T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YAĞ ENJEKSİYONLU VİDALI HAVA KOMPRESÖRLERİNDE KANATLI VE PLAKALI TİP ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN BİR BOYUTLU MODELLENMESİ VE DENEYSEL ANALİZİ

Deniz Arda SOYLU

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Proses Programı

Danışman

Doç. Dr. Zafer Gemici

Eş Danışman

Arş. Gör. Dr. Mustafa Kemal SEVİNDİR

Mart, 2025

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YAĞ ENJEKSİYONLU VİDALI HAVA KOMPRESÖRLERİNDE KANATLI VE PLAKALI TİP ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN BİR BOYUTLU MODELLENMESİ VE DENEYSEL ANALİZİ

Deniz Arda SOYLU tarafından hazırlanan tez çalışması 11.04.2025 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Isı Proses Programı **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Doç. Dr. Zafer GEMİCİ Yıldız Teknik Üniversitesi Danışman	Arş. Gör. Dr. Mustafa Kemal SEVİNDİR Yıldız Teknik Üniversitesi Eş-Danışman

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Zafer GEMİCİ, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Şevket Özgür ATAYILMAZ, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Doç. Dr. Mete BUDAKLI, Üye
İstanbul Teknik Üniversitesi _____

Danışmanım Doç. Dr. Zafer GEMİCİ sorumluluğunda tarafımca hazırlanan "Yağ Enjeksiyonlu Vidalı Hava Kompresörlerinde Kanatlı ve Plakalı Tip Isı Değiştiricilerin Bir Boyutlu Modellenmesi ve Deneysel Analizi" başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Deniz Arda SOYLU

İmza

TEŞEKKÜR

Tez çalışmam süresince benim ile kıymetli bilgilerini ve tecrübelerini paylaşan, bu süre zarfında bana rehberlik eden tez danışmanım Doç. Dr. Zafer GEMİCİ'ye, tez eş danışmanım Arş. Gör. Dr. Mustafa Kemal SEVİNDİR'e saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

Deneysel çalışmaların gerçekleştirilmesinde bana destek olan kıymetli çalışma arkadaşlarıma ve gerekli ekipmanları sağlayan Dalgakıran Makina San. ve Tic. A.Ş'ye teşekkürlerimi sunarım.

Son olarak hayatımın her döneminde bana sağladıkları maddi ve manevi destek, güven ve anlayış için sevgili annem Sema SOYLU'ya ve sevgili babam Nimet SOYLU'ya en içten şükranlarımı sunarım.

Deniz Arda SOYLU

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ vi
KISALTMA LİSTESİ ix
ŞEKİL LİSTESİ x
TABLO LİSTESİ xii
ÖZET xiv
ABSTRACT xvi
1 GİRİŞ 1
1.1 Kompakt Isı Değiştiriciler ... 1
1.1.1 Şaşırtmalı Tip Kanat Geometrisi 2
1.1.2 Dalgalı Tip Kanat Geometrisi 2
1.2 Literatür Taraması ... 3
1.3 Tezin Amacı ... 6
2 KANATLI VE PLAKALI TİP ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN ENDÜSTRİYEL HAVA KOMPRESÖRLERİNDE KULLANIMI 8
2.1 Kompresör Tarihçesi ... 8
2.2 Kompresör Türleri ... 9
2.3 Kompresör Kullanım Alanları ... 9
2.4 Yağ Enjeksiyonlu Vidalı Hava Kompresörlerinin Çalışma Prensibi ... 10
2.5 Yağ Enjeksiyonlu Vidalı Hava Kompresörlerinin Soğutma Sistemi ... 11
2.5.1 Hava-hava Isı Değiştiricisi 12
2.5.2 Yağ-hava Isı Değiştiricisi 13
2.5.3 Soğutma Fanı 14
3 YAĞ ENJEKSYİONLU VİDALI HAVA KOMPRESÖRLERİNİN SOĞUTMA SİSTEMİ TASARIM KRİTERİ 16
3.1 Yağ Enjeksiyonlu Vidalı Hava Kompresörlerinin Çalışma Koşullarının Belirlenmesi ... 16
3.2 Sıcak Hava İçin Soğutulması Gereken Isıl Yükün Tayin Edilmesi ... 17

3.3 Sıcak Yağ İçin Soğutulması Gereken Isıl Yükün Tayin Edilmesi 17
4 KANATLI VE PLAKALI TİP ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN MATEMATİKSEL MODELLENMESİ 19
4.1 İşletme Koşulları ve Kanat Geometrisinin Tanımlanması 19
4.1.1 Matematiksel Model Kabulleri 21
4.2 Matematiksel Model Akış Şeması 21
4.3 Matematiksel Modelin Metodolojisi 23
4.3.1 Genişletilmiş Yüzey Alanı Hesaplamaları 24
4.3.2 Isı Transferi Hesaplamaları 27
4.3.3 Basınç Kaybı Hesaplamaları 31
5 DENEYSEL ÇALIŞMA VE MODEL ÇIKTILARI 34
5.1 Deneysel Çalışma 34
5.1.1 Deney Ekipmanları 34
5.1.2 Ölçüm Noktalarının Belirlenmesi 38
5.1.3 Test Edilecek Kompresör Modellerinin Belirlenmesi 39
5.1.4 Hava-hava Isı Değiştiricisi Performans Analizi 42
5.1.5 Yağ-hava Isı Değiştiricisi Performans Analizi 52
5.2 Belirsizlik Analizi 62
5.2.1 Isıl Yüklerin Belirsizlik Analizi 62
6 SONUÇ 65
KAYNAKÇA 67
TEZDEN TÜRETİLMİŞ YAYINLAR 69

SİMGE LİSTESİ

$\&_f$	Kanat kalınlığı (mm)
$2A$	Genlik (mm)
A	Toplam ısı transfer yüzey alanı (m^2)
A_c	Sonik nozul akış ölçer boru kesit alanı (m^2)
A_f	Kanat alanı (m^2)
A_o	Minimum serbest akış alanı (m^2)
$A_{ön}$	Isı değiştiricisi ön yüzey alanı (m^2)
A_p	Toplam birincil alan (m^2)
b	Kanat yüksekliği (mm)
C	Isı taşıma kapasitesi (kJ/K)
C^*	Kritik ısı taşıma kapasitesi oranı
C_d	Debi düzeltme katsayısı
c_p	Isı taşıma kapasitesi (kJ/kgK)
D_h	Hidrolik çap (mm)
f	Sürtünme faktörü
g	Yer çekimi ivmesi (m/s^2)
G	Kütle akısı (kg/m^2s)
h	Isı taşınım katsayısı (W/m^2K)
H	Hava ısı değiştiricisi
j	Colburn faktörü
k_f	Kanat malzemesi ısı iletim katsayısı (W/mK)
k_w	Plaka malzemesi ısı iletim katsayısı (W/mK)
K_c	Daralma katsayısı
K_e	Genişleme katsayısı
L_1	Isı değiştiricisi genişliği (mm)
L_2	Isı değiştiricisi derinliği (mm)
L_3	Isı değiştiricisi uzunluğu (mm)
L_f	Kanat uzunluğu (mm)

m_f	Metre başına kanat uzunluğu
ṁ	Kütlesel debi (kg/s)
n_f	Pasajdaki kanat sayısı
N_p	Pasaj sayısı
n_{off}	Akış uzunluğu boyunca kanat sayısı
P	Basınç
Pr	Prandtl sayısı
q	Isı akısı (kJ/kg)
Q	Isıl yük (kW)
R_h	Hidrolik yarıçap (mm)
R_w	Isıl geçirgenlik direnci (m²K/W)
Re	Reynolds sayısı
T	Sıcaklık
UA	Toplam ısı transferi katsayısı
U_Q	Isıl yük belirsizliği (kW)
V_p	Pasaj hacmi (m³)
Y	Yağ ısı değiştiricisi
ΔT	Sıcaklık farkı
ΔP	Basınç farkı
δ_w	Plaka kalınlığı (mm)
η_f	Kanat verimliliği
η_o	Toplam kanat verimliliği
μ	Dinamik viskozite (kg/ms)
σ	Porozite
ω	Hassasiyet
ε	Epsilon
ρ	Yoğunluk (kg/m³)

İndisler

a	Hava
c	Soğuk
ç	Çıkış
g	Giriş
h	Sıcak
maks	Maksimum
min	Minimum
y	Yağ

KISALTMA LİSTESİ

FHD	Fan hava debisi
LMTD	Logaritmik ortalama sıcaklık farkı
NTU	Geçiş birimi sayısı
SP	Statik basınç

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 Kanatlı ve plakalı tip ısı değiştirici şematik görseli[14]. **2**

Şekil 1.2 Şaşırtmalı tip kanat geometrisi[8]. **2**

Şekil 1.3 Dalgalı tip kanat geometrisi[10] **3**

Şekil 2.1 Madeburg yarımküreleri deneyi[11]. **8**

Şekil 2.2 Kompresör türleri. **9**

Şekil 2.3 Yağ enjeksiyonlu vidalı hava kompresörü akış şeması. **11**

Şekil 2.4 Yağ enjeksiyonlu vidalı hava kompresörü soğutma sistemi. **12**

Şekil 2.5 (a) Soğutma havası tarafı dalgalı tip kanat geometrisi, (b) sıcak hava tarafı şaşırtmalı tip kanat geometrisi. **13**

Şekil 2.6 Hava-hava ve yağ-hava ısı değiştiricisi. **14**

Şekil 2.7 Hava-hava ve yağ-hava ısı değiştiricisi radyal soğutma fanları. **15**

Şekil 2.8 (a) Radyal soğutma fanı dönme yönü,(b) hava akışı. **15**

Şekil 4.1 Dalgalı tip kanat geometrisi şematik görsel[14]. **20**

Şekil 4.2 Şaşırtmalı tip kanat geometrisi görseli[12]. **21**

Şekil 4.3 Bir boyutlu matematiksel model akış şeması. **22**

Şekil 4.4 Bir boyutlu fan modeli akış şeması. **23**

Şekil 4.5 Kanatlı ve plakalı tip ısı değiştiricisi dış ölçüleri.[14] **24**

Şekil 4.6 (a) Şaşırtmalı kanat geometrisine ait K_c ve K_e değerleri, (b) dalgalı tip kanat geometrisine ait K_c ve K_e değerleri[6]. **33**

Şekil 5.1 Sonik nozul debi hattı. **35**

Şekil 5.2 PT100 sıcaklık sensörü. **37**

Şekil 5.3 Basınç sensörü. **38**

Şekil 5.4 Kompresör üzerinde alınan ölçüm noktaları ve şematik gösterimi. **39**

Şekil 5.5 Deney çıktıları sonucu elde edilen ısıl yükler. **43**

Şekil 5.6 Model çıktıları sonucu sıcak hava tarafı elde edilen ısıl yükler. **45**

Şekil 5.7 Hava-hava ısı değiştiricisi çıkış sıcaklıkları karşılaştırması. **45**

Şekil 5.8 Hava-hava ısı değiştiricisi farklı ortam koşulları altında ısıl yük performansı. **47**

Şekil 5.9 Hava-hava ısı değiştiricisi sıcak akış ve soğuk akış için farklı kütlesel debilere karşılık gelen basınç düşümü değerlerinin gösterimi. **48**

Şekil 5.10 Hava-hava ısı değiştiricisi farklı kütlesel debilerdeki sıcak akış için soğutma kapasitesi. **49**

Şekil 5.11 Hava ısı değiştiricisi soğutma fanları çalışma noktaları. **51**

Şekil 5.12 Test çıktıları sonucu sıcak yağ tarafı için elde edilen ısıl yükler. **52**

Şekil 5.13 Model çıktıları sonucu sıcak yağ tarafı için elde edilen ısıl yükler. **55**

Şekil 5.14 Yağ-hava ısı değiştiricisi çıkış sıcaklıkları karşılaştırması. **55**

Şekil 5.15 Yağ-hava ısı değiştiricisi farklı ortam koşulları altında ısıl yük performansı. **57**

Şekil 5.16 Yağ-hava ısı değiştiricisi sıcak akış ve soğuk akış için farklı kütlesel debilere karşılık gelen basınç düşümü değerlerinin gösterimi. **58**

Şekil 5.17 Yağ-hava ısı değiştiricisi sıcak akış ve soğuk akış için farklı kütlesel debilere karşılık gelen basınç düşümü değerlerinin gösterimi. **59**

Şekil 5.18 Y_1 ve Y_2 ısı değiştiricileri soğutma fanları çalışma noktaları. **61**

Şekil 5.19 Y_3 ve Y_4 ısı değiştiricileri soğutma fanları çalışma noktaları **62**

TABLO LİSTESİ

Tablo 3.1 ISO1217 standardı referans koşulları. **16**
Tablo 3.2 Hava kompresörü servis koşulları..... **17**
Tablo 4.1 Soğuk hava tarafı kanat geometrisi parametreleri. **20**
Tablo 4.2 Sıcak hava tarafı kanat geometrisi parametreleri..... **20**
Tablo 4.3 Sıcak yağ tarafı kanat geometrisi parametreleri. **20**
Tablo 5.1 Sonik nozul debi ölçer teknik özellikler. **36**
Tablo 5.2 Yağ debimetresi teknik özellikler. **36**
Tablo 5.3 Sıcaklık sensörü teknik özellikler. **37**
Tablo 5.4 Basınç sensörü teknik özellikler. **38**
Tablo 5.5 Hava-hava ve yağ-hava ısı değiştiricisi modelleri. **40**
Tablo 5.6 Hava-hava ısı değiştiricisi ölçüleri. **40**
Tablo 5.7 Yağ-hava ısı değiştiricisi ölçüleri. **41**
Tablo 5.8 Hava-hava ısı değiştiricisi soğutma fanları. **41**
Tablo 5.9 Yağ-hava ısı değiştiricisi soğutma fanları. **42**
Tablo 5.10 Hava-hava ısı değiştiricisi ölçüm alınan değerler. **42**
Tablo 5.11 Hava-hava ısı değiştiricisi ölçüm parametreleri **43**
Tablo 5.12 Hava ısı değiştiricisi UA, NTU ve ε değeri. **44**
Tablo 5.13 Hava-hava ısı değiştiricisi sıcak hava çıkış sıcaklıkları model çıktıları. **44**
Tablo 5.13 Hava-hava ısı değiştiricisi çıkış sıcaklıkları.(devamı) **45**
Tablo 5.14 Hava-hava ısı değiştiricisi çıkış sıcaklıkları sonuçlarının karşılaştırılması. **46**
Tablo 5.15 Sıcak hava tarafı Reynolds aralığını sağlayan kütlesel hava debileri. **50**
Tablo 5.16 Hava ısı değiştiricisi soğutma fanları çalışma noktası. **50**
Tablo 5.16 Hava ısı değiştiricisi soğutma fanı çalışma noktası.(devamı)..... **51**
Tablo 5.17 Yağ-hava ısı değiştiricisi ölçüm alınan değerler. **52**
Tablo 5.18 Yağ-hava ısı değiştircisi için hesaplanan j ve f faktörü değerleri. **53**
Tablo 5.19 Yağ-hava ısı değiştiricisi UA, NTU ve ε değeri. **53**
Tablo 5.19 Yağ-hava ısı değiştiricisi UA, NTU ve ε değeri.(devamı)..... **54**

Tablo 5.20 Yağ-hava ısı değiştiricisi sıcak hava çıkış sıcaklıkları model çıktıları. **54**

Tablo 5.21 Yağ-hava ısı değiştiricisi çıkış sıcaklıkları sonuçlarının karşılaştırılması. **55**

Tablo 5.21 Yağ-hava ısı değiştiricisi çıkış sıcaklıkları sonuçlarının karşılaştırılması.(devamı)..... **56**

Tablo 5.22 Sıcak yağ tarafı Reynolds aralığını sağlayan kütlesel hava debileri... **60**

Tablo 5.23 Yağ-hava ısı değiştiricisi soğutma fanları çalışma noktası. **60**

Tablo 5.23 Yağ-hava ısı değiştiricisi soğutma fanları çalışma noktası.(devamı) . **61**

Tablo 5.24 Isıl yüklerin belirsizlik analizi. **64**

ÖZET

Yağ Enjeksiyonlu Vidalı Hava Kompresörlerinde Kanatlı ve Plakalı Tip Isı Değiştiricilerin Bir Boyutlu Modellenmesi ve Deneysel Analizi

Deniz Arda SOYLU

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Proses Programı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Doç. Dr. Zafer GEMİCİ

Eş-Danışman: Arş. Gör. Dr. Mustafa Kemal SEVİNDİR

Hava kompresörleri geniş endüstriyel alanlarda aktif olarak kullanılarak basınçlı hava ihtiyacını karşılayan makinelerdir. Sıkıştırma tekniklerine göre pozitif yer değiştirmeli ve dinamik kompresörler olmak üzere iki grupta incelenmektedir. Pozitif deplasmanlı kompresörler sınıfına giren yağ enjeksiyonlu vidalı hava kompresörleri yüksek enerji verimliliği ile sektörde yaygın olarak tercih edilen önemli bir alternatif olarak kullanılmaktadır. Yağ enjeksiyonlu vidalı hava kompresörlerinin soğutma sistemi tasarımı bu kompresörlerin enerji tüketimine doğrudan etki ederek enerji verimliliğinde kritik rol oynamaktadır. Yapılan çalışma, yağ enjeksiyonlu vidalı hava kompresörlerinin soğutma sisteminde yaygın olarak kullanılan çapraz akışlı kanatlı ve plakalı tip bir ısı değiştiricisinin matematiksel olarak modellenip, deneysel ortamda yağ enjeksiyonlu vidalı hava kompresörlerinde yapılan deneyler ile doğrulanmasını kapsamaktadır. Matematiksel modelleme aşamasında, kanatlı ve plakalı tip ısı değiştiricisinin

tasarım kriterleri belirlenmiştir. Kanat geometrisi olarak sıcak akışkanlar için şaşırtmalı tip, soğuk akışkan için ise dalgalı tip kanat geometrisine uygun korelasyonlar kullanılmıştır. Oluşturulan modelde epsilon-NTU metodolojisi kullanılarak kanatlı ve plakalı tip ısı değiştiricisinin performansı bir boyutlu olarak analiz edilmiştir. Soğutma esnasında sistemden ısıl yükün atılmasını zorunlu taşınım ile sağlayan soğutma fanları, sağlayıcının verdiği performans verileri doğrultusunda matematiksel modele dahil edilmiştir. Deneysel ortamda yedi farklı hava kompresöründe test edilen kanatlı ve plakalı tip ısı değiştirici performansı, oluşturulan matematiksel model ile doğrulanmıştır. Deneysel çıktılar ile model çıktıları incelendiğinde sıcak akışkan çıkış sıcaklıkları arasındaki fark hava-hava ısı değiştiricisinde -1,23°C ile 1,66°C arasında, yağ-hava ısı değiştiricisinde 1,1°C ile 5,13°C arasında olduğu gözlemlenmiştir. Yapılan doğrulama çalışması, kanatlı ve plakalı tip ısı değiştirici performansının doğru bir şekilde analiz edilerek hızlı bir şekilde değerlendirilmesine önemli bir katkı sağlamıştır. Doğrulanmış model, test gereksinimlerinin minimize edilmesine ve işletme maliyetlerinin düşürülmesine olanak sağlamıştır. Oluşturulan bir boyutlu model ile yağ enjeksiyonlu vidalı hava kompresörlerinin çalışma koşullarına uygun ısı değiştirici boyutlandırması, soğutma sistemi maliyetlerinin düşürülmesinde ve kompresör enerji verimliliğinin artırılmasında önemli bir rol oynayacaktır.

Anahtar Kelimeler: Kompakt ısı değiştiriciler, vidalı hava kompresörü, ε-NTU metodu, soğutma sistemi.

ABSTRACT

One-Dimensional Modelling and Experimental Analysis of Fin and Plate Type Heat Exchangers in Oil Injected Screw Air Compressors

Deniz Arda SOYLU

Department of Mechanical Engineering

Master of Science

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Zafer GEMİCİ

Co-supervisor: Ass. Dr. Mustafa Kemal SEVİNDİR

Air compressors are machines that are actively used in large industrial areas and meet the air needs today. According to compression techniques, they are examined in two groups: positive displacement and dynamic compressors. Oil injected screw air compressors, which fall into the positive displacement compressor class, are widely used as an important alternative with high energy efficiency. The cooling system design of oil-injected screw air compressors plays a critical role in energy efficiency by directly affecting the energy consumption of these compressors. The study is included in the verification of a cross-flow fin and plate type heat exchanger, which is widely used in the cooling system of oil injected screw air compressors, with an expanded model and tests carried out on classified oil injected screw air compressors. The design criteria for a mathematically phased, finned and plated type heat exchanger were determined. As for fin geometry, offset type fin is used for hot fluids and wavy tip fin geometry is used for cold fluids. In the created model, the performance of the finned and plate type heat exchanger was analyzed in one dimension using the epsilon-NTU methodology.

Cooling fans, which provide forced convection to remove the thermal load from the system during cooling, were included in the mathematical model in line with the performance data provided by the supplier. The performance of finned and plate type heat exchangers tested in seven different air compressors in the experimental environment was verified with the mathematical model created. When the experimental and model outputs were examined, it was observed that the difference between the hot fluid outlet temperatures was between -1.23°C and 1.66°C in the air-air heat exchanger and between 1.1°C and 5.13°C in the oil-air heat exchanger. The verification study made a significant contribution to the accurate analysis and rapid evaluation of the performance of finned and plate type heat exchangers. The validated model allowed minimizing testing requirements and reducing operating costs. With the created one-dimensional model, heat exchanger sizing appropriate to the operating conditions of oil-injected screw air compressors will play an important role in reducing cooling system costs and increasing compressor energy efficiency.

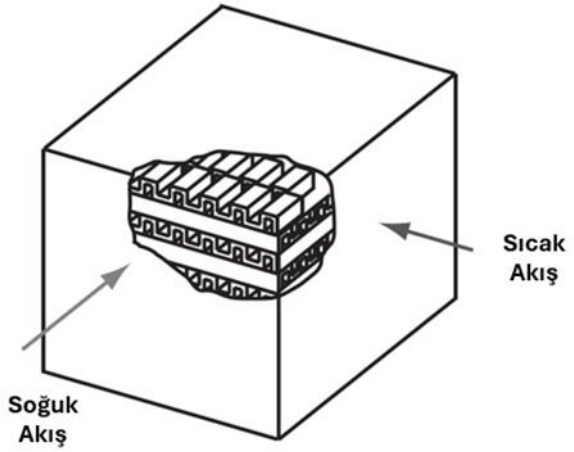
Keywords: Compact heat exchanger, screw type air compressor, ε-NTU method, cooling system.

1
GİRİŞ

1.1 Kompakt Isı Değiştiriciler

Kompakt ısı değiştiriciler, temelde küçük kanal ağları ile belirli bir hacimde genişletilmiş ısı transferi yüzey alanı sunan kompakt bir yapıya sahip ısı değiştiricilerdir. Kompakt ısı değiştiriciler geometrik anlamda genişletilmiş yüzey alanı ve yüksek ısı transferi katsayısına sahip olması ile geleneksel ısı değiştiricilere kıyasla daha verimli bir performans sunmaktadır. 700m^2/m^3'lük bir alan-hacim oranına sahip ısı değiştiricileri kompakt ısı değiştiricisi olarak atfedilmektedir[3]. Endüstriyel sektörde, hava ve gaz kompresörleri, otomobil soğutma sistemleri, elektronik soğutma cihazları, klima yoğuşturucu ve buharlaştırıcıları gibi geniş bir uygulama alanında kullanılmaktadır. Enerji verimliliği, endüstriyel sektörde her geçen gün önem kazanırken, bunun paralelinde soğutma sistemlerinde çeşitli genişletilmiş yüzey uygulamaları geliştirilmiştir. Kompakt ısı değiştirici tiplerinden olan kanatlı ve plakalı tip ısı değiştiriciler endüstriyel uygulamalar için önemli bir alternatif olarak karşımıza çıkmaktadır. Kanatlı ve plakalı tip ısı değiştiricileri birbirlerine bağlanmış metal plakalardan ve kanatlardan oluşan ısı değiştiricilerdir. Kanatlı ve plakalı tip ısı değiştiricisi özelinde ısı transferi yüzey alanını artırmak için yaygın olarak düz kanatlar, dalgalı kanatlar, şaşırtmalı kanatlar, delikli kanatlar ve iğne kanatlar ile kullanılmaktadır. Bu geometriler için genellikle çapraz akışlı yapılar tercih edilmektedir. Bu yapıdaki ısı değiştiriciler için az sayıda öngörüsel model ve genelleştirilmiş korelasyon kullanımı mevcuttur. Bu durum özellikle şaşırtmalı tip kanat geometrisi için geçerlidir. Bu durum kompakt ısı değiştiriciler üzerinde yapılacak çalışmaların önemini işaret etmektedir. Farklı tip kanat geometrilerine sahip kompakt ısı değiştiriciler için f ve j faktörleri korelasyonların geliştirilmesi, sektördeki uygulamalarda optimum soğutmanın sağlanmasında ve

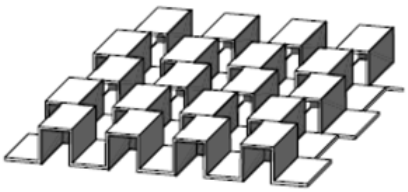
enerji verimliliğinin artırılmasında önemli bir rol oynamaktadır. Kanatlı ve plakalı tip ısı değiştiriciye ait şematik bir görsel Şekil 1.1'de gösterilmiştir.



Şekil 1.1 Kanatlı ve plakalı tip ısı değiştirici şematik görseli[14].

1.1.1 Şaşırtmalı Tip Kanat Geometrisi

Şaşırtmalı tip kanat geometrisi belirli bir hacimde yüksek ısı transferi yüzey alanı elde edebilmek için kullanılan alternatif bir kanat geometrisidir. Geometrik yapısı özelinde kanat yüzeyinde şaşırtmalar bulunmaktadır. Bu geometride laminer sınır tabakanın periyodik olarak başlaması ve gelişmesi ile kanadın arka tarafında kırılmaktadır. Bu durum etkin bir ısı transferine olanak tanımaktadır[8]. Şaşırtmalı tip kanat geometrisine ait görsel Şekil 1.2'de belirtilmiştir.

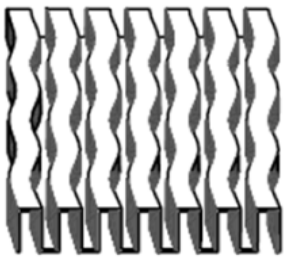


Şekil 1.2 Şaşırtmalı tip kanat geometrisi[8].

1.1.2 Dalgalı Tip Kanat Geometrisi

Dalgalı tip kanat geometrisi üretim kolaylığı ve termal-hidrolik performansın artırılması potansiyeli nedeniyle önemli bir kanat geometrisidir. Düz kanat geometrisine referansla aynı hacimde daha fazla ısı transferi yüzey alanı sağlarken, şaşırtmalı tip kanat geometrisine kıyasla akışkanın kanat yüzeyinde daha homojen bir şekilde dağılmasını sağlayarak basınç düşümlerinin kritik olduğu uygulamalarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu durum yüksek akış hızlarının

olduğu uygulamalar için avantaj sağlamaktadır. Dalgalı tip kanat geometrisine sahip ısı değiştiricilerin performansı kanat aralığı, kanat yüksekliği, akış uzunluğu oranı gibi değerler ile değişmektedir[10]. Dalgalı tip kanat geometrisine ait bir görsel Şekil 1.3'de belirtilmiştir.



Şekil 1.3 Dalgalı tip kanat geometrisi[10]

1.2 Literatür Taraması

Kanatlı ve plakalı tip ısı değiştiricileri, kompakt bir hacimde yüksek miktarda ısı transferinin sağlanabilmesi için önemli bir ısı değiştirici alternatifidir. Geçmişten günümüze araştırmacılar, kompakt ısı değiştiricilerden olan kanatlı ve plakalı tip ısı değiştiricilerin performansının artırılması üzerine önemli tasarım çalışmaları gerçekleştirmiştir. Thulukkanam[15] kompakt bir ısı değiştiricisi tasarımını "Heat Exchanger Design Handbook" kitabında kompaktlık derecesi, akış düzenlemesi, akışkan fazı, ısı transfer mekanizması, geçiş ve transfer süreci olmak üzere 7 farklı başlıkta incelemiştir. Literatürde şaşırtmalı tip kanat geometrisi için çeşitli çalışmalar mevcuttur. Bu çalışmalar genellikle kanat uzunluğu, kanat kalınlığı, kanat aralığı ve kanat yüksekliği parametrelerinin ısı transferine ve basınç düşümüne olan etkilerinin incelenmesi için f ve j faktörünün tahmin edilmesini sağlayacak korelasyonların geliştirilmesi üzerinedir. Bu çalışmalardan ilkini Manson[17], tahmin denklemlerini geliştirmek için yapmıştır. Literatürde sıkça rastlanan korelasyonlardan birisi ise Wieting[18] tarafından geliştirilen korelasyonlardır. Bu korelasyonlar 22 geometri için yalnızca laminer ve türbülanslı akışı tahmin etmek içindir. Mochizuki[19] Wieting[18]'in denklemlerini kendi deneysel verileri ile tekrar işlemiştir. Manglik ve Bergles[12], Kay ve London[6] deneysel verilerini yeniden işleyerek taşınım katsayısı ve sürtünme faktörü değerleri için tahmin denklemleri geliştirmiştir. Bu denklemler laminer, geçiş ve türbülanslı akış bölgeleri için kullanılabilmektedir. Ancak f ve j faktörleri için

geliştirilen denklemlerin ortalama hatası ±20%'dir. Dong ve diğerleri[8] şaşırtmalı kanat geometrisi için kanat yüksekliği, kanat aralığı, kanat uzunluğu ve kanat kalınlığı parametreleri ile 500 ila 7500 Reynolds sayısı aralığında 16 çapraz akışlı ısı değiştiricide deneysel incelemelerde bulunmuştur. Guo ve arkadaşları[9] çalışma akışkanı olarak yağlayıcı yağ kullanarak 30 ila 500 Reynolds sayısı aralığında şaşırtmalı tip kanatlı plakalı tip ısı değiştirici korelasyon çalışması yapmıştır.

Dalgalı tip kanat geometrisine sahip kanatlı ve plakalı ısı değiştiriciler genelde basınç düşümlerinin şaşırtmalı tip kanat geometrisine sahip olan ısı değiştiricilere referansla nispeten daha düşük olması gereken uygulamalarda tercih edilmektedir. Dalgalı tip kanat yapısının yüzey kıvrımları sinüzoidal, trapezoidal ve üçgen kıvrımlardan oluşmaktadır. Zhang ve diğerleri[21] kanat aralık oranları ve duvar kıvrım oranlarının düşük hızlı akışlar için (Re=100-1000) girdap yapısı ve artırılmış ısı transferi üzerindeki etkisini incelemiştir. Metwally ve Manglik[22], farklı kıvrım oranlarına sahip sinüzoidal dalgalı tip kanallarda iki boyutlu gelişmiş laminer akış ve ısı transferini incelemişlerdir. Kıvrımlı kanallar düşük Reynolds sayısında dalgalı kanadın oluk bölgesinde bir girdap oluşturmaktadır. Bu, akış karışımına ve sınır tabakanın bozulmasına sebep olmaktadır. Bu durum dalgalı tip kanat yapısında ısı transferi miktarının artmasına neden olmaktadır. Dalgalı tip kanat geometrisine ait en erken deneysel veriler Kays ve London'un[6] çalışmasında yer almaktadır. Deneysel koşullar 400 ila 8000 Reynolds sayısı aralığını kapsamaktadır.

Isı değiştiricilerin matematiksel modellenebilmesi için ε-NTU ve LMTD gibi çeşitli çözümleme yöntemleri kullanılmaktadır. Bu yöntemler kullanılırken ısı transferi taşınım katsayısının ve basınç düşümlerinin hesaplanabilmesi için f ve j faktörlerinin belirlenmesi gerekmektedir. Literatürde çeşitli geometriler için f ve j faktörleri tahmin korelasyonları geliştirilmiştir. Geometriye ve işletme koşullarına en uygun korelasyon kullanılarak ısı değiştirici çözümlemeleri yapılabilir.

Kanatlı ve plakalı tip ısı değiştiriciler için hem şaşırtmalı tip hem de dalgalı tip kanat geometrisinin tasarım parametreleri değiştirilerek birçok deneysel çalışma yapılmıştır. Şaşırtmalı tip kanat geometrisi ele alındığında tasarım parametreleri olarak kanat kalınlığı, kanat yüksekliği, kanat aralığı ve kanat uzunluğu parametrelerinin ısı transferi taşınım katsayısı ve basınç düşümüne olan etkisi incelenmiştir. Dong ve diğerlerinin[8] yapmış olduğu çalışmada kanat aralığı

parametresinin değişiminin düşük hava giriş hızlarında ısı transferi ve basınç düşümüne etkisinin düşük olduğu gözlemlenmiştir. Giriş havası hızı 12m/s ila 16m/s hızlarına geldikçe ısı transferi taşınım katsayısında kanat aralığının önemli bir etkisi olduğu gözlemlenmiştir. Kanat yüksekliği parametresi değerlendirildiğinde ise hava giriş hızına bağlı olarak kanat yüksekliğinin artıyor olması basınç düşümlerini daha düşük miktarda tutulması açısından önemli olduğu gözlemlenmiştir. Kanat yüksekliğinin düşük tutulduğu yapılarda ise giriş bölgesi hızlarının artımına bağlı olarak yüksek türbülanslı akış meydana gelmesi ve bu bağlamda ısı transferi miktarının artmasına sebebiyet verdiği gözlemlenmiştir. Isı transferi ve basınç düşümüne olan etkinin incelendiği son parametre ise kanat uzunluğudur. Kanat uzunluğu 3,5mm, 5mm ve 9mm olarak üç farklı model altında incelenmiştir. Kanat uzunluğunun 9mm alındığı koşulda kanal içerisinde daha stabil bir hava akışı gözlemlendiğinden dolayı daha düşük miktarlarda basınç düşümleri gözlemlenmiştir. Şaşırtmalı tip kanat geometrisi için yapılan bir başka çalışmada ise Manglik ve Bergles[12] 18 farklı çapraz akışlı kanatlı ve plakalı tip ısı değiştirici için deneysel çalışma gerçekleştirmiş, laminer, geçiş ve türbülanslı bölgeler için tek bir korelasyon geliştirmişlerdir. Oluşturdukları deneysel parametreleri Kays ve London[6] çalışmasında kullandığı 15 farklı kanat geometrisi için gerçekleştirmiştir. Elde edilen sonuçlarda korelasyonlar ile deneysel veriler karşılaştırıldığında denklemlerin ortalama hatası ±20% olduğu gözlemlenmiştir. Guo ve diğerleri[7] çalışma akışkanı olarak yağlayıcı yağ kullanarak kanat aralığı ve kanat yüksekliği değerlerinin f ve j faktörlerine olan etkisini incelemiştir. Yapılan çalışmada geliştirilen j faktörü korelasyonları tüm deneysel verilerin %4,01 ortalama sapma ile ±10% dahilinde sağlandığı sonucuna varılmıştır. F faktörü için elde edilen sonuçlar ele alındığında tüm deneysel verilerin %97,8'ini ±15% dahilinde ve 5,68% ortalama sapma ile sağlandığı gözlemlenmiştir.

Dalgalı tip kanat geometrisi, sektörde düşük basınç düşümü, yüksek ısı transferi miktarının talep edildiği uygulamalarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Jungi ve diğerleri[10] yaptıkları çalışmada 11 farklı çapraz akışlı kanatlı ve plakalı ısı değiştiricisi için deneysel çalışmalar gerçekleştirip korelasyonlar geliştirmişlerdir. Elde edilen sonuçlarda 800 ila 6500 Reynolds sayısı aralığı incelenmiştir. Düşük Reynolds sayısında kanat aralığının f değerine etkisinin düşük olduğu sonucuna varılmıştır. Kanat yüksekliği parametresi incelendiğinde ise f faktörü değişiminde

önemli bir değişim gözlemlenmemiştir. Kanat aralığı, kanat yüksekliği ve kanat uzunluğu parametrelerinin j faktörüne doğrudan etki ettiği gözlemlenmiştir. Geliştirdiği korelasyonların deneysel verilerle karşılaştırılmasında ±10% içerisinde doğrulandığı gözlemlenmiştir. Kedam[20] yaptığı çalışmasında dalgalı tip kanat geometrisini 120 ila 10000 Reynolds sayısı aralığında incelemiş olup, kanat aralığı, kanat uzunluğu ve kanat yüksekliği parametresinin f ve j faktörlerine olan etkisini incelemiştir. Geliştirdiği korelasyonlar literatürdeki deneysel veriler ile karşılaştırıldığında ±20% içerisinde doğrulandığı gözlemlenmiştir. Elde ettiği sonuçlarda Kays ve London'un[6] deneysel verileri ile birebir örtüşme sağlandığını belirtmiştir.

1.3 Tezin Amacı

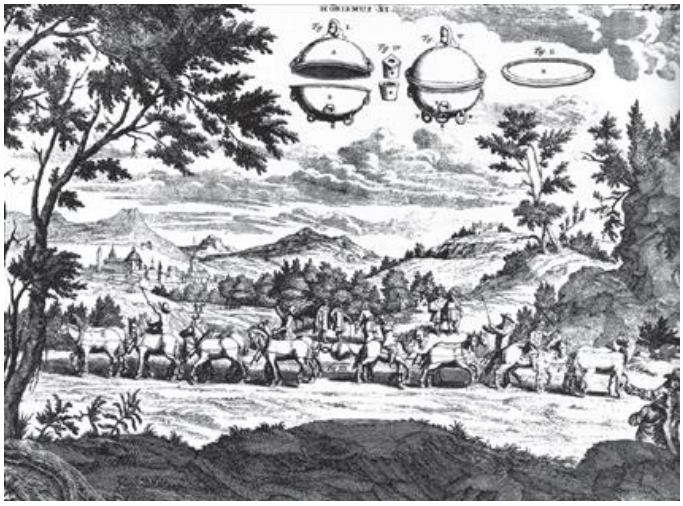
Yapılan çalışma, kompakt ısı değiştiriciler üzerine yapılan kapsamlı bir araştırma sonucu kanatlı ve plakalı tip bir ısı değiştiricinin matematiksel olarak bir boyutlu modellenip, deneysel ortamda gerçekleştirilen testler ile doğruluğunun analiz edilmesini kapsamaktadır. Çalışmada kompakt ısı değiştirici türlerinden olan kanatlı ve plakalı tip ısı değiştiricisinin hava soğutmalı yağ enjeksiyonlu vidalı hava kompresörü çalışma koşullarına göre modellenmesi hedeflenmiştir. Endüstriyel sektörün gelişmesi ile basınçlı hava kullanımına olan talep gün geçtikçe artmaktadır. Yağ enjeksiyonlu vidalı hava kompresörleri basınçlı hava talebine olan ihtiyacın karşılanması için sektörde yaygın olarak kullanılan önemli bir alternatiftir. Endüstriyel hava kompresörlerine artan talep, kompresörlerin dünya genelinde harcadığı enerji miktarındaki payı artırmaktadır. Bu bağlamda enerji verimliliğinin önemli olduğu bu sektörde optimum soğutma performansı sunan sistemler enerji tüketimlerinin düşürülmesi açısından oldukça önemlidir. Yapılan çalışma ile, literatürde kanatlı ve plakalı tip ısı değiştiriciler için geliştirilen çalışmalar incelenmiş olup, uygun kanat geometrisi ve akış koşullarına ait korelasyonlar, oluşturulan matematiksel modele dahil edilmiştir. Oluşturulan modelde epsilon-NTU metodolojisi kullanılarak hava soğutmalı yağ enjeksiyonlu vidalı hava kompresörü çalışma koşullarına göre basınçlı hava ve basınçlı yağ için soğutma yükü ve basınç kaybı performansı tahmin edilmiştir. Deneysel ortamda test edilen 7 farklı kompresör modeli için çalışma koşulları oluşturulan matematiksel bir boyutlu modelde analiz edilerek sonuçların doğrulanması hedeflenmiştir. Bu

bağlamda kanatlı ve plakalı tip ısı değiştiricisi için, model çıktılarının deneysel veriler ile doğrulanmasıyla birlikte yeni projelerde kullanılacak soğutma sistemi tasarımı ile ilgili önemli bir aşama kaydedilecek olup, ihtiyaç duyulan test gereksinimi minimuma indirilerek çevresel etkiler azaltılıp, optimum soğutma performansının sağlanması hedeflenmiştir.

2
KANATLI VE PLAKALI TİP ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN ENDÜSTRİYEL HAVA KOMPRESÖRLERİNDE KULLANIMI

2.1 Kompresör Tarihçesi

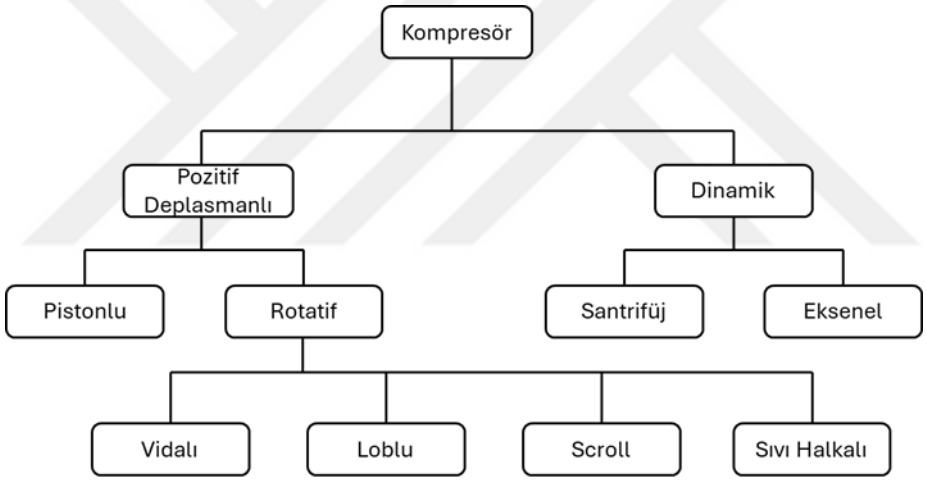
Kompresörler, belirli bir gazı tahrik elemanından aldığı güç vasıtası ile ortam basıncından daha yüksek basınçlara sıkıştırmaya yarayan mekanik cihazlardır. Kompresörlerin icadı Otto Von Guericke'nin atmosferik basınç ve vakum pompaları üzerine yaptığı çalışmalar ile 1650 senesini işaret etmektedir[1]. "Madeburg Yarımküreleri" deneyi ile birlikte vakum gücüne dikkat çekmiştir. 1762 senesine gelindiğinde İngiliz inşaat mühendisi John Smeaton üfleme aracına tahrik sağlanabilmesi amacıyla su çarkı sistemi geliştirmiştir. Basınçlı hava kompresörünün ilk patenti ise 1829 senesinde William Mann tarafından alınmıştır. Madeburg yarımküreleri deneyine ait görsel Şekil 2.1'de gösterilmiştir.



Şekil 2.1 Madeburg yarımküreleri deneyi[11].

2.2 Kompresör Türleri

Kompresörler “dinamik” ve “pozitif deplasmanlı” olmak üzere iki sınıfa ayrılmaktadır. Sıkıştırma tekniğine göre dinamik kompresörler, akışkanın hızını değiştirerek akışkanın sahip olduğu kinetik enerjinin statik basınca dönüşmesini sağlayarak basınçlandırma işlemini gerçekleştirmektedir. Pozitif deplasmanlı kompresörler ise sıkıştırılan gazın bulunduğu hacmi piston, rotor gibi farklı tip geometriye sahip komponentler yardımı ile mekanik olarak azaltarak sağlamaktadır. Kompresörün sıkıştırma oranını kompresör konstrüksiyonu belirlemektedir [4]. Tez çalışmasının konu alındığı kompresör modeli pozitif deplasmanlı kompresörler sınıfında olan yağ enjeksiyonlu vidalı hava kompresörüdür. Kompresör sınıfları Şekil 2.2’de gösterilmiştir.



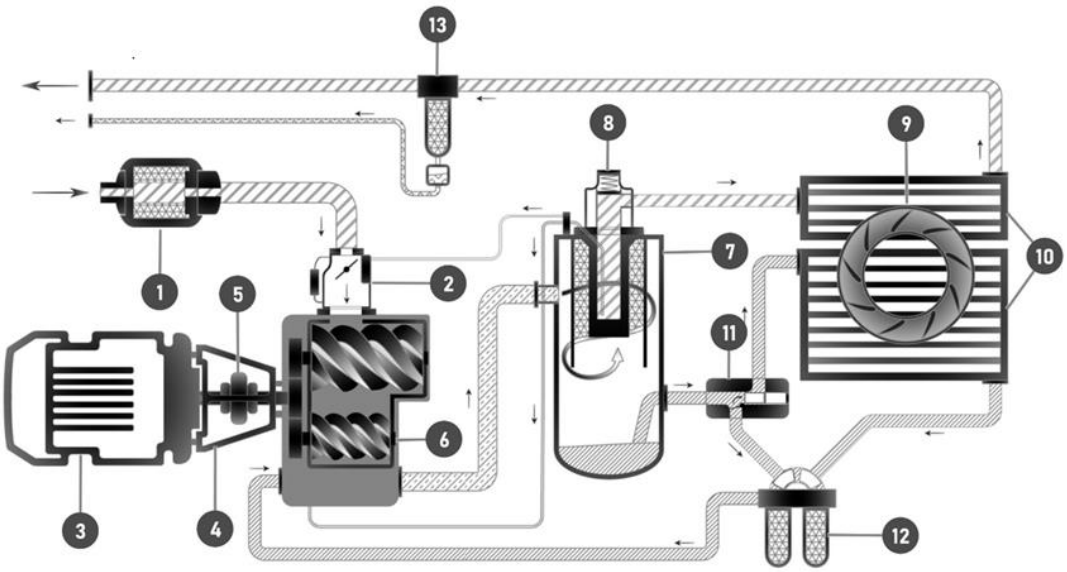
Şekil 2.2 Kompresör türleri.

2.3 Kompresör Kullanım Alanları

Kompresörler günümüzde endüstrinin basınçlı hava ihtiyacını karşılayan alternatifsiz mekanik cihazlardır. Gündelik yaşantımızda klimalarda, buzdolaplarında ve ulaşım araçlarında kullanılan kompresörler, makine, otomotiv, gıda ve tekstil sektörleri gibi endüstrinin birçok alanında yaygın olarak kullanılmaktadır. Hava ya da herhangi bir gazın sıkıştırılması, enerji depolamanın bir yolu olmakla birlikte makinelerin çalıştırılmasında, ürünlerin işlenmesinde, güç üretimi ve verimli soğutma sistemlerinin geliştirilmesinde endüstrinin temel ihtiyaçları arasındadır.

2.4 Yağ Enjeksiyonlu Vidalı Hava Kompresörlerinin Çalışma Prensibi

Yağ enjeksiyonlu vidalı hava kompresörleri elektrik motoru ile tahrik edilen rotor çiftinin dönerek vakum oluşturmaya başlaması ile bulunduğu ortamdan hava emişi yapmaktadır. Emişi sağlanan havanın toz, kir ve partiküllerden arındırılması için hava filtresi kullanılmaktadır. Filtrasyonu sağlanan hava bir emiş kontrol valfi üzerinden vida bloğuna yönlendirilmektedir. Vida bloğuna alınan hava, vida bloğuna enjeksiyon olan yağ ile sıkıştırılmaktadır. Vida bloğuna yağ enjekte edilmesi, rotorların üzerinde bir film tabakası oluşumuna olanak sağlayarak sıkıştırma esnasında meydana gelen hava geri kaçaklarını engeller ve sıkıştırma esnasında meydana gelen ısıyı dengeli bir şekilde dağıtmaktadır. Yağ enjeksiyonlu vidalı hava kompresörlerinde sıkıştırma işleminin düşük sıcaklıklarda sağlanması, birim hacimde daha yüksek kütlesel kapasitede hava alımını sağlamaktadır. Sıkıştırılan hava ve yağ karışımının bir separasyon tankında merkezkaç kuvveti yardımı ile başlayan kaba ayrışımı, harici bir filtre elementi yardımı ile sonlandırılmaktadır. Yağ enjeksiyonlu vidalı hava kompresörlerinde yağ çevriminin sağlanması için pompa kullanılmamaktadır. Yağ çevrimi sistemde oluşan basınç farkı ile sağlanmaktadır. Yağ döngüsünün sağlanabilmesi için tank basıncı 3,5barg değerine ulaşana kadar basınçlandırılan hava minimum basınç valfi komponenti yardımı ile separasyon tankından ısı değiştiriciye servis edilmemektedir. Separasyon tankı basıncı 3,5barg değerine ulaştığında minimum basınç valfi açılarak basınçlı havanın soğutulması için hava akışını ısı değiştiricisine yönlendirmektedir. Isı değiştiricisinde soğutulması sağlanan basınçlı hava kullanıcıya servis edilir. Separasyon tankında basınçlı havadan ayrışımı sağlanan yağ ise termostatik valf yardımı ile sıcaklık kontrolü yapılarak yönlendirilmektedir. Yağ sıcaklığı termostatik valf açma sıcaklığı üzerindeyse yağ ısı değiştiricisine yönlendirilmektedir. Soğutulan yağ, filtrasyon işleminden geçirilerek vida bloğuna yönlendirilmektedir. Yağ sıcaklığı termostatik valf açma sıcaklığının altında ise yağ filtresinde filtre edilerek vida bloğuna yönlendirilmektedir. Bu sayede yağ çevrimi sağlanmaktadır. Çalışmada konu alınan yağ enjeksiyonlu vidalı hava kompresörünün akış şeması Şekil 2.3'te belirtilmiştir.



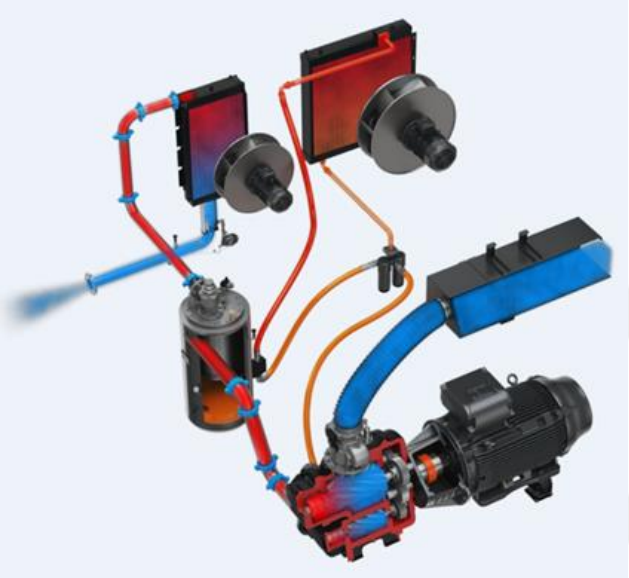
1	Hava filtresi	8	Minimum basınç valfi
2	Emiş regülatörü	9	Radyal fan
3	Motor	10	Yağ ve hava ısı değiştiricisi
4	Muhafaza	11	Termostatik valf
5	Kaplin	12	Yağ filtresi
6	Vida	13	Su Separatörü
7	Separasyon tankı	-	-

Şekil 2.3 Yağ enjeksiyonlu vidalı hava kompresörü akış şeması.

2.5 Yağ Enjeksiyonlu Vidalı Hava Kompresörlerinin Soğutma Sistemi

Yağ enjeksiyonlu vidalı hava kompresörlerinin soğutma sisteminde basınçlı hava ve basınçlı yağın soğutulmasının sağlanması için iki ayrı ısı değiştiricisi bulunmaktadır. Basınçlandırılan hava, kompresörün çalışma koşullarında ortam nemine bağlı olarak içine belirli bir miktarda su kütlesi barındırmaktadır. Basınçlı havanın taşıdığı suyun, basınçlı hava servis edilmeden önce kullanıcı ekipmanlarına zarar vermemesi için soğutulup içerisinde barındırdığı kondensten ayrıştırılması gerekmektedir. Bu sebeple kompresörün kapasitesi ve çalışma koşulları gözetilerek yeterli soğutma kapasitesine uygun bir ısı değiştiricisi kullanılmaktadır. Yağ enjeksiyonlu vidalı hava kompresörlerinde yağ çevrimi kapalı olarak sağlanmaktadır. Çevrimin sürekliliğinin sağlanabilmesi için sıkıştırma esnasında vida bloğundan çalışma yağına aktarılan ısı sonucu sıcaklığı artan yağın

soğutulması için yeterli soğutma kapasitesine sahip bir yağ-hava ısı değiştiricisi kullanılmaktadır. Yağ enjeksiyonlu vidalı hava kompresörlerinde hava ve su soğutmalı sistemler yaygın olarak kullanılmaktadır. Basınçlı hava ve basınçlı yağ için tezde konu alınan soğutma sistem modeli çapraz akışlı, hava soğutmalı, kanatlı ve plakalı tip ısı değiştiricisidir. Yağ enjeksiyonlu vidalı hava kompresörlerinin soğutma sistemi Şekil 2.4'te belirtilmiştir.

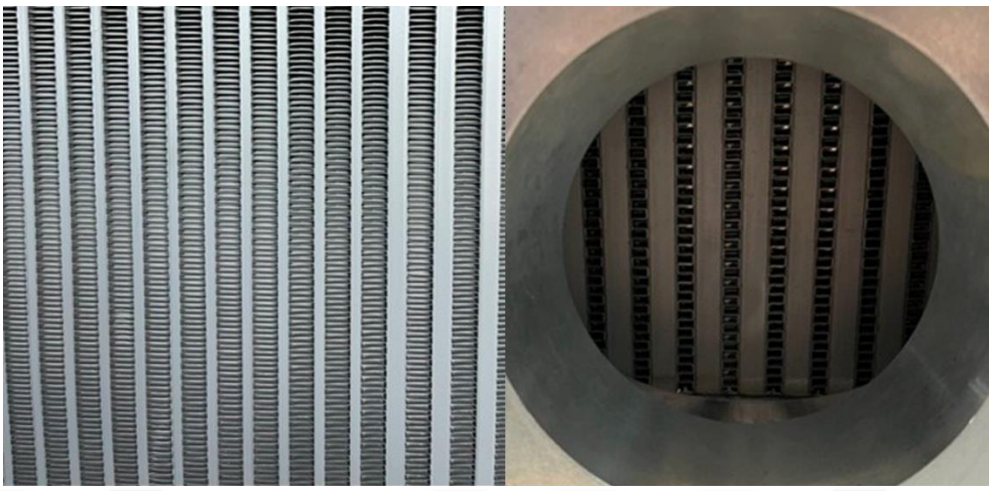


Şekil 2.4 Yağ enjeksiyonlu vidalı hava kompresörü soğutma sistemi.

2.5.1 Hava-hava Isı Değiştiricisi

Yağ enjeksiyonlu vidalı hava kompresörlerinde basınçlı havanın soğutulması için kanatlı ve plakalı tip ısı değiştiricileri yaygın olarak kullanılmaktadır. Kanatlı ve plakalı tip ısı değiştiricileri kompakt bir hacimde genişletilmiş yüzey alanı sunması ile yüksek ısı transferi miktarı sağlamaktadır. Bu noktada soğutma havasının geçeceği akış için kullanılan fanın basınç kaybı ve debi ilişkisi gözetilerek uygun kanat geometrisi ile ısı değiştirici boyutlandırılmaktadır. Basınçlı havanın geçeceği kanal için ise yeterli soğutmanın minimum basınç kaybı ile sağlanması enerji verimliliği açısından kritik önem taşımaktadır. Yağ enjeksiyonlu vidalı hava kompresörlerinde kullanılan hava-hava ısı değiştiricisinin soğutma kapasitesi, kompresör için deklare edilen çalışma ortamı sıcaklıklarında, ortam havası sıcaklığı üzerinde belirtilen maksimum servis havası sıcaklık değerini karşılayacak miktarda olmalıdır. Tezde konu alınan modelde hava-hava ısı değiştiricisi için sıcak akış tarafında şaşırtmalı tip, soğuk akış tarafı için ise dalgalı tip kanat geometrisi

kullanılmıştır. Hava-hava ısı değiştiricisine ait kanat geometrisi Şekil 2.5'te belirtildiği gibidir.



(a) (b)

Şekil 2.5 (a) Soğutma havası tarafı dalgalı tip kanat geometrisi, (b) sıcak hava tarafı şaşırtmalı tip kanat geometrisi.

2.5.2 Yağ-hava Isı Değiştiricisi

Yağ enjeksiyonlu vidalı hava kompresörlerinde yağ çevriminin sürekli olarak sağlanabilmesi için çalışma yağının kompresör çalışma koşullarında sürekli olarak soğutmasının sağlanması gerekmektedir. Kompakt bir hacimde yağ soğutmasının sağlanabilmesi için kanatlı ve plakalı ısı değiştiricileri önemli bir alternatif olarak kullanılmaktadır. Soğutma havasının geçeceği akış için hava ısı değiştiricisinde olduğu gibi kullanılacak soğutma fanının performansına uygun kanat geometrisi ile boyutlandırma yapılmaktadır. Sıcak yağ tarafı için ise kullanılan yağın termofiziksel özellikleri gözetilerek sıkıştırma esnasında vida bloğundan aktarılan ısıl kapasitede bir ısı değiştirici boyutlandırması yapılması gerekmektedir. Tezde konu alınan model için çalışma yağı termostatik valf yardımı ile sıcaklık kontrolü yapılarak yağ-hava ısı değiştiricisine yönlendirilmektedir. Yağ-hava ısı değiştiricisinde sıcak yağ çalışma sıcaklık aralığı termostatik valf açma sıcaklığı 71°C ile maksimum yağ çalışma sıcaklığı 105°C'dir. Çalışmada incelenen kompresör üzerinde yağ-hava ve hava-hava ısı değiştiricileri yan yana olacak şekilde konumlandırılmıştır. Hava-hava ve yağ hava ısı değiştiricisi Şekil 2.6'da gösterilmiştir.



Şekil 2.6 Hava-hava ve yağ-hava ısı değiştiricisi.

2.5.3 Soğutma Fanı

Çapraz akışlı kanatlı ve plakalı tip ısı değiştiricilerinde zorunlu taşınım ile ısı transferinin sağlanması için soğutma havası, fanlar vasıtası ile sağlanmaktadır. Yağ enjeksiyonlu vidalı hava kompresörlerinde çalışma koşulları ve tasarım parametreleri doğrultusunda eksenel ve radyal fanlar aktif olarak tercih edilmektedir. Isı değiştiricisinin boyutu ve fan debisine bağlı meydana gelecek basınç düşümü gözetilerek uygun fan seçimi yapılmaktadır. Kompresörlerde kullanılan fanların soğutma ihtiyacını minimum güç harcayarak sağlaması enerji verimliliği açısından kritik öneme sahiptir. Tezde konu alınan modelde kanatlı ve plakalı tip ısı değiştiricisinin soğutma hava debisi, sağlayıcının sunduğu radyal fan debisi olarak alınmıştır. Soğutma fanlarında devir ve fan çapı değişimine ilişkin kapasite, güç ve statik basınç değişimi sırası ile (2.1), (2.2) ve (2.3) numaralı denklemlerde belirtilmiştir[13].

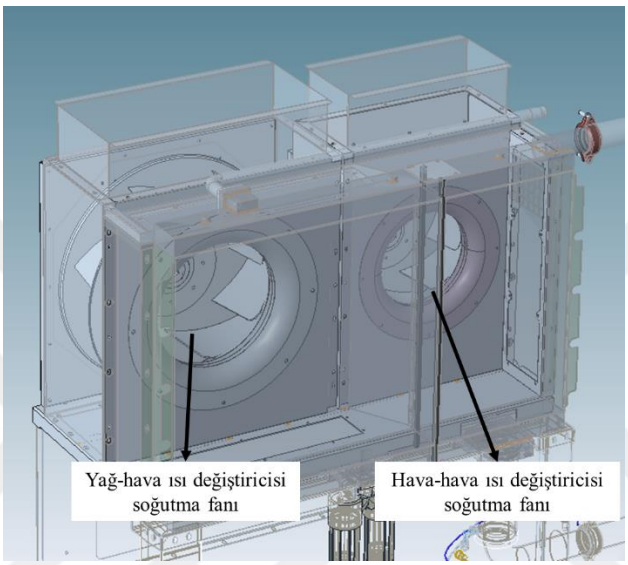
$$\frac{(FHD)_2}{(FHD)_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3 \left(\frac{rpm_2}{rpm_1}\right) \tag{2.1}$$

$$\frac{(SP)_2}{(SP)_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \left(\frac{rpm_2}{rpm_1}\right)^2 \tag{2.2}$$

$$\frac{(kW)_2}{(kW)_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^5 \left(\frac{rpm_2}{rpm_1}\right)^3 \tag{2.3}$$

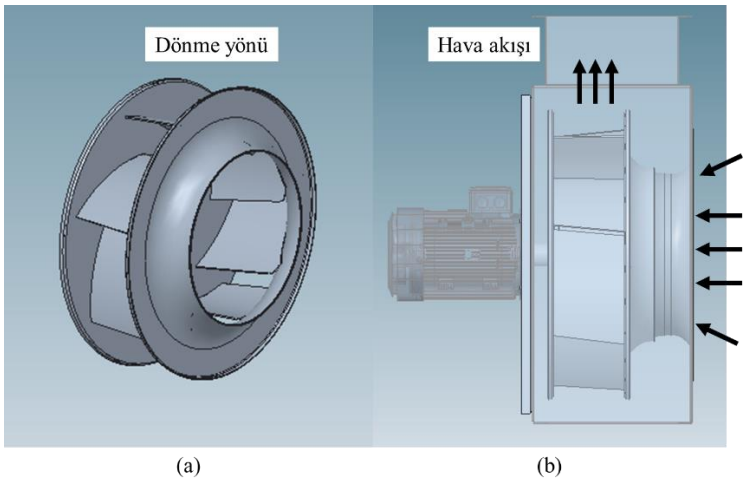
2.5.3.1 Radyal Fan

Radyal fanlar belirli bir çember çapında konumlandırılan kanatları ile çalışma koşullarında basınç farkı oluşturmaktadır. Bu sayede soğutma havası santrifüj kuvveti etkisinde hareketini sağlamaktadır. Radyal fanlarda fan çapı, kanat açıları ve kanat derinlikleri fan seçimi esnasında dikkat edilmesi gereken önemli parametrelerdir. Yağ-hava ve hava-hava ısı değiştiricilerinde kullanılan radyal fanlar Şekil 2.7'de gösterilmiştir.



Şekil 2.7 Hava-hava ve yağ-hava ısı değiştiricisi radyal soğutma fanları.

Radyal soğutma fanlarının dönme yönü ve hava akışı Şekil 2.8'de belirtilmiştir.



Şekil 2.8 (a) Radyal soğutma fanı dönme yönü, (b) hava akışı.

3
YAĞ ENJEKSYİONLU VİDALI HAVA KOMPRESÖRLERİNİN SOĞUTMA SİSTEMİ TASARIM KRİTERİ

3.1 Yağ Enjeksiyonlu Vidalı Hava Kompresörlerinin Çalışma Koşullarının Belirlenmesi

Yağ enjeksiyonlu vidalı hava kompresörleri sektörün ihtiyaç duyduğu basınçlı hava kapasitesi ve güç tüketimi limitleri gözetilerek tasarlanmaktadır. Kompresörlerin güç tüketimi ve basınçlı hava kapasitesi verileri ISO1217 standardına göre deklare edilmektedir. ISO1217 standardına göre deklarasyon verileri referans koşulları Tablo 3.1'de belirtilmiştir.

Tablo 3.1 ISO1217 standardı referans koşulları.

Hava giriş basıncı(bar(a))	1
Nem(%)	0
Hava giriş sıcaklığı(°C)	20

Kompresör kullanıcısı, çalışma ortam koşullarını gözeterek ihtiyaç duyduğu basınçlı hava kapasitesini bu referansa göre belirlemektedir. Çalışmada incelenen kompresör modeli Dalgakıran Makine ürün gamına ait yağ enjeksiyonlu vidalı hava kompresörüdür. İlgili yağ enjeksiyonlu vidalı hava kompresörü serisinin servis verdiği çalışma basıncı, güç grubu aralığı ve ortam çalışma sıcaklık aralığı Tablo 3.2'de gösterilmiştir.

Tablo 3.2 Hava kompresörü servis koşulları.

Güç grubu(kW)	22-315
Nominal çalışma basıncı aralığı(bar)	7-12,5
Çalışma sıcaklık aralığı(°C)	2-45

Çalışmada ilgili serinin 90-315kW güç grubu aralığındaki modellerde yağ ısı değiştiricisi ve hava ısı değiştiricisi analiz edilmiştir. Çalışma yağı olarak VG-46 viskozite sınıfına ait sentetik yağ kullanılmaktadır. Çalışma yağının servis süresi boyunca fiziksel özelliklerini koruyabilmesi için çalışma koşullarındaki sıcaklık üst limiti 105°C derece olarak belirlenmiştir.

3.2 Sıcak Hava İçin Soğutulması Gereken Isıl Yükün Tayin Edilmesi

Soğutma sisteminde ortam havası kullanan yağ enjeksiyonlu vidalı hava kompresörlerinde basınçlı hava tarafında soğutulması gereken ısıl yükün tayini deklarasyon verilerine göre yapılmaktadır. Kompresör çıkışında deklare edilen basınçlı hava sıcaklığı farklı kompresör tipleri için değişiklik göstermektedir. Çalışmada konu alınan kompresör serisinde basınçlı hava makine çıkış sıcaklığı ile ortam sıcaklığı arasındaki fark maksimum 10°C olması gerekmektedir. Bu durumda kompresörün sahip olduğu kütlesel debi, havanın sahip olduğu ısı taşıma kapasitesi ve sıcaklık farkına bağlı olarak ısıl yük tayin edilmektedir. Hava-hava ısı değiştiricisinin sahip olması gereken soğutma kapasitesi (3.1) numaralı denklemde gösterilmiştir.

$$\text{Soğutma Kapasitesi(kW)} > 10(m_h c_h) \tag{3.1}$$

3.3 Sıcak Yağ İçin Soğutulması Gereken Isıl Yükün Tayin Edilmesi

Yağ enjeksiyonlu vidalı hava kompresörlerinde farklı termofiziksel özelliklerde madeni yağlar kullanılmaktadır. Kompresör yağı kapalı çevrimde çalışmaktadır. Yağ enjeksiyonlu vidalı hava kompresörlerinde yağ çevriminin sağlanması için

pompa kullanılmamaktadır. Çalışma koşullarında yağ debisi separasyon tank basıncı ile vida enjeksiyon basıncı arasındaki basınç farkına bağlı olarak değişkenlik göstermektedir. Farklı ortam sıcaklıklarında ve farklı çalışma basınçlarda kompresör yağı çalışma debisi değişkenlik göstermektedir. Çalışma yağı için ısıl yük tayin edilirken, sıkıştırma esnasında vida bloğundan yağa aktarılan ısıl yük referans alınmaktadır. Bu noktada kullanılacak yağın, çalışma sıcaklıklarına uygun bir viskozite sınıfında bulunması önem arz etmektedir. Kompresör için kullanılan çalışma yağının servis süresi boyunca özelliklerini koruyabilmesi için çalışma sıcaklığı üst limiti 105°C olarak belirlenmiştir. Kompresör çalışma koşulları içerisinde yağ sıcaklığı vida bloğundan aktarılan ısı miktarına bağlı olarak belirli bir süre sonra rejim durumuna gelmektedir. Yağ-hava ısı değiştiricisinin sahip olması gereken minimum soğutma kapasitesi, maksimum çalışma ortamı sıcaklığında(45°C), kompresör minimum çalışma basıncında ve maksimum yükte vida bloğundan yağa aktarılan ısı miktarı kadar olmalıdır. Yağ-hava ısı değiştiricisinin sahip olması gereken soğutma kapasitesi (3.2) numaralı denklemde belirtildiği gibidir.

$$\text{Soğutma Kapasitesi(kW)} > m_y c_y (\Delta T)_y \tag{3.2}$$

4
KANATLI VE PLAKALI TİP ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN MATEMATİKSEL MODELLENMESİ

4.1 İşletme Koşulları ve Kanat Geometrisinin Tanımlanması

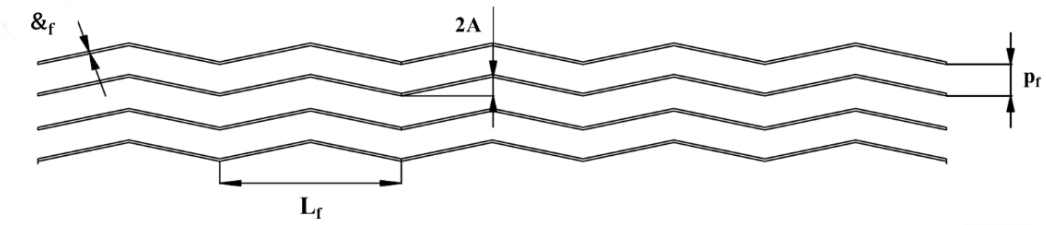
Çalışmada model alınan kompresörler için işletme koşulları 2°C derece ile 45°C derece ortam çalışma sıcaklıklarında, 5,5barg ve 13barg basınç aralığında servis vermektedir. Basınçlı hava servis sıcaklığının ortam sıcaklığı ile sıcaklık farkı maksimum +10°C derece olacak şekilde deklare edilmiştir. Çalışma yağı ise VG46 viskozite sınıfına dahil bir madeni yağ olup maksimum 105°C çalışma sıcaklığına kadar servis verebilmektedir. Isı değiştiriciler için belirlenen maksimum basınç düşümü miktarı basınçlı hava için 5kPa, basınçlı yağ için ise 80kPa olarak belirlenmiştir. Kanatlı ve plakalı tip ısı değiştiricilerinin kanat geometrileri basınçlı hat için şaşırtmalı tip, soğutma havası tarafı için ise dalgalı tip olarak seçilmiştir. Soğutma havası tarafında dalgalı tip kanat geometrisi kullanılmasının temel sebebi birim uzunluk boyunca daha fazla genişletilmiş yüzey alanı elde edilirken kanat geometrisinin kıvrım noktalarında oluşan girdap ile sınır tabakanın kırılması ile daha fazla ısı transferi elde edilmesidir. Dalgalı tip kanat geometrisinin sağladığı bir diğer avantaj ise akış bir kanal boyunca ilerlediği için kullanılan soğutma fanına oluşturulan direncin nispeten az olmasıdır. Karşı direncin az olması ile istenilen soğutma hava debisinin daha düşük güç tüketimi ile sağlanması, kompresörün özgül güç tüketim değerini azaltmaktadır. Sıcak hava ve yağ tarafı için kullanılan şaşırtmalı tip kanat geometrisi birim hacimde ısı transferi yüzey alanını artırması ile avantaj sağlamaktadır. Şaşırtmalı tip kanat geometrisi, çalışma koşullarında kanat sonrası laminer sınır tabakanın kırılması ile türbülanslı akışa imkân sağlayarak ısı transferi yüzey alanının daha etkin kullanılmasını sağlamaktadır.

Çalışmada model alınan soğuk akış tarafı için dalgalı tip kanat geometrisi Tablo 4.1'de belirtilmiştir.

Tablo 4.1 Soğuk hava tarafı kanat geometrisi parametreleri.

b(mm)	&f(mm)	δw(mm)	pf(mm)	2A(mm)	Lf(mm)
10,5	0,15	0,6	2,55	2,12	6,27

Dalgalı tip kanat geometrisine ait parametreler Şekil 4.1'de belirtilmiştir.



Şekil 4.1 Dalgalı tip kanat geometrisi şematik görsel[14].

Çalışmada model alınan sıcak hava tarafı şaşırtmalı kanat geometrisi parametreleri Tablo 4.2'de belirtilmiştir.

Tablo 4.2 Sıcak hava tarafı kanat geometrisi parametreleri.

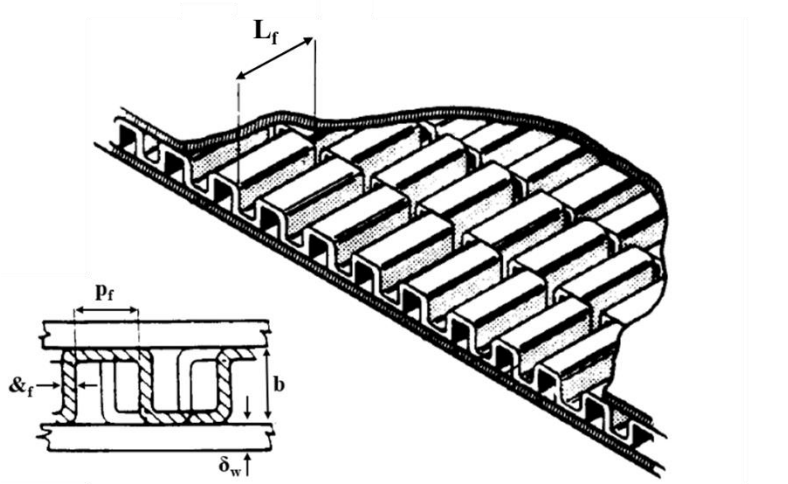
b(mm)	&f(mm)	δw(mm)	pf(mm)	Lf(mm)
5,7	0,45	0,8	3,9	3,18

Çalışmada model alınan sıcak hava tarafı şaşırtmalı kanat geometrisi parametreleri Tablo 4.3'de belirtilmiştir.

Tablo 4.3 Sıcak yağ tarafı kanat geometrisi parametreleri.

b(mm)	&f(mm)	δw(mm)	pf(mm)	Lf(mm)
4	0,3	0,6	2,23	0,85

Şaşırtmalı tip kanat geometrisine ait parametreler Şekil 4.2'te belirtilmiştir.



Şekil 4.2 Şaşırtmalı tip kanat geometrisi görseli[12].

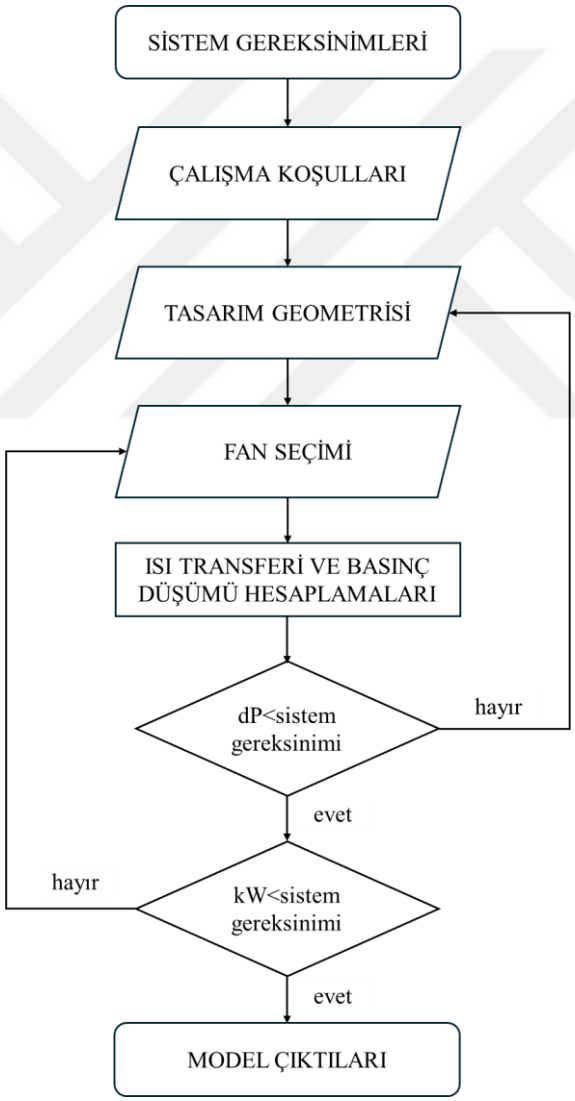
4.1.1 Matematiksel Model Kabulleri

- Isı değiştirici kanat geometrisi sıcak ve soğuk akış tarafı için sağlayıcının paylaştığı veriler olup kullanıma bağlı olarak akış kanallarında oluşan kirliliğin ısı transferine olan etkisi ihmal edilmiştir.
- Birim kanat geometrisi için tanımlanan uzunluk değerleri ısı değiştiricisinin tamamı için aynı kabul edilmiştir.
- Soğutma hava debisi fan sağlayıcısının deklare ettiği performans eğrisi verileri üzerinden alınmıştır.
- İşletme koşulları dahilinde belirlenen basınçlı hava, basınçlı yağ ve soğutma havası akış hızlarının ısı değiştiricisi boyunca sabit olduğu kabul edilmiştir.

4.2 Matematiksel Model Akış Şeması

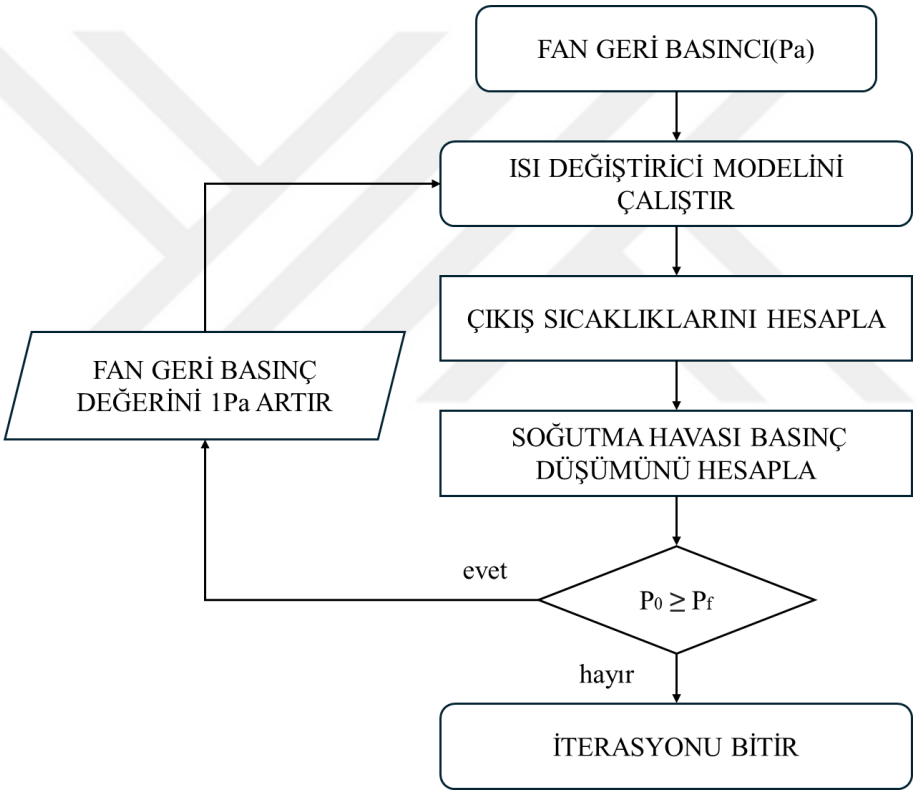
Matematiksel model oluşturulurken çalışma yağı, basınçlı hava ve soğutma havası için sistem gereksinimleri tanımlanmıştır. Sistem gereksinimleri tanımlandıktan sonra kompresörün çalışma koşulları tanımlanmaktadır. Çalışma koşulları tanımlanırken ısı transfer miktarının en az olacağı maksimum ortam çalışma sıcaklığının tanımlanması gerekmektedir. Çalışma koşulları belirlendikten sonra tasarım kısıtları dikkate alınarak belirlenen ısı değiştirici boyutu ve kanat geometrisi tanımlanmaktadır. Tasarım geometrisi belirlendikten sonra fan seçimi yapılmaktadır. Fan seçimi sonrasında program çalıştırılarak çıkış sıcaklıkları ve

basınç düşümü miktarları iteratif olarak hesaplanmaktadır. Elde edilen çıktılar sonucu basınç düşümü değeri kontrol edilir. Bu noktada basınç düşümü değeri sistem gereksinimi olan sıcak hava tarafı için 5kPa, sıcak yağ tarafı için 80kPa değerinin üzerindeyse tasarım geometrisi yeniden boyutlandırılmaktadır. Basınç düşümü değeri sistem gereksinimlerini karşılıyorsa soğutma kapasitesi değeri kontrol edilmektedir. Soğutma kapasitesi, sistem gereksinimi olan sıcak hava ve yağ için soğutulması gereken ısıl yük değerinin altındaysa fan seçimi yeniden yapılmaktadır. Soğutma kapasitesinin sistem gereksinimlerini karşılaması durumunda model çıktıları alınmaktadır. Oluşturulan bir boyutlu matematiksel modelin akış şeması Şekil 4.3'te gösterilmiştir.



Şekil 4.3 Bir boyutlu matematiksel model akış şeması.

Oluşturulan bir boyutlu modelde ısı değiştirici çözümlemesi için kabul edilen soğutma hava debisi fan performans verilerine göre iteratif olarak hesaplatılmaktadır. Oluşturulan model ile fan geri basıncı 1 Pa ilk değeri ile başlamaktadır. Çıkış sıcaklıkları ve basınç düşümü değerleri hesaplanmaktadır. Isı değiştirici modelinde soğuk akış tarafı için hesaplanan basınç kaybı değeri fan eğrisindeki geri basınç değerinden küçük ya da eşit olana kadar ilk değer olarak tanımlanan geri basınç değeri 1Pa artırılmaktadır. İteratif hesaplamalar tamamlandıktan sonra çıkış model çıktıları alınmaktadır. Oluşturulan fan modelinin akış şeması Şekil 4.4'te gösterildiği gibidir.



Şekil 4.4 Bir boyutlu fan modeli akış şeması.

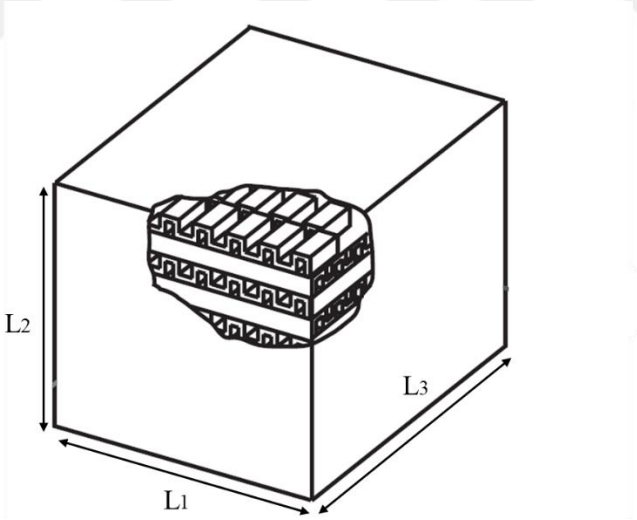
4.3 Matematiksel Modelin Metodolojisi

Isı değiştirici çözümlemelerinde literatürde birden fazla çözümleme metodu geliştirilmiştir. Isı değiştiricilerde sıcak ve soğuk akışkanların giriş ve çıkış sıcaklıklarının bilindiği durumlarda ısı değiştirici boyutlandırması için LMTD metodu yaygın olarak kullanılmaktadır. Isı değiştiricinin boyutu ve giriş sıcaklıkları bilindiği, çıkış sıcaklıklarının tahmin edildiği çözümlemeler için $\varepsilon{-}NTU$ metodu

geliştirilmiştir. $\varepsilon{-}NTU$ metodunda epsilon, sıcaklık farklarına göre ne kadar ısı transferi yapıldığını belirleyen parametredir. NTU değeri ise ısı transferinin etkinliğinin bir ölçüsüdür. Isı değiştirici geometrisi, akış türü ve akışkanın termofiziksel özellikleri dikkate alınarak hesaplanmaktadır. Çalışmada konu alınan modelde çıkış sıcaklıklarının hesaplanması için $\varepsilon{-}NTU$ metodu kullanılmıştır. Yağ ve hava ısı değiştiricileri için oluşturulan model MS Excel programı kullanılarak oluşturulmuştur. Modelde oluşturulan ısı değiştiricilerinin soğutma hava kanallarından geçen fan debisinin basınç kaybına bağlı verilebilmesi için gerekli olan iteratif hesaplamalar Visual Basic dilinde oluşturulan program ile sağlanmaktadır.

4.3.1 Genişletilmiş Yüzey Alanı Hesaplamaları

Konu alınan kanatlı ve plakalı ısı değiştiricilerinin çıkış sıcaklıklarının hesaplanabilmesi için ilk olarak deklare edilen geometrik parametreler dahilinde ısı transferi yüzey alanları hesaplanmıştır. Yağ ve hava ısı değiştiricileri için model görsel Şekil 4.5'te belirtilmiştir.



Şekil 4.5 Kanatlı ve plakalı tip ısı değiştiricisi dış ölçüleri.[14]

Şekil (4.4)'te belirtildiği üzere L_1 uzunluğu ısı değiştiricisinden soğutma havasının geçtiği ısı değiştiricisi derinlik uzunluğunu ifade etmektedir. L_2 uzunluğu ısı değiştiricinin genişliğini ifade etmektedir. Sıcak akışkanın geçtiği pasaj genişliği, soğuk akışkanın geçtiği pasaj genişliği ve plaka kalınlıklarına göre değişmektedir. L_2 uzunluğunu ifade eden eşitlik (4.1) numaralı denklemde belirtilmiştir.

$$L_2 = N_p b_h + \left(N_p + 1\right) b_c + 2\left(N_p + 1\right)\delta_w \tag{4.1}$$

Sıcak ve soğuk akışın geçtiği ısı değiştirici ön yüzey alanlarını ifade eden eşitlik (4.2) ve (4.3) numaralı denklemlerde belirtilmiştir

$$A_{\text{ön},h} = L_1 L_2 \tag{4.2}$$

$$A_{\text{ön},c} = L_2 L_3 \tag{4.3}$$

Sıcak ve soğuk akışkan için pasaj hacimleri (4.4) ve (4.5) numaralı denklemlerde belirtilmiştir.

$$V_{p,h} = b_h N_P \, L_1 \, L_3 \tag{4.4}$$

$$V_{p,c} = b_c (N_P + 1) L_1 L_3 \tag{4.5}$$

Isı transferi yüzey alanının hesaplanabilmesi için kanatlı ve plakalı ısı değiştiricide toplam yüzey alanından kanatların temas ettiği alanların çıkarılması gerekmektedir. Bunun için birincil alan olarak tanımlanan toplam plaka alanından kanat yüzeylerinin temas ettiği yüzey alanlarının çıkarılmış alan değeri ile toplam kanat yüzey alanı değeri ayrı olarak hesaplanıp ayrı olarak toplanmaktadır. Birincil alanların belirtildiği eşitlik (4.6) ve (4.7) numaralı denklemlerde belirtildiği gibidir.

$$A_{p,h} = 2L_1 L_3 N_p - 2\delta_{f,h} L_3 \, n_{f,h} + 2b_h \, L_3 N_p + 2(b_c + 2\delta_w) L_1 (N_p + 1) \tag{4.6}$$

$$\begin{aligned} A_{p,c} = {} & 2L_1 L_3 (N_p + 1) - 2\delta_{f,c} L_1 \, n_{f,c} + 2b_c \, L_1 (N_p + 1) \\ & + 2(b_h + 2\delta_w) L_3 N_p \end{aligned} \tag{4.7}$$

Kanatların sağlamış olduğu genişletilmiş yüzey alanlarının hesaplanması için öncelikli olarak her bir pasajdaki kanat sayısı hesaplanmıştır. Kanat sayısını veren eşitlik (4.8) ve (4.9) numaralı denklemlerde belirtildiği gibidir.

$$n_{f,h} = \frac{N_p L_1}{p_{f,h}} \tag{4.8}$$

$$n_{f,c} = \frac{\left(N_p + 1\right)\ L_3}{P_{f,c}} \tag{4.9}$$

Her pasajdaki kanat sayısı hesaplandıktan sonra kanat yüksekliği ve kanat genişliği parametreleri dikkate alınarak toplam kanat yüzey alanı değeri soğuk ve sıcak

akışkanlar için (4.10) ve (4.11) numaralı denklemlerde belirtildiği gibi hesaplanmıştır.

$$A_{f,h} = 2\left(b_h - \&_{f,h}\right)L_3\, n_{f,h} + 2\left(b_h - \delta_{f,h}\right)\delta_{f,c} n_{off,h} n_{f,h} + \left(p_{f,h} - \delta_{f,h}\right)\delta_{f,h}\left(n_{off,h} - 1\right)n_{f,h} + 2p_{f,h}\delta_{f,h}n_{f,h} \tag{4.10}$$

$$A_{f,c} = 2\left(b_c - \&_{f,c}\right)L_1 n_{f,c} + 2\left(b_c - \delta_{f,c}\right)\delta_{f,h} n_{off,c} n_{f,c} + \left(p_{f,c} - \delta_{f,c}\right)\delta_{f,c}\left(n_{off} - 1\right)n_{f,c} + 2p_{f,c}\delta_{f,c}n_{f,c} \tag{4.11}$$

Bu noktada sıcak ve soğuk akış için kanal boyunca kaç birim kanat olduğunu veren ifade (4.12) ve (4.13) numaralı denklemlerde sırası ile sıcak akış ve soğuk akış için belirtilmiştir.

$$n_{off,h} = \frac{L_3}{L_{f,h}} \tag{4.12}$$

$$n_{off,c} = \frac{L_1}{L_{f,c}} \tag{4.13}$$

Birincil alan ve toplam kanat alanı ayrı olarak hesaplandıktan sonra toplam ısı transferi yüzey alanını veren eşitlik (4.14) numaralı denklemde belirtildiği gibi hesaplanmıştır.

$$A = A_P + A_f \tag{4.14}$$

Akış rejiminin analiz edilmesinin için hidrolik çap hesabı yapılması gerekmektedir. Hidrolik çap belirli bir akışın bulunduğu kesit alanının ıslak çevreye olan oranını ifade etmektedir. Akış davranışının belirlenmesi ve ısı transferinin analiz edilmesinde önemli bir rol oynamaktadır. Hidrolik çap kanal içi akış için (4.15) ve (4.16) numaralı denklemlerde sırası ile sıcak akış ve soğuk akış için belirtilmiştir

$$D_{h,h} = \frac{4A_{o,h}L_3}{A_h} \tag{4.15}$$

$$D_{h,c} = \frac{4A_{o,c}L_1}{A_c} \tag{4.16}$$

Belirtilen hidrolik çap tanımından minimum serbest akış alanı Kays & London'un[6] ifade ettiği (4.17) ve (4.18) numaralı denklemlerde belirtildiği gibi sıcak akış ve soğuk akış tarafı için hesaplanmıştır.

$$A_{o,h} = \frac{A_h D_{h,h}}{4L_3} \tag{4.17}$$

$$A_{o,c} = \frac{A_c D_{h,c}}{4L_1} \tag{4.18}$$

4.3.2 Isı Transferi Hesaplamaları

Isı transferi hesaplamalarının yapılması için ısı değiştiricinin çıkış sıcaklıkları ilk olarak epsilona bir değer verilerek tahmin edilmektedir. Epsilona bir değer verilmesi ile hesaplanan ısı transferi miktarı (4.19) numaralı denklemde belirtilmiştir.

$$Q = \varepsilon C_{min}(T_{h,g} - T_{c,g}) \tag{4.19}$$

Sıcak ve soğuk taraf çıkış sıcaklıklarını veren eşitlik (4.20) ve (4.21) numaralı denklemlerde belirtilmiştir.

$$T_{h,ç} = T_{h,g} - \varepsilon(T_{h,g} - T_{c,g}) \tag{4.20}$$

$$T_{c,ç} = T_{c,i} + \varepsilon \frac{\dot{m}_h}{\dot{m}_c}(T_{h,g} - T_{c,g}) \tag{4.21}$$

Akışın rejiminin belirlenmesi için Reynolds sayısı hesaplanmıştır. Reynolds sayısını veren eşitlik (4.22) numaralı denklemde belirtilmiştir[7].

$$Re = \frac{G D_h}{\mu} \tag{4.22}$$

Reynolds sayısı hesaplanırken kütle akısı değeri kullanılmıştır. Kütle akısını veren eşitlik (4.23) numaralı denklemde gösterilmiştir[7].

$$G = \frac{\dot{m}}{A_o} \tag{4.23}$$

Isı taşınım katsayısının hesaplanabilmesi için toplam kanat verimliliği değerinin hesaplanması gerekmektedir. Toplam kanat verimliliği, sistemdeki tüm kanatların ısı transferine olan etkisini ifade etmektedir. Toplam kanat verimliliği, kanat verimliliği ile kanatların birbiri ile olan etkileşimini de ifade etmektedir. Toplam kanat verimliliğinin hesaplanması için öncelikli olarak tek bir kanat verimliliği hesaplanmalıdır. Kanat verimliliğini veren ifade (4.24) numaralı denklemde

belirtildiği gibidir. Bu eşitlikte parametreler birim uzunluk başına gelen kanat adedi ile kanat profilinin uzunluk değerleridir.

$$\eta_f = \frac{tanh\,(mL_f)}{mL_f} \tag{4.24}$$

Metre başına kanat uzunluğunu veren ifade (4.25) numaralı denklemde belirtilmiştir.

$$m = \sqrt{\frac{2h}{k_f \delta_f}\left(1 + \frac{\delta_f}{L_f}\right)} \tag{4.25}$$

Kanat profilinin uzunluğunu ifade eden eşitlik (4.26) numaralı denklemde belirtildiği gibidir.

$$L_f = \frac{b}{2} - \delta \tag{4.26}$$

Tek bir kanat için hesaplanan verimlilik değeri üzerinden toplam kanat verimliliği hesaplanmaktadır. Toplam kanat verimliliğini ifade eden eşitlik (4.27) numaralı denklemde gösterilmiştir.

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A}\left(1 - \eta_f\right) \tag{4.27}$$

NTU değerinin hesaplanabilmesi için toplam ısı taşınım katsayısının hesaplanması gereklidir. Toplam ısı taşınım katsayısını ifade eden eşitlik (4.28) numaralı denklemde verilmiştir.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_o hA)_h} + R_w + \frac{1}{(\eta_o hA)_c} \tag{4.28}$$

İlgili geometri için duvar direnci değerini veren ifade (4.29) numaralı denklemde belirtildiği gibidir.

$$R_w = \frac{\delta_w}{k_w A_w} = \frac{\delta_w}{k_w\left(L_3 L_1 2\left(N_p + 1\right)\right)} \tag{4.29}$$

Toplam ısı taşınım katsayısı hesaplanırken sıcak akış ve soğuk akış tarafı için ısı taşınım katsayı değerlerinin hesaplanması gerekmektedir. Modellenen ısı değiştiricilerin soğuk akış tarafında dalgalı tip kanat geometrisi kullanılmıştır.

Dalgalı tip kanat yapısında ısı taşınım katsayısı değerinin hesaplanabilmesi için öncelikli olarak Colburn faktörü(j) hesaplanmıştır. Colburn faktörü ısı ve momentum akışının bir arada gerçekleştiği koşullarda ısı transferinin modellenmesi için kullanılmaktadır. Belirli bir yüzeyden bir akışkana olan ısı transferinin akış viskozitesi ile ilişkilendirmektedir. İlgili korelasyon 800 ile 6500 değer aralığındaki Reynolds sayısı için geçerlidir. Dalgalı kanat geometrisi için Jungi Dongun[10] geliştirdiği korelasyon kullanılmıştır. Kullanılan korelasyon (4.30) numaralı denklemde belirtilmiştir.

$$j_c = 0{,}0836Re^{-0{,}2309}\left(\frac{p_f}{b}\right)^{0{,}1284}\left(\frac{p_f}{2A}\right)^{-0{,}153}\left(\frac{L_1}{L_f}\right)^{-0{,}326} \tag{4.30}$$

Şaşırtmalı dizilimli kanat geometrisi sıcak hava tarafı için Jungi Dong'un[8] geliştirdiği korelasyon kullanılmıştır. İlgili korelasyon 500 ile 7500 değer aralığındaki Reynolds sayısı için geçerlidir. Şaşırtmalı dizilimli kanat geometrisi için kullanılan korelasyon (4.31) numaralı denklemde ifade edilmiştir.

$$j_{h,a} = 0{,}101Re^{-0{,}189}\left(\frac{\&_f}{b-\&_f}\right)^{-0{,}488}\left(\frac{\&_f}{L_f}\right)^{0{,}479}\left(\frac{L_1}{L_f}\right)^{-0{,}297}\left(\frac{\&_f}{p_f}\right)^{-0{,}315} \tag{4.31}$$

Şaşırtmalı dizilimli kanat geometrisinde sıcak yağ tarafı için Guo[9]'nun geliştirdiği korelasyon kullanılmıştır. İlgili korelasyon 30 ile 500 değer aralığındaki Reynolds sayısı için geçerlidir. Sıcak yağ tarafında şaşırtmalı dizilimli kanat geometrisi için kullanılan korelasyon (4.32) numaralı denklemde ifade edilmiştir.

$$j_{h,y} = 0{,}163Re^{-0{,}353}\left(\frac{L_f}{d_h}\right)^{-0{,}249}\left(\frac{b-\&_f}{d_h}\right)^{-0{,}0625}\left(\frac{\&_f}{d_h}\right)^{-0{,}520}\left(\frac{p_f}{d_h}\right)^{0{,}388} \tag{4.32}$$

Kanat geometrisi ve akış koşuluna uygun korelasyonlar ile Colburn faktörü hesaplandıktan sonra soğuk ve sıcak akış tarafı için ısı taşınım katsayısı hesaplanmıştır. Isı taşınım katsayılarını veren eşitlikler (4.33) ve (4.34) numaralı denklemlerde belirtilmiştir[3].

$$h_h = \frac{\left(j_h\left(\frac{\dot{m}_h}{A_{o,h}}\right)c_{p,h}\right)}{Pr^{\left(\frac{2}{3}\right)}} \tag{4.33}$$

$$h_c = \frac{\left(j_c \left(\frac{\dot{m}_c}{A_{o,c}}\right) c_{p,c}\right)}{Pr^{\left(\frac{2}{3}\right)}} \tag{4.34}$$

NTU değeri hesaplanan toplam ısı taşınım katsayısı değerine ve ısı taşıma kapasitesi düşük olan akışkanın ısı taşıma kapasitesine bağlıdır. Sıcak ve soğuk akışkan için ısıl kapasitelerin ifadeleri (4.35) ve (4.36) numaralı denklemlerde belirtilmiştir.

$$C_h = \left(\dot{m}\, c_p\right)_h \tag{4.35}$$

$$C_c = \left(\dot{m}\, c_p\right)_c \tag{4.36}$$

NTU değerini veren eşitlik (4.37) numaralı denklemde belirtilmiştir.

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \tag{4.37}$$

NTU değeri ve maksimum ısıl kapasitenin minimum ısıl kapasiteye olan oranı epsilon değerinin hesaplanması için gerekli parametrelerdir. Isıl kapasitelerin oranını veren ifade (4.38) numaralı denklemde belirtilmiştir.

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{maks}} \tag{4.38}$$

İlgili geometriye ve akış türüne göre epsilon değerini ifade edene eşitlik (4.39) numaralı denklemde belirtilmiştir [2].

$$\varepsilon = 1 - exp\left(\frac{exp(-NTUC^*NTU^{-0,22}) - 1}{C^*NTU^{-0,22}}\right) \tag{4.39}$$

Isı transferi hesaplamalarının yapılması için epsilona ilk olarak bir değer verilerek çıkış sıcaklıkları tahmin edilmektedir. Epsilona verilen değer ile sıcak akışkan çıkış sıcaklığını veren ifade (4.40) numaralı denklemde, soğuk akışkan için çıkış sıcaklığını veren ifade (4.41) numaralı denklemde belirtilmiştir.

$$T_{h,ç} = T_{h,g} - \frac{q}{C_h} \tag{4.40}$$

$$T_{c,ç} = T_{c,g} + \frac{q}{C_c} \tag{4.41}$$

Elde edilen çıkış sıcaklarına bağlı olarak giriş ve çıkış sıcaklıklarının ortalama değerleri hesaplanmaktadır. Hesaplanan ortalama sıcaklık değeri ile sıcak ve soğuk akışkanların termofiziksel özellikleri yeniden belirlenmektedir[5]. Yapılan ısı transferi hesaplamaları kabul edilen epsilon değerinin hesaplanan epsilon değerine eşit olmasına denk yinelemeli olarak tekrarlanmaktadır. Hesaplanan nihai epsilon değerine göre ısı transfer oranını veren ifade (4.42) numaralı denklemde belirtildiği gibidir.

$$q = \varepsilon C_{min}\left(T_{hg} - T_{c,g}\right) \tag{4.42}$$

4.3.3 Basınç Kaybı Hesaplamaları

Kullanılan ısı değiştirici modelleri için basınç kaybı değerleri sıcak ve soğuk akış tarafı için ayrı ayrı hesaplanmıştır. Kanatlı ve plakalı tip ısı değiştiricisinde kanatların yüzey alanı ve geometrisi akışın hızını etkilemektedir. Akışın kanat yüzeyine çarpması ile oluşan türbülanslı akış sonucu enerji kaybı yaşanmaktadır. Basınç düşümü miktarı ısı değiştiricinin etkinliğini artırmayı sağlamasına karşın kompresörün istenilen seviyeye basınçlandırılması için gerekli olan güç tüketimini artırmaktadır. Isı değiştiricinin soğuk akış tarafında meydana gelen basınç düşümü ise soğutma hava debisini ve soğutma fanının güç tüketimini etkilemektedir. Soğutma fanının belirli bir geri basınca karşılık olarak sağladığı debi, transfer edilen ısıyı önemli ölçüde etkilemektedir. Soğutma sisteminin verimli olması için seçilen soğutma fanı ile ısı değiştirici geometrisi birlikte incelenmelidir. Soğutma fanının harcayacağı güç tüketiminin artması, kompresörün paket gücünü artırmakta ve enerji verimliliğini olumsuz yönde etkilemektedir. Basınç düşümündeki hesap Ramesh K.Shah'ın[1] kitabındaki formül ile hesaplanmıştır. Sıcak ve soğuk akış için basınç kaybını veren eşitlik (4.43) numaralı denklemde gösterildiği gibidir.

$$\Delta P = \frac{G^2}{2g_c p_g}\left[(1-\sigma^2+K_c) + 2\left(\frac{\rho_g}{\rho_ç}-1\right) + f\frac{L}{r_h}\rho_g\left(\frac{1}{\rho}\right)_m - (1-\sigma^2+K_e)\frac{\rho_g}{\rho_ç}\right] \tag{4.43}$$

Basınç düşümünün hesaplanması için kullanılan sürtünme faktörü, bir akışkanın kanal içinde sürtünmeden kaynaklanan enerji kaybını ifade eden parametredir. Şaşırtmalı dizilimli kanat geometrisinde sıcak yağ tarafı için Guo'nun[9]

geliştirdiği sürtünme faktörü korelasyonu kullanılmıştır. İlgili korelasyon 30 ile 500 değer aralığındaki Reynolds sayısı için geçerlidir. Sıcak yağ tarafında şaşırtmalı dizilimli kanat geometrisi için kullanılan korelasyon (4.44) numaralı denklemde ifade edilmiştir.

$$f_{h,y} = 555Re^{-0,196}\left(\frac{L_f}{d_h}\right)^{-1,258}\left(\frac{b-\&_f}{d_h}\right)^{0,868}\left(\frac{\&_f}{d_h}\right)^{1,14}\left(\frac{p_f}{d_h}\right)^{0,905} \quad (4.44)$$

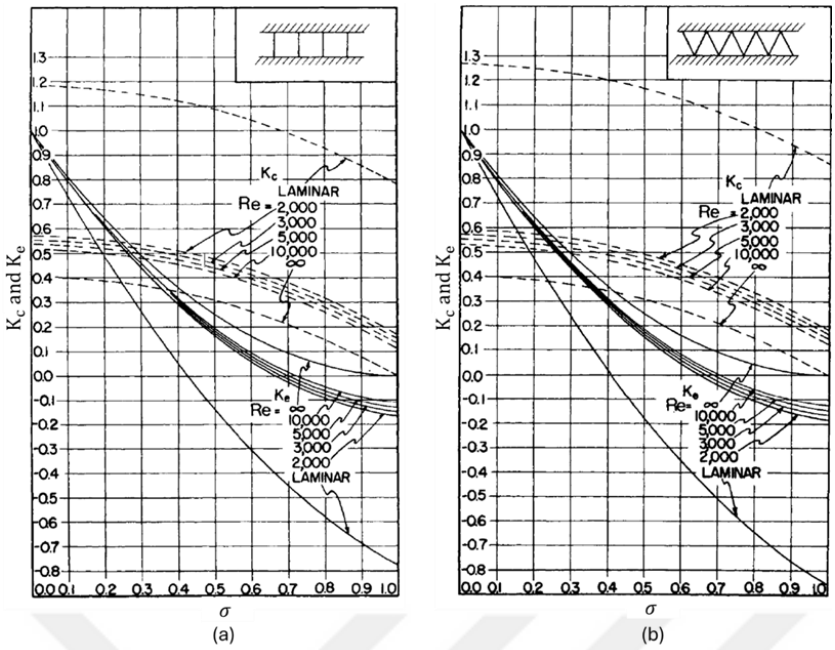
Şaşırtmalı dizilimli kanat geometrisi sıcak hava tarafı için Jungi Dong'un[8] geliştirdiği sürtünme faktörü korelasyonu kullanılmıştır. İlgili korelasyon 500 ile 7500 değer aralığındaki Reynolds sayısı için geçerlidir. Şaşırtmalı dizilimli kanat geometrisi için kullanılan korelasyon (4.45) numaralı denklemde ifade edilmiştir.

$$f_{h,a} = 2,092Re^{-0,281}\left(\frac{\&_f}{b-\&_f}\right)^{-0,739}\left(\frac{\&_f}{L_f}\right)^{0,972}\left(\frac{L_1}{L_f}\right)^{-0,78}\left(\frac{\&_f}{p_f}\right)^{-0,497} \quad (4.45)$$

Soğuk akış tarafı için dalgalı tip kanat geometrisi ele alınmıştır. Soğuk akış tarafı için kullanılan korelasyon 800 ile 6500 değer aralığındaki Reynolds sayısı için geçerlidir. Dalgalı tip kanat geometrisi için Jungi Dong'un[10] geliştirdiği korelasyon kullanılmıştır. Kullanılan korelasyon (4.46) numaralı denklemde belirtilmiştir.

$$f_c = 1,16Re^{-0,309}\left(\frac{p_f}{b}\right)^{0,3703}\left(\frac{p_f}{2A}\right)^{-0,25}\left(\frac{L_1}{L_f}\right)^{-0,1152} \quad (4.46)$$

Oluşturulan bir boyutlu modele ait fan programı çalıştırılırken soğutma fanının basınç düşümü ve debi ilişkisi gözetilerek fan için tanımlanan basınç düşümü değeri 1Pa seviyesinden başlatılmaktadır. Isı değiştirici soğuk akış tarafı basınç düşümü değeri fan eğrisindeki geri basınç değerine eşit ya da bu değerden daha düşük olana kadar hesaplama iteratif olarak devam etmektedir. Basınç düşümü hesaplamasında K_c ve K_e değerleri sırası ile daralma ve genişleme kayıp katsayısı değerlerini ifade etmektedir. K_c ve K_e değerleri uygun kanat geometrileri için Kays & London'un[6] Compact Heat Exchanger kitabındaki grafiklerden alınmıştır. Akışa bağlı olarak hesaplanan Reynolds sayısı ve porozite değerine göre K_c ve K_e değerleri belirlenmiştir. Sıcak ve soğuk akış için geometriye bağlı K_c ve K_e değerleri Şekil 4.6'da gösterilmiştir.



Şekil 4.6 (a) Şaşırtmalı kanat geometrisine ait K_c ve K_e değerleri, (b) dalgalı tip kanat geometrisine ait K_c ve K_e değerleri[6].

5
DENEYSEL ÇALIŞMA VE MODEL ÇIKTILARI

5.1 Deneysel Çalışma

Deneysel çalışmada Dalgakıran Makine ürün gamına ait yağ enjeksiyonlu vidalı hava kompresörü model alınmıştır. Farklı güç gruplarında ve kapasitelerde 7 farklı kompresör modeli için deneysel çalışma gerçekleştirilmiştir. Deneysel ortamda ölçümü yapılan parametreler aşağıdaki maddelerde belirtildiği gibidir.

- Sıcak akışkan ısı değiştirici giriş ve çıkış sıcaklığı.
- Soğuk akışkan ısı değiştirici giriş sıcaklığı.
- Sıcak akışkan ısı değiştirici giriş ve çıkış basıncı.
- Soğuk akışkan ısı değiştirici giriş basıncı.
- Sıcak akışkan kütlesel debisi.

5.1.1 Deney Ekipmanları

5.1.1.1 Kütlesel Hava Debisi Ölçümü

Sonik nozul akış ölçer kompresörün performansının değerlendirilmesi için kompresörün sağladığı kütlesel hava miktarını ölçmek için kullanılmıştır. Kompresörde basınçlandırılan hava bir gaz tankına yönlendirilmektedir. Basınçlı hava gaz tankından uygun kapasite aralığındaki sonik nozul hattına yönlendirilmektedir. Havanın basıncı nozul öncesinde konumlandırılan vanalar yardımı ile ayarlanmaktadır. Akış ölçer, nozul girişinden ölçülen sıcaklık ve basınç değerleri ile kütlesel debi ölçümü yapmaktadır. Bu noktada nozul içerisinden geçen havanın kritik akış şartını sağlaması gerekmektedir. Kritik akış ses hızına ulaşan akışı ifade etmektedir. Akışkanın fiziksel özellikleri, ses hızına ulaşıldığı noktada sabitlenmektedir. Sonik nozul debi ölçer akışkanın debisi ile ses hızı arasındaki ilişkiyi kullanmaktadır. Nozul çıkışından alınan basınç, sıcaklık ve akışkanın

özellikleri kullanılarak kütlesel debi ölçümü yapılmaktadır. Kritik akış koşulunda kütlesel debiyi veren ifade (5.1) numaralı denklemde ifade edilmiştir.

$$\dot{m} = C_d A_c \rho \sqrt{2\Delta P} \tag{5.1}$$

Bu şartın farklı kompresör kapasiteleri için sağlanabilmesi için kompresör test odasında kapasite aralıklarına göre 3 farklı nozul hattı bulunmaktadır. Kompresör, debisine uygun nozul hattına bağlandıktan sonra ölçümler alınmaktadır. Sonik nozul debi ölçer cihazına ait görsel Şekil 5.1'de gösterilmiştir.



Şekil 5.1 Sonik nozul debi hattı.

Sonik nozul debi ölçerden ölçüm alınırken aşağıdaki adımlar takip edilmiştir;

- Kompresörün ürettiği debinin hangi ölçüm aralığında olduğu belirlenir.
- Ortam sensörleri kompresörün hava emişi kısmına konumlandırılır.
- Kompresör debi hattına bağlanarak çalıştırılır.
- Kompresör çıkış basıncının set basıncına ulaşması vana yardımı ile sağlanır.
- Kompresör basıncı kontrol edilerek akışın rejim durumuna gelmesi beklenir.
- Ortam sıcaklığının rejim durumuna gelmesi beklenir.
- Akış rejim durumundayken program üzerinden ölçüm alınır.

Sonik nozul akış ölçere ait teknik özellikler Tablo 5.1'de gösterilmiştir.

Tablo 5.1 Sonik nozul debi ölçer teknik özellikler.

Ölçüm Aralığı (m^3/min)	0,15-60,0
Basınç Aralığı (bar)	0,0-16,0
Hassasiyet	≤ ±0,54%

5.1.1.2 Yağ Debisi Ölçümü

Yağ debisi ölçümü için ENELSAN markasının LWGY serisi debimetresi kullanılmıştır. Türbine ait her kanat manyetik sensör önünden geçerken puls üretmesi ile anlık debi ölçümü yapılmasını sağlamaktadır. Debimetreye ait teknik özellikler Tablo 5.2'de gösterilmiştir.

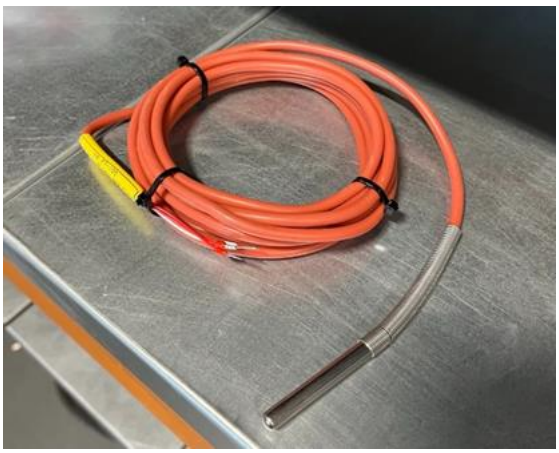
Tablo 5.2 Yağ debimetresi teknik özellikler.

Ölçüm Aralığı(m^3/h)	1-10
Sıcaklık Aralığı(°C)	(-40)-(120)
Türbin Materyali	CD4MCU Paslanmaz Çelik
Hassasiyet	≤ ±1%

5.1.1.3 Sıcaklık Ölçümü

Sıcaklık ölçümü için RTD PT100 sensörler kullanılmıştır. RTD PT100 sensörler hassas sıcaklık ölçümü yapılan uygulamalarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu sensörler ölçümü, sıcaklık ile değişen elektriksel direnç özelliğinden faydalanarak yapmaktadır. Sensörün sıcaklıkla olan ilişkisinin matematiksel modellenmesi için Callendar-Van Dusen denklemi kullanılmaktadır. Kullanılan sensör B10-RT[T3B] modelidir. Ölçümü yapılan değerler veri toplayıcı üzerinden kayıt altına alınarak

değerlendirilmiştir. Ölçüm alınan sıcaklık sensörünün görseli Şekil 5.2'de belirtilmiştir.



Şekil 5.2 PT100 sıcaklık sensörü.

İlgili modelin teknik özellikleri Tablo 5.3'te paylaşılmıştır. Hassasiyet değeri alınırken DIN IEC 751 standardı referans alınmıştır

Tablo 5.3 Sıcaklık sensörü teknik özellikler.

Termorezistans Cinsi	Pt 100
Sensör Tipi	T(ince film sensörü)
İletim Tipi	3
Tolerans Sınıfı	B Klas
Sürekli Çalışma Aralığı(°C)	(-50)-(500)
Hassasiyet	≤ ±0,4%

5.1.1.4 Basınç Ölçümü

Basınç ölçümü için (0-16)barg aralığında ölçüm yapabilen basınç vericisi kullanılmıştır. Kullanılan vericinin modeli Danfoss 075G4029'dur. Ölçümü

yapılan değerler veri toplayıcı üzerinden kayıt altına alınarak değerlendirilmiştir. Ölçüm alınan basınç vericisinin görseli Şekil 5.3'te belirtildiği gibidir.



Şekil 5.3 Basınç sensörü.

Basınç vericisine ait teknik özellikler Tablo 5.4'te verilmiştir.

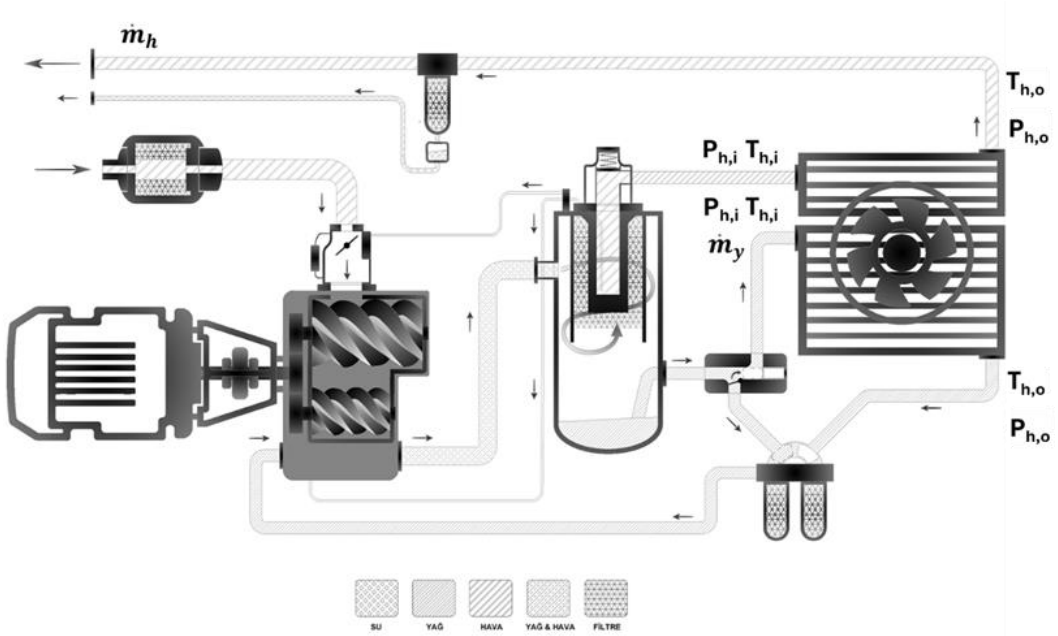
Tablo 5.4 Basınç sensörü teknik özellikler.

Akışkan sıcaklık aralığı(°C)	(-20)-(80)
Ortam sıcaklığı aralığı(°C)	(-40)-(85)
Basınç aralığı(bar(a))	0-16
Gövde malzemesi	304L
Islak parça malzemesi	304L/316L
Koruma sınıfı	IP67
Çıkış sinyali aralığı(mA)	4-20
Çıkış gerilim aralığı(V)	8-28
Hassasiyet	≤ ±0,5%

5.1.2 Ölçüm Noktalarının Belirlenmesi

Test edilecek yağ enjeksiyonlu vidalı hava kompresörlerinin soğutma sistemleri aynı konsepte sahiptir. Isı değiştiricilerin performansının analiz edilmesi için yağ ve hava hatlarında ısı değiştiricinin giriş ve çıkış noktalarında ölçüm kanalları belirlenerek basınç vericileri ve RTD PT100 sıcaklık sensörleri

konumlandırılmıştır. Kompresör basınçlı hava hattı çıkışında ise kompresör PLC ekranından okunan basınç değeri için ayrı bir basınç vericileri eklenmiştir. Kompresörün ürettiği kütlesel hava debisi ölçümü için sonik nozul debimetre cihazı kullanılmıştır. Kompresör üzerindeki ölçüm noktalarının gösterimi Şekil 5.4'te belirtildiği gibidir.



Şekil 5.4 Kompresör üzerinde alınan ölçüm noktaları ve şematik gösterimi.

5.1.3 Test Edilecek Kompresör Modellerinin Belirlenmesi

Çalışmada analiz edilen ısı değiştirici testleri yağ enjeksiyonlu vidalı hava kompresörü için 90kW, 110kW, 132kW, 160kW, 200kW, 250kW ve 315kW modellerinde gerçekleştirilmiştir. İlgili modeller için 4 farklı yağ ve hava ısı değiştiricisi modeli analiz edilmiştir. Her ısı değiştirici modeli için ayrı bir soğutma fanı kullanılmaktadır. Test edilen kompresör modelleri ve kullanılan soğutma fanları oluşturulan bir boyutlu matematiksel modele dahil edilmiştir. Test edilen yağ enjeksiyonlu vidalı hava kompresörlerinde kullanılan ısı değiştirici modelleri yağ ısı değiştiricisi ve hava ısı değiştiricisi için Tablo 5.5'de gösterilmiştir.

Tablo 5.5 Hava-hava ve yağ-hava ısı değiştiricisi modelleri.

Kompresör modeli	Hava Isı Değiştiricisi	Yağ Isı Değiştiricisi
MODEL 90kW	H_1	Y_1
MODEL 110kW	H_1	Y_1
MODEL 132kW	H_2	Y_2
MODEL 160kW	H_2	Y_2
MODEL 200kW	H_3	Y_3
MODEL 250kW	H_3	Y_3
MODEL 315kW	H_4	Y_4

Yapılan deneylerde hava ve yağ tarafı için 4 farklı ısı değiştiricisi, 7 farklı güç grubuna ait kompresör modelinde test edilmiştir. Hava-hava tarafına ait ısı değiştiricisi boyutları Tablo 5.6'da belirtilmiştir.

Tablo 5.6 Hava-hava ısı değiştiricisi ölçüleri.

Hava Isı Değiştiricisi	L_1(mm)	L_2(mm)	L_3(mm)
H_1	113	402,5	900
H_2	140	506,8	900
H_3	140	680,5	1100
H_4	140	732,6	1300

Yapılan deneylerde hava ve yağ tarafı için 4 farklı ısı değiştirici, 7 farklı güç grubuna ait kompresör modelinde test edilmiştir. Yağ-hava tarafına ait ısı değiştiricisi boyutları Tablo 5.7'de belirtilmiştir.

Tablo 5.7 Yağ-hava ısı değiştiricisi ölçüleri.

Yağ Isı Değiştiricisi	L_1(mm)	L_2(mm)	L_3(mm)
Y_1	113	935,5	900
Y_2	140	979,8	900
Y_3	140	1112,6	1100
Y_4	140	1053,6	1300

Hava-hava tarafında kullanılan soğutma fanları Tablo 5.8'de belirtilmiştir.

Tablo 5.8 Hava-hava ısı değiştiricisi soğutma fanları.

Hava Isı Değiştiricisi	Çap(mm)	Derinlik(mm)	Devir(rpm)
H_1	500	140	935
H_2	560	160	935
H_3	630	180	949
H_4	630	180	949

Yağ-hava tarafında kullanılan soğutma fanları Tablo 5.9'da belirtilmiştir.

Tablo 5.9 Yağ-hava ısı değiştiricisi soğutma fanları.

Yağ Isı Değiştiricisi	Çap(mm)	Derinlik(mm)	Devir(rpm)
Y_1	630	180	949
Y_2	710	200	968
Y_3	800	224	968
Y_4	900	250	970

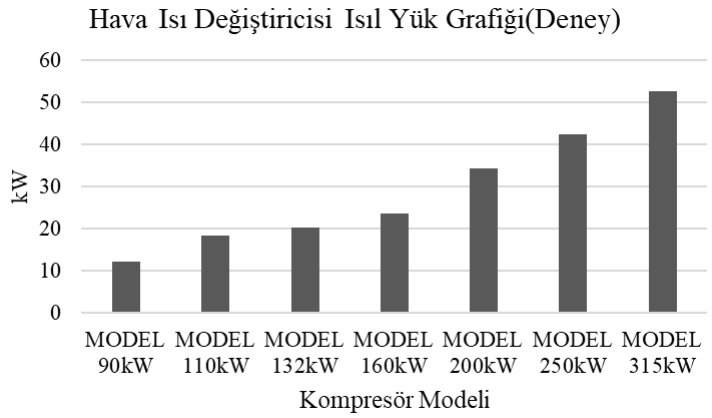
5.1.4 Hava-hava Isı Değiştiricisi Performans Analizi

Hava-hava ısı değiştiricisi için ölçümü yapılan sıcaklık, basınç ve kütlesel hava debisi değerleri Tablo 5.10'da belirtilmiştir.

Tablo 5.10 Hava-hava ısı değiştiricisi ölçüm alınan değerler.

Kompresör Modeli	$T_{c,g}$(°C)	$T_{h,g}$(°C)	$T_{h,ç}$(°C)	m_h(kg/s)
MODEL 90kW	43,81	82,68	45,55	0,33
MODEL 110kW	44,98	96,04	51,6	0,41
MODEL 132kW	44,57	91,02	50,8	0,50
MODEL 160kW	44,8	88,90	49,13	0,59
MODEL 200kW	45,48	92,37	48,39	0,77
MODEL 250kW	44,48	97,19	52,36	0,94
MODEL 315kW	42,84	96,56	50,23	1,13

Deneysel ortamda ölçümü yapılan basınçlı hava giriş ve çıkış sıcaklıkları referans alınarak hesaplanan ısıl yüklerinin gösterildiği grafik Şekil 5.5'te belirtilmiştir.



Şekil 5.5 Deney çıktıları sonucu elde edilen ısıl yükler.

Deneysel koşullarda ölçülen sıcak hava kütlesel debisi, sıcak ve soğuk akışkan için ölçülen giriş sıcaklıkları ve giriş basınçları oluşturulan matematiksel modelde girdi olarak tanımlanmıştır. Matematiksel modelde sıcak ve soğuk akış için hesaplanan j ve f faktörü değerleri Tablo 5.11'de gösterilmiştir.

Tablo 5.11 Hava-hava ısı değiştiricisi ölçüm parametreleri

Kompresör Modeli	j_h	j_c	f_h	f_c
MODEL 90kW	0,0076	0,0059	0,064	0,052
MODEL 110kW	0,0069	0,0059	0,060	0,052
MODEL 132kW	0,0077	0,0055	0,065	0,049
MODEL 160kW	0,0072	0,0054	0,062	0,049
MODEL 200kW	0,0073	0,0055	0,062	0,050
MODEL 250kW	0,0067	0,0055	0,059	0,050
MODEL 315kW	0,0068	0,0055	0,060	0,053

Oluşturulan matematiksel modelde elde edilen genel ısı taşınım katsayısı(UA), NTU değeri ve etkinlik değeri Tablo 5.12'de belirtilmiştir.

Tablo 5.12 Hava ısı değiştiricisi UA, NTU ve ε değeri.

Kompresör Modeli	**UA(W/K)**	**NTU**	**ε(%)**
MODEL 90kW	971,0	3,09	%91,3
MODEL 110kW	1017,8	2,57	%86,2
MODEL 132kW	1480,9	3,09	%90,7
MODEL 160kW	1526,3	2,70	%87,1
MODEL 200kW	2486,6	3,33	%92,2
MODEL 250kW	2571,2	2,85	%88,2
MODEL 315kW	3277,1	3,04	%88,5

Hava-hava ısı değiştiricisi için çıkış sıcaklıklarının hesaplandığı sonuçlar Tablo (5.13)'de gösterildiği gibidir.

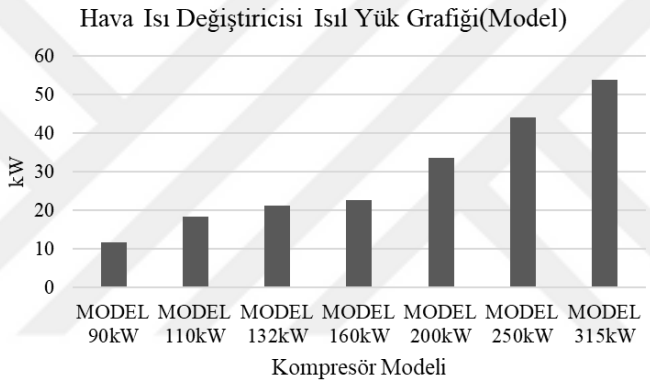
Tablo 5.13 Hava-hava ısı değiştiricisi sıcak hava çıkış sıcaklıkları model çıktıları.

Kompresör Modeli	**$T_{c,g}$(°C)**	**$T_{h,g}$(°C)**	**$T_{h,ç}$(°C)**
MODEL 90kW	43,81	82,68	47,21
MODEL 110kW	44,98	96,04	52,01
MODEL 132kW	44,57	91,02	48,89
MODEL 160kW	44,8	88,90	50,50

Tablo 5.13 Hava-hava ısı değiştiricisi çıkış sıcaklıkları.(devamı)

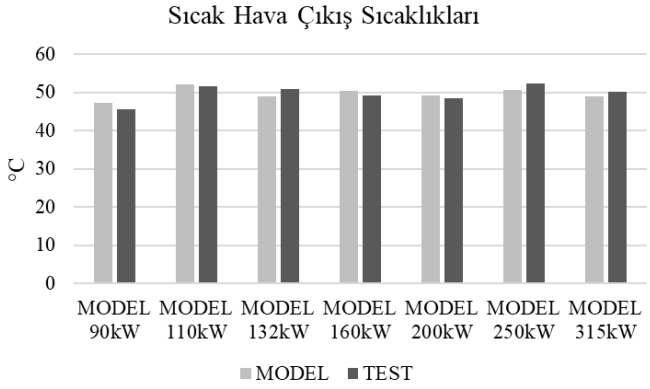
Kompresör Modeli	$T_{c,g}$(°C)	$T_{h,g}$(°C)	$T_{h,ç}$(°C)
MODEL 200kW	45,48	92,37	49,16
MODEL 250kW	44,48	97,19	50,69
MODEL 315kW	42,84	96,56	49,00

Oluşturulan matematiksel model çıktıları sonucu elde edilen çıkış sıcaklıklarına göre hesaplanan ısıl yükler Şekil 5.6'da belirtildiği gibidir.



Şekil 5.6 Model çıktıları sonucu sıcak hava tarafı elde edilen ısıl yükler.

Sıcak hava çıkış sıcaklıkları için ölçümü yapılan değerler ile oluşturulan matematiksel model çıktılarının karşılaştırıldığı grafik Şekil 5.7'de belirtilmiştir.



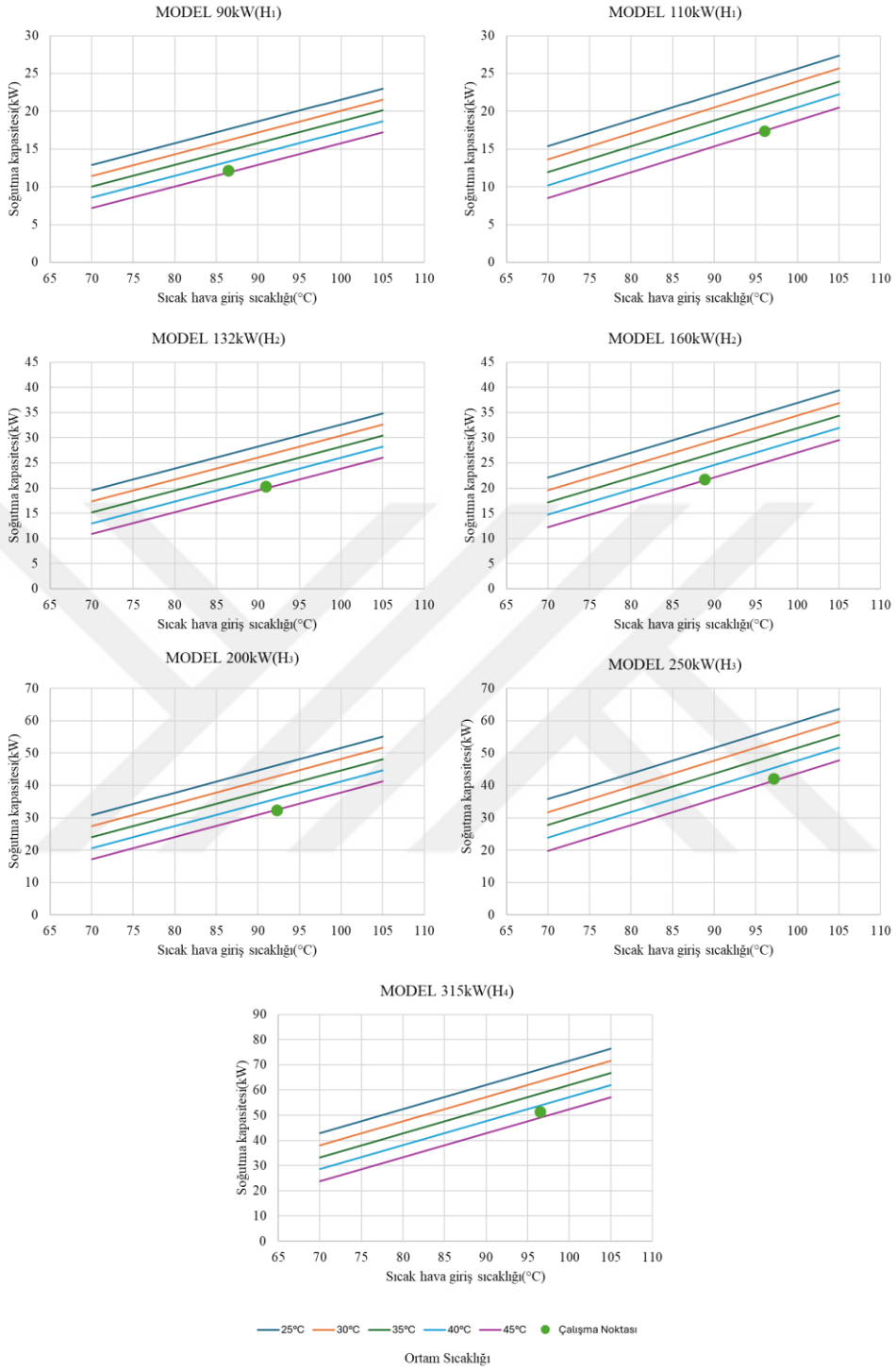
Şekil 5.7 Hava-hava ısı değiştiricisi çıkış sıcaklıkları karşılaştırması.

Sıcak hava çıkış sıcaklıkları için matematiksel model ve deney çıktılarının yüzdesel farkı model bazında Tablo 5.14'te belirtildiği gibidir.

Tablo 5.14 Hava-hava ısı değiştiricisi çıkış sıcaklıkları sonuçlarının karşılaştırılması.

Kompresör Modeli	**Deney(°C)**	**Model(°C)**	**Fark(±)**	**Sapma(%)**
MODEL 90kW	45,55	47,21	1,66	3,5%
MODEL 110kW	51,60	52,01	0,41	0,8%
MODEL 132kW	50,80	48,89	-1,91	-3,9%
MODEL 160kW	49,13	50,50	1,37	2,7%
MODEL 200kW	48,39	49,16	0,77	1,6%
MODEL 250kW	52,36	50,69	-1,67	-3,3%
MODEL 315kW	50,23	49,00	-1,23	-2,5%

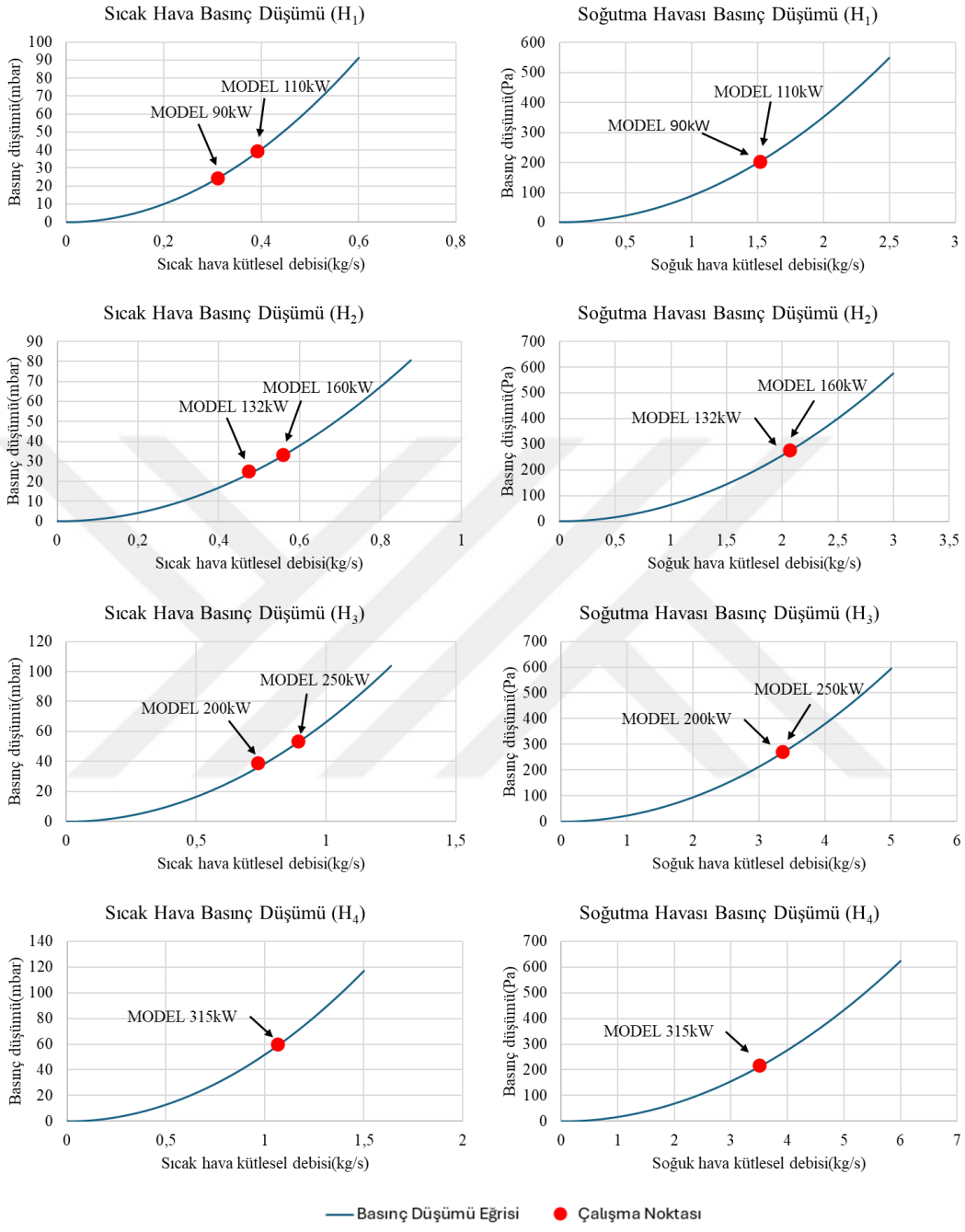
Hava-hava ısı değiştiricisi model çıktılarının deneysel ortamda elde edilen ölçümlerle karşılaştırılması sonucu sıcaklık farkı 1,66°C ile -1,91°C arasında olduğu gözlemlenmiştir. Oluşturulan bir boyutlu matematiksel model üzerinde farklı çalışma koşulları için ısı değiştirici performansı analiz edilmiştir. 25°C ve 45°C arası farklı soğutma havası sıcaklıklarında ve 70°C ile 105°C derece arası farklı sıcak akış giriş sıcaklıkları için ısı değiştiricinin soğutma kapasitesi değişimi incelenmiştir. Elde edilen çıktılar Şekil 5.8'de gösterilmiştir.



Şekil 5.8 Hava-hava ısı değiştiricisi farklı ortam koşulları altında ısıl yük performansı.

Oluşturulan model ile analiz edilen hava ısı değiştiricilerinin sıcak akış ve soğuk akış için farklı kütlesel debilere karşılık gelen basınç düşümü değerleri Şekil 5.9'da

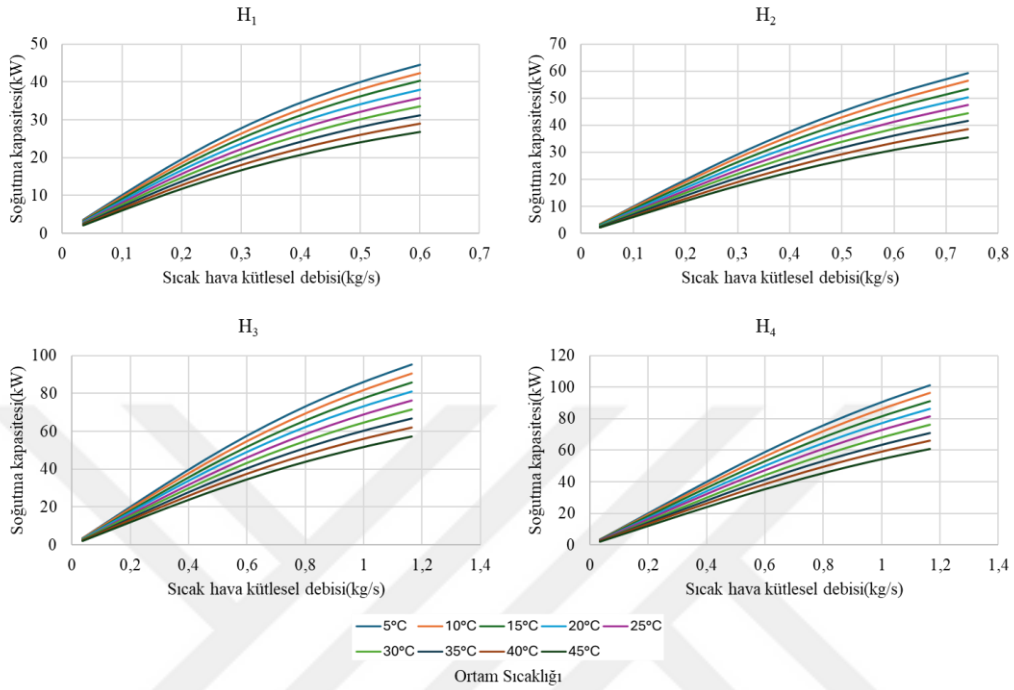
belirtilmiştir. Kompresör modellerinin çalışma noktaları eğriler üzerinde belirtilmiştir.



Şekil 5.9 Hava-hava ısı değiştiricisi sıcak akış ve soğuk akış için farklı kütlesel debilere karşılık gelen basınç düşümü değerlerinin gösterimi.

Kanatlı ve plakalı tip ısı değiştiricisinde sıcak ve soğuk akış tarafı için farklı kütlesel debilere karşılık gelen basınç düşümü miktarlarının hesaplanması, ısı değiştirici boyutlandırması ve fan seçiminin efektif bir şekilde yapılmasına olanak sağlamaktadır. Analiz edilen 4 farklı hava ısı değiştiricisinde farklı ortam

sıcaklıkları için farklı sıcak hava kütlesel debilerinde elde edilen ısıl yük değerleri incelenmiştir. Elde edilen ısıl yük değerleri Şekil 5.10'da belirtilmiştir.



Şekil 5.10 Hava-hava ısı değiştiricisi farklı kütlesel debilerdeki sıcak akış için soğutma kapasitesi.

Farklı sıcak akış kütlesel debileri için analiz edilen 4 farklı ısı değiştiricinin farklı ortam koşullarında soğutma kapasiteleri hesaplanmıştır. Bu hesaplama yapılırken sıcak akışkan giriş sıcaklığı 105°C olarak kabul edilmiştir. Hesaplamalar sonucu 4 farklı hava ısı değiştiricisinin soğutma kapasitesi değişiminde benzer bir yönelim gözlemlenmiştir. Sabit ısı değiştirici boyutunda sıcak akış kütlesel debisinin artımına bağlı olarak ısı transferi miktarı azalarak artmaktadır. Bu noktada sıcak akış kütlesel debisinin artışına bağlı olarak toplam ısı taşınım katsayısı değeri ve sıcak akış ısı kapasitesi artış göstermektedir. Toplam ısı taşınım katsayısındaki meydana gelen artış miktarı ısı kapasitesindeki artış miktarına kıyasla daha düşük olduğu için NTU değeri sıcak hava kütlesel debisi artışına bağlı olarak azalmaktadır. Bu durum etkinlik değerinin azalmasına neden olarak soğutma kapasitesindeki artış miktarını azaltmaktadır. Sıcak hava tarafı ısı transferi hesaplamaları yapılırken f ve j değerlerinin hesaplanması için kullanılan korelasyonda Reynolds sayısı aralığı 500 ile 7500 değerleri arasındadır. Bu aralığı

sağlayan kütlesel debi aralığı, kullanılan hava ısı değiştiricileri için Tablo 5.15'de belirtilmiştir.

Tablo 5.15 Sıcak hava tarafı Reynolds aralığını sağlayan kütlesel hava debileri.

Isı Değiştirici Modeli	$m_{h,min}$(kg/s)	$m_{h,maks}$(kg/s)
H_1	0,032	0,447
H_2	0,047	0,715
H_3	0,064	0,962
H_4	0,083	1,177

5.1.4.1 Hava-hava Isı Değiştiricisi Soğutma Fanı Çalışma Noktası

Soğutma fanları, oluşturulan matematiksel modele fan sağlayıcısının deklare ettiği performans verileri ile dahil edilmiştir. Kompresör modeli özelinde kullanılan ısı değiştiricilerin oluşturduğu dirence göre soğutma fanları farklı geri basınçlarda ve farklı güç tüketimlerinde çalışmaktadır. Fan çalışma noktalarında fan statik basıncı, fan debisi ve fan güç tüketimi değerleri alınmıştır. Hava-hava ısı değiştiricisi için matematiksel modelde alınan soğutma fanı çıktıları Tablo 5.16'da belirtilmiştir.

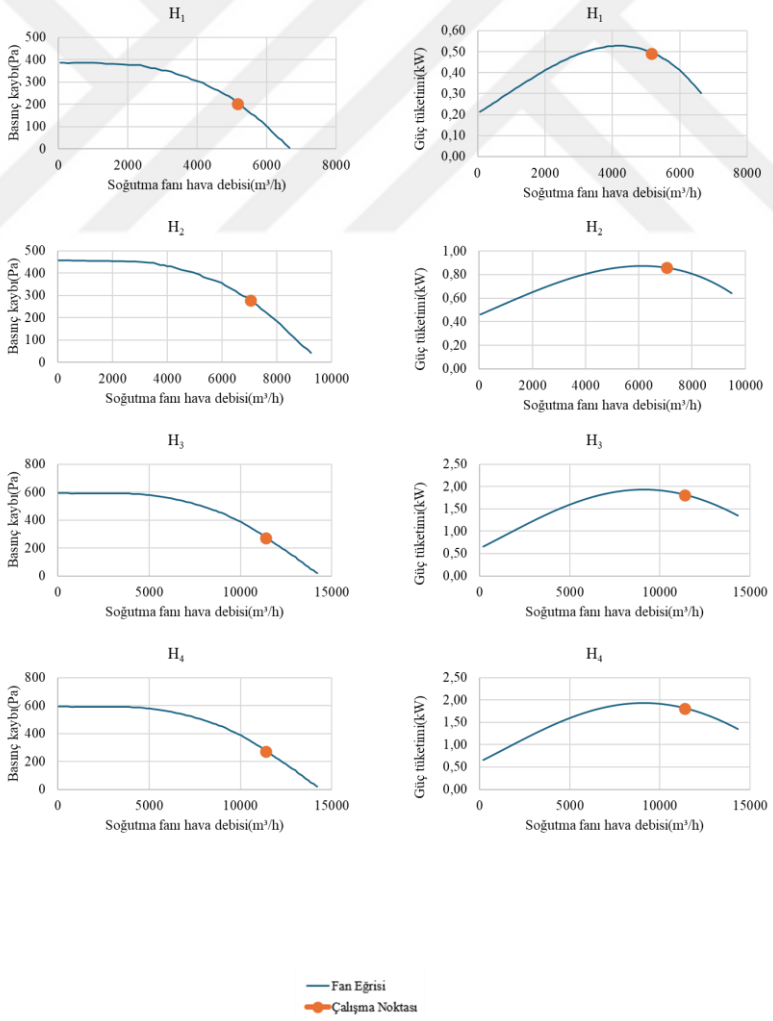
Tablo 5.16 Hava ısı değiştiricisi soğutma fanları çalışma noktası.

Kompresör Modeli	Fan Geri Basıncı(Pa)	Fan Debisi(m^3/h)	Fan Güç Tüketimi(kW)	Fan Verimi(%)
MODEL 90kW	203	5173,6	0,492	59,3
MODEL 110kW	203	5173,6	0,492	59,3
MODEL 132kW	275	7064,6	0,857	62,97
MODEL 160kW	275	7064,6	0,857	62,97

Tablo 5.16 Hava ısı değiştiricisi soğutma fanı çalışma noktası.(devamı)

Kompresör Modeli	Fan Geri Basıncı(Pa)	Fan Debisi(m³/h)	Fan Güç Tüketimi(kW)	Fan Verimi(%)
MODEL 200kW	267	11424,8	1,792	47,28
MODEL 250kW	267	11424,6	1,792	47,28
MODEL 315kW	212	11950,4	1,652	42,6

Hava ısı değiştiricisi için kullanılan soğutma fanlarının oluşturulan bir boyutlu modele göre basınç kaybı ve güç tüketimi çalışma noktaları Şekil 5.11'de gösterilmiştir.



Şekil 5.11 Hava ısı değiştiricisi soğutma fanları çalışma noktaları.

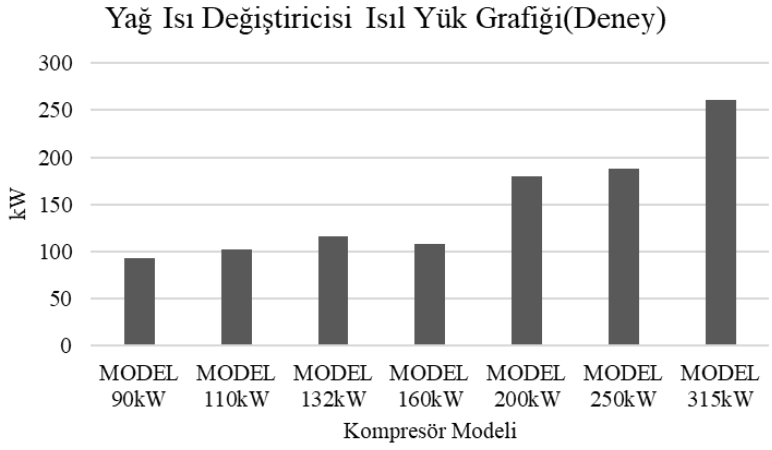
5.1.5 Yağ-hava Isı Değiştiricisi Performans Analizi

Yağ-hava ısı değiştiricisi için ölçümü yapılan sıcaklık, basınç ve kütlesel hava debisi değerleri Tablo 5.17'de belirtilmiştir.

Tablo 5.17 Yağ-hava ısı değiştiricisi ölçüm alınan değerler.

Kompresör Modeli	**$T_{c,g}$(°C)**	**$T_{h,g}$(°C)**	**$T_{h,ç}$(°C)**	**m_y(kg/s)**
MODEL 90kW	43,81	87,28	68,17	2,30
MODEL 110kW	44,98	101,11	80,07	2,30
MODEL 132kW	44,57	93,79	70,06	2,30
MODEL 160kW	44,8	86,26	68,77	2,93
MODEL 200kW	45,48	94,86	67,77	3,13
MODEL 250kW	44,48	99,98	78,80	4,18
MODEL 315kW	42,84	97,82	68,43	4,18

Deneysel ortamda ölçümü yapılan basınçlı hava giriş ve çıkış sıcaklıkları referans alınarak hesaplanan ısıl yüklerinin gösterildiği grafik Şekil 5.12'de belirtilmiştir.



Şekil 5.12 Test çıktıları sonucu sıcak yağ tarafı için elde edilen ısıl yükler.

Kompresör yağı için deklare edilen yağ debisi, deneysel ortamda ölçümü yapılan soğutma havası giriş sıcaklığı, yağ ısı değiştiricisi giriş ve çıkış konumlarından ölçülen sıcaklık ve basınç değerleri oluşturulan bir boyutlu modele girdi olarak tanımlanmıştır. Matematiksel modelde sıcak ve soğuk akış için hesaplanan j ve f faktörü değerleri Tablo 5.18'de gösterilmiştir.

Tablo 5.18 Yağ-hava ısı değiştircisi için hesaplanan j ve f faktörü değerleri.

Kompresör Modeli	**j_h**	**j_c**	**f_h**	**f_c**
MODEL 90kW	0,0921	0,0061	6,23	0,054
MODEL 110kW	0,0793	0,0061	5,74	0,055
MODEL 132kW	0,0975	0,0054	6,43	0,049
MODEL 160kW	0,0940	0,0054	6,31	0,049
MODEL 200kW	0,0907	0,0053	6,18	0,048
MODEL 250kW	0,0757	0,0053	5,59	0,049
MODEL 315kW	0,0835	0,0049	5,90	0,045

Oluşturulan bir boyutlu modelde yağ-hava ısı değiştiricisi için elde edilen genel ısı taşınım katsayısı(UA), NTU değeri ve etkinlik değeri Tablo 5.19'da belirtilmiştir.

Tablo 5.19 Yağ-hava ısı değiştiricisi UA, NTU ve ε değeri.

Kompresör Modeli	**UA(W/K)**	**NTU**	**ε(%)**
MODEL 90kW	2972,4	0,85	%46,9
MODEL 110kW	3025,7	0,87	%47,5
MODEL 132kW	4084,6	0,88	%44,5

Tablo 5.19 Yağ-hava ısı değiştiricisi UA, NTU ve ε değeri.(devamı)

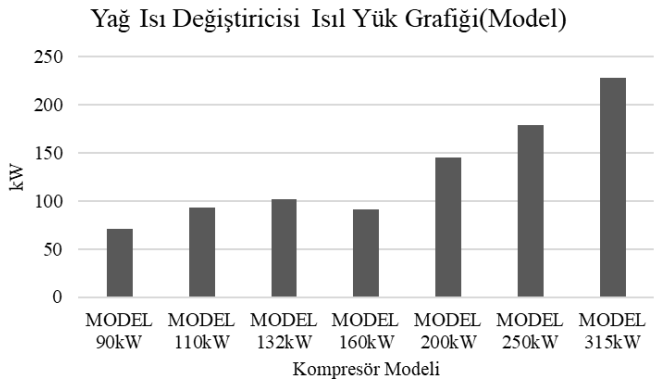
Kompresör Modeli	**UA(W/K)**	**NTU**	**ε(%)**
MODEL 160kW	4152,7	0,89	%47,5
MODEL 200kW	5924,1	0,88	%43,8
MODEL 250kW	6123,4	0,91	%48,1
MODEL 315kW	8680,6	0,93	%44,7

Oluşturulan bir boyutlu modelde sıcak yağ için çıkış sıcaklıklarının hesaplatıldığı sonuçlar Tablo 5.20'de gösterildiği gibidir.

Tablo 5.20 Yağ-hava ısı değiştiricisi sıcak hava çıkış sıcaklıkları model çıktıları.

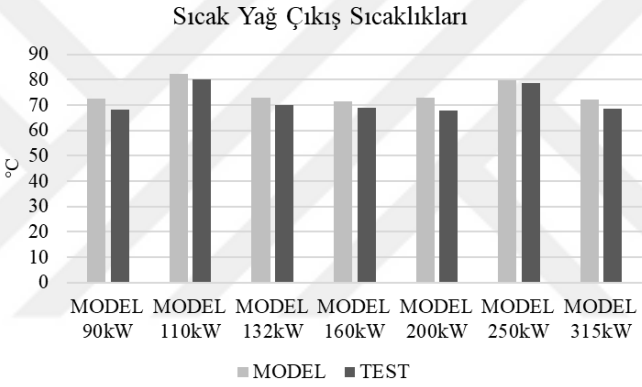
Kompresör Modeli	**$T_{c,g}$(°C)**	**$T_{h,g}$(°C)**	**$T_{h,ç}$(°C)**
MODEL 90kW	43,81	87,27	72,61
MODEL 110kW	44,98	101,10	82,29
MODEL 132kW	44,57	93,79	72,86
MODEL 160kW	44,8	86,26	71,33
MODEL 200kW	45,48	94,86	72,89
MODEL 250kW	44,48	97,98	79,90
MODEL 315kW	42,84	97,82	72,05

Oluşturulan model çıktıları sonucu elde edilen sıcak yağ çıkış sıcaklıklarına göre hesaplanan ısıl yüklerin model bazında gösterildiği grafik Şekil 5.13'te belirtildiği gibidir.



Şekil 5.13 Model çıktıları sonucu sıcak yağ tarafı için elde edilen ısıl yükler.

Sıcak yağ çıkış sıcaklıkları için ölçümü yapılan değerler ile oluşturulan matematiksel model çıktılarının karşılaştırıldığı grafik Şekil 5.14'te belirtilmiştir.



Şekil 5.14 Yağ-hava ısı değiştiricisi çıkış sıcaklıkları karşılaştırması.

Sıcak yağ çıkış sıcaklıkları için matematiksel model ve deney çıktılarının model bazında yüzdesel farkları Tablo 5.21'de belirtilmiştir.

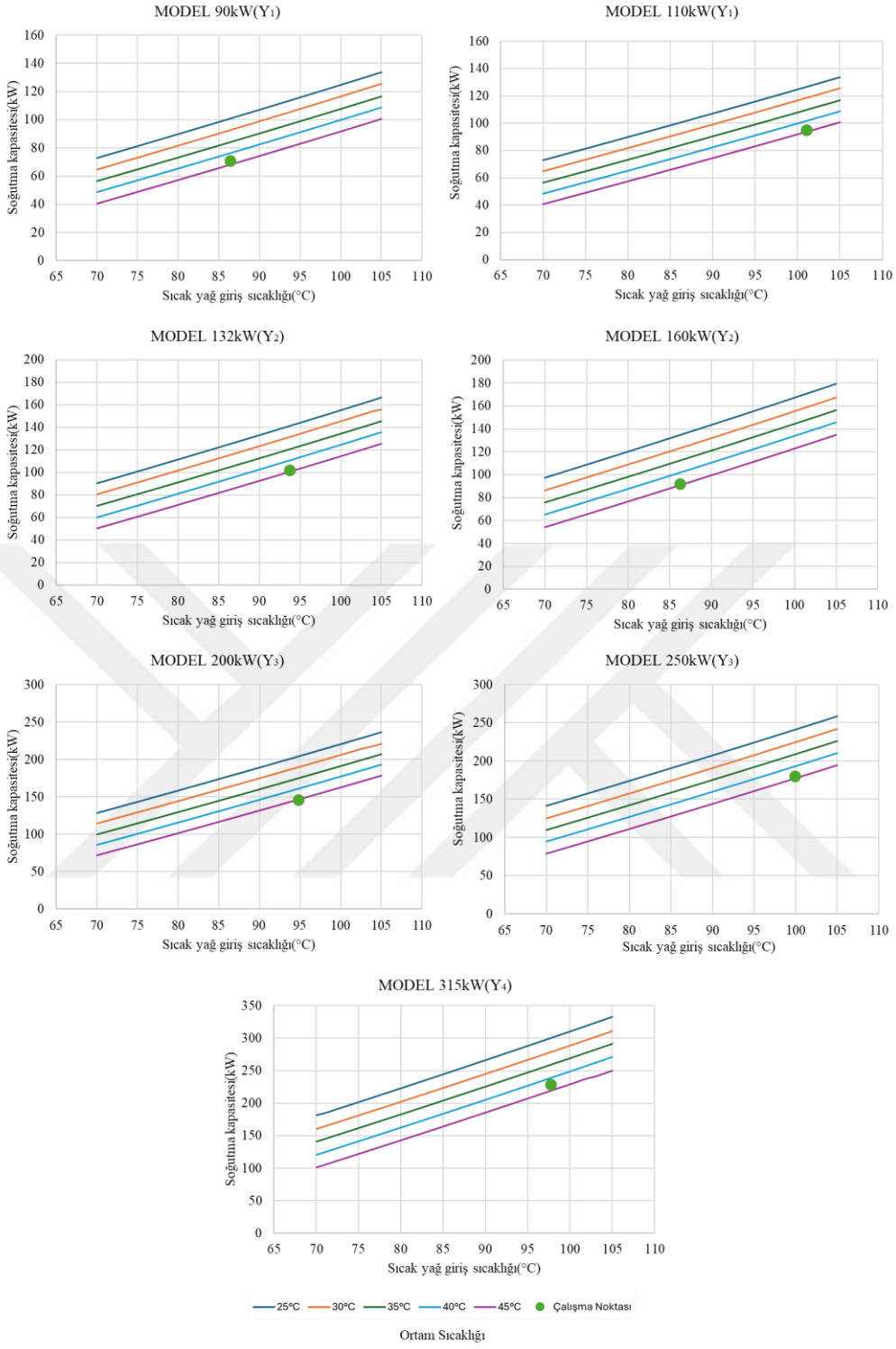
Tablo 5.21 Yağ-hava ısı değiştiricisi çıkış sıcaklıkları sonuçlarının karşılaştırılması.

Kompresör Modeli	**Deney(°C)**	**Model(°C)**	**Fark(±)**	**Sapma(%)**
MODEL 90kW	68,17	72,61	4,44	6,1%
MODEL 110kW	80,07	82,29	2,22	2,7%
MODEL 132kW	70,06	72,86	2,8	3,8%

Tablo 5.21 Yağ-hava ısı değiştiricisi çıkış sıcaklıkları sonuçlarının karşılaştırılması.(devamı)

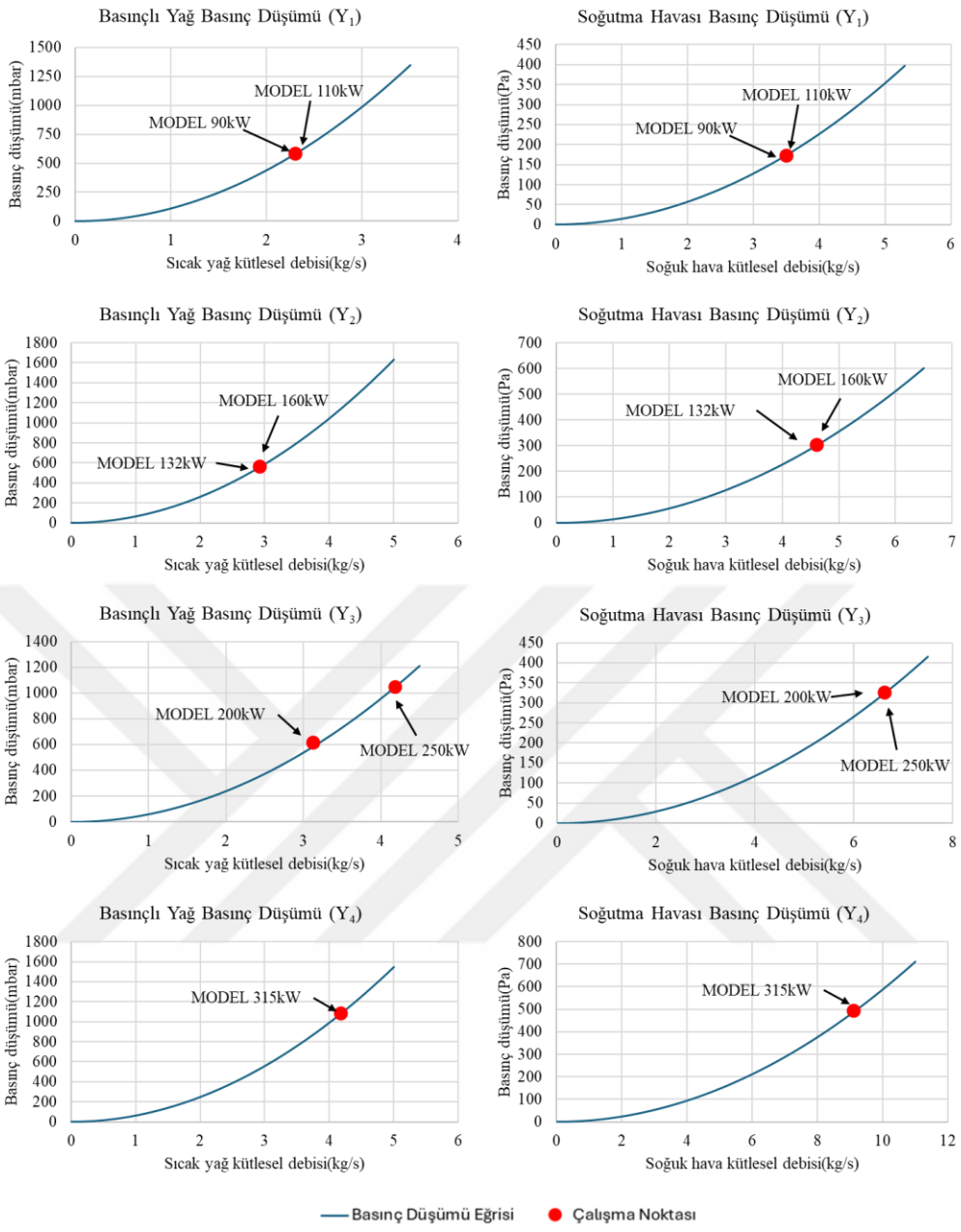
Kompresör Modeli	Deney(°C)	Model(°C)	Fark(±)	Sapma(%)
MODEL 160kW	68,77	71,33	2,56	3,6%
MODEL 200kW	67,77	72,90	5,13	7%
MODEL 250kW	78,80	79,90	1,1	1,4%
MODEL 315kW	68,43	72,05	3,62	5%

Yağ-hava ısı değiştiricisi model çıktılarının deneysel ortamda elde edilen ölçümlerle karşılaştırılması sonucu sıcaklık fark değerleri 1,1°C ile 5,13°C derece arasında olduğu gözlemlenmiştir. Oluşturulan bir boyutlu matematiksel model üzerinde farklı çalışma koşulları için ısı değiştirici performansı analiz edilmiştir. 25°C ve 45°C arası farklı soğutma havası sıcaklıklarında ve 70°C ile 105°C derece arası farklı sıcak akış giriş sıcaklıkları için ısı değiştiricinin soğutma kapasitesi değişimi incelenmiştir. Elde edilen çıktılar Şekil 5.15'te gösterilmiştir.



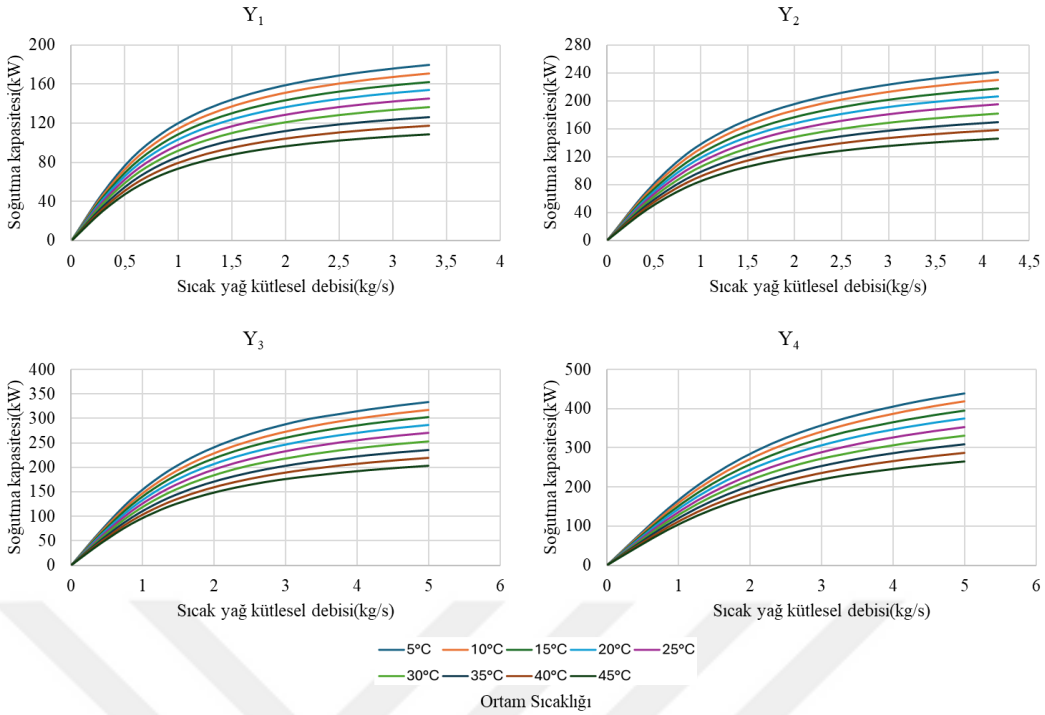
Şekil 5.15 Yağ-hava ısı değiştiricisi farklı ortam koşulları altında ısıl yük performansı.

Oluşturulan model ile analiz edilen yağ ısı değiştiricilerinin sıcak akış ve soğuk akış için farklı kütlesel debilere karşılık gelen basınç düşümü değerleri Şekil 5.16'da belirtilmiştir. Kompresör modellerinin çalışma noktaları eğriler üzerinde belirtilmiştir.



Şekil 5.16 Yağ-hava ısı değiştiricisi sıcak akış ve soğuk akış için farklı kütlesel debilere karşılık gelen basınç düşümü değerlerinin gösterimi.

Kanatlı ve plakalı tip ısı değiştiricisinde sıcak ve soğuk akış tarafı için farklı kütlesel debilere karşılık gelen basınç düşümü miktarlarının hesaplanması, ısı değiştirici boyutlandırması ve fan seçiminin efektif bir şekilde yapılmasına olanak sağlamaktadır. Analiz edilen 4 farklı yağ ısı değiştiricisinde farklı ortam sıcaklıkları için farklı sıcak yağ kütlesel debilerinde elde edilen ısıl yük değerleri incelenmiştir. Yağ-hava ısı değiştiricisinde sıcak yağ kütlesel debisine karşılık soğutma kapasitesindeki değişim Şekil 5.17'de gösterilmiştir.



Şekil 5.17 Yağ-hava ısı değiştiricisi sıcak akış ve soğuk akış için farklı kütlesel debilere karşılık gelen basınç düşümü değerlerinin gösterimi.

Farklı sıcak yağ kütlesel debileri için analiz edilen 4 farklı ısı değiştiricinin farklı ortam koşullarında soğutma kapasiteleri hesaplanmıştır. Bu hesaplama yapılırken hava ısı değiştiricisi tarafında olduğu gibi sıcak akış giriş sıcaklığı 105°C olarak sabit kabul edilmiştir. Hesaplamalar sonucunda 4 farklı yağ ısı değiştiricisinin soğutma kapasitesi değişiminde benzer bir yönelim gözlemlenmiştir. Sabit ısı değiştirici boyutunda sıcak akış kütlesel debisinin artımına bağlı olarak ısı transferi miktarı azalarak artmıştır. Daha önce hava ısı değiştiricisinde de gözlemlendiği üzere sıcak akış kütlesel debisinin artışına bağlı olarak toplam ısı taşınım katsayısı değeri ve sıcak akış ısı kapasitesi artış göstermektedir. Toplam ısı taşınım katsayısındaki meydana gelen artış miktarı ısı kapasitesindeki artış miktarına kıyasla daha düşük olduğundan NTU değeri sıcak yağ kütlesel debi miktarındaki artışa bağlı olarak azalmaktadır. NTU değerindeki azalış etkinliği azaltarak transfer edilebilecek ısı miktarını azaltmıştır. Sıcak yağ tarafı ısı transferi hesaplamaları yapılırken f ve j değerlerinin hesaplanması için kullanılan korelasyonda Reynolds sayısı aralığı 30 ile 500 değerleri arasındadır. Bu aralığı sağlayan kütlesel debi aralığı, kullanılan hava ısı değiştiricileri için Tablo 5.22'de gösterilmiştir.

Tablo 5.22 Sıcak yağ tarafı Reynolds aralığını sağlayan kütlesel hava debileri.

Isı Değiştirici Modeli	$m_{h,min}$(kg/s)	$m_{h,maks}$(kg/s)
Y_1	1,82	13,62
Y_2	2,14	17,74
Y_3	2,86	20,05
Y_4	3,93	24,76

Yağ ısı değiştiricisi sıcak akış tarafı kütlesel yağ debileri ele alındığında gerçekleştirilen deney ve model çıktıları 7 bar çalışma basıncında alınmıştır. İlgili kompresör serisinin minimum nominal çalışma basıncı 7bar seviyesidir. Kompresör yağ debisi, çalışma basıncı artışı ile oluşan fark basıncına bağlı olarak artış göstermektedir. Oluşturulan bir boyutlu modelde yağ ısı değiştiricisi sıcak akış geometrisi incelendiğinde ilgili serinin çalışma basınç aralığındaki kütlesel debi miktarları kullanılan korelasyon için belirtilen Reynolds aralığını sağlamaktadır.

5.1.5.1 Yağ-hava Isı Değiştiricisi Soğutma Fanı Çalışma Noktası

Yağ ısı değiştiricisi soğutma fanları, hava ısı değiştiricisi soğutma fanlarında da olduğu üzere fan sağlayıcısının deklare ettiği performans verileri ile bir boyutlu matematiksel modele dahil edilmiştir. Yağ ısı değiştiricilerinde kullanılan soğutma fanlarının fan geri basıncı, fan debisi ve güç tüketim verileri bir boyutlu matematiksel modelde hesaplanmıştır Yağ ısı değiştiricisi için hesaplanan veriler Tablo 5.23'de gösterilmiştir.

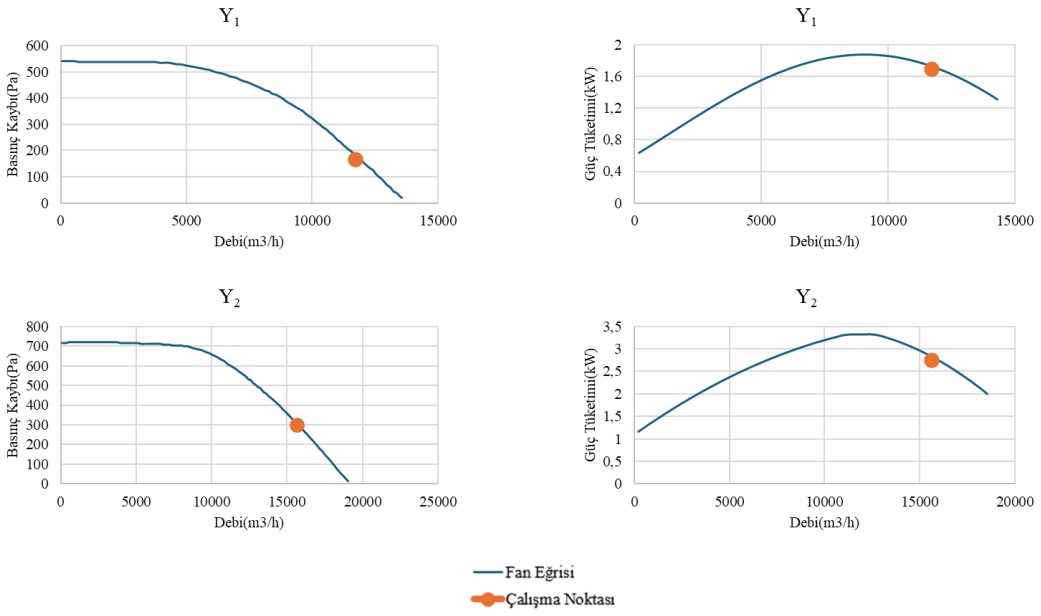
Tablo 5.23 Yağ-hava ısı değiştiricisi soğutma fanları çalışma noktası.

Kompresör Modeli	Fan Geri Basıncı(Pa)	Fan Debisi(m^3/h)	Fan Güç Tüketimi(kW)	Fan Verimi(%)
MODEL 90kW	168	11739,9	1,68	32,61

Tablo 5.23 Yağ-hava ısı değiştiricisi soğutma fanları çalışma noktası.(devamı)

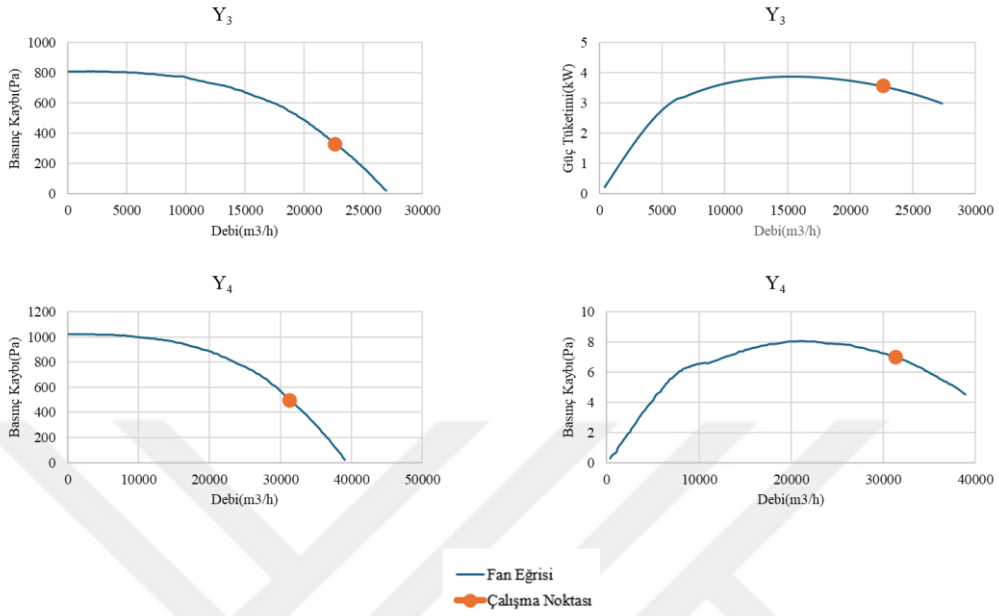
Kompresör Modeli	Fan Geri Basıncı(Pa)	Fan Debisi(m^3/h)	Fan Güç Tüketimi(kW)	Fan Verimi(%)
MODEL 110kW	168	11739,9	1,68	32,61
MODEL 132kW	298	15662,7	2,71	47,84
MODEL 160kW	298	15662,7	2,71	47,84
MODEL 200kW	325	22674	3,55	57,66
MODEL 250kW	325	22674,2	3,55	57,66
MODEL 315kW	493	31346,5	6,96	61,68

Y_1 ve Y_2 ısı değiştiricileri için kullanılan soğutma fanlarının, oluşturulan bir boyutlu modele göre basınç kaybı ve güç tüketimi çalışma noktaları Şekil 5.18'de gösterilmiştir.



Şekil 5.18 Y_1 ve Y_2 ısı değiştiricileri soğutma fanları çalışma noktaları.

Y_3 ve Y_4 ısı değiştiricileri için kullanılan soğutma fanlarının, oluşturulan bir boyutlu modele göre basınç kaybı ve güç tüketimi çalışma noktaları Şekil 5.19'da gösterilmiştir.



Şekil 5.19 Y_3 ve Y_4 ısı değiştiricileri soğutma fanları çalışma noktaları.

5.2 Belirsizlik Analizi

Deneysel çalışma esnasında kullanılan ölçüm aletlerinin ölçüm hassasiyetleri doğrultusunda ölçüm belirsizlikleri meydana gelmektedir. Deneysel çalışmada elde edilen sonuçlar doğrultusunda belirsizlik analizi Kline ve McClintock[16] yöntemi ile yapılmıştır.

5.2.1 Isıl Yüklerin Belirsizlik Analizi

Yapılan çalışmada yağ enjeksiyonlu vidalı hava kompresörleri için 7 farklı kompresör modelinde hava ve yağ ısı değiştiricilerinin performansı incelenmiştir. Alınan ölçümler sonucu ısıl yüklerde meydana gelen belirsizlik analizinin yapılabilmesi için analiz denklemleri oluşturulmuştur. Isıl yük kütlesel debi ve sıcaklık farkının bir fonksiyonudur. Bu eşitliği veren ifade (5.2) numaralı denklemde belirtilmiştir.

$$Q = f(\dot{m}, \Delta T) \tag{5.2}$$

Sıcak hava tarafı için giriş sıcaklığı, çıkış sıcaklığı ve kütlesel debi değişiminin ısıl yük miktarının değişimine olan oranını ifade eden eşitlik sırası ile (5.3), (5.4) ve (5.5) numaralı denklemlerde belirtilmiştir.

$$\frac{\partial Q_a}{\partial T_{h,g}} = \left(1 - \frac{T_{h,ç}}{T_{h,g}}\right) \dot{m}_a c_a \tag{5.3}$$

$$\frac{\partial Q_a}{\partial T_{h,ç}} = \left(\frac{T_{h,g}}{T_{h,ç}} - 1\right) \dot{m}_a c_a \tag{5.4}$$

$$\frac{\partial Q_h}{\partial \dot{m}_h} = \Delta T_a c_a \tag{5.5}$$

Sıcak yağ tarafı için giriş sıcaklığı, çıkış sıcaklığı ve kütlesel debi değişiminin ısıl yük miktarının değişimine olan oranını ifade eden eşitlik sırası ile (5.6), (5.7) ve (5.8) numaralı denklemlerde belirtilmiştir.

$$\frac{\partial Q_y}{\partial T_{y,g}} = \left(1 - \frac{T_{h,ç}}{T_{h,g}}\right) \dot{m}_y c_y \tag{5.6}$$

$$\frac{\partial Q_y}{\partial T_{y,ç}} = \left(\frac{T_{y,g}}{T_{y,ç}} - 1\right) \dot{m}_y c_y \tag{5.7}$$

$$\frac{\partial Q_y}{\partial \dot{m}_y} = \Delta T_y c_y \tag{5.8}$$

Sıcak hava tarafı ısıl yüklerin belirsizliğini veren ifade (5.9) numaralı denklemde belirtildiği gibidir.

$$U_{Q,a} = \pm \sqrt{\left[\left(\frac{\partial Q_a}{\partial T_{h,g}} \omega_{T_{h,g}}\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_a}{\partial T_{h,ç}} \omega_{T_{h,ç}}\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_a}{\partial \dot{m}_h} \omega_{\dot{m}_a}\right)^2\right]} \tag{5.9}$$

Sıcak yağ tarafı ısıl yüklerin belirsizliğini veren ifade (5.10) numaralı denklemde belirtildiği gibidir.

$$U_{Q,y} = \pm \sqrt{\left[\left(\frac{\partial Q_y}{\partial T_{y,g}} \omega_{T_{y,g}}\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_y}{\partial T_{y,ç}} \omega_{T_{y,ç}}\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_y}{\partial \dot{m}_y} \omega_{\dot{m}_y}\right)^2\right]} \tag{5.10}$$

Isıl yüklerin kompresör modeli bazında hava ve yağ ısı değiştiricileri için belirsizlik değerleri Tablo 5.24'te gösterilmiştir.

Tablo 5.24 Isıl yüklerin belirsizlik analizi.

Kompresör Modeli	**$U_{Q,a}$(±kW)**	**$U_{Q,y}$(±kW)**
MODEL 90kW	0,2	0,4
MODEL 110kW	0,24	0,45
MODEL 132kW	0,22	0,5
MODEL 160kW	0,22	0,37
MODEL 200kW	0,24	0,57
MODEL 250kW	0,24	0,45
MODEL 315kW	0,25	0,62

6
SONUÇ

Bu çalışmada yağ enjeksiyonlu vidalı hava kompresörleri için kullanılan hava soğutmalı çapraz akışlı kanatlı ve plakalı tip ısı değiştiricilerin performans analizi gerçekleştirilmiştir. 90kW ile 315kW arasında 7 farklı güç grubuna ait 4 farklı hava-hava ve yağ-hava ısı değiştiricisi literatürdeki uygun yöntemler kullanılarak bir boyutlu olarak modellenmiştir. Modelde her bir yağ-hava ve hava-hava ısı değiştiricisinin soğuk hava geçişini sağlayan soğutma fanı verileriyle entegre edilerek ısı değiştiricilerin oluşturduğu farklı basınçlar için doğru fan debileri elde edilmiştir.

Belirlenen yağ enjeksiyonlu vidalı hava kompresörleri için deneysel ortamda debi, sıcaklık ve basınç değeri ölçümleri alınmıştır. Ölçüm cihazlarının hassasiyet değerleri özelinde ısıl yüklere etki eden belirsizlik analizi yapılarak doğruluk artırılmıştır. Deneysel ortamda elde edilen veriler, oluşturulan bir boyutlu matematiksel modelde girdi olarak tanımlanıp model çıktıları alınmıştır. Deneysel çıktılar ile model çıktıları incelendiğinde sıcak akışkan çıkış sıcaklıkları arasındaki fark hava-hava ısı değiştiricisinde -1,23°C ile 1,66°C arasında, yağ-hava ısı değiştiricisinde 1,1°C ile 5,13°C arasında olduğu gözlemlenmiştir. Bu veriler ışığında oluşturulan bir boyutlu model farklı çalışma koşulları için analiz edilmiştir.

Yapılan çalışma ile giriş sıcaklıkları, kanat geometrisi, kütlesel debi değişimleri ve fan çalışma noktası gibi kritik parametrelerin etkisi incelenmiştir. Çalışma, her bir kompresör modeli özelinde soğutma kapasitesinin, farklı ortam soğutma havası sıcaklıklarında, sıcak hava ve sıcak yağ tarafı için ısı değiştiricisine farklı giriş sıcaklıklarında nasıl değiştiğini gösteren önemli bulgular sunmuştur. Elde edilen çıktılar sonucunda analiz edilen ısı değiştiricisini kullanan bir kompresör modelinin farklı ortam koşullarındaki performansı test edilmeden tahmin edilebilmektedir. Analiz edilen farklı çalışma koşullarından bir diğeri farklı sıcak akış ve soğuk akış kütlesel debilerinde, farklı soğutma havası ortam sıcaklıklarına göre elde edilen

soğutma kapasitesi ve basınç düşümü değerleridir. Bu çıktılar sonucunda analiz edilen kanatlı ve plakalı tip bir ısı değiştiricisinin farklı kompresör modellerinde sistem gereksinimlerini karşılaması durumunda kullanılabilirliğine karar verilebilmektedir. Literatürde geliştirilen modeller incelendiğinde sıcak ve soğuk hava tarafında Colburn faktörü ve sürtünme faktörü değerleri korelasyonları, incelenen ısı değiştiricisi geometrisi ve çalışma koşulları altında uygun bir Reynolds sayısı aralığı sunarken, sıcak yağ tarafı için kullanılan korelasyonların çalışma koşullarından daha düşük kütlesel yağ debileri için ilgili Reynolds aralığının dışında kaldığı gözlemlenmiştir. Bu durum mevcut korelasyonların yetersiz olduğunu göstermektedir. Çalışma yağı akışkanının düşük kütlesel debilerdeki ısıl performansının analiz edilebilmesi için düşük Reynolds sayılarında geçerli olacak yeni korelasyonlar geliştirilmelidir.

Yağ enjeksiyonlu vidalı hava kompresörleri için soğutma sistemi tasarımında ısı değiştiricisi ile soğutma fanının bütünleşmiş bir modelde analiz edilmesi soğutma sisteminin performansını optimize ederek çevresel etkileri minimize etmek ve enerji verimliliğini artırmak adına önemli bir araç olmuştur. Oluşturulan model ile gelecekte yağ enjeksiyonlu vidalı hava kompresörlerinin farklı çalışma koşullarındaki enerji verimliliği üzerine yapılan çalışmaların artırılması, ısı değiştiricilerin daha geniş veri örneklemleri ile test edilmesi daha kapsamlı sonuçların elde edilmesine imkân sağlayacaktır.

Yapılan çalışma yalnızca yağ enjeksiyonlu vidalı hava kompresörleri için değil, soğutma sisteminde kanatlı ve plakalı tip ısı değiştiricisi kullanan diğer endüstriyel sistemler için de uyarlanabilir bir fırsat sunmaktadır.

Sonuç olarak yapılan çalışma, teorik yöntemlerin deneysel veriler ile doğrulanması ile yağ enjeksiyonlu vidalı hava kompresörlerinde soğutma sistemi parametrelerinin doğru bir şekilde analiz edilmesine olanak sağlamaktadır. Geliştirilen model verimli bir soğutma sistemi tasarımı için önemli bir fırsat sunmakta olup, test gereksinimlerini azaltarak çevresel etkileri minimize edip endüstriyel süreçlerin daha çevre dostu bir hale gelmesini sağlamıştır.

KAYNAKÇA

[1] Shah, R.K., Sekulić, D. P., "Fundamentals Of Heat Exchanger Design", John Wiley & Sons, ABD, 2003.

[2] Holman, J. P., "Heat Transfer", 10. Baskı, Mc-Graw Hill, ABD, 2010.

[3] Kakaç, S., Liu, H., & Pramuanjaroenkij, A. (2002). Heat exchangers: selection, rating, and thermal design. CRC press.

[4] Giampaolo, T., "Compressor Handbook – Principles And Practice", 1. Baskı, The Fairmont Press, Lilburn/ABD, 2010.

[5] Çengel, Y., Ghajar., A. J., "Heat And Mass Transfer", 4. Baskı, Mc-Graw Hill, ABD, 2011.

[6] Kays, W. M., London., A. L., "Compact Heat Exchangers", 3. Baskı, Krieger Publishing Company, India, 2018.

[7] Bergman T. L. Incropera F. P. DeWitt D. P. & Lavine A. S. (2011). Fundamentals of heat and mass transfer. John Wiley & Sons.

[8] Dong, J., Chen, J., Chen, Z., & Zhou, Y. (2007). Air-side thermal hydraulic performance of offset strip fin aluminum heat exchangers. Applied Thermal Engineering, 27(2-3), 306-313.

[9] Guo, L., Chen, J., Qin, F., Chen, Z., & Zhang, W. (2008). Empirical correlations for lubricant side heat transfer and friction characteristics of the HPD type steel offset strip fins. International Communications in Heat and Mass Transfer, 35(3), 251-262.

[10] Junqi, D., Jiangping, C., Zhijiu, C., Yimin, Z., & Wenfeng, Z. (2007). Heat transfer and pressure drop correlations for the wavy fin and flat tube heat exchangers. Applied Thermal Engineering, 27(11-12), 2066-2073.

[11] Harsch, V. (2007). Otto von Guericke (1602–1686) and His Pioneering Vacuum Experiments. Aviation, space, and environmental medicine, 78(11), 1075-1077.

[12] Manglik, R. M., & Bergles, A. E. (1995). Heat transfer and pressure drop correlations for the rectangular offset strip fin compact heat exchanger. Experimental Thermal and Fluid Science, 10(2), 171-180.

[13] Bleier, F.P., (1997). Fan Handbook: Selection, Application and Design, First Edition, Mc Graw-Hill Book Co., New York.

[14] Lee, H. (2022). Thermal design: heat sinks, thermoelectrics, heat pipes, compact heat exchangers, and solar cells. John Wiley & Sons.

[15] Thulukkanam, K., "Heat Exchanger Design Handbook", 2. Baskı, CRC Press, ABD, 2013.

[16] Kline, S.J. ve McClintock, F. A., (1953).”Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments”, Mechanical Engineering, 75:3-9.

[17] Manson, S. V. (1950). Correlations of heat-transfer data and of friction data for interrupted plane fins staggered in successive rows (No. NACA-TN-2237).

[18] Wieting, A. R. (1975). Empirical correlations for heat transfer and flow friction characteristics of rectangular offset-fin plate-fin heat exchangers.

[19] Mochizuki, S., Yagi, Y., & Yang, W. J. (1987). Transport phenomena in stacks of interrupted parallel-plate surfaces. Experimental Heat Transfer An International Journal, 1(2), 127-140.

[20] Kedam, N. (2021). Heat transfer factor j and friction factor f correlations for offset strip fin and wavy fin of compact plate-fin heat-exchangers. Case Studies in Thermal Engineering, 28, 101552.

[21] Zhang, J., Kundu, J., & Manglik, R. M. (2004). Effect of fin waviness and spacing on the lateral vortex structure and laminar heat transfer in wavy-plate-fin cores. International Journal of Heat and Mass Transfer, 47(8-9), 1719-1730.

[22] Metwally, H. M., & Manglik, R. M. (2004). Enhanced heat transfer due to curvature-induced lateral vortices in laminar flows in sinusoidal corrugated-plate channels. International Journal of Heat and Mass Transfer, 47(10-11), 2283-2292.

TEZDEN TÜRETİLMİŞ YAYINLAR

Konferans Bildirileri

1. Deniz, A, S.”One-Dimensional Modelling And Experimental Analysis of Fin And Plate Type Heat Exchangers In Oil Injected Screw Air Compressors”, 16th International Conference on Engineering & Natural Sciences, 2024, pp.59-60.