 11A sıcaklık sensörü ve Danfoss ETS25 elektronik genleşme vanası ile yapılmaktadır.



Şekil 5.5: Aşırı Kızgınlık Kontrol Şeması.



Şekil 5.6: Aşırı Kızgınlık Kontrol Cihazı ve Elektronik Genleşme Vanası.

Evaporatörden gelen kızgın buhar tankın iç bölmesinde kompresör emiş hattına beslenir. Akışkan kompresörde sıkıştırılarak (80-95 Bar) kalorimetrik odada bulunan prototip gaz soğutucuya gönderilir. Sabit hava giriş sıcaklığında, sabit akışkan basıncında ortama ısı atımı gerçekleştirilerek CO₂ gazının sıcaklığı düşürülür.

Kalorimetrik odada test cihazının tasarım şartındaki hava giriş sıcaklığı, sıcaklık-nem sensörlerinden alınan veriler PID kontrol sistemi ile 18 kW’ lık kanatlı-borulu ısıtıcı ve 36 kW’ lık chiller soğutma ünitesi vasıtasıyla hava kontrol ünitesinde ayarlanmaktadır.

Gaz soğutucu çıkışındaki akışkan basıncı tank basıncından yüksektir. Yüksek basınç kontrol vanası (ICMT) ile akışkan basıncı tank basıncına düşürülmektedir. Sabit entalpide yapılan bu işlemle, akışkanın büyük bir kısmı sıvılaşarak tankın alt kısmında toplanır. Gaz fazındaki akışkan ise tankın emiş hattına gaz by-pass vanası ile iletilmektedir.

5.2. Test İşlemi ve Ölçüm Kayıt Sistemi

Kararlı durum şartları: kalorimetrik odada soğutma ve ısıtma kapasitesinin ölçülmesi ve kaydı, deney başlamadan bir saat önce ulaşılması gerekli olan kararlı durum şartlarında başlamaktadır.

EN328 normuna göre bir saatlik süre boyunca Tablo 5.1’ de verilen ölçümlerdeki tüm değişimler ve dalgalanmalar belirtilen aralıklarda kalıyorsa kararlı şartlara ulaşıldığı kabul edilmektedir.

Tablo 5.1: Ölçüm Noktalarındaki Değişim Limitleri.

Hava giriş sıcaklığı	$\pm 0,2$ K
Buharlaşma / yoğuşma sıcaklığı	$\pm 0,5$ K
Soğutucu akışkan giriş sıcaklığı	$\pm 0,3$ K
Aşırı ısınma / soğuma sıcaklığı	± 1 K
Elektrik giriş gücü	$\pm \% 1$
Ortam sıcaklığı	± 1 K
Akışkan debisi	$\pm \% 0,5$



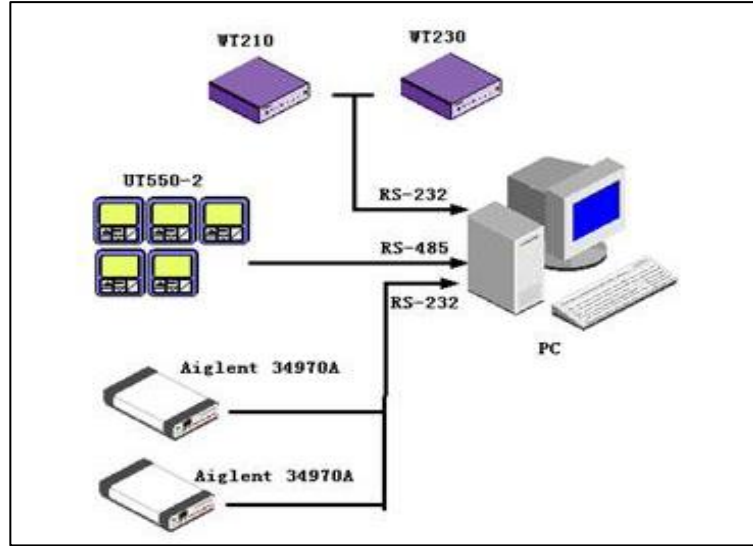
Şekil 5.7: Test Sistemi Kontrol Panosu.

Deney süresi, sıcaklıklarda bir sapma ve deney sonuçlarının belirsizliğinin $\pm \%0,5$ ' den fazla etkilemeyecek şekilde seçilmektedir. Her deney süresi kararlı koşullardan sonra en az bir saat olarak yapılarak beş ölçüm seti (her sette; 120 saniyede 120 veri) alınmaktadır.

Kapasite ölçümleri, soğutucu akışkan giriş – çıkış sıcaklık ve basınç verileri ile beraber aşağıdaki formülle hesaplanarak veri kaydı yapılmaktadır. Kararlı durum şartı için, test cihazı kapasitesi ortama verilen bütün yüklerin toplamının $\pm \%4$ ' üne ulaşınca kadar beklenmektedir.

$$Q = \dot{m}_{CO_2} x (h_{P(g),T(g)} - h_{P(c),T(c)}) \quad (5.1)$$

Ölçüm ve kayıt sistemi Şekil 5.8' de verilmiştir. Ölçüm cihazlarından gelen veriler öncelikle Şekil 5.7' de belirtilen kontrol panosundaki dijital okuyuculara ve Agilent 34970A-Yokogawa WT210 veri okuma sistemi ile seri olarak çalışan bir bilgisayara kayıt ve raporlama için aktarılmaktadır. Deney raporu EN45001' e uygun alınarak kaydedilmektedir. Raporda yer alan ölçüm noktaları ve sensör ölçüm cihazlarına ait bilgiler Tablo 5.2' de verilmiştir.



Şekil 5.8: Ölçüm ve Kayıt Sistemi.



Şekil 5.9: Agilent 34970A Datalogger ve Yokogawa WT210 Dijital Güç Ölçer.

Tablo 5.2: Ölçüm Cihazlarının Özellikleri.

Ölçülen Değer	Ölçüm Aracı	Ölçüm Aralığı	Hassasiyet
Hava Giriş-Çıkış Sıcaklığı	Wika PT1000	-50/500 °C	% ±0,3
Akışkan Giriş-Çıkış Sıcaklığı	Wika PT1000	-50/500 °C	% ±0,3
Hava Giriş Nem	Higrometre	0-100 %	% ±0,3
Akışkan Giriş-Çıkış Sıcaklığı	Alco A10	-1/130 Bar	% ±0,25
Soğutucu kütleli debi ölçer	Optimass 1000	0-500 kg/h	% ±0,2

5.2.1. Kompresör

Test sisteminde iki adet değişen yüklere göre çalışan paralel bağlantılı BITZER 4HTC-15K model kompresör kullanılmaktadır. Kompresörler 12 m³/h akışkan

hacmine sahip olup 26 kW soğutma kapasitesine sahiptir. Bir frekans inventörü ile çalışan kompresörlerin, Danfoss ADAPKOOL AK-PC 710 kontrol cihazı ile değişen yüklere göre kapasite kontrolü yapılmaktadır. Bu kontrol cihazı aynı zamanda gaz by-pass vanasını ve ICMT vanayı eş zamanlı Danfoss EKC326A ile kontrol ederek sistemin ayarlanan basınç değerlerinde çalışmasını sağlamaktadır.



Şekil 5.10: BITZER 4HTC-15K CO₂ Kompresör.

5.2.2. Debimetre

Gaz soğutucu ve evaporatör testlerinde debiyi okumak için KROHNE – Optimass 1000 model Coriolis tip debimetre kullanılmaktadır.



Şekil 5.11: KROHNE-Optimass 1000 Debimetre.

5.2.3. ICMT Valf ve Gaz Bypass Valfi

ICMT vana transkritik soğutma çevriminde tank basıncı ve gaz soğutucu basıncını ayarlamak için kullanılmaktadır. Gaz soğutucudan gelen CO₂ akışkanın basıncı yüksek basınç ICMT vana ile tank basıncına düşürülmektedir.



Şekil 5.12: Yüksek Basınç Kontrol Valfi (ICMT).

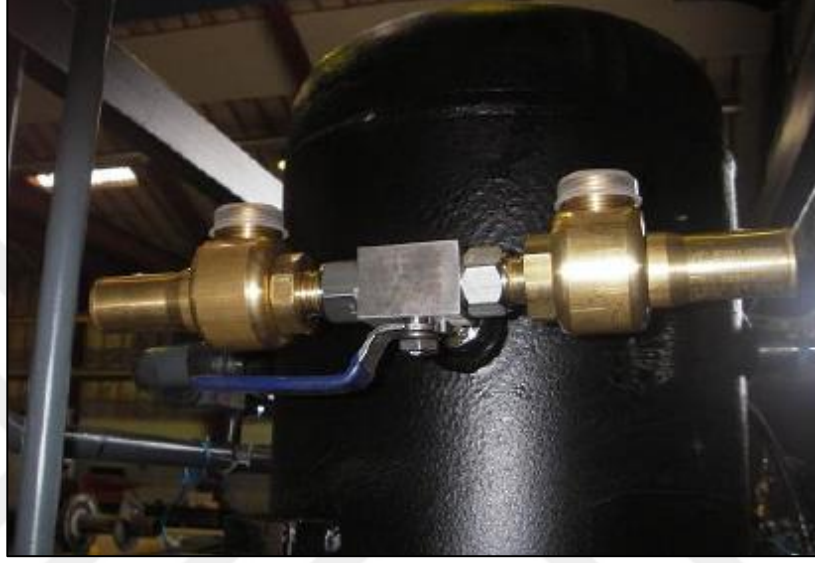
Tank basıncına düşürülen CO₂ akışkanın bir miktarı gaz fazına geçmektedir. Tank basıncında gaz fazındaki CO₂ gaz, bypass vanası ile kompresör emiş hattına gönderilmektedir.



Şekil 5.13: Gaz By-Pass Vanası.

5.2.4. Güvenlik Vanaları

Yüksek basınçta çalışan transkritik CO₂ soğutma sistemi için güvenlik ön plana çıkmaktadır. Bu test sisteminde 60 – 90 ve 120 bar'lık güvenlik vanaları bulunmaktadır. Tankta sistem çalışma durumunda 60 bar ve sistem kapalı haldeyken 90 bar vana, kompresör basma hattında ise 120 bar güvenlik vanası kullanılmaktadır.



Şekil 5.14: Güvenlik Vanası.

5.3. Test Hazırlık Aşaması ve Çalışma Koşulları

Prototip gaz soğutucular Şekil 5.15' de gösterilen ortamla dengeli tip kalorimetrik odada test edilmiştir. Test işlemi hazırlık aşamaları aşağıdaki gibi gerçekleşmiştir.

- Prototip gaz soğutucu kalorimetrik oda test bölümüne yerleştirilir.
- Daha önceden hazırlanan giriş – çıkış kollektör bağlantı çapına uygun sıcaklık ve basınç sensörlerinin konumlandırıldığı ölçüm probu, gaz soğutucu giriş ve çıkışına bağlanır.
- Gaz soğutucu giriş ve çıkışına bağlanan ölçüm çubuğuna giriş-çıkış sıcaklık - basınçlarının ölçümü ve kapasite tespiti için sıcaklık ve basınç sensörleri yerleştirilir. Bu iki sensör arasındaki mesafe ölçüm hassasiyeti için oldukça önemlidir. Boru içinde yüksek Reynold sayısında ve türbülanslı akış olduğu

Şekil 5.15: Kalorimetrik Oda Test Düzeneği Gaz Soğutucu Bağlantıları.

- Test sırasında gaz soğutucu sabit hava giriş sıcaklığı, AHU santral sıcaklık değerine göre ayarlanabilir ısıtıcıların kontrolünü ve hava sıcaklığı-hava nemi kaydını sağlamak üzere Hava Numunelendirici (Hava Sampler) test cihazının önüne hava akış doğrultusunda konumlandırılır.



65

- CO₂ test düzeneği hem evaporatör testleri hem de gaz soğutucu testleri için ayrı hatlarla düzenlenmiştir. Gaz soğutucu testi için ayarlanan hattın vanaları talimatlarda belirtilen şekilde ayarlanarak teste hazır hale getirilir.
- Gaz soğutucu testlerinde sistem üzerinde bulunan yardımcı su hattına entegre plakalı su ısıtmalı evaporatörün giriş çıkış vanaları açılır.
- Tank üzerinde bulunan 90 barlık güvenlik vanası kapatılır, 60 barlık güvenlik vanası açılır.
- Mekanik bağlantıların kontrolü yapıldıktan sonra CO₂ sistemin elektronik kontrolü ve AHU santralinin kontrolü ve ölçüm kayıtları için iki farklı yazılım çalıştırılır.
- AHU Santral Hava Kontrolü ve Ölçüm Kayıt Yazılımı;

Test çalışma koşullarına göre PID kontrol ile gaz soğutucu hava giriş sıcaklığının ayarlanması ve sistemde okunan sıcaklık, basınç ve CO₂ kütleli debisinin kayıt ve anlık izlenmesini sağlayan TEST SUITE yazılımı çalıştırılır.

Bu yazılımda gaz soğutucu kapasite tespiti için aşağıdaki veriler kayda alınmaktadır. FrtCoils® ile oluşturulan gaz soğutucu hesaplama modülü ile her bir korelasyon için ayrı ayrı hesaplanmak üzere bu veriler kullanılmaktadır.

- Gaz soğutucu hava giriş ve çıkış sıcaklığı
- Gaz soğutucu kapasitesi
- Gaz soğutucu hava giriş nemi
- CO₂ sistem tank basıncı – Evaporatör genişleme vanası öncesi basınç
- Gaz soğutucu çıkış basıncı
- Gaz soğutucu CO₂ giriş sıcaklığı
- Gaz soğutucu CO₂ çıkış sıcaklığı
- Gaz soğutucu CO₂ giriş entalpisi
- Gaz soğutucu CO₂ çıkış entalpisi
- CO₂ akışkan kütleli debisi
- CO₂ sistem çalışma koşullarının ayarlandığı ADAP-KOOL yazılımı;

CO₂ sistem tank basıncı, kompresör emiş sıcaklığı, evaporatör aşırı kızgınlık sıcaklığı, gaz soğutucu basıncı, yüksek basınç genişleme vanası, gaz by-pass

vanasının Danfoss CO₂ sistemi elektronik kontrol cihazlarıyla entegre çalışan ADAP-KOOL yazılımı ile test ayarları yapılır. Prototip gaz soğutucular için CO₂ sistemde ayarlanan set değerler aşağıdaki gibidir.

Tablo 5.3: CO₂ Gaz Soğutucu Deneyi Set Değerler.

Sistem Ekipmanı	Ayarlanan Değer	Birim
Evaporasyon Sıcaklığı	0	°C
Evaporatör aşırı kızgınlık değeri	8-12	K
Ara kademe tank basıncı	40	Bar
Gaz soğutucu Hava Giriş Sıcaklığı		
Prototip 1	21-22-23-24-25-26-27-28-29	°C
Prototip 2	25-26-27-28-29-30-31-32-33-34-35	°C
Hava giriş bağıl nem oranı	25-35	%

6. TARTIŞMA

Yapılan çalışmada iki farklı kanatlı borulu gaz soğutucu prototipi imal edilmiştir. Prototip-1 ve Prototip-2 için ısı kapasitesiler, altı farklı akışkan taraf Nusselt korelasyonuna göre Mathcad 14 yazılımında nümerik olarak incelenmiştir. Nümerik hesaplama sonuçları ile ortalama standart sapması en düşük olan korelasyonun belirlenmesi için korelasyonlara göre yapılan ısı kapasite hesaplamalarının deney sonuçları ile regresyon analizi yapılmıştır. Sonuçlara göre en hassas uyumu sunan korelasyonun Frtcoils® yazılımına kanatlı borulu gaz soğutucu ısı kapasite tayini için entegrasyonu gerçekleştirilmiştir.

6.1. Kanatlı Borulu Gaz Soğutucu Isı Kapasitesinin DeneySEL Doğrulanması

İlk prototip için sabit kütleli debide farklı akışkan taraf korelasyonları dikkate alınarak Mathcad-14 ve Frtcoils® yazılımlarında ısı taşınım katsayısı ve Nusselt sayısı hesaplanmıştır. Hesaplama sonuçlarına göre ısı taşınım katsayısının pik yaptığı noktalar sahte kritik nokta olarak adlandırılmaktadır. Kullanılan korelasyonlara göre ısı taşınım katsayısındaki ve ısı kapasitedeki değişim aşağıdaki grafiklerde sunulmuştur. İki farklı prototip gaz soğutucu, farklı hava giriş sıcaklıklarında teste alınmıştır. Test sonucu verileri Frtcoils® yazılımında oluşturulan gaz soğutucu modülü kullanılarak her bir korelasyon için kapasite ve ısı taşınım katsayısı hesaplamaları yapılmıştır.

Tablo 6.1: Prototip-1 Geometrik Tasarım Parametreleri.

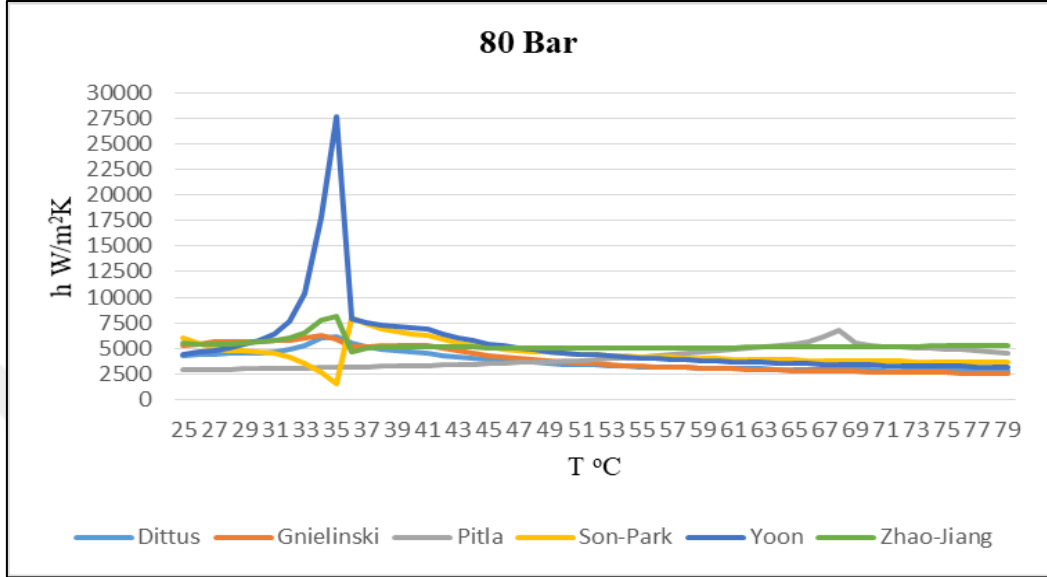
Lamel Geometrisi	F 25 x 22
Boru Çapı ve Cinsi	5/16''- Yivsiz
Boru Et Kalınlığı	0,55 mm
Boru Sayısı	24
Sıra Sayısı	3
Devre Sayısı	6
Geçiş (Pas) Sayısı	12
Lamel Malzemesi ve Formu	Alüminyum-Kaburgalı
Lamel Et Kalınlığı	0,10 mm
Hatve	2,1 mm
Lamel Dizili Uzunluk (Lamel iç)	800 mm
Fan Modeli	EBM S-3G500-AE33-11(EC Fan) – 220 Volt

Korelasyonlar farklı basınçlarda sabit kütleli debide teorik olarak Fritcoils® yazılımında düz bir boruda hesaplanmıştır. Hesaplama parametreleri Tablo 6.2’ de prototip gaz soğutucu tasarım şartlarına göre seçilerek, CO₂ akışkan sıcaklığına bağlı olarak ısı taşınım katsayıları ve Nusselt sayıları Şekil 6.1 ve Şekil 6.2’ de verilmiştir. Hesaplama parametrelerinde aşağıdaki geometrik özellikler kullanılmıştır.

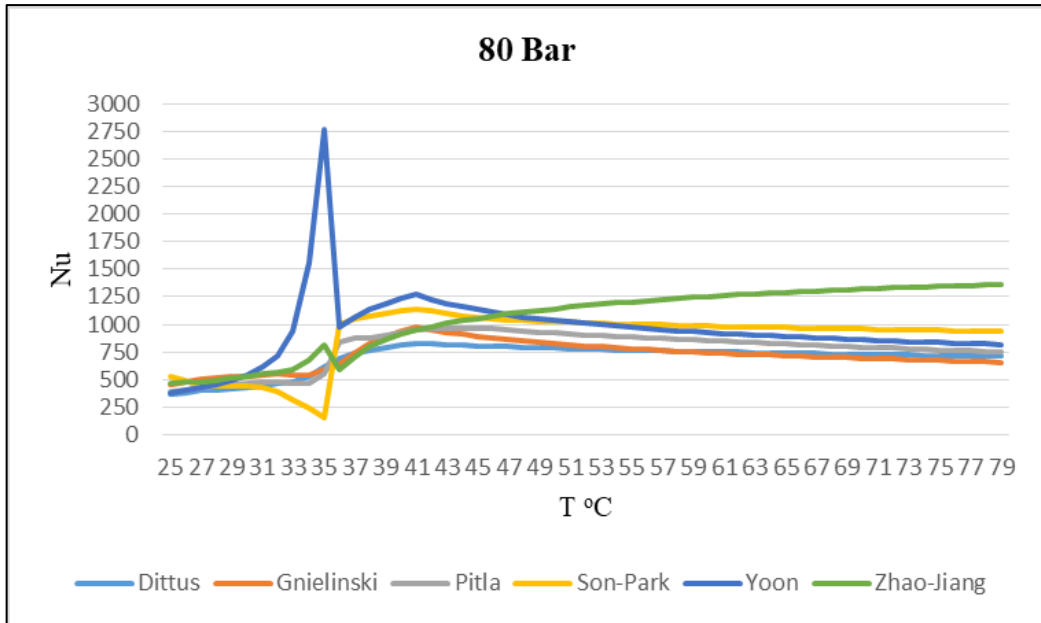
Tablo 6.2: Prototip-1 Hesaplama Giriş Parametreleri.

Parametre	Değer
CO ₂ Kütleli Debisi	250 kg/h
Boru Çapı	7,38 mm
Boru Uzunluğu	800 mm
Akışkan Giriş Sıcaklığı	79 °C
Akışkan Çıkış Sıcaklığı	25 °C

Şekil 6.1’ de CO₂ 80, 100 ve 120 bar’ da CO₂ ısı taşınım katsayıları ve Nusselt sayıları her korelasyon için akışkan sıcaklığına bağlı olarak karşılaştırılmıştır. Her korelasyon için 80 – 90 – 100 – 110 – 120 bar’ da CO₂ ısı taşınım katsayısı ve Nusselt sayısı kendi içinde karşılaştırılarak EKLER bölümünde sunulmuştur.

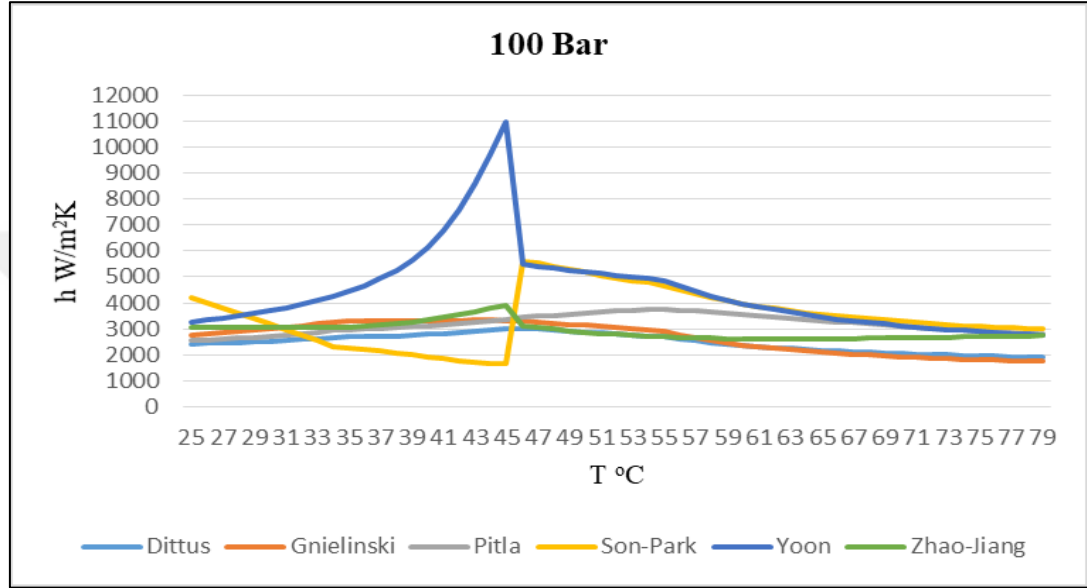


Şekil 6.1: 80 Bar Basıncındaki CO₂ Isı Taşınım Katsayısının Korelasyonlara Göre Akış Sıcaklık Aralığındaki Değişimi.

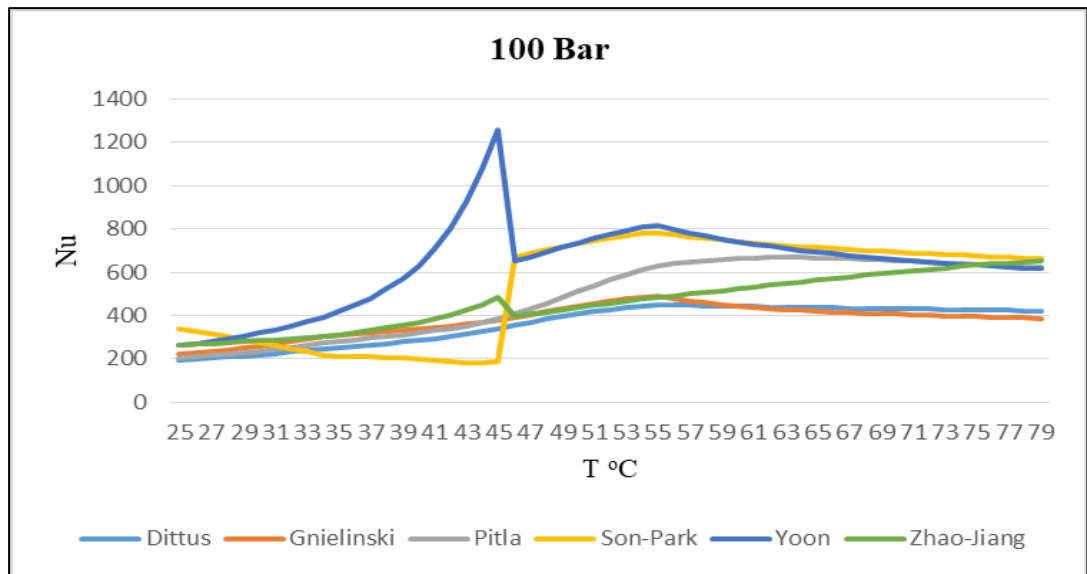


Şekil 6.2: 80 Bar Basıncındaki CO₂ Nusselt Sayısının Korelasyonlara Göre Akış Sıcaklık Aralığındaki Değişimi

Şekil 6.1 ve Şekil 6.2 incelendiğinde teorik hesaplamalarda her basınç için kritik noktalar oluşmaktadır. Bu kritik noktalarda Nusselt sayıları da benzer davranış göstermektedir. Basınç artışıyla beraber kritik noktalara karşılık gelen sıcaklıklar da artmaktadır. Şekil 6.3 ve Şekil 6.5’ te basınçtaki artışa bağlı sahte kritik sıcaklık noktalarının da daha yüksek bir sıcaklık değerine kaydığı görülmektedir. Ayrıca bu noktalardaki c_p değerlerinde de benzer şekilde kritik noktalar oluşmaktadır [33].

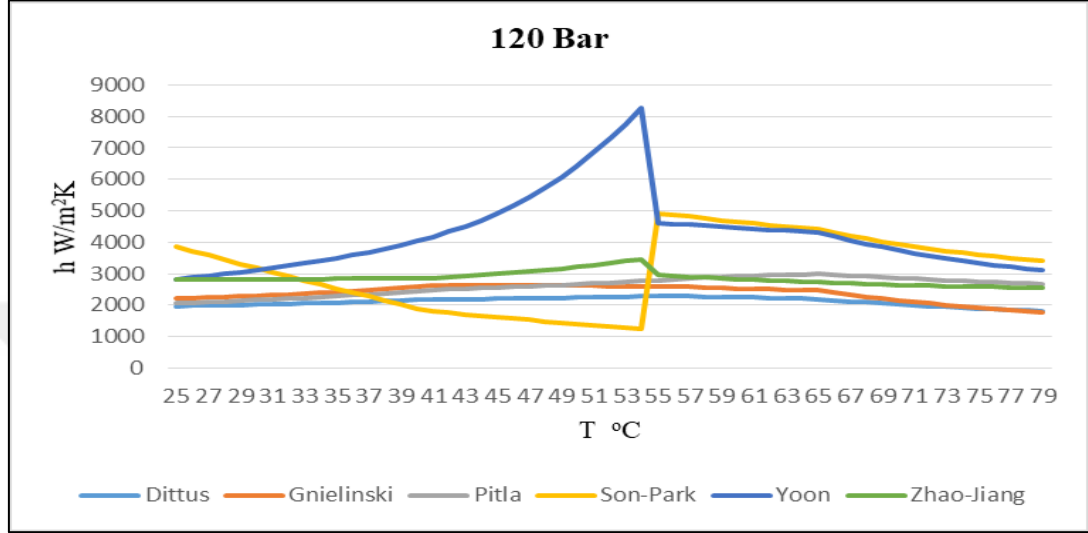


Şekil 6.3: 100 Bar Basıncındaki CO₂ Isı Taşınım Katsayısının Korelasyonlara Göre Akış Sıcaklık Aralığındaki Değişimi

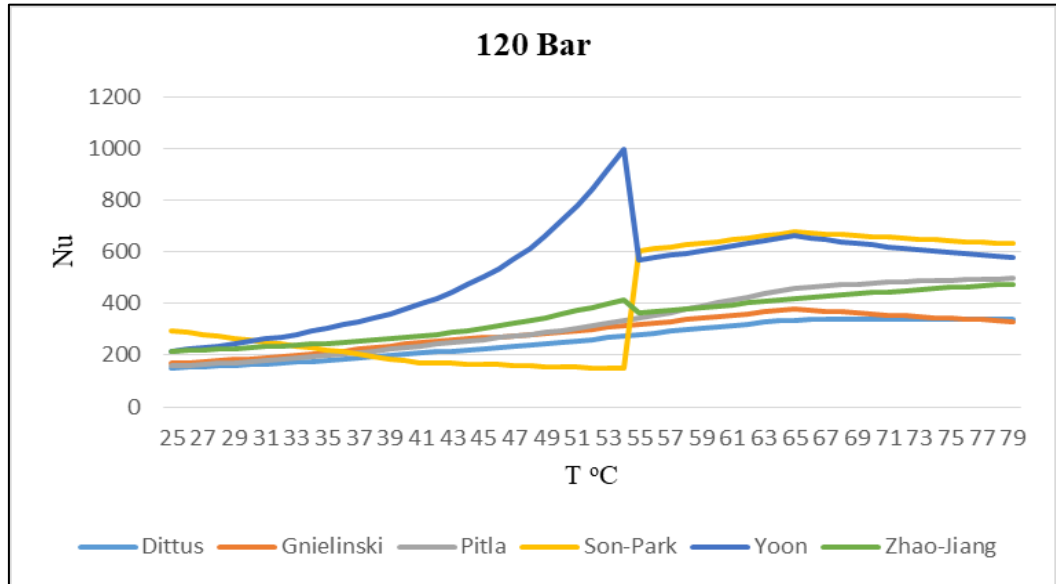


Şekil 6.4: 100 Bar Basıncındaki CO₂ Nusselt Sayısının Korelasyonlara Göre Akış Sıcaklık Aralığındaki Değişimi

Şekil 6.5 ve Şekil 6.6’ da benzer şekilde 120 bar için CO₂ akışkanının davranışı korelasyonlara göre incelenmiştir. Pitla, Dittus ve Gnielinski korelasyonlarındaki kritik nokta geçişlerin daha düz olduğu görülmektedir. Boru duvar sıcaklıkları ve akışkan sıcaklıklarına bağlı sürtünme faktörü kullanılması sebebiyle bu korelasyonlarda daha düz bir geçiş olduğu yorumlanmaktadır.



Şekil 6.5: 120 Bar Basıncındaki CO₂ Isı Taşınım Katsayısının Korelasyonlara Göre Akış Sıcaklık Aralığındaki Değişimi



Şekil 6.6: 120 Bar Basıncındaki CO₂ Nusselt Sayısının Korelasyonlara Göre Akış Sıcaklık Aralığındaki Değişimi

Özellikle Son ve Park, Yoon, Zhao ve Jiang korelasyonlarındaki kritik noktalar, daha keskin bir biçimde belli olmaktadır. Bunun sebebi korelasyon bağıntılarında CO₂' in Reynolds sayısına ek olarak akışkan özelliklerini (özellik ısı ve yoğunluk) de dahil etmelerinden kaynaklanmaktadır. Tüm korelasyonlar için sahte kritik sıcaklık aralığı; 80-120 bar basınç aralığında 34 ile 55 °C arasında değişim göstermektedir. Bu durum gaz soğutucu tasarımında ısıl kapasitenin nümerik olarak hassas belirlenebilmesi adına deneysel olarak da korelasyonlara göre yapılan hesaplamaların doğrulanmasına yönelik ihtiyacı ortaya koyar niteliktedir.

6.2. Test Sonuçlarının Analizi

Korelasyonlarda oluşan kritik noktalar nedeniyle, kanatlı borulu gaz soğutucu tasarımlarında farklı ısıl kapasiteler elde edilmektedir. Bu durum süperkritik bölgede CO₂ akışkanının özgül ısı, yoğunluk ve ısı iletim katsayısı gibi termofiziksel özelliklerinin ani değişimlerinden kaynaklanmaktadır. Nusselt sayısı için incelenen korelasyonlar, bu korelasyonlara bağlı akışkan taraf ısı taşınım katsayısı ve toplam ısıl kapasitedeki değişim iki farklı prototip gaz soğutucu deneysel çalışma sonuçlarından elde edilen verilerle hesaplanarak kıyaslanmıştır. Her prototip için test sonuçları ayrı ayrı değerlendirilmiş ve karşılaştırması yapılmıştır.

6.2.1. Prototip-1 Test Koşulları ve Sonuçları

Tasarımı yapılan Prototip-1 gaz soğutucunun Friterm A.Ş 'Arge Merkezi' laboratuvarındaki hava tarafı ve CO₂ tarafı test set değerleri, Tablo 6.3' de verilmiştir. Test işlemi farklı hava giriş sıcaklıklarında sabit ısıl kapasite elde edilecek şekilde basınç ve giriş sıcaklıkları ayarlanmıştır.

Sabit ısıl kapasitede, korelasyonların sonuçları incelenmiştir. Test sonuçlarından alınan veriler, hesaplama algoritması oluşturulan Fritcoils® ve Mathcad programlarında Prototip-1 geometrisi için giriş değeri olarak kullanılmıştır.

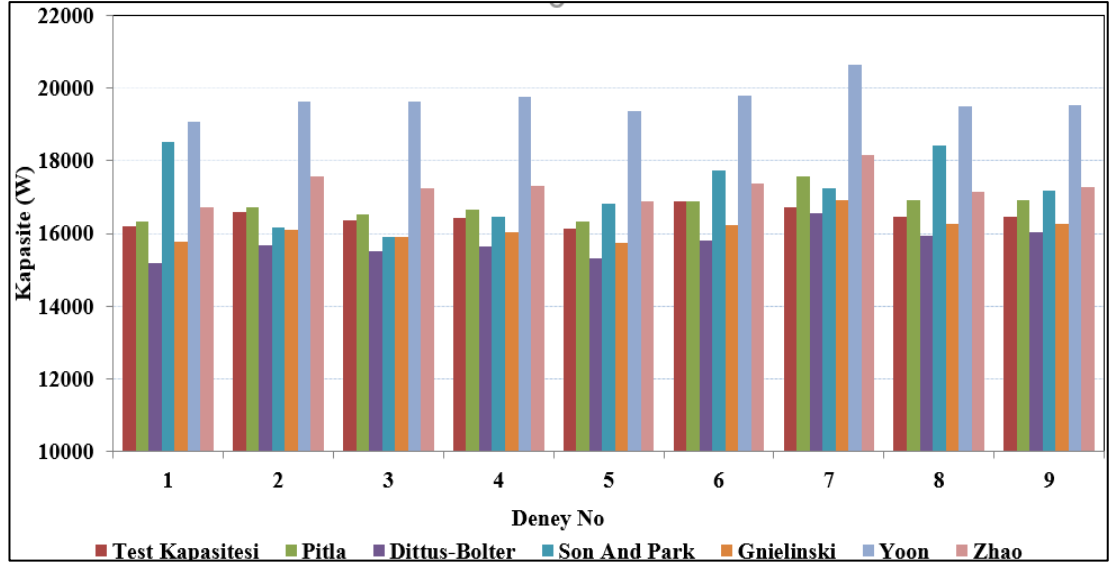
Tablo 6.3: Prototip-1 Deney Düzenegi Set Değerleri.

Sistem Ekipmanı	Ayarlanan Değer	Birim
Evaporasyon Sıcaklığı	0	°C
Evaporatör aşırı kızgınlık değeri	8-12	K
Ara kademe tank basıncı	40	Bar
Gaz soğutucu Hava Giriş Sıcaklığı		
Prototip 1	21-22-23-24-25-26-27-28-29	°C
Hava giriş bağıl nem	25-35	%

Farklı hava giriş sıcaklığı ve farklı CO₂ basınçları için Prototip-1 kanatlı borulu gaz soğutucu ünitesi test edilmiştir. Her test koşulu için dikkate alınan çalışma rejimleri Tablo 6.4’ te yer almaktadır. Test sonucu elde edilen ısıtıcı kapasitelerin, her bir korelasyonla hesaplanan nümerik sonuçlara göre karşılaştırması ise Şekil 6.7’ de verilmiştir.

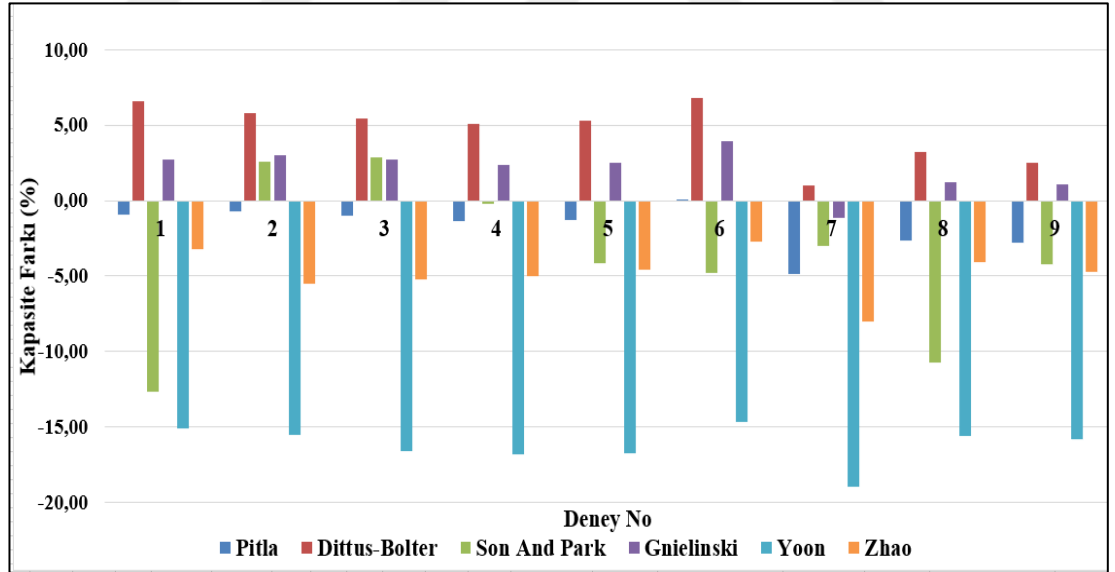
Tablo 6.4: Prototip-1 Deney Çalışma Koşulları.

Deney No	Hava Giriş Sıcaklığı [°C]	Bağıl Nem [RH]	Hava Debisi [m ³ /h]	Gaz Soğutucu Basıncı [bar]	CO ₂ Giriş Sıcaklığı [°C]	CO ₂ Çıkış Sıcaklığı [°C]
1	21	31,88	5156,88	80,99	79,52	29,08
2	22	31,09	5156,88	81,11	79,64	31,32
3	23	36,29	5156,88	82,63	81,02	31,86
4	24	35,35	5156,88	84,45	82,66	32,61
5	25	38,87	5156,88	85,82	83,93	33,17
6	26	36,15	5156,88	88,16	86,81	34,13
7	27	27,77	5156,88	88,96	87,5	36,02
8	28	31,46	5156,88	89,17	86,62	36,70
9	29	28,99	5156,88	89,10	85,36	37,95



Şekil 6.7: Test Sonuçları ve Her Korelasyon ile Hesaplanan Isıl Kapasiteler.

Isıl kapasitedeki yüksek yüzdesel farklar, sahte kritik noktaların daha belirgin olduğu Son-Park, Yoon, Zhao-Jiang korelasyonlarıyla hesaplanan ısıl kapasitelerde oluşmuştur.



Şekil 6.8: Prototip-1 için Deney Giriş Verilerine Göre Korelasyonlardan Elde Edilen Nümerik Isıl Kapasiteler Arasındaki Fark.

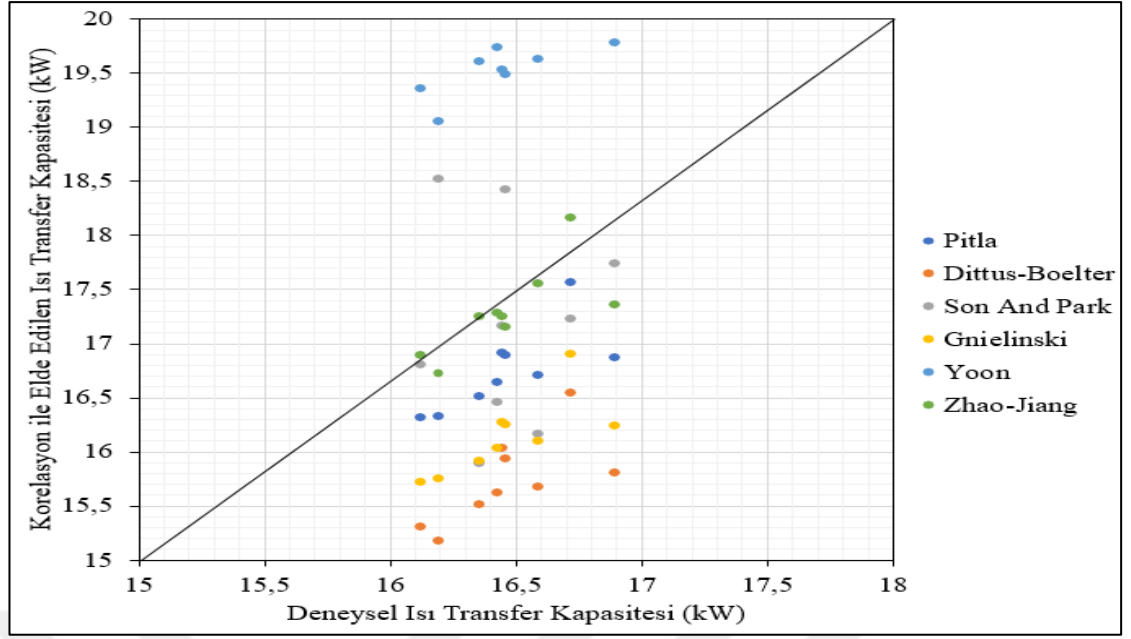
Isıl kapasite hesaplamaları dokuz farklı çalışma koşulu için deneysel olarak gerçekleştirilmiştir. Deneyler için dikkate alınan hava giriş sıcaklığı, CO₂ akışkan giriş-çıkış sıcaklığı ve CO₂ akışkan basıncına göre her bir korelasyon için nümerik

olarak da hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. Hesaplamalara göre elde edilen kapasiteler Tablo 6.5’ de verilmiştir.

Tablo 6.5: Prototip-1 için Kullanılan Korelasyonlara ve Deney Sonuçlarına Göre Isıl Kapasiteler.

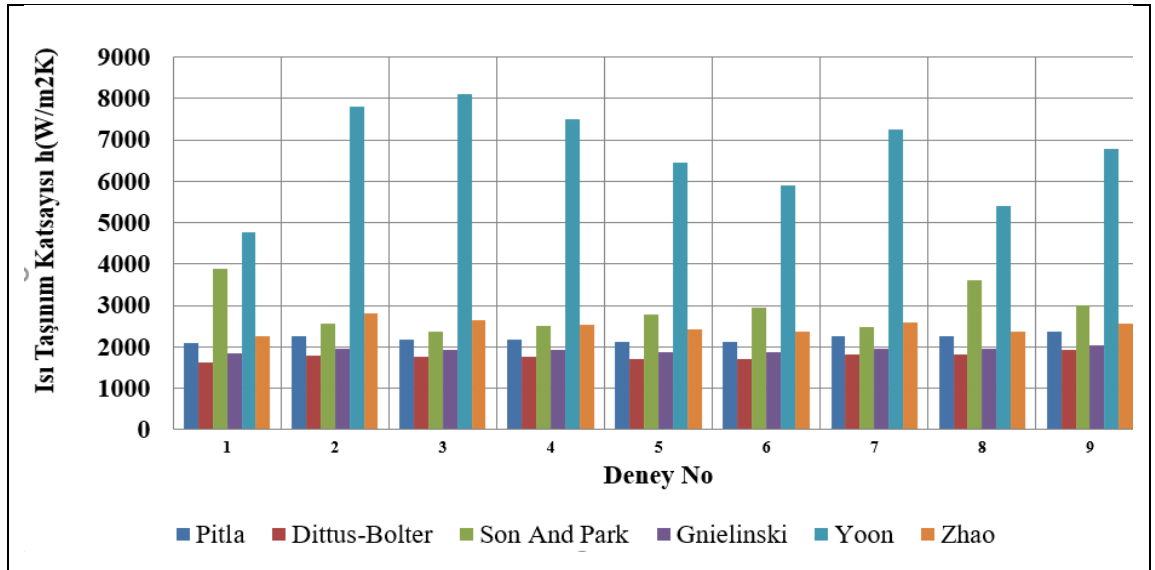
Deney	Deney Kapasitesi	Pitla	Dittus-Bolter	Son And Park	Gnielinski	Yoon	Zhao-Jiang
No	Watt	Watt	Watt	Watt	Watt	Watt	Watt
1	16.187	16.336	15.184	18.525	15.759	19.062	16.725
2	16.589	16.708	15.685	16.170	16.101	19.631	17.560
3	16.353	16.516	15.515	15.898	15.918	19.610	17.253
4	16.426	16.647	15.630	16.463	16.042	19.742	17.293
5	16.122	16.326	15.315	16.816	15.727	19.362	16.894
6	16.890	16.874	15.810	17.745	16.247	19.784	17.366
7	16.716	17.570	16.554	17.236	16.911	20.628	18.166
8	16.453	16.901	15.940	18.425	16.259	19.498	17.154
9	16.446	16.921	16.038	17.169	16.275	19.532	17.261

Farklı deney koşulları için korelasyonların ortalama sapma oranlarını tespit edebilmek için regresyon analizi de gerçekleştirilmiştir. Şekil 6.9’ da belirtilen analiz sonuçlarına göre Yoon korelasyonunun %16,1 ortalama standart sapma oranı ile en yüksek farkı verdiği tespit edilmiştir. Yine aynı koşullar altında Pitla korelasyonu ise %1,7 ortalama standart sapma oranı ile dokuz farklı test koşulu içerisinde en hassas sonucu sunmaktadır. Nümerik ısııl kapasite hesabında en hassas sonucu veren korelasyonu daha detaylı irdeleyebilmek adına farklı test koşulları için de benzer inceleme sonuçları Prototip-2 gaz soğutucu modeli için ilerleyen bölümde sunulacaktır.



Şekil 6.9: Prototip-1 için Kullanılan Korelasyonların Deney Sonuçlarına Göre Regresyon Analizi.

Korelasyonlara göre elde edilen ısı taşınım katsayıları incelendiğinde de ısıtım kapasite sonuçlarına benzer şekilde Yoon korelasyonunun diğer çalışmalara nazaran oldukça yüksek hesaplama sonuçları verdiği görülmektedir. Şekil 6.10’ da tüm korelasyonlar için elde edilen ısı taşınım katsayıları tüm deney şartları için ayrı ayrı sunulmuştur.



Şekil 6.10: Prototip-1 için Deney Verilerine Göre Isı Taşınım Katsayılarının Karşılaştırılması.

Tablo 6.6’ da tüm deney koşulları için korelasyonlara göre elde edilen ısı taşınım katsayıları yer almaktadır. Dittus ve Gnielinski korelasyonlarından elde edilen ısı taşınım katsayıları birbirine yakın sonuç vermekle beraber, ısıl kapasite hesaplamalarında Dittus %5, Gnielinski %3 oranında ortalama sapma göstermiştir. Pitla korelasyonu ise, %1,71 oransal sapma ile deney sonuçlarına göre en hassas nümerik ısıl kapasite sonucu vermiştir.

Tablo 6.6: Prototip-1 için Deney Verilerine Göre Isı Taşınım Katsayıları.

Deney	Pitla	Dittus-Boelter	Son And Park	Gnielinski	Yoon	Zhao-Jiang
No	W/m ² K	W/m ² K	W/m ² K	W/m ² K	W/m ² K	W/m ² K
1	2.085,0	1.628,4	3.886,4	1.854,6	4.779,3	2.258,8
2	2.247,5	1.795,5	2.554,1	1.968,2	7.802,0	2.816,5
3	2.187,9	1.764,0	2.371,5	1.929,1	8.118,3	2.649,4
4	2.174,6	1.750,3	2.514,1	1.916,7	7.499,8	2.546,8
5	2.120,7	1.706,6	2.775,8	1.870,1	6.457,6	2.428,2
6	2.128,9	1.706,6	2.962,6	1.871,6	5.889,3	2.376,7
7	2.261,0	1.824,3	2.469,9	1.969,6	7.266,8	2.586,4
8	2.249,1	1.821,8	3.611,3	1.955,9	5.401,7	2.359,7
9	2.371,1	1.941,5	2.993,9	2.044,8	6.774,7	2.557,9

6.2.2. Prototip-2 Test Koşulları ve Sonuçları

Tasarımı yapılan Prototip-2 gaz soğutucu Friterm A.Ş ‘Arge Merkezi’ laboratuvarındaki hava tarafı ve CO₂ tarafı test koşulları Tablo 6.7 ve Tablo 6.8’ de verilmiştir. Test işlemi farklı hava giriş sıcaklıklarında otomatik kontrol sistemi ile kompresör kapasite regülasyonu yapılacak şekilde yürütülmüştür. Prototip-1 için sistemde ayarlanan ara kademe tank basıncı, kızgınlık değeri gibi veriler Prototip-2 modeli için de aynı değerlere ayarlanmıştır.

Tablo 6.7: Prototip-2 Deney Düzenegi Set Değerleri.

Sistem Ekipmanı	Ayarlanan Set Değerleri	Birim
Evaporasyon Sıcaklığı	0	°C
Evaporatör aşırı kızgınlık değeri	8-12	K
Ara kademe tank basıncı	40	Bar
Gaz soğutucu Hava Giriş Sıcaklığı		
Prototip 2	25-26-27-28-29-30-31-32-33-34-35	°C
Hava giriş bağıl nem	25-35	%

Deney çalışması farklı hava giriş koşullarına göre yürütülmüştür. Daha geniş sıcaklık aralığı için yapılan deneylerde dikkate alınan hava giriş sıcaklığı, bağıl nem, hava debisi, CO₂ akışkan giriş ve çıkış sıcaklıkları ve basıncı Tablo 6.8' de detaylı olarak yer almaktadır.

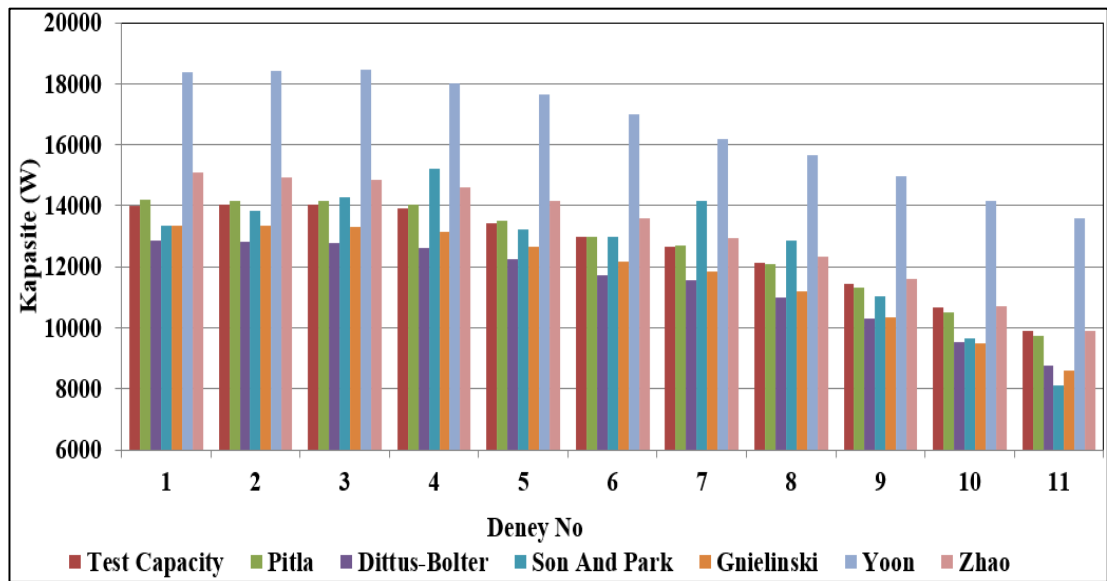
Tablo 6.8: Prototip-2 Test Çalışma Koşulları.

Deney No	Hava Giriş Sıcaklığı [°C]	Bağıl Nem [RH]	Hava Debisi [m ³ /h]	Gaz Soğutucu Basıncı [bar]	CO ₂ Giriş Sıcaklığı [°C]	CO ₂ Çıkış Sıcaklığı [°C]
1	24,98	37,21	4800,00	82,88	81,64	32,23
2	26,03	34,82	4800,00	84,77	83,98	32,89
3	26,99	32,95	4800,00	86,51	86,05	33,53
4	27,99	31,18	4800,00	88,15	87,42	34,21
5	29,00	29,62	4800,00	87,76	85,54	35,48
6	29,99	29,09	4800,00	88,52	85,73	36,12
7	31,01	27,79	4800,00	88,58	85,49	37,13
8	32,03	26,60	4800,00	88,78	85,82	37,75
9	33,00	25,44	4800,00	88,43	86,68	38,20
10	34,00	25,38	4800,00	88,44	87,46	38,60
11	35,03	23,97	4800,00	88,47	90,97	38,99

Tablo 6.9: Prototip-2 Geometrik Tasarım Parametreleri.

Lamel Geometrisi	F 25 x 22
Boru Çapı ve Cinsi	5/16''- Yıvsız
Boru Et Kalınlığı	0,55 mm
Boru Sayısı	20
Sıra Sayısı	3
Devre Sayısı	6
Pas (Geçiş) Sayısı	40
Lamel Malzemesi ve Formu	Alüminyum-Kaburgalı
Lamel Et Kalınlığı	0,10 mm
Hatve	2,5 mm
Lamel Dizili Uzunluk (Lamel iç)	1200 mm
Fan Modeli	EBM S-4E350-AN02-50(V) – (HyBlade- Full Plastic) Fan

Tablo 6.9’ da verilen gaz soğutucu geometrik tasarım parametrelerine göre test sonucu elde edilen ısıl kapasitelerin, her bir korelasyonla hesaplanan verilere göre nümerik karşılaştırması Prototip-2 için Şekil 6.11’ de verilmiştir



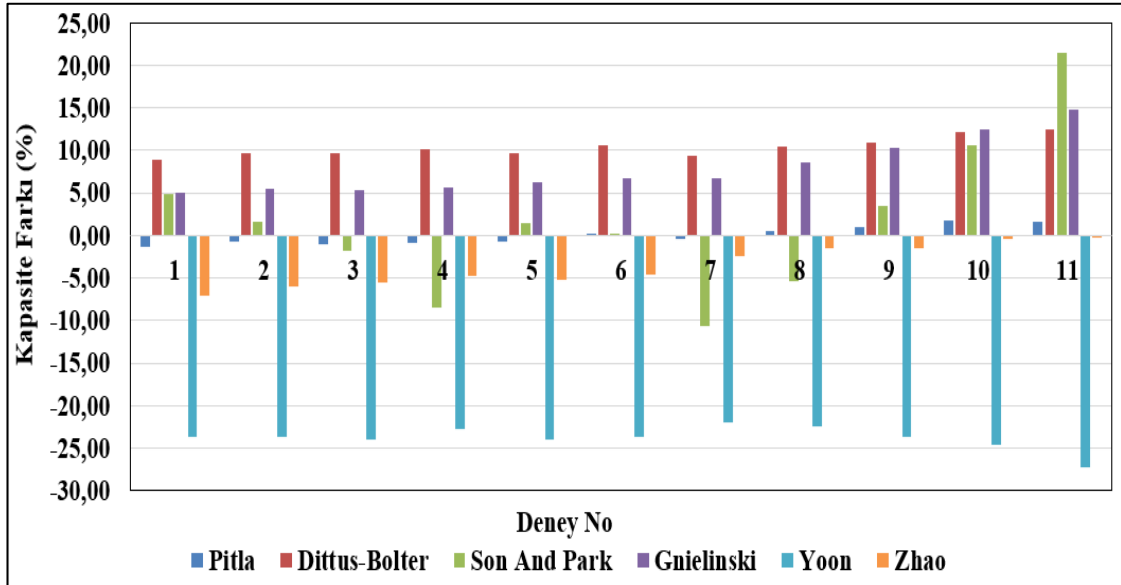
Şekil 6.11: Test Sonuçları ve Her Korelasyon ile Hesaplanan Isıl Kapasiteler.

Isıl kapasitede aynı şekilde Prototip-1’ deki gibi yüzdesel farkları Şekil 6.12’ de görüleceği üzere sahte kritik noktaların daha belirgin olduğu Son-Park, Yoon, Zhao-Jiang korelasyonlarıyla hesaplanan ısıl kapasitelerde oluşmuştur. Bu korelasyonlarla test sonuçları arasındaki fark %23’ lere kadar yükselmektedir.

Yoon korelasyonunun en yüksek ısı taşınım katsayısı değerini, Pitla korelasyonunun ise test sonuçları ve verilerine göre hesaplanan değere en yakın sonucu verdiği görülmektedir. Dittus ve Gnielinski korelasyonlarından elde edilen ısı taşınım katsayıları ve ısıl performans farkları ise %5 ile %15 arasında değişmektedir.

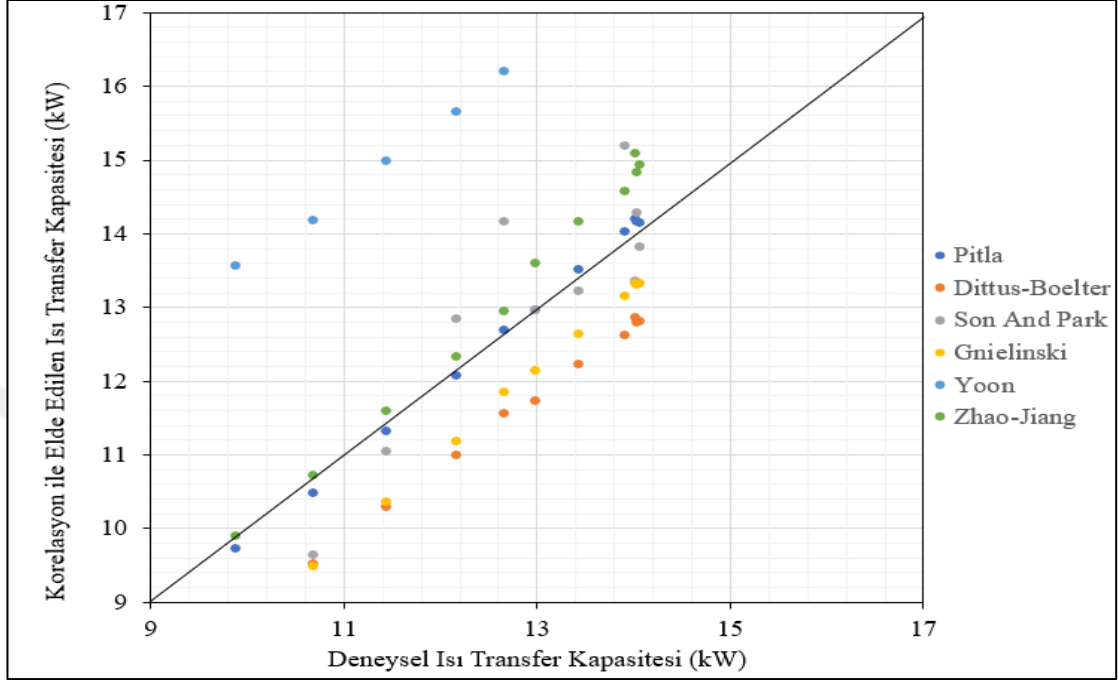
Isıl kapasitedeki en yüksek sapma oranı ile belirsizliğin arttığı korelasyonların sahte kritik sıcaklığa bağlı değişen özgül ısıyı da bağıntılarında dikkate almaları sebebiyle bu keskin değişimin görüldüğü yorumlanmaktadır. Pitla çalışmasında Nusselt sayısını duvar sıcaklığı ve boru içi serbest akış sıcaklığı için ayrı ayrı hesaplayarak ortalama Nusselt sayısının hesaplanacağı korelasyon çalışması ile ısıl kapasite için deney sonuçları ile en hassas uyumu sunmaktadır. Prototip-2 için elde edilen sonuçlarda deney sayısı artırılmış ve deney sonuçları ile sapma oranları da Yoon, Son-Park ve Zhao-Jiang korelasyonlarında daha yüksek değerlere ulaşmıştır.

Prototip-1 için yapılan regresyon analizi Prototip-2 için de gerçekleştirilerek ısıl kapasite sapma oranları Şekil 6.13’ de sunulmuştur.



Şekil 6.12: Prototip-2 için Deney Giriş Verilerine Göre Korelasyonlardan Elde Edilen Nümerik Isıl Kapasiteler Arasındaki Fark.

Test sonuçları ve korelasyonlara göre yapılan regresyon analizi çalışmasına istinaden Pitla korelasyonunun %1,0 sapma ile en hassas doğruluğu verdiği görülmektedir.



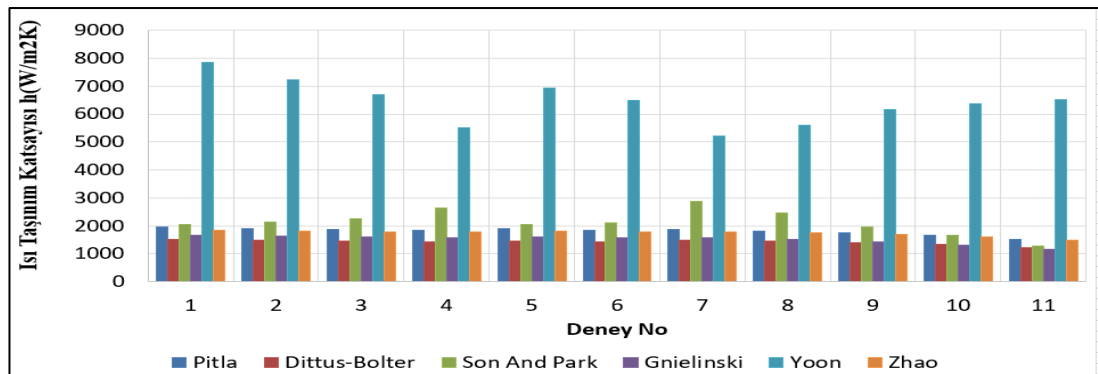
Şekil 6.13: Prototip-2 için Kullanılan Korelasyonların Deney Sonuçlarına Göre Regresyon Analizi.

Farklı test koşullarında ve tasarım parametrelerinde incelenen korelasyonlar içinde en hassas sonucu Pitla korelasyonunun verdiği analizler sonucunda tespit edilmiştir. Daha kompakt bir yapıya sahip kanatlı borulu gaz soğutucu tasarımlarında ısı performansının da hassas hesaplanması, hem ısı değiştirici seçimlerinin doğru yapılmasını hem de maliyetin düşmesini sağlayacaktır. Aşağıdaki tabloda her deney koşulu için elde edilen ısı kapasiteleri detaylı olarak sunulmuştur. Birinci deney koşulları için deney sonucu 14 kW kapasite elde edilirken korelasyonlara göre Dittus-Boelter - 12,8 kW, Gnielinski - 13,3 kW, Yoon - 18,3 kW, Zhao-Jiang - 15,0 kW olarak nümerik sonuçlar elde edilmiştir. Bu sapma oranları gaz soğutucu ısı kapasitesinin hassas elde edilebilmesi için deney olarak sonuçların irdelenmesinin önemini ortaya koyar niteliktedir.

Tablo 6.10: Prototip-2 için Kullanılan Korelasyonlara ve Deney Sonuçlarına Göre Isıl Kapasiteler.

Deney	Deney Kapasitesi	Pitla	Dittus-Bolter	Son And Park	Gnielinski	Yoon	Zhao-Jiang
No	Watt	Watt	Watt	Watt	Watt	Watt	Watt
1	14.013	14.199	12.867	13.359	13.336	18.360	15.090
2	14.052	14.161	12.812	13.820	13.329	18.404	14.948
3	14.025	14.172	12.793	14.290	13.306	18.440	14.846
4	13.905	14.025	12.630	15.200	13.155	18.007	14.590
5	13.426	13.519	12.236	13.232	12.639	17.657	14.164
6	12.981	12.969	11.741	12.973	12.154	17.008	13.602
7	12.647	12.692	11.565	14.166	11.850	16.207	12.951
8	12.152	12.080	11.000	12.846	11.196	15.667	12.341
9	11.430	11.323	10.300	11.048	10.362	14.988	11.604
10	10.682	10.494	9.530	9.656	9.497	14.179	10.726
11	9.882	9.732	8.784	8.133	8.611	13.578	9.903

Şekil 6.14 ve Tablo 6.11’ de tüm deney koşulları için korelasyonlara göre elde edilen ısı taşınım katsayıları yer almaktadır. Dittus ve Gnielinski korelasyonlarından elde edilen ısı taşınım katsayıları birbirine yakın sonuç vermekle beraber, ısıl kapasite hesaplamalarında Dittus %5, Gnielinski %3 ve Pitla %1 oranında ortalama sapma göstermiştir.



Şekil 6.14: Prototip-2 için Deney Verilerine Göre Isı Taşınım Katsayılarının Karşılaştırılması.

Tablo 6.11: Prototip-2 için Kullanılan Korelasyonların Deney Sonuçlarına Göre Isıl Kapasiteler.

Deney	Pitla	Dittus-Boelter	Son And Park	Gnielinski	Yoon	Zhao-Jiang
No	W/m ² K	W/m ² K	W/m ² K	W/m ² K	W/m ² K	W/m ² K
1	1954,93	1518,68	2057,73	1676,06	7856,94	1827,84
2	1906,09	1485,90	2147,31	1640,61	7241,45	1805,21
3	1874,68	1454,62	2250,72	1606,99	6695,82	1791,65
4	1843,10	1425,92	2644,98	1579,62	5508,54	1769,80
5	1887,85	1466,64	2062,47	1598,85	6925,06	1823,78
6	1842,90	1437,57	2101,42	1563,33	6482,43	1784,29
7	1868,03	1478,06	2867,66	1569,09	5213,28	1785,39
8	1820,86	1449,62	2475,38	1510,84	5598,29	1754,07
9	1749,26	1398,85	1961,90	1414,65	6167,52	1701,66
10	1656,89	1327,29	1659,02	1313,16	6369,17	1612,95
11	1520,51	1213,83	1283,34	1160,23	6521,56	1486,41

Bu çalışmada kanatlı borulu gaz soğutucu ısıl kapasitesinin hassas ve ticari açıdan hızlı hesaplanabilmesi için literatürdeki akışkan taraf Nusselt korelasyonları nümerik ve deneysel olarak incelenmiştir. Çalışma sayesinde hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımları ile maliyetli ve geometrik parametrelere bağlı çok daha uzun sürede yapılabilecek ısıl tasarımların daha düşük maliyetle ve hızlı olarak sunulabilmesi ve buna bağlı ticari olarak CO₂ gaz soğutucu tasarımlarının yaygınlaşmasının yolu açılmıştır.

Bu çalışmada Nusselt sayılarının karşılaştırması sabit kütleli debi değerinde yapılmış olup, gelecek çalışmalarda farklı debilerde de karşılaştırılabilir. Çalışmada kullanılan korelasyonlar farklı gaz soğutucu geometrilerinde ve farklı boru çaplarında incelenebilir. Günümüzde mini kanallı ısı değiştiricileri de yaygın kullanım alanı bulmaktadır. CO₂' in ısı taşınım katsayısını veren korelasyonlar mini kanallı ısı değiştiriciler için de ayrıca nümerik ve deneysel olarak incelenebilir. Yedinci bölümde sonuçlar detaylı olarak irdelenmiş ve gelecek çalışmalar için öneriler sunulmuştur.

7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada iki farklı kanatlı borulu gaz soğutucu prototipi için akışkan taraf Nusselt sayısındaki değişime bağlı ortalama ısı transfer katsayısındaki değişim nümerik ve deneysel olarak incelenmiştir. Literatürdeki 6 farklı CO₂ akışkan taraf Nusselt korelasyonu Prototip-1 ve Prototip-2 için Mathcad 14 yazılımında nümerik olarak incelenmiş ve deneysel çalışma sonuçları ile regresyon analizi yapılarak ortalama standart sapması en düşük olan korelasyonun kanatlı borulu gaz soğutucu ısıtıl kapasite tayini için değerlendirilmesi hedeflenmiştir. Ortalama Logaritmik Sıcaklık Farkı yaklaşımına göre her bir prototip için 6 farklı akışkan taraf Nusselt korelasyonuna göre elde edilen toplam ısı transfer katsayısı sonuçları bu tez çalışması kapsamında değerlendirilerek CO₂ gaz soğutucu ısıtıl kapasitesinin hızlı ve hassas hesaplanabileceği uygun korelasyonun belirlenmesi sağlanmıştır.

Yapılmış olan bu çalışma, doğal ve alternatif bir akışkan olan CO₂' in süperkritik bölgedeki davranışının kapsamlı incelenebilmesi ve soğutma çevriminin genel verimi açısından büyük öneme sahip olan gaz soğutucu ısıtıl kapasitesinin doğru tayin edilebilmesi açısından büyük öneme sahiptir. Çalışma, kanatlı borulu gaz soğutucu tasarımının daha hızlı, ekonomik ve uygulama ihtiyaçlarına göre cevap verecek nitelikte yürütülmesine olanak tanımaktadır. Elde edilen bulgular ve bu bulgular ışığında yapılan çıkartımlar aşağıda sıralanmıştır.

- Yapılan nümerik ve deneysel çalışma sonuçları; Pitla, Dittus ve Gnielinski korelasyonlarında kritik nokta geçişlerinin daha düz olduğunu göstermektedir. Çalışmalarda yüzey sıcaklıkları (boru duvar sıcaklığı) ve akışkan sıcaklıklarına bağlı sürtünme faktörü kullanılmasının bu korelasyonlarda daha düz bir geçiş sağladığı yorumlanmıştır.
- Bu çalışmada kullanılan yaklaşım sayesinde kanatlı borulu gaz soğutucu ısıtıl kapasite tayini için hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımlarına nazaran daha hızlı ve maliyet açısından değerlendirildiğinde ticari olarak daha çabuk ve hassas sonuç elde edilebilecek korelasyonun %1,0 sapma oranı ile Pitla korelasyonu olduğu belirlenmiştir. Bu sayede hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımlarına nazaran daha hızlı ve ticari nitelikte aynı zamanda ısıtıl kapasite açısından hassas sonuç elde edilmesi sağlanmıştır.

- Hesaplamalarda ısı değiştiricisi alt bölgelere ayrılarak her bölge için çıkış verileri diğer alanın giriş verisi olarak kullanılmıştır. Step by step olarak adlandırılan bu metoda göre nümerik hesaplamada ısı değiştiricisi iteratif olarak modellenmiştir. Bu modelleme sayesinde korelasyon sonuçlarının daha hassas incelenmesi sağlanmıştır. Hacimsel veya dağıtım modeline göre kanatlı borulu tip ısı değiştirici performansı açısından step by step metodunun daha hassas hesaplama sonuçları sağladığı saptanmıştır.
- Kanatlı borulu gaz soğutucu ısı transfer yüzeyi boyunca ısı transfer katsayısındaki değişim farklı prototip modelleri için deneysel ve nümerik olarak incelenmiştir. Çalışma sonuçlarına göre teorik hesaplamadaki sonuçlara en yakın deneysel sonuçlar Pitla korelasyonu ile elde edilmiştir. Isı transfer katsayısındaki teorik ani değişimler akışkanın termofiziksel özelliklerine bağlı gerçekleşmektedir. Özellikle zgl ısıdaki ani değişimler ısı transfer katsayısında da sahte kritik bölgede belirsizlik yaratmaktadır. Sahte kritik bölge sıcaklığı, basınç artışına bağlı daha yüksek sıcaklık aralığına kaymaktadır. CO₂ akışkan sıcaklığı, gaz soğutucuda boru boyunca azalmaktadır. Farklı basınçlar için tasarlanan gaz soğutucularda sabit basınçta sıcaklık azalışı görülürken sahte kritik bölge de çalışma basıncına bağlı farklı sıcaklık aralığına kaymaktadır. 80-110 bar basınç aralığı için sahte kritik sıcaklık aralığının ortalama 34 °C ile 50 °C arasında değiştiği belirlenmiştir. Bu sıcaklık aralığı gaz soğutucu çalışma bölgesine denk gelmektedir. Bu bölgedeki belirsizliği minimize etmek için kullanılacak korelasyonun tayin edilmesi kritik öneme sahiptir. Elde edilen sonuçlar sayesinde kanatlı borulu gaz soğutucu ısı kapasite nümerik hesaplamalarında, Pitla korelasyonunun kullanılabileceği saptanmıştır.
- Her iki prototip için yapılan deney sonuçlarına göre süperkritik çevrimin çalışma basıncı da genel sistem etkenliği için oldukça etkilidir. Süperkritik fazda çalışma sergileyen gaz soğutucular için işletme basınç aralığı 80-120 bar arasındadır. Genel sistemin etkenlik katsayısı için gaz soğutucu optimum çalışma basıncının belirlenmesi de büyük öneme sahiptir. İlerleyen dönemde optimum çalışma basıncının belirlenmesine yönelik çalışmalar yürütülebilir.

- Bu çalışmada gaz soğutucu giriş hava sıcaklığı 25-35°C aralığında değişmektedir. İlerleyen çalışmalarda daha yüksek sıcaklıklarda korelasyonların doğrulanması için deneysel çalışmalar yürütülebilir.
- Sistem tasarımlarında yaygın olarak kanatlı borulu gaz soğutucular kullanılmaktadır. Ancak kanatlı borulu tip gaz soğutucuların yanı sıra mini kanallı, koaksiyel borulu, gövde borulu tip ısı değiştiricilerin de tercih edildiği sistem uygulamaları söz konusudur. İlerleyen dönemde bu tip ısı değiştiriciler için de mevcut korelasyonlar değerlendirilerek en hassas sonucu sunan korelasyonun nümerik hesaplamalarda dikkate alınabilmesi için çalışma yürütülebilir.
- Bu çalışmada gaz soğutucu ısıl kapasitesi tayini üzerine odaklanılmıştır. İlerleyen dönemde genel çevrim performansı açısından ekserjetik analiz gerçekleştirilerek genel sistem performansının iyileştirmesine odaklanılabilir.
- Çalışmada elde edilen sonuçlar sabit kütsel debide değerlendirilmiş olup farklı kanatlı borulu ısı değiştirici geometri ve boru çapları için ve farklı akışkan debilerinde ayrıca korelasyonun doğrulanması için çalışmalar yürütülebilir.
- Sistem tasarımında gaz soğutucuların, kullanılacağı iklim bölgesine uygun olarak tasarlanması büyük öneme sahiptir. Kanatlı borulu tip gaz soğutucu modelinin ısıl kapasitesi hava giriş sıcaklığına, CO₂ akışkan giriş sıcaklığı ve basıncına bağlı olarak belirlenmektedir. CO₂ akışkanlı soğutma çevrimlerinde çevre ortam sıcaklığının 31 °C' ye yakın veya üzerinde seyrettiği iklim bölgelerinde sistem basma hattı ısı değiştiricisi süperkritik bölgede çalışma sergilemektedir. Süperkritik bölgede akışkanın termofiziksel özelliklerindeki keskin değişim ısıl kapasite tayini için evrensel bir korelasyonun olmadığını doğrular niteliktedir. Bu çalışmada kanatlı borulu gaz soğutucu modellemesi ve nümerik hesaplamaları için literatürde yer alan korelasyonlar nümerik hesaplamalarda dikkate alınmış ve deney sonuçlarına göre yapılan regresyon analizi ile ortalama standart sapması en düşük olan korelasyonun belirlenmesi sağlanmıştır. Çalışma sayesinde hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımları ile hassas ancak bir o kadar uzun süre ve maliyetle elde edilebilen tasarım sonuçlarının kanatlı borulu gaz soğutucuları için daha kısa sürede ve ticari nitelikte takip edilebilmesi sağlanmıştır.

KAYNAKLAR

- [1] Riffat S. B., Afonso C. F., Oliveira A. C., Reay D. A., (1997), "Natural refrigerants for refrigeration and air conditioning systems", Applied Thermal Engineering, 17 (1), 33-42.
- [2] Recourses R. C., (2014), "Carbondioxide Refrigeration Systems", International Journal of Refrigeration 45 (3) 177-188.
- [3] Pearson A., (2005), "Carbondioxide new uses for an old refrigerant", International Journal of Refrigeration 28 (8) 1140-1148.
- [4] Web1, (2019), <https://www.chemours.com/Refrigeration/>, (ErişimTarihi :24.03.2019)
- [5] Eldik V. M., (2009), "Theoretical And Experimental Analysis of Supercritical Carbondioxide", International Refrigeration and Air Conditioning, 1360, Purdue,14 Nisan 2009.
- [6] Özcan H. G., Günerhan H., Yaldirak H., (2013), "Alternatif Soğutkan Karbondioksit ve Otobüs Klimalarında Uygulaması", 11. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 657, İzmir, 17-20 Nisan.
- [7] Dinçer İ., Rosen M. A., (2013), "Exergy", 2. Baskı, Elsevier Science.
- [8] Calm J. M., (1997), "The next generation of refrigerants - Historical review, considerations, and outlook", Internal Journal of Refrigeration, Applied Thermal Engineering, 31 (7) 1123- 1133.
- [9] Web 2,(2019), http://www.lindegaz.com.tr/tr/refrigerants/natural_refrigerants, (ErişimTarihi :24.03.2019).
- [10] Benhadid S. D., Benzaoui A., (2012), "Refrigerants and their Environmental Impact Substitution of HydroChlorofluorocarbon HCFC and HFC Hydro Fluorocarbon. Search for an Adequate Refrigerant.", Energy Procedia, 18 (2) 807- 816.
- [11] Bolaji B. O., Huan Z., (2013), "Ozone depletion and global warming: Case for the use of natural refrigerant - A review.", Renewable and Sustainable Energy, 18 (3) 49- 54.
- [12] Web 3,(2019), <https://wedocs.unep.org/bitstream/handle/20.500.11822/22070>, (ErişimTarihi :15.05.2019).
- [13] Kurtuluş O., (2012), "Soğutucu Akışkan Olarak Karbondioksit Kullanan Sistemlerin Sayısal ve Deneysel İncelenmesi ", Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi.

- [14] Web4,(2019), <https://www.linde-gas.com/en/images/Refigerants/>, (ErişimTarihi :15.05.2019).
- [16] Web5,(2019), <http://www.fridgehub.com/>. (ErişimTarihi :12.03.2019).
- [18] Chen Y., Lundqvist P., (2006), “Analysis of Supercritical Carbon Dioxide Heat Exchangers in Cooling Process.”, International Refrigeration and Air Conditioning Conference, 46, Purdue , 17 Haziran.
- [19] Kasap F., Acül H., Canbaz H., Erbil S., (2011), “R744 (CO₂) Soğutucu Akışkanlı Soğutma Sistemleri, Kanatlı Borulu R744 (CO₂) Evaporatör ve Gaz Soğutucu Tasarım Esasları”, Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 38, İzmir, 17 Nisan.
- [20] Kornhauser A. A., (1990), “The Use of an Ejector as a Refrigerant expander”, International Refrigeration and Air Conditioning Conference, 82, Purdue,14 Nisan.
- [21] Banasiak K., Hafner A., Kriezi E. E., Madsen M., Birkelund M., (2015), “Development and performance mapping of a multi-ejector expansion work recovery pack for R744 vapour compression units”, International Journal of Refrigeration, 57 (3) 265-277.
- [22] Menegay P., Kornhauser A. A., (1996), “Improvements to the ejector expansion refrigeration cycle” Energy Conversion Engineering Conference, 31, Blacksburg, 15 Haziran.
- [23] Li D., Groll E. A., (2005), “Transcritical CO₂ refrigeration cycle with ejector-expansion device” , International Journal of Refrigeration, 28 (5) 766-773.
- [24] Dang C., Hihara E., (2004), “In-tube cooling heat transfer of supercritical carbon dioxide. Part 2. Comparison of numerical calculation with different turbulence models”, International Journal of Refrigeration, 27 [3] 748-760.
- [25] Gullo, Tsamos K., Hafner K., Y. ,Tassou S. A., (2017), “State-of-the-art technologies for transcritical R744 refrigeration systems - A theoretical assessment of energy advantages for European food retail industry.”, Energy Procedia, 123 (38) 46- 53.
- [26] Baek C., Heo J., Jung J., Cho H., Kim Y., (2013), “Optimal control of the gas-cooler pressure of a CO₂heat pump using EEV opening and outdoor fan speed in the cooling mode” , International Journal of Refrigeration, 123 (8) 46-53.
- [27] Kadam, A., Padalkar, A., Martínez, S., (2014), “Effect of control optimization of CO₂ transcritical split air conditioner on thermal comfort of occupants in single zone room,”, International Journey of Air Conditioning and Refrigeration, 22 (5) 48-55.

- [28] Aprea C., Maiorino A., (2008), "An experimental evaluation of the transcritical CO₂ refrigerator performances using an internal heat exchanger", *International Journal of Refrigeration*, 31 (6) 1006-1011.
- [29] Zhao C. R., Jiang P. X., (2011), "Experimental study of in-tube cooling heat transfer and pressure drop characteristics of R134a at supercritical pressures," *Experimental Thermodynamics Fluid Science*, 108 (2) 1645-1655.
- [30] Sian R. A., Wang C. C., (2017), "Constraints-free modeling and experimental validation of a transcritical CO₂ system for medium and large scale applications", *Applied Thermal Engineering*, 124 (1) 136-151.
- [31] Ma Y., Liu Z., Tian H., (2013), "A review of transcritical carbon dioxide heat pump and refrigeration cycles", *Energy*, 55 (3) 156-172.
- [32] Cabeza L. F., Gracia A., Fernández A. I., Farid M. M., (2017), "Supercritical CO₂ as heat transfer fluid: A review", *Applied Thermal Engineering*, 125 (7) 799-810.
- [33] Santosa I. M. C., Gowreesunker B. L., Tassou S. A., Tsamos K. M., Ge Y., (2017), "Investigations into air and refrigerant side heat transfer coefficients of finned-tube CO₂ gas coolers," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 107 (5) 168-180.
- [34] Pitla S. S., Groll E. A., Ramadhyani S., (2002) "New correlation to predict the heat transfer coefficient during in-tube cooling of turbulent supercritical CO₂ Nouvelle corrélation pour prévoir le coefficient de transfert thermique pendant le refroidissement du gaz CO₂ en régime turbulent supercritique", *International Journal of Refrigeration*, 25 (1) 887-895.
- [35] Petukhov B. S., (1970), "Heat Transfer and Friction in Turbulent Pipe Flow with Variable Physical Properties", *Advances Heat Transfer*, 105 (8) 123-130.
- [36] Petrov N. E., Popov V. N., (1985), "Heat-transfer and resistance of carbon-dioxide being cooled in the supercritical region", *Thermal Engineering*, 32 (5) 445-456.
- [37] Yoon S. H., Cho E. Hwang Y. S., Kim M. S., Min K., Kim Y., (2004), "Characteristics of evaporative heat transfer and pressure drop of carbon dioxide and correlation development", *International Journal of Refrigeration*, 27 (2) 111-119.
- [38] Dang C., Hihara E., (2004), "In-tube cooling heat transfer of supercritical carbon dioxide. Part 1. Experimental measurement", *International Journal of Refrigeration*, 11 (1) 736-747.
- [39] Son C. H., Park S. J., (2006), "An experimental study on heat transfer and pressure drop characteristics of carbon dioxide during gas cooling process in a horizontal tube", *International Journal of Refrigeration*, 29 (4) 539-546.

- [40] Oh H. K., Son C. H., (2010), “New correlation to predict the heat transfer coefficient in-tube cooling of supercritical CO₂ in horizontal macro-tubes”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 24 (2) 1230-1241.
- [41] Gnielinski V., (2013), “On heat transfer in tubes,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 63 (3) 134-140.
- [42] Shah R. K., Sekulic D. P., (2004), “Fundamentals of heat technology”, 3. Baskı, John Wiley & Sons Inc. , 132-133.
- [43] Gnielinski V., (2010), “VDI Heat Atlas”, 2. Baskı, Springer, 757-761.
- [44] Wang C. C., Fu W. L., Chang C. T., (1997), “Heat transfer and friction characteristics of typical wavy fin-and-tube heat exchanger”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 14 (2) 174-186.



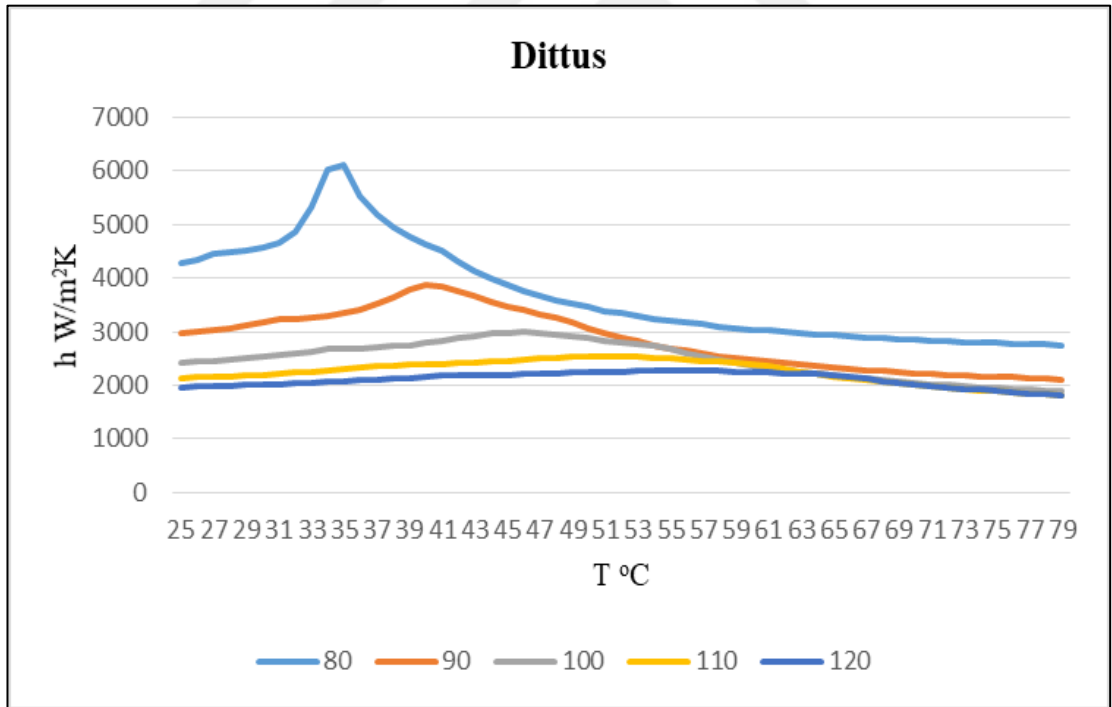
ÖZGEÇMİŞ

Birce AZERİ 1990 yılında İstanbul’ da doğdu. 2007 yılında başladığı Balıkesir Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünü 2011 yılında başarıyla tamamlamıştır. 2013-2017 yılları arasında Eskişehir Anadolu Üniversitesi İşletme lisansını tamamlamıştır. Yüksek Lisans eğitimine, 2016 yılında Gebze Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalında başlamıştır. 2011 yılında Demir- Çelik Sektöründe Ar-Ge Mühendisi olarak başladığı mesleki hayatına İklimlendirme ve Soğutma alanında yön vererek 2013 yılından bu yana Friterm Termik Cihazlar Sanayi ve Ticaret AŞ.’ de devam etmektedir.

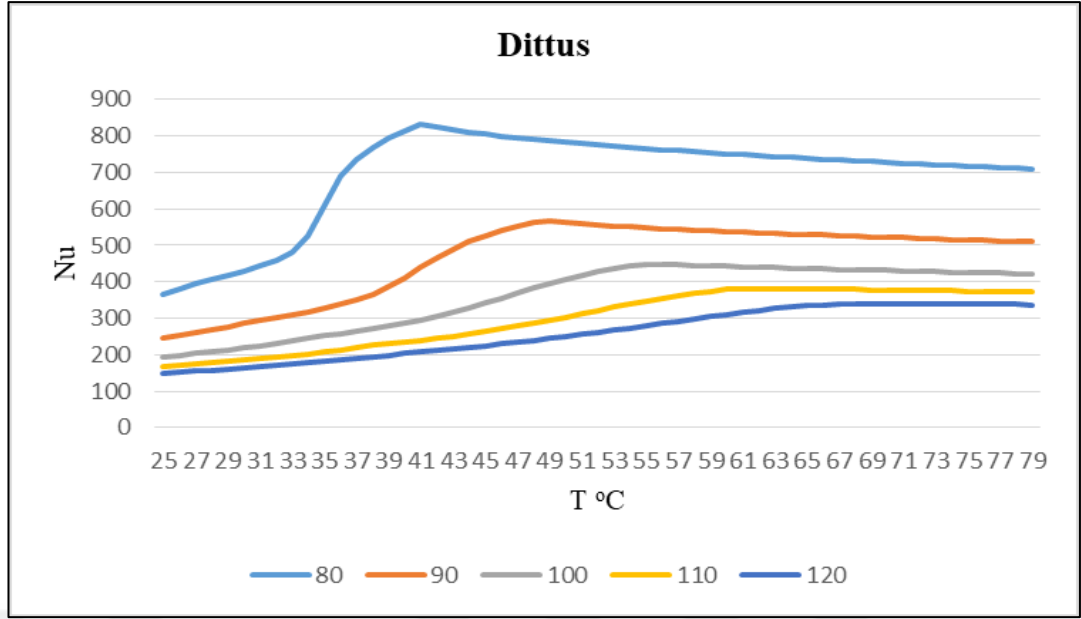
EKLER

Ek A: Farklı Basınçlar için Korelasyonlara Göre Akışkan Taraf Isı Taşınım Katsayısı ve Nusselt Sayısındaki Değişim

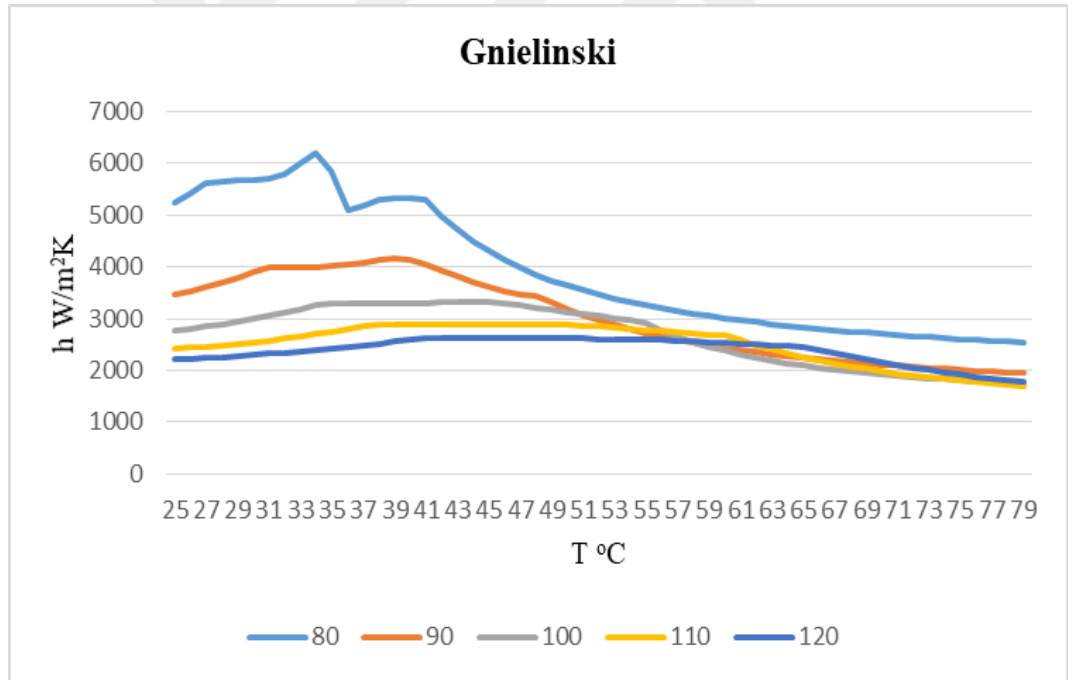
Şekil A1.1 ‘den Şekil A1.12’ ye kadar olan grafiklerde; 800 mm uzunluğunda 7,38 mm çapındaki düz bir boru içerisinde 250 kg/h akış debisi için 79 °C CO₂ akışkan giriş ve 25 °C CO₂ akışkan çıkış sıcaklık aralığında farklı basınçlar için korelasyonlara göre ısı taşınım katsayısı ve Nusselt sayısındaki değişimler sunulmuştur. Grafiklerde görüldüğü üzere ısı taşınım katsayısı ve beraberinde Nusselt sayısında ani değişimlerin görüldüğü noktalar sahte kritik noktaya tekabül etmektedir. Basıncı artışıyla ilgili olarak sahte kritik sıcaklık aralığı da daha yüksek bir değere ulaşmaktadır. 80-120 bar basınç aralığı için sahte kritik sıcaklık aralığı da 34 – 50 °C arasında değişim göstermektedir. Bu değişim gaz soğutucu çalışma bölgesine tekabül etmektedir.



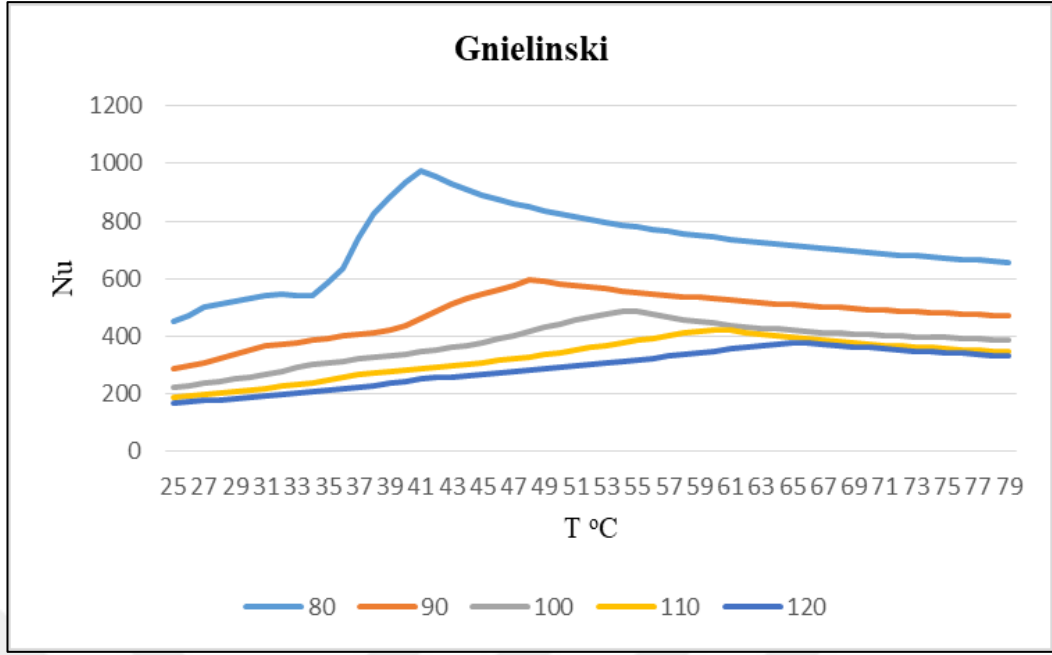
Şekil A1.1: Dittus korelasyonuna göre ısı taşınım katsayısının CO₂ akış sıcaklık aralığında basınca bağlı değişimi



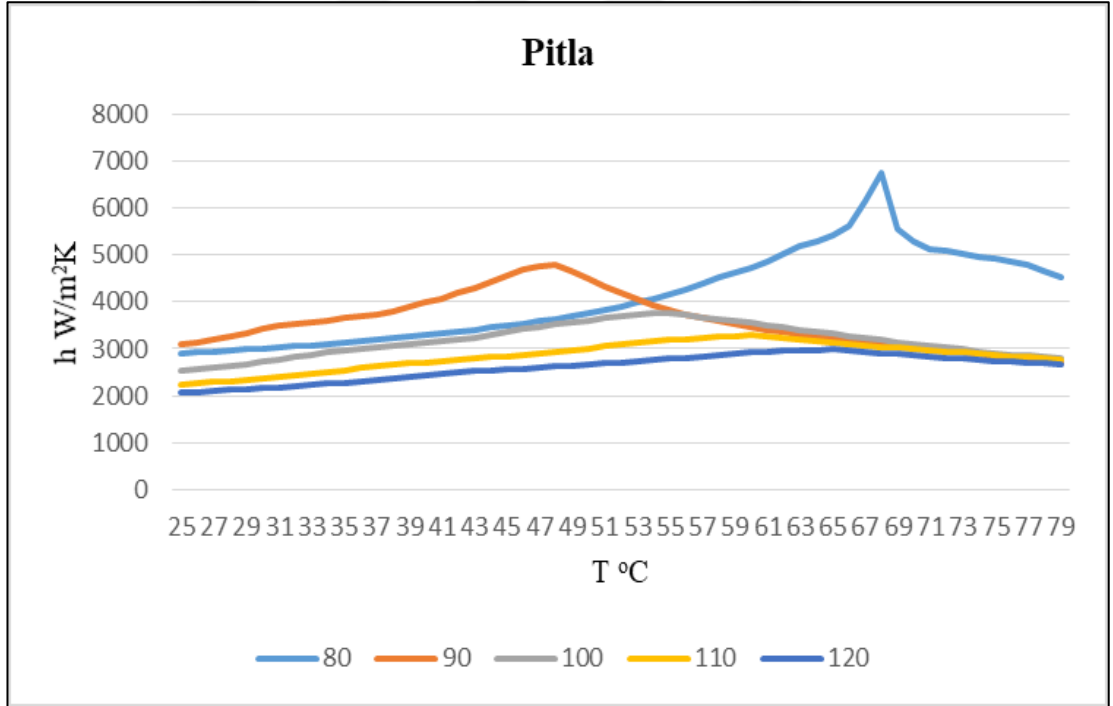
Şekil A1.2: Dittus korelasyonuna göre Nusselt sayısının CO_2 akış sıcaklık aralığında basınca bağlı değişimi



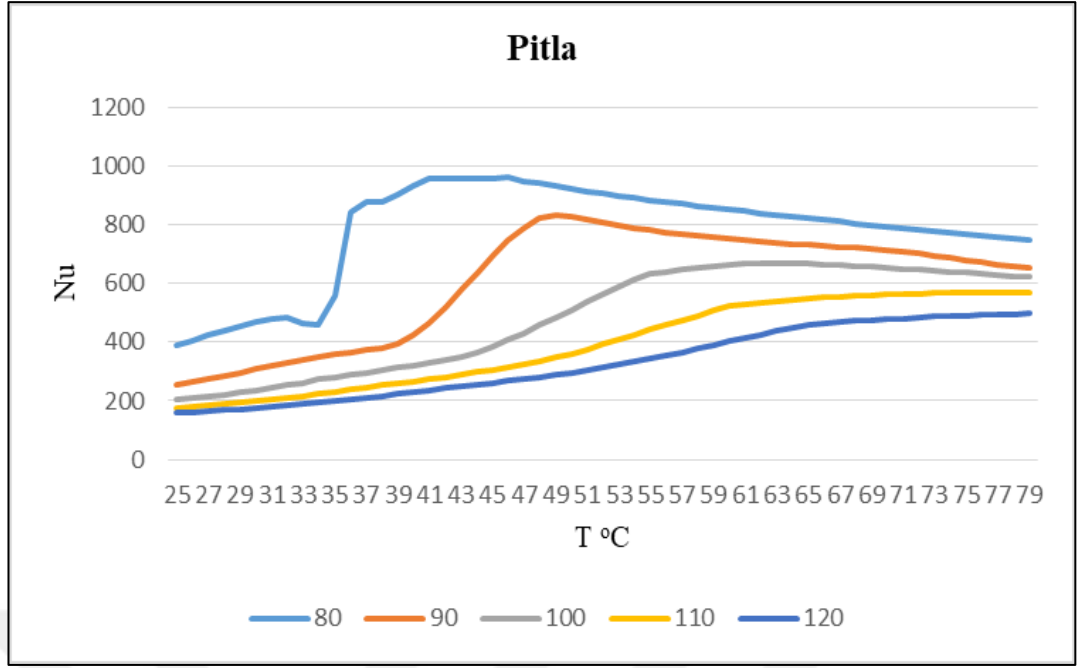
Şekil A1.3: Gnielinski korelasyonuna göre ısı taşınım katsayısının CO_2 akış sıcaklık aralığında basınca bağlı değişimi



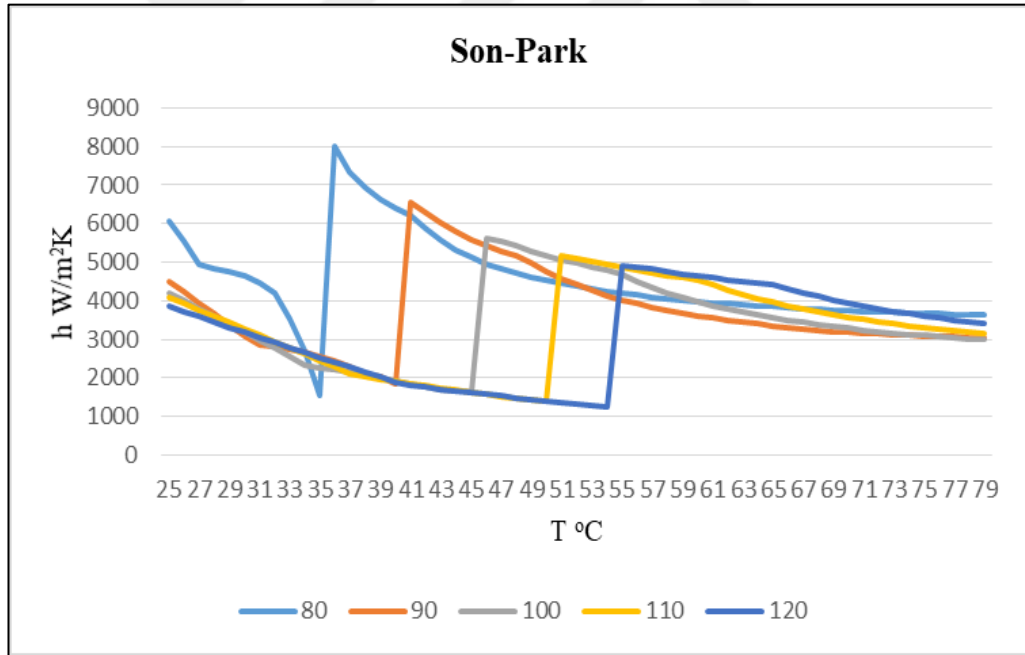
Şekil A1.4: Gnielinski korelasyonuna göre Nusselt sayısının CO₂ akış sıcaklık aralığında basınca bağlı değişimi



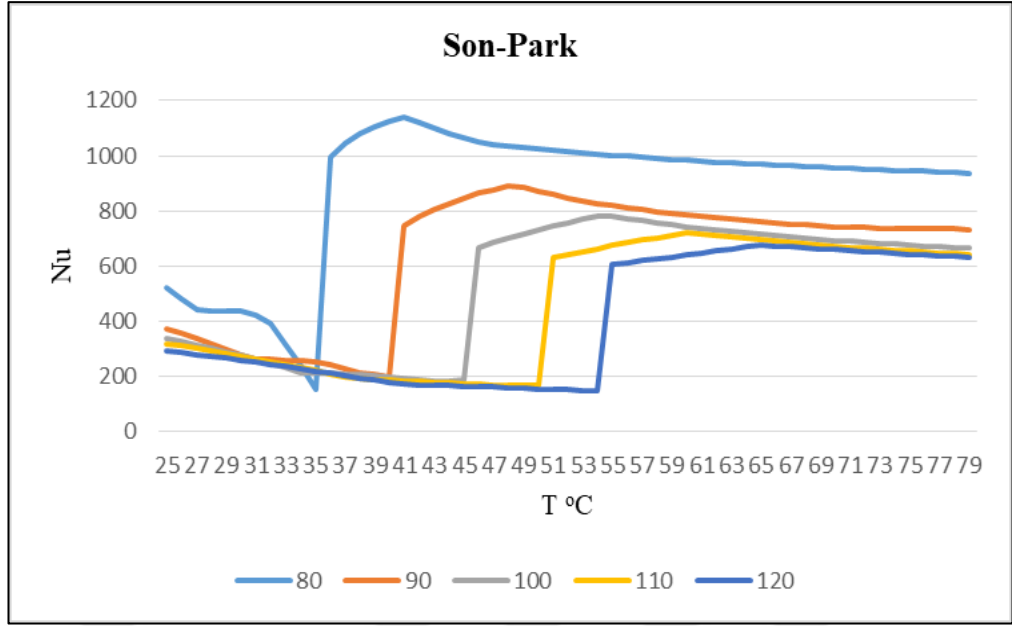
Şekil A1.5: Pitla korelasyonuna göre ısı taşınım katsayısının CO₂ akış sıcaklık aralığında basınca bağlı değişimi



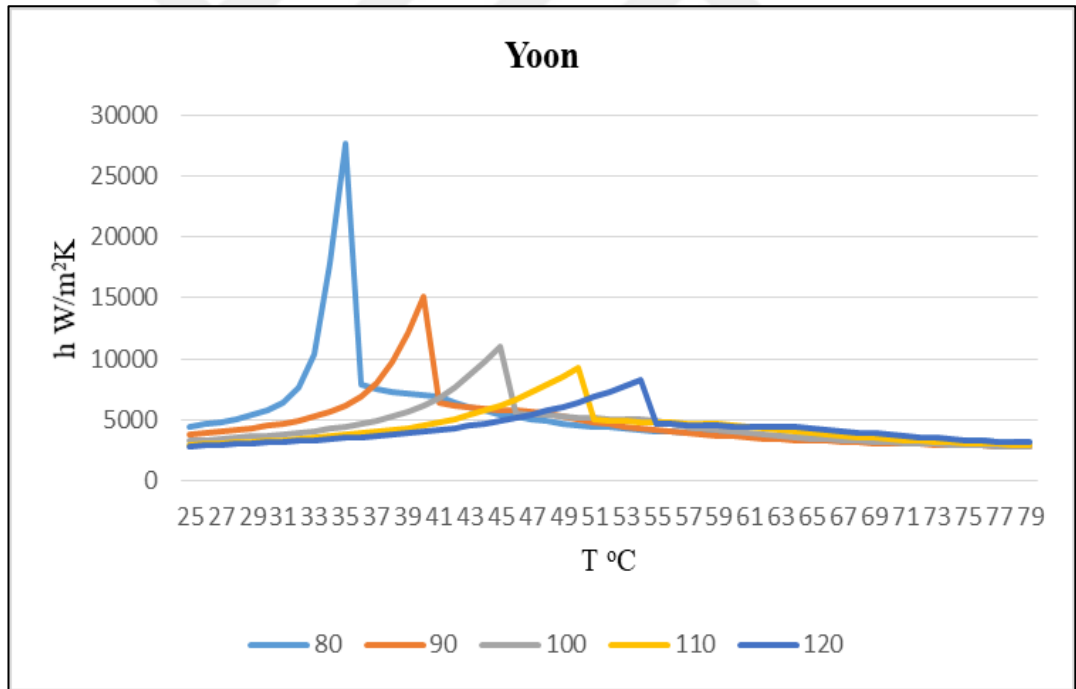
Şekil A1.6: Pitla korelasyonuna göre Nusselt sayısının CO_2 akış sıcaklık aralığında basınca bağlı değişimi



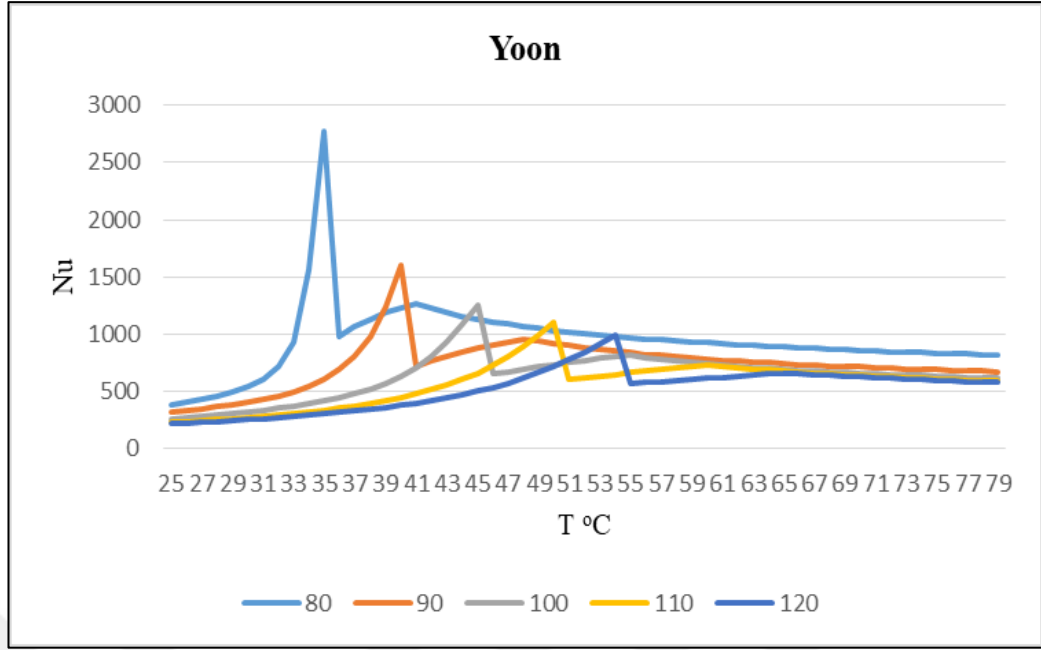
Şekil A1.7: Son-Park korelasyonuna göre ısı taşınım katsayısının CO_2 akış sıcaklık aralığında basınca bağlı değişimi



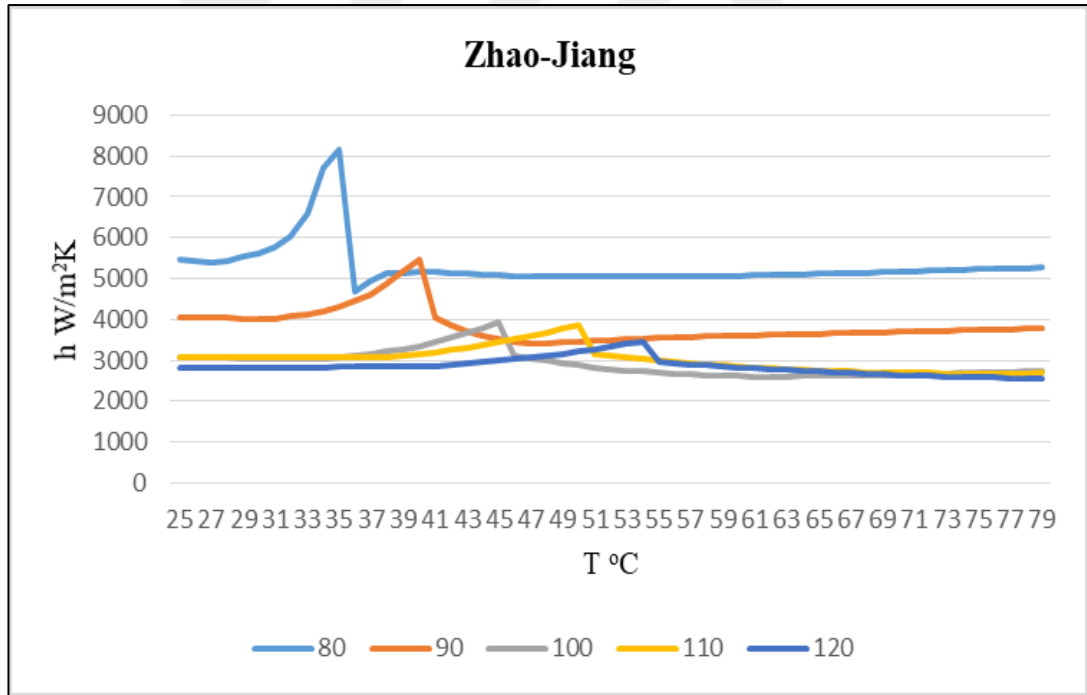
Şekil A1.8: Son-Park korelasyonuna göre Nusselt sayısının CO_2 akış sıcaklık aralığında basınca bağlı değişimi



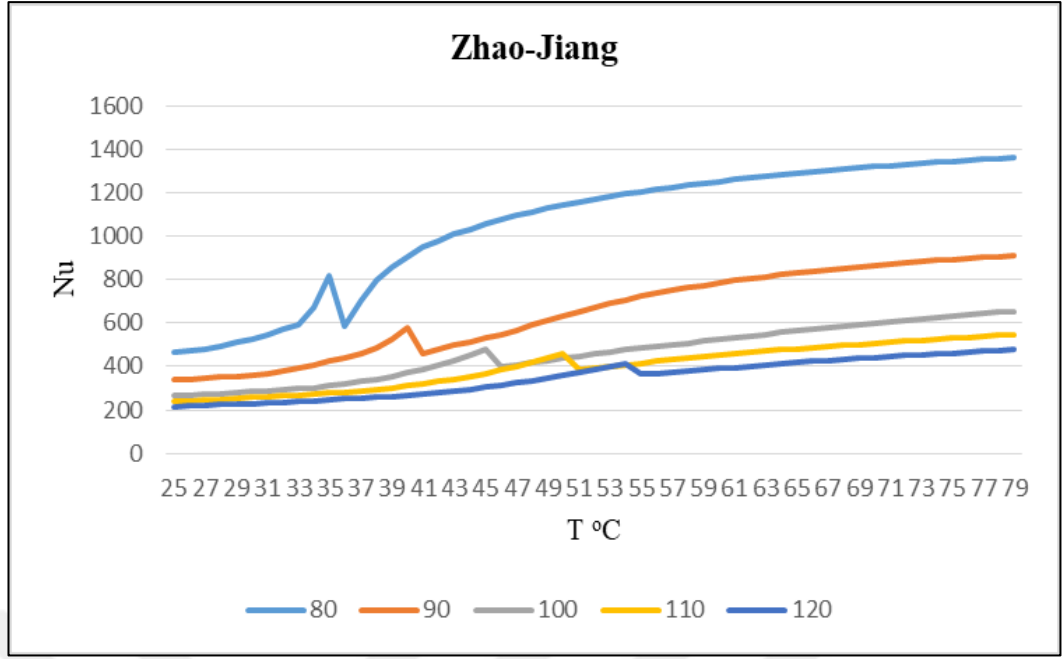
Şekil A1.9: Yoon korelasyonuna göre ısı taşınım katsayısının CO_2 akış sıcaklık aralığında basınca bağlı değişimi



Şekil A1.10: Yoon korelasyonuna göre Nusselt sayısının CO₂ akış sıcaklık aralığında basınca bağlı değişimi



Şekil A1.11: Zhao-Jiang korelasyonuna göre ısı taşınım katsayısının CO₂ akış sıcaklık aralığında basınca bağlı değişimi



Şekil A1.12: Zhao-Jiang korelasyonuna göre Nusselt sayısının CO₂ akış sıcaklık aralığında basınca bağlı değişimi

Ek B: Kanatlı Borulu Gaz Soğutucu Deney Çalışması TEST SUITE Yazılım Raporu Ekran Görüntüsü

Test çalışma koşullarına göre PID kontrol ile gaz soğutucu hava giriş sıcaklığının ayarlanması ve sistemde okunan sıcaklık, basınç ve CO₂ kütleli debisinin kayıt ve anlık izlenmesini sağlamak amacıyla TEST SUITE yazılımı çalıştırılmaktadır. Bu yazılımda gaz soğutucu kapasite tespiti için test sonuçları dört set halinde alınmakta ve son sütunda ortalama değerler halinde sonuçlar kayda alınmaktadır.

Gaz soğutucu hava giriş – çıkış sıcaklığı ve bağıl nemi, tank basıncı, gaz soğutucu çıkış basıncı, gaz soğutucu CO₂ giriş – çıkış sıcaklıkları ve bu sıcaklıklardaki entalpiler, CO₂ akışkan kütleli debisi ve gaz soğutucu ısı kapasitesi sonuç olarak alınmaktadır. Şekil B1.1’ de 26 °C hava giriş sıcaklığındaki TEST SUITE yazılımı çıktısı verilmiştir.

	Unit	1	2	3	4	AVG.
Cond. Room Air Inlet DB	°C	26.04	26.02	25.96	25.97	26.00
Cond. Room Air Inlet DP	°C	3.82	3.81	3.79	3.80	3.80
Calo. room air outlet DB	°C	33.42	33.41	33.38	33.37	33.40
Sat. temp of entering Vapor (R744)	°C	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
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
DMP1 Voltage	V	227.74	226.37	227.13	226.68	226.98
DMP1 Current	A	3.02	3.03	3.02	3.03	3.03
DMP1 Watt	W	671.80	672.80	672.40	671.40	672.10
DMP1 Power Factor		97.79	97.84	97.83	97.86	97.83
DMP1 Power Frequency	HZ	50.02	50.00	50.01	50.02	50.01
DMP1 Duration Time	s	03:03:55	03:02:14	03:00:33	02:58:52	03:03:55
DMP2 ?? Watt	W	3878.00	3697.00	3807.00	3794.00	3794.00
Calo. Wall inside temp.	°C	25.78	25.77	25.77	25.75	25.77
Calo. Wall outside temp.	°C	25.77	25.80	25.74	25.72	25.76
Heat leakage	W	-0.17	0.72	-0.57	-0.62	-0.16
Calo. room AHU fluid inlet temp.	°C	18.92	19.04	19.01	18.91	18.97
Calo. room AHU fluid outlet temp.	°C	24.28	24.31	24.25	24.25	24.27
Fluid side capacity	kW	18.64	18.35	18.20	18.57	18.44
Energy Supply To Calo.Room	kJ	10964.16	10965.96	11020.32	11054.52	10964.16
Calo. room capacity	kW	14.08	13.78	13.61	13.96	13.86
Calo. room air inlet DB	°C	26.04	26.04	26.00	26.03	26.03
Calo. room air inlet DP	°C	9.53	9.54	9.52	9.54	9.53
Inlet Relative Humidity	%	34.79	34.81	34.85	34.84	34.82
Liquid Pressure Before. EXPV.(R744)	MPa	3.40	3.40	3.40	3.40	3.40
Condensing Pressure (R744)	MPa	8.488	8.476	8.483	8.462	8.477
Condenser entering Temp. (R744)	°C	84.05	84.02	83.98	83.89	83.98
Condenser Leaving liquid Temp.(R744)	°C	32.84	32.94	32.88	32.92	32.89
Leaving Enthalpy (R744)	kJ/kg	293.708	294.461	293.989	294.516	294.168
Entering Enthalpy (R744)	kJ/kg	493.121	493.196	493.061	493.121	493.125
Discharge Mass Flow (R744)	kg/h	254.130	254.504	254.073	254.363	254.268
Standard Capacity (R744)	kW	14.077	14.050	14.050	14.033	14.052
Pressure Drop (R744)	Kpa	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
Thermal balance coefficient	%	0.03	-1.96	-3.19	-0.56	-1.42

Şekil B1.1: Friterm A.Ş. TEST SUITE Deney Yazılımı Çıktısı Ekran Görüntüsü