

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

KOMPRESÖRLERDE SOĞUTMA SİSTEMİ OPTİMİZASYONU

PELİN ALEMDAĞ

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ENERJİ PROGRAMI**

**DANIŞMAN
DOÇ. DR. LEVENT YÜKSEK**

İSTANBUL, 2019

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

KOMPRESÖRLERDE SOĞUTMA SİSTEMİ OPTİMİZASYONU

PELİN ALEMDAĞ tarafından hazırlanan tez çalışması 28.03.2019 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Doç. Dr. Levent Yüksek
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Muammer Özkan
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Levent Yüksek
Yıldız Teknik Üniversitesi

Dr. Öğr. Üyesi Hacı Abdullah Taşdemir
İstanbul Teknik Üniversitesi

Bu alışma, DALGAKIRAN MAKİNA SAN. VE TİC. A.ř. tarafından yürütölen TUBİTAK Sanayi Arge Projelerini Destekleme Programı'nın 3160721 numaralı projesi ile desteklenmiştir.

ÖNSÖZ

Bu tez çalışmasında, endüstride yaygın olarak kullanılmakta olan kompresörlerin soğutma sisteminde yer alan ekipmanların, minimum enerji tüketimi için boyutsal optimizasyonu yapılmıştır. Optimizasyon modeli oluşturulurken, soğutma sisteminde kullanılan radyatörlerin ısı yük hesapları için matematik model oluşturulmuştur. Model, MATLAB programıyla çözümlenerek, ideal çalışma koşulu olan sistem basınç kayıplarının en düşük olduğu boyutlar doğrultusunda radyatör ve fan tasarımları gerçekleştirilmiştir. Soğutma grubunun performansı kompresör üzerinde test edilerek, model doğrulanmıştır.

Sistem tasarımı süresince değerli bilgi ve yönlendirmelerinden dolayı çalışma arkadaşlarıma ve gerekli teçhizat ve donanım sağlayan Dalgakıran Kompresör San. ve Tic. Ltd. Şti.'ye teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmalarım süresince, değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren tez danışmanım Doç. Dr. Levent Yüksek'e, eğitim hayatım boyunca bana ışık olan tüm öğretmenlerime ve başöğretmenimiz Mustafa Kemal ATATÜRK'e saygılarımı sunarım.

Hayatımın her döneminde beni maddi ve manevi destekleyen sevgili annem Sabire ALEMDAĞ ve babam Cemal ALEMDAĞ'a, biricik kardeşim Orkun ALEMDAĞ'a ve son olarak da çalışmayı bitirmem için beni sürekli cesaretlendiren ve çalışmalarımın her evresinde yanımda olan sevgili eşim Yükselen PINAR'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Mart, 2019

Pelin ALEMDAĞ

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ.....	vii
KISALTMA LİSTESİ.....	ix
ŞEKİL LİSTESİ.....	x
ÇİZELGE LİSTESİ	xii
ÖZET	xiii
ABSTRACT.....	xv
BÖLÜM 1	
GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı	5
1.3 Hipotez.....	6
BÖLÜM 2	
BASINÇLI HAVA SİSTEMLERİ.....	7
2.1 Yağsız Vida Tarihçesi, Özellikleri ve Çalışma Prensibi	10
2.2 Vidalı Kompresörlerde Isı Transfer Yöntemleri.....	12
2.3 Kondüksiyonla Isı Transferi	13
2.4 Konveksiyonla Isı Transferi	13
2.5 Radyasyonla Isı İletimi.....	14
2.6 Hava Soğutmalı Vidalı Kompresörlerdeki Soğutma Sistemi Ekipmanları .	15
2.7 Ön Soğutucu ve Radyatör	15
2.8 Fan.....	18
2.8.1 Aksiyal fanlar	19
2.8.2 Radyal (Santrifüj) Fanlar	19
BÖLÜM 3	
YAĞSIZ VIDALI KOMPRESÖRLERDE SOĞUTMA SİSTEMİ TASARIM PARAMETRELERİ	22

3.1	Yağsız Vidalı Kompresörlerde Radyatör Tasarım Parametreleri.....	24
3.2	Yağsız Vidalı Kompresörlerde Fan Tasarım Parametreleri.....	25
3.3	Soğutma Sistemi Tasarımları	29
3.4	Soğutma Odasının Kompresör Kabini İçerisindeki Konumunun Tayini	30
BÖLÜM 4		
YAĞSIZ VİDALI KOMPRESÖRDE SOĞUTMA SİSTEMİNİN MODELLENMESİ		31
4.1	Matematik Modelin Metodolojisi.....	32
4.2	Radyatör Alt Modeli ve Program Akışı.....	40
4.3	Fan Alt Modeli.....	45
4.4	Soğutma Sisteminin Konsept Tasarımının Yapılması	48
4.5	Soğutma Sisteminin Kabin İçerisindeki Konumunun Tayin Edilmesi	51
BÖLÜM 5		
DENEYSEL ÇALIŞMA SONUÇLARI.....		54
5.1	Test Sırasında Kullanılan Cihazlar	54
5.1.1	Soğutma Performans Testleri	55
5.2	Test Sonuçları.....	60
BÖLÜM 6		
KOMPRESÖRLERDE SOĞUTUCU EKİPMANLARIN MALİYET ANALİZİ.....		70
6.1	Kompresör Sisteminde Oluşan Basınç Kaybı Maliyetleri	70
6.2	Belirsizlik Analizi.....	71
6.2.1	Isıl Yüklerin Belirsizlik Analizi	72
6.2.2	Özgül Güç Tüketiminin Belirsizlik Analizi	73
BÖLÜM 7		
SONUÇ VE ÖNERİLER		75
KAYNAKLAR		77
EK-A		
MATLAB KODLARI		79
ÖZGEÇMİŞ		93

SİMGE LİSTESİ

A	Soğutucu alanı (m ²)
A_{ff}	Efektif alan (m ²)
C	Isıl kapasite (W/K)
cp	Sabit basınçtaki özgül ısı (J/kg.K)
C_r	Kritik ısıl kapasite oranı
D_h	Hidrolik çap (m)
Dh	Islak çevre (m)
dT	Sıcaklık farkı
f	Sürtünme faktörü
G	Kütlesel hız (kg/s m ²)
h	Fin yüksekliği (mm)
H	Isı transfer katsayısı (W/m ² K)
j	Colburn faktörü
k	Isı iletim katsayısı (W/m.K)
l	Fin uzunluğu (mm)
L	Akış geçiş uzunluğu (m)
Lh	Radyatör yüksekliği (mm)
Lw	Radyatör genişliği (mm)
$\dot{m}$	Kütlesel debi (kg/s)
N	Lamel sayısı
ΔP	Basınç farkı (Pa)
P_{imp}	Fan kanatlarındaki basınç kaybı (Pa)
P_{suc}	Emiş yönündeki basınç kaybı (Pa)
P_1	Hava giriş basıncı (Pa)
P_2	Hava çıkış sıcaklığı (°C)
Pr	Prandl sayısı
P_w	Fanın güç tüketimi (W)
P_x	Birinci kademe çıkış basıncı (Bar)
q	Isı geçişi (W)
q''	Isı akısı (W/m ²)
Re	Reynolds Sayısı
s	Fin genişliği

St	Stanton sayısı
SP	Statik basınç (Pa)
t	Fin kalınlığı (mm)
T	Sıcaklık (K)
T_1	Hava giriş sıcaklığı
T_2	Hava çıkış sıcaklığı
T_s	Yüzey sıcaklığı
U	Toplam ısı geçiş katsayısı (W/m ² .K)
V	Hacim (m ³)
$\dot{V}$	Hacimsel debi (m ³ /dak)
VP	Kanat basınç farkı (Pa)
W	Kompresör güç tüketimi (kW)
ε	Isı deęiřtiricisi etkenlięi
μ	Viskosite (kg/s.m)
η	Verim
n	Politropik sıkıştırma sabiti
η_o	Kanat dizisinin toplam verimi
ρ	Akış yoğunluğu (kg/m ³)
φ	Bağıl nem (%)
δ	Duvar kalınlığı
γ	Fin sabiti
ξ	Yoğuşma sabiti

Alt indisler

a	Sıcak hava
b	Soğuk hava
i	Giriş
f	Fin
hy	Hidrolik
top	Toplam
vol	Hacimsel

KISALTMA LİSTESİ

LMDT	Ortalama Logaritmik Sıcaklık Farkı
NTU	Geçiş Birimi Sayısı

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1.1 Sıkıştırma evreleri (a) Ön soğutmasız (b) Ön soğutmalı [9]	2
Şekil 1.2 Politropik sıkıştırma prensibinde enerji kazanımı [5]	2
Şekil 1.3 Gardner'ın düz finlerin verimlilik grafiği [3]	4
Şekil 2.1 Yağ enjeksiyonlu ve yağsız vida ünitelerinin şematik gösterimi [16]	8
Şekil 2.2 Yağ enjeksiyonlu ve yağsız vida ünitesinin gerçek görüntüleri.....	8
Şekil 2.3 Kompresör odası 1) Kompresör, 2) Basıncılı hava tankı, 3) Kurutucu, 4,5,6) Filtre	9
Şekil 2.4 Yağsız vidaların tarihsel gelişim kronolojisi	10
Şekil 2.5 Yağsız vidalı kompresör sistemi [18].....	12
Şekil 2.6 Kondüksiyonla ısı transferi prensibi [5].	13
Şekil 2.7 Konveksiyonla ısı transferi prensibi [5].....	14
Şekil 2.8 Radyasyonla ısı iletim prensibi [5]	14
Şekil 2.9 Radyatör kanat yapıları (a) radyal finli silindirik tüp, (b),(c) tüp ve plaka [1] ..	16
Şekil 2.10 Kompresör soğutma sisteminde kullanılan radyatörler (a),(b)	17
Şekil 2.11 Soğutma havasının geçtiği radyatör yüzeyinin geometrik şekli ve finlerin dizilimi	17
Şekil 2.12 Basıncılı havanın geçtiği radyatör yüzeyindeki finlerin dizilimi	18
Şekil 2.13 Aerodinamik kesitli aksiyal fan [7].....	19
Şekil 2.14 Santrifüj fanların kanat tiplerine göre verimlilikleri [7]	20
Şekil 2.15 Radyal fan [7]	20
Şekil 2.16 Radyal fan performans grafiği [7]	20
Şekil 2.17 Çoklu fan kullanılan sistemlerde fanların performans grafikleri [7].....	21
Şekil 3.1 Soğutucu tasarım kronolojisi [1].....	23
Şekil 3.2 İçten motorlu radyal fan	25
Şekil 3.3 Arkadan motorlu radyal fan.....	25
Şekil 3.4 Radyal fanların hava yoğunluğu değişimine göre performans eğrileri [7] ...	26
Şekil 3.5 Verimli soğutma için fanın sisteme montaj ölçüleri	27
Şekil 3.6 Hidrolik çapa göre fan veriminin değişim grafiği	27
Şekil 3.7 Akış düzenleyici nozulların montaj toleransları	28
Şekil 3.8 Akış düzenleyici nozulların fan verimine etkisi	28
Şekil 3.9 Eksenel fanlı soğutma sistemi tasarımı.....	29
Şekil 3.10 Radyal fanlı soğutma sistemi tasarımı	29
Şekil 4.1 Radyatör Boyutlandırılması [12]	34

Şekil 4.2	Çapraz akış için ϵ -NTU parametrelerik değerleri [14].....	40
Şekil 4.3	Model akış diyagramı	42
Şekil 4.4	Radyatör boyunun geri basınca etkisi.....	44
Şekil 4.5	Lamel sayısının geri basınca etkisi	44
Şekil 4.6	Radyatör genişliğinin geri basınca etkisi	45
Şekil 4.7	Fan tasarımının akış diyagramı	46
Şekil 4.8	Fan-1 performans eğrileri	47
Şekil 4.9	Fan-2 performans eğrileri	47
Şekil 4.10	Yağsız Vidalı kompresör sistem bileşenleri.....	48
Şekil 4.11	Soğutma Sistemi Ön soğutucu Radyatörler.....	49
Şekil 4.12	315 kW modelinin soğutma sistemi	49
Şekil 4.13	Soğutma havası akış yönü.....	50
Şekil 4.14	Soğutma odasının kompresör içerisindeki konumu ve soğutma havasının akış yönü	51
Şekil 4.15	Kompresör kabinini ve hava akış kanalları	52
Şekil 4.16	İki kademeli yağsız vidalı kompresörün Soğutma havası akış şeması	53
Şekil 5.1	Dalgakıran EAGLE yağsız vidalı kompresör serisi	55
Şekil 5.2	Kompresör soğutma sisteminin taşıyıcı şasi sistemi.....	56
Şekil 5.3	Kompresör soğutma sisteminin tamamlanmış hali	57
Şekil 5.4	Kompresör soğutma sistemi basınç ve sıcaklık ölçüm sensör konumlarının şematik gösterimi	57
Şekil 5.5	Kompresör soğutma sistemi basınç ve sıcaklık ölçüm sensör konumları.....	58
Şekil 5.6	Kompresör çıkışındaki sıcaklık ve basınç ölçümü.....	60
Şekil 5.7	Bir kW ısı atımı için gerekli olan soğutucu hacminin kıyası	61
Şekil 5.8	EAGLE 132 modeli 1. kademe çıkışındaki sıcaklık değişimi.....	64
Şekil 5.9	EAGLE 132 modeli 2. kademe çıkışındaki sıcaklık değişimi.....	64
Şekil 5.10	EAGLE 132 modeli 1. kademe soğutma sistemindeki toplam basınç farkı...	65
Şekil 5.11	EAGLE 315 modeli 1. kademe çıkışındaki sıcaklık değişimi	66
Şekil 5.12	EAGLE 315 modeli 2. kademe çıkışındaki sıcaklık değişimi	67
Şekil 5.13	EAGLE 315 modeli 1. kademe soğutma sistemindeki toplam basınç farkı...	68
Şekil 5.14	EAGLE 132 ve EAGLE 315 kompresör modellerinin basınç kayıplarına göre sistemin özgül güç tüketim değerlerinin değişimleri.....	68
Şekil 6.1	Kompresörlerde basınç kaybına göre enerji maliyeti değişimi.....	70
Şekil 6.2	Alüminyum ve paslanmaz malzemeli radyatörlerdeki birim kW ısı transfer maliyeti oranı	71

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 2.1	ISO 8573-1 Standartına göre hava kalite standart sınıflandırması [17]..... 8
Çizelge 2.2	Soğutucu malzemelerinin termal ve kimyasal özellikleri [13] 15
Çizelge 4.1	Programla tanıtılan soğutucunun boyutları..... 41
Çizelge 4.2	Model hesap çıktıları..... 43
Çizelge 5.1	EAGLE 132 8 Bar yağsız vidalı kompresör özellikleri..... 55
Çizelge 5.2	EAGLE 315 10 Bar yağsız vidalı kompresör özellikleri..... 56
Çizelge 5.3	Kompresör soğutma sistemindeki sıcaklık sensör isimleri 58
Çizelge 5.4	Kompresör soğutma sistemindeki basınç sensör isimleri..... 59
Çizelge 5.5	Soğutma performans testi sırasındaki ortam koşulları 60
Çizelge 5.6	Kompresör kademe sıcaklık ve basınç değerleri teorik ve test sonuçları . 60
Çizelge 5.7	Ön soğutucu tasarım kriterleri..... 62
Çizelge 5.8	Radyatör tasarım kriterleri..... 62
Çizelge 5.9	EAGLE 132 modeli için hesaplanan ön soğutucu ve radyatör boyutları... 63
Çizelge 5.10	EAGLE 132 modeli için hesaplanan soğutma ihtiyacı 63
Çizelge 5.11	EAGLE 315 modeli için hesaplanan ön soğutucu ve radyatör boyutları... 65
Çizelge 5.12	EAGLE 315 modeli için hesaplanan soğutma ihtiyacı 66
Çizelge 6.1	Belirsizlik analizi sonuçları..... 73
Çizelge 6.2	EAGLE 315 modeli için ölçüm belirsizlik hesap değerleri..... 74

KOMPRESÖRLERDE SOĞUTMA SİSTEMİ OPTİMİZASYONU

Pelin ALEMDAĞ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Levent YÜKSEK

Kompresörler sanayinin hemen her alanında aktif olarak kullanılmakta olan ve farklı teknolojilerle basınçlı hava üreten makinelerdir. Kompresörler basınçlandırılma teknolojisine göre pozitif deplasmanlı ve dinamik kompresörler olmak üzere iki ana gruba ayrılır. Bu gruplardan yaygın olarak kullanılan pozitif deplasmanlı kompresörlerdir. Pozitif deplasmanlı, dönel hareketli kompresör grubunda olan vidalı kompresörler enerji verimliliği ve sessizliği nedeniyle tercih edilmektedir. Vidalı kompresörler de kendi arasında temel olarak yağ enjeksiyonlu ve yağsız kompresörler olmak üzere iki gruba ayrılır. Yaygın olarak kullanılan yağ enjeksiyonlu vidalı kompresörlerde basınçlandırma işlemi sırasında, vida bloğuna yağ enjeksiyonu yapılmaktadır. Sıkıştırma sonrası çeşitli ayrıştırma yöntemleriyle, basınçlı hava yapısındaki yağ ve yağ buharı ayrıştırılsa da içeriğinde yaklaşık 0.01mg/m^3 yağ buharı bulunur. Bu sebeple son yıllarda özellikle, gıda, ilaç, medikal, kimya, kozmetik ve elektronik sektörlerinde üretim yapan tesislerde yağsız vidalı kompresörler tercih edilmektedir. Yağsız vidalı kompresörlerde sıkıştırma işlemi sırasında hava yalın halde sıkıştırıldığından, sıkıştırma sonunda herhangi bir ayrıştırma işlemine gerek duyulmamaktadır. Fakat sistemdeki ısıyı uzaklaştıran herhangi bir akışkan olmadığı için hava kademeli olarak sıkıştırılmakta ve kademeler arası soğutma yapılmaktadır.

Kompresör tasarımcılarının temel çalışma konularından biri de sistemin termodinamik hesaplamalardır. Sıkıştırılacak gazın sıkıştırma ünitesine iletilmeden önceki ve sıkıştırma

sonundaki termofiziksel özellikleri, sıkıştırma ünitesinin verimini gösterir. Sıkıştırıldıktan sonraki; ayırıştırma, soğutma ve basınçlı hava hattına iletme işlemleri ise sisteminin verimi olarak belirtilmektedir. Tüm parametrelerin bir araya gelmesiyle kompresör özgül güç tüketimi hesaplanır. Enerji verimliliğinin yüksek olması için özgül güç tüketiminin minimum olması gerekmektedir.

Bu çalışmada yağsız vidalı kompresörlerin soğutma sisteminde kullanılan soğutucuların tasarım parametreleri belirlenmiştir. Bu parametreler doğrultusunda boyutsal limitler hesaplanmıştır. İki kademeli sıkıştırma işleminden geçerek basınçlandırılan havanın kademe çıkışlarındaki sıcaklık değerlerinin yüksek olması, bu sıcaklıklara dayanıklı paslanmaz çelik ön soğutma sistemi kullanımı gerektirmektedir. Ön soğutucularla belli bir seviyeye getirilen basınçlı hava sıcaklıkları radyatörler yardımıyla nihai sıcaklık değerine soğutulmaktadır. Kompresörün özgül güç tüketim hedefi doğrultusunda, ısı yükünün sistemden atılmasında kullanılacak olan soğutucu fanların kapasitelerini etkileyen, radyatör yüzeylerinde oluşan geri basıncın ve basınçlı havanın soğutulması sırasında oluşacak basınç kayıplarının azaltılması için limit değerler belirlenmiştir. Soğutma sisteminin matematik modeli oluşturulup, belirlenen limitler doğrultusunda MATLAB programı kullanılarak boyutsal optimizasyon yapılmıştır. Yapılan çalışmalar ile soğutma sisteminde kullanılan paslanmaz çelik soğutucuların ve alüminyum radyatörlerin yüzey geometrileri optimize edilerek, oluşan basınç kayıpları hesaplanmıştır. Hesaplanan toplam basınç kaybına göre sistem soğutma ihtiyacını karşılayacak fan tasarımları yapılmıştır. Hesaplara göre tasarlanan soğutma sistemi iki kompresör modeli üzerinde test edilerek hesap ve test sonuçları karşılaştırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Yağsız vidalı kompresör, ön soğutucu sistem, soğutucu tasarım metodolojisi.

COOLING SYSTEM OPTIMISATION OF AIR COMPRESSORS

Pelin ALEMDAĞ

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Assoc. Prof. Dr. Levent YÜKSEK

Compressors are used in almost every area of in the industry and the machines produce compressed air with different compression technologies. According to the compression technology, compressors are divided into two main groups as positive displacement and dynamic compressors. Positive displacement compressors are widely used in the industry. Screw compressors are in the group of the positive displacement and rotary movement compressors. Screw compressors have been preferred due to the features of silence and energy efficiency. Basically, there are two types of the screw compressors technology as oil-injected and oil-free. During the compression process of oil-injected screw compressors which is commonly used, oil injection is applied to the screw block. Hence, after the compression process, air includes oil and oil vapor that are separated by various decomposition method. After the separation process, the compressed air also includes approximately 0.01mg/m^3 of oil vapor. For this reason, oil-free screw compressors are especially preferred in the facilities such as food, medicine, medical, chemical, cosmetic and electronics in the recent times. There is no need for separation process after the compression, because of that the compression process does not require injection. However, there is not fluid that removes the heat in the system, so the air is compressed gradually and intercooling between the stages are necessary.

One of the main cases for the compressor designers is thermodynamic calculations. The thermophysical properties of the end of compression and before the compression is defined the efficiency of the compression unit. After the compression, separation,

cooling and transfer to the compressed air line processes are defined as the efficiency of the system. Specific power consumption is calculated by all those parameters. The specific power consumption must be minimum for a high energy efficiency.

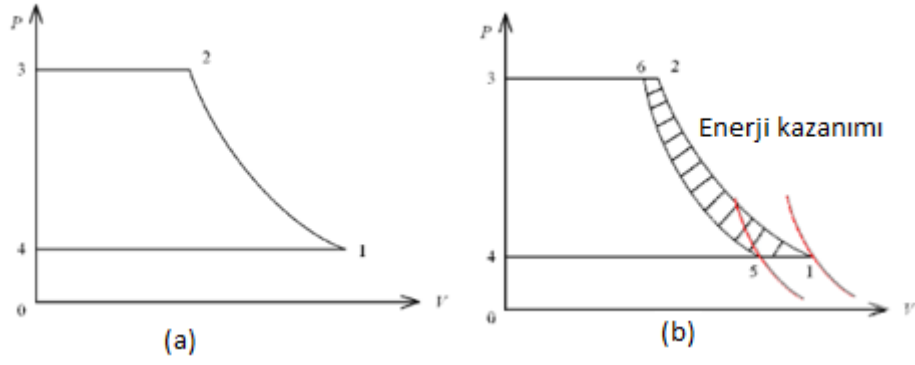
In this thesis study, design parameters of the coolers that are used in the cooling system of oil-free screw compressors are determined. Dimensional limitations are calculated by using these parameters. Due to the high temperature values in the screw outlet, there is a requirement for the use of stainless steel pre-cooling system that is resistant to the high temperatures. After the compression process, the air is cooled to the certain level by pre-coolers and then the air is cooled to the final temperature by the aluminium coolers.

According to the specific power consumption target of the compressor, limit values are determined as pressure losses of the compressed air and cooler surface. The effects will be minimum which the capacities of the cooling fans to be used in the system. The mathematical model of the cooling system is established then the dimensional optimisation is determined by using the MATLAB program within the determined limits. The surface geometries of the stainless steel coolers and aluminum radiators used in the cooling system are optimised and the results of pressure losses are calculated. According to the calculated total pressure loss, the fans are designed to meet the system cooling needs. According to the calculations, test outputs and test results are compared for both of the compressors models in order to verify the designed cooling system.

Keywords: Oil-free compressor, pre-cooling system, cooler design methodology.

1.1 Literatür Özeti

Kompresörler havayı veya diğer gazları ortam basıncından daha yüksek basınçlara, hacimsel olarak küçülterek ya da molekül bazında ivmelendirerek sıkıştıran makinalardır. Kompresörler gaz basıncını arttırma yöntemine göre, pozitif deplasmanlı ve dinamik kompresörler olmak üzere iki ana gruba ayrılır. Pozitif deplasmanlı kompresör grubunda olan vidalı kompresörlerde, belirtilen miktarda hava sıkıştırma haznesine emiş regülatörü vasıtası ile alındıktan sonra hazne hacmi mekanik olarak azaltılır ve istenilen basınca ulaşıncaya kadar bu azalma oranında havanın basıncı arttırılır[8]. Vidalı kompresörlerde sıkıştırma işlemi; emme, sıkıştırma, yağ enjeksiyonu ve egzoz olmak üzere dört temel prensiple gerçekleşmektedir. Şekil 1.1’de gösterilen P-V diyagramlarında, 4-1 evresi gazın kompresör bloğuna alınması ve 2-3 üretilen basınçlı havanın hava hattına iletilmesi yani egzoz evresidir. Şekil 1.1’de ortam nem oranı sabit olmak üzere farkı iki sıcaklığa göre sıkıştırılma sırasındaki P-V değişimleri gösterilmiştir. (a) diyagramında T_1 ortam sıcaklığında kompresöre alınan gazın sıkıştırılma evresindeki P-V değişimi verilmiştir. (b) diyagramında ise ortam hava sıcaklığı T_1' e düşürülerek sıkıştırma işlemi gerçekleştirilmiştir. Kompresör emiş sırasındaki ortam sıcaklığının düşük olması ile 1-2 evresi 5-6 evresine geçerek arada alan kadar enerji kazanımı elde edilmiştir. Kompresörlerde sıkıştırma işlemi sırasında enerji tüketimine ortamın sıcaklığının yanı sıra nem oranının da büyük etkisi vardır. Kompresör enerji tüketimi ortam sıcaklığının her 1 °C azaltılmasıyla % 0.065 ve nem oranının %1 azaltılmasıyla % 0.243 azalmaktadır [9].

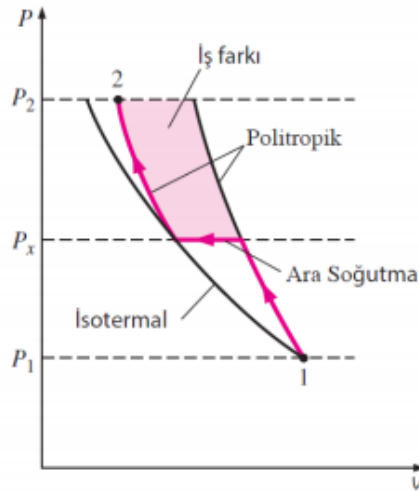


Şekil 1.1 Sıkıştırma evreleri (a) Ön soğutmasız (b) Ön soğutmalı [9]

$$W_{komp,g} \chi \eta_k = \frac{nRT_1}{n-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{n-1/n} - 1 \right] \quad (1.1)$$

$$R = \frac{287}{1 - 0,378 \frac{\varphi \cdot P_{q.b}}{B}} \quad (1.2)$$

Enerji verimliliği için kompresör sistemlerinde sıkıştırılacak hava koşullarının optimum olmasının yanı sıra, bazı kompresör sistemlerinde enerji verimliliğini daha üst seviyelere çıkartmak için politropik sıkıştırma tercih edilmektedir. Şekil 1.2’de politropik sıkıştırma prensibiyle kazanılan enerji gösterilmiştir.



Şekil 1.2 Politropik sıkıştırma prensibinde enerji kazanımı [5]

$$W_{komp,g} * \eta a = W_{komp,1,g} + W_{komp,2,g} \quad (1.3)$$

$$W_{komp,g} * \eta a = \frac{nRT_1}{n-1} \left[\left(\frac{P_x}{P_1} \right)^{n-1/n} - 1 \right] + \frac{nRT_{1,1}}{n-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_x} \right)^{n-1/n} - 1 \right] \quad (1.4)$$

$$m * W_{komp,g} * \eta a = \frac{n\dot{V}P_1}{n-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{n-1/n} - 1 \right] \quad (1.5)$$

$$P_x = (P_1 P_2)^{1/2} \quad (1.6)$$

Politropik sıkıştırma prensibi yağ enjeksiyonlu vidalı kompresörlerde enerji verimliliğini arttırmak için tercih edilse de, yağsız vidalı kompresörlerde enerji verimliliğini arttırmanın yanı sıra sistemin gerekliliğidir. Bunun başlıca sebebi havanın basınçlandırılma işleminin kuru halde gerçekleştirilmesidir. Yağsız vidalı kompresörlerde kompresöre alınan hava belirli bir oranda sıkıştırıldığında, hava sıcaklığı sistemin maksimum dayanım sıcaklığına yaklaşır. Hava sıcaklığının kritik değere ulaştığı sıkıştırma oranında, basınçlı hava soğutularak diğer kademeye yönlendirilir. Son kademede belirtilen basınç seviyesine yükseltilerek hava hattına gönderilir. Politropik sıkıştırma prensibiyle çalışan kompresörlerde sıkıştırma sonrası sıcaklığı yükselen basınçlı hava, kademeler arasında ara soğutucularla ve kompresör çıkışında son soğutucularla kullanım sıcaklığı getirilerek basınç hattına iletilir.

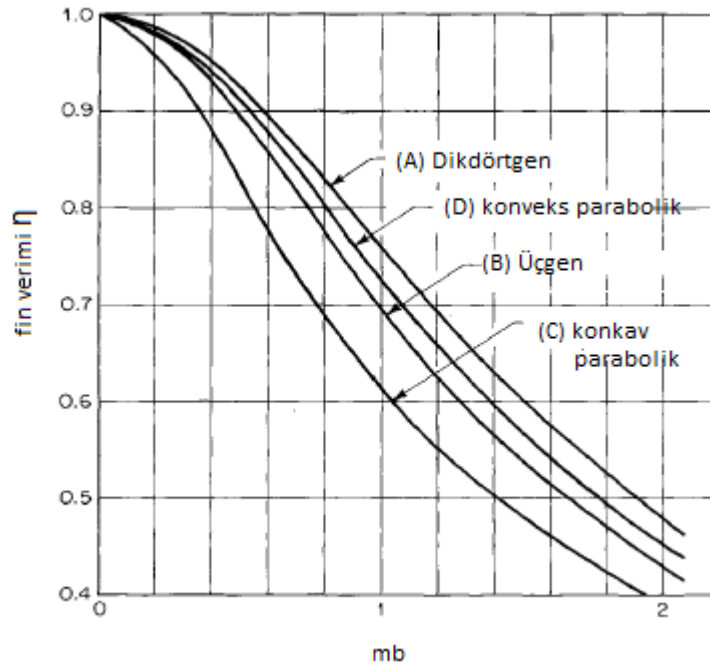
Kompresörlerde kullanılan soğutucu radyatörlerin minimum basınç kaybı prensibinde tasarlanması gerekmektedir. Bunun başlıca sebebi üretilen basınçlı havadaki basınç kayıplarını ve soğutma havasının sağlanması için kullanılan fanların güç tüketimini azaltmaktır.

Soğutma sisteminde kullanıcak olan radyatörlerin kapasitesini; soğutulacak olan sıkıştırılmış akışkanın nem oranı, sıkıştırılmış akışkanın temas ettiği yüzeylerdeki konveksiyon ısı transfer katsayısı, temas ettiği yüzey alanı, soğutucu akışkanın temas ettiği yüzeydeki konveksiyon ısı transfer katsayısı, soğutucu akışkanın ortalama sıcaklığı, soğutucu akışkanın kapasitesi gibi birçok parametre belirlemektedir [11].

Kademeli soğutma yapılan basınçlı hava sistemlerindeki tasarıma bağlı basınç kayıplarını en aza indirmek için, kullanılacak soğutma ekipmanlarının verimli olması ve geometrik yapısının minimum basınç kaybı prensibinde olması gerekmektedir.

Sistemde kullanılacak olan radyatör soğutma kapasitelerini doğrudan etkileyen finlerin; yüzey geometrileri, kalınlığı, genişliği ve sıklık parametreleri aynı zamanda ısı transfer katsayısını etkilediğinden çeşitli korelasyonlarla bu değişimler doğrulanmaktadır [3].

Murray-Gardner tarafından iki boyutlu bir model üzerinde dikdörtgensel ve kama şeklinde sabit kalınlıklı doğrusal finler üzerinde çalışılmıştır. Çalışmalar başlangıçta bir boyutlu modelin yeterli olduğu göstermiş ve fin yüksekliğine göre yapılan hesaplamalara göre fin boyundaki artış fin kalınlığındaki artışın yarısına eşit olduğu öne sürülmüştür [3]. Çalışmalar fin malzemesi belirli ve üzerindeki sıcaklık gradyanı lineer ise, tüm fin tipleri için, fin kalınlığının farklı olması gerektiğini göstermiştir. Bu gerekliliklere göre hesaplanan fin formunun genelde pratik ve üretilebilir olmadığı görülmüştür. Bu yüzden çalışmalara sabit kalınlıkta, doğrusal ve radyal fin profilleri üzerinden devam edilmiştir [3]. Murray-Gardner fin temelinin etrafındaki simetrik olmayan sıcak dağılımı altında dikdörtgen profilli radyal ve uniform kalınlıktaki finlerin verimliliğini incelemiştir. Bu çalışma 1945'ten beri bilinen Murray-Gardner varsayımlarına temel olmuştur [3]. Gardner (1945), genişletilmiş yüzeylerin her formu için, fin verimliliği ve sıcaklık profili için genel denklemler türetmiştir [3]. Denklemlere göre fin boylarına göre hesaplanan fin verimlilikleri Şekil 1.3'te gösterilmiştir.



Şekil 1.3 Gardner'ın düz finlerin verimlilik grafiği [3]

1.2 Tezin Amacı

Çalışma kapsamında pozitif deplasmanlı kompresörler grubunda olan yağsız vidalı kompresörlerin soğutma sistemi tasarımı yapılmıştır.

Yağsız vidalı kompresörlerde sıkıştırma işleminin yağ enjeksiyonu olmadan gerçekleşmesi, kompresör kademesine alınan havanın sıcaklığının sıkıştırma oranının 3.5 Bar basıncının üzerine çıktığı noktada, vida gövdesinde kullanılan malzeme ve rotor malzemesinin verimli çalışma sıcaklık limitlerinin üzerine çıkmasına sebep olmaktadır. Basıncı havanın 3.5 Bar basınca ulaştığı anda hava sıcaklığı ortalama 220°C'ye ulaşmaktadır. Bu sıcaklık değeri kompresör çalışma koşullarına bağlı olarak değişim göstermektedir.

Kompresör bloğunun sahip olduğu arttırılmış yüzey geometrisi sayesinde, hava sıcaklığının bir kısmı yüzeye iletilerek konveksiyon ısı transferi prensibiyle yüzeyden uzaklaştırılmaktadır. Havanın yüzeyden uzaklaştırılabilmesi için kabin içi havalandırma sistemi tasarlanırken hava yönlendirici panjur tasarımları yapılmıştır.

Kademeli olarak sıkıştırılan havanın çıkış sıcaklıklarının her 3.5 Bar sıkıştırma oranında yaklaşık 220 °C olması, soğutma sisteminde kullanılacak olan radyatörlerin malzemesinin bu sıcaklıklara direnç gösterebilir nitelikte olmasını gerektirmektedir. Kompresör soğutma sisteminde kullanılacak soğutucuların malzeme alternatifleri, alüminyum, bakır ve paslanmaz çeliktir.

Kompresör soğutma sisteminde kullanılacak radyatörlerin malzeme dayanım sıcaklıklarının yanı sıra, malzeme ham maddesinin yapısında bulunan kılcal çatlaklar, sistemde oluşacak termal gerilmelerden dolayı büyüyerek basınç kayıplarına yol açmaktadır.

Kompresör soğutma sisteminde kullanılacak olan radyatörlerde basınçlı havanın ve soğutma havasının geçtiği yüzeylerin dirençleri minimum basınç kaybı prensibiyle hesaplanmıştır. Bu sayede basınçlı havadaki kayıpları ve soğutma havasını sağlayan fanın enerji tüketimi azaltılmaktadır.

Kompresörlerde makine performansının belirlenmesinde özgül güç tüketimi, birim debi başına harcanan güç, büyük önem arz etmektedir. Kompresör sistemlerinde toplam güç

tüketimi temel olarak, kompresör tahrik sisteminde kullanılan ana motor ile soğutma sisteminde kullanılan soğutucu fanların elektriksel güçleri toplanarak hesaplanır. Bu durum soğutma sisteminde kullanılan fanların güç tüketiminin azaltılması gerektiğini göstermektedir.

Tezin amacı iki kademeli yağsız vidalı kompresörlerin soğutma sisteminde kullanılacak soğutucu radyatörlerin yüzey geometrisinin, minimum basınç kaybı prensibine göre optimize edilmesidir.

1.3 Hipotez

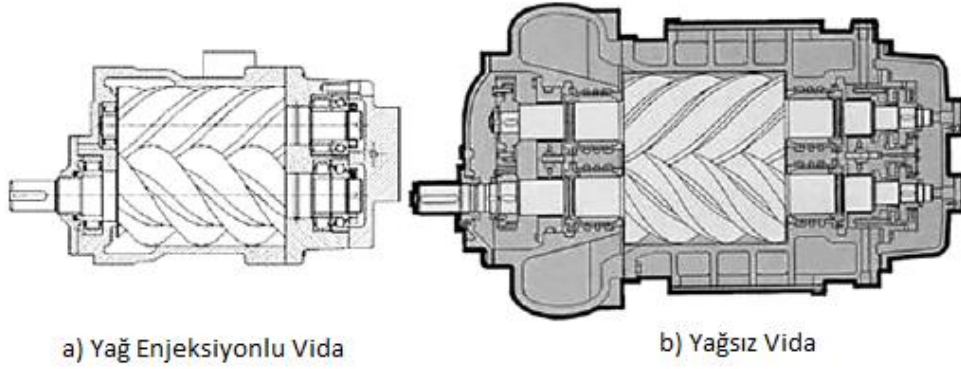
Yağsız vidalı kompresörlerde iki kademeli olarak sıkıştırılan havanın, sıkıştırma sonu sıcaklıkları, aynı kapasitedeki yağ enjeksiyonlu vidalı kompresörlerin sıkıştırma sonu hava sıcaklıklarının iki katından fazladır. Bu durum yağsız vidalı kompresörlerde kullanılacak radyatörlerinin kapasitelerinin ve buna bağlı olarak yüzey alanlarının bu oranda büyük olmasına yol açmaktadır.

Yağsız vidalı kompresörlerde gazların basınçlandırılma işlemi kuru olarak gerçekleşmektedir. Bunun anlamı gazın sıkıştırılması esnasında vida bloğuna yağ enjeksiyonunun gerçekleşmemesidir. Bu yüzden sıkıştırma oranı 3.5 Bar basınca ulaştığında ara soğutma işlemi gerçekleştirilmektedir. Sistemde sıkıştırılan havanın kademe çıkışlarındaki sıcaklık değeri yaklaşık 220°C sıcaklık seviyelerine ulaşmaktadır. Havanın soğutulması için kullanılacak radyatörler de bu sıcaklık seviyelerine dayanım gösterebilir malzeme niteliğine sahip olmalıdır. Günümüzde kompresör sistemlerinde yaygın olarak kullanılmakta olan alüminyum radyatörler, söz konusu sıcaklıklara maruz kaldığında kısa sürede arızalanmaların meydana geldiği gözlemlenmiştir. Çalışmada basınçlı hava, sıcaklık dayanımı alüminyum soğutuculardan daha yüksek soğutucu malzemesi olan paslanmaz çelik ön soğutucular ile alüminyum soğutucuların ideal çalışma sıcaklık aralığına kadar soğutulmaktadır. Basınçlı hava ön soğutma işleminden sonra alüminyum soğutucular vasıtasıyla nihai sıcaklık değerine soğutulmaktadır. Sistemde her kademe için iki ayrı soğutucu hesapları ve tasarımı yapılmıştır. Soğutucu tasarımları yapılırken yüzey alanlarının geometrik boyutlandırılması, minimum basınç kaybı ve soğutucu yüzey direncine göre optimize edilmiştir. Bu sayede kompresör sisteminin özgül güç tüketimi azaltılmış, kompresör verimliliği artmıştır.

BÖLÜM 2

BASINÇLI HAVA SİSTEMLERİ

Basınçlı hava, elektrik enerjisinin kullanımının uygun olmadığı ya da tehlikeli olduğu genellikle üretim sektöründe ihtiyaç duyulan depolanabilir enerji türüdür. Kompresörler basınçlı hava oluşturma mekanizmalarına göre, pozitif deplasmanlı ve dinamik kompresörler olmak üzere iki gruba ayrılmaktadırlar. Pozitif deplasmanlı kompresörler, havanın belli bir hacim içinde sıkıştırılmasıyla basıncın arttırılması ilkesine dayanır. Tez konusu olan vidalı kompresörler dönel tip olup, pozitif deplasmanlı kompresörler sınıfında yer almaktadır. Vida, gövde içerisine yerleştirilmiş sonsuz dişli formunda, birbirine geçmiş iki rotordan ve gövdeden oluşmaktadır. Vidalı kompresörler prensibi için ilk kez Almaya’da 1878 yılında Heinrich Krigar tarafından patent alınmıştır. Heinrich Krigar daha sonra tasarımını değiştirip, geliştirerek, 16 Ağustos 1878’de (7116 patent numarasıyla) ikinci bir patent almıştır. Bu patentler vidalı kompresör konusunda kayıtlı ilk patentler olup, Almanya Patent Ofisi’nin kurulmasından sadece bir yıl sonra alınmıştır [16]. Şekil 2.1 ve Şekil 2.2’de yağ enjeksiyonlu ve yağsız vida tasarımları gösterilmiştir.



Şekil 2.1 Yağ enjeksiyonlu ve yağsız vida ünitelerinin şematik gösterimi [16]



Şekil 2.2 Yağ enjeksiyonlu ve yağsız vida ünitesinin gerçek görüntüleri

Vidalı kompresörlerinin yağ enjeksiyonlu ve yağsız olarak iki gruba ayrılmasının temel sebebi üretilen basınçlı havanın kalitesidir. Kompresörlerde üretilen basınçlı havanın içeriğindeki yabancı bileşenler ISO 8573-1 standartına göre test edilip, basınçlı havanın kalitesi Çizelge 2.1’de gösterildiği gibi sınıflandırılmaktadır.

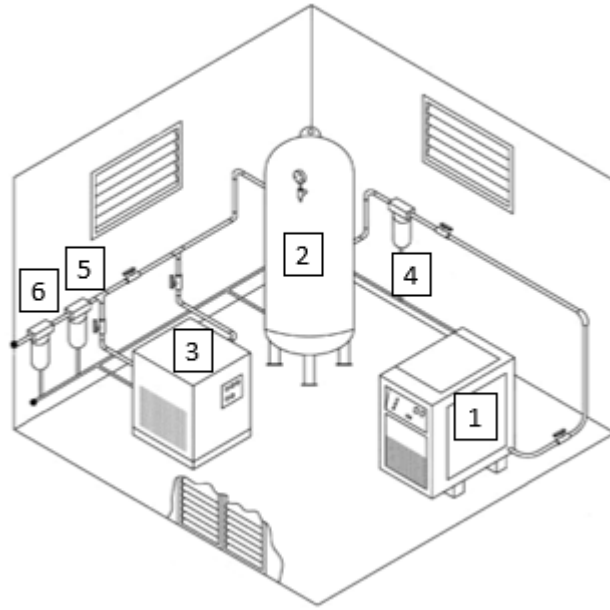
Çizelge 2.1 ISO 8573-1 Standartına göre hava kalite standart sınıflandırması [17]

Sınıf	Toplam Yağ Konsantrasyonu (sıvı, aerosol ve buhar) mg/m ³
0	Sınıf 1’den daha az oranda bileşim içerir.
1	≤0.01
2	≤0.1
3	≤1
4	≤5
x	>5

ISO 8573-1’e göre, bir m³ basınçlı hava içerisinde bulunan yabancı madde miktarı Çizelge 2.1’de bulunan toplam yağ konsantrasyonu değerlerine göre test edilip, basınçlı havanın

kalitesi sınıflandırılmaktadır. Sınıf-0 normunda basınçlı hava yalnızca yağsız vidalı kompresörler ile sağlanabilir.

Kompresör çalışma mekanizması ne olursa olsun ihtiyaç duyulan basınçlı hava kalitesi doğrultusunda iyileştirmeler yapılmasına yardımcı sistem elemanları bulunmaktadır. Bu ekipmanlar genel olarak; hava filtreleri, hava ayırıştırıcıları, kurutuculardır. Şekil 2.3’de standart yağ enjeksiyonlu bir kompresör odasında bulunması gereken sistemler yer almaktadır.



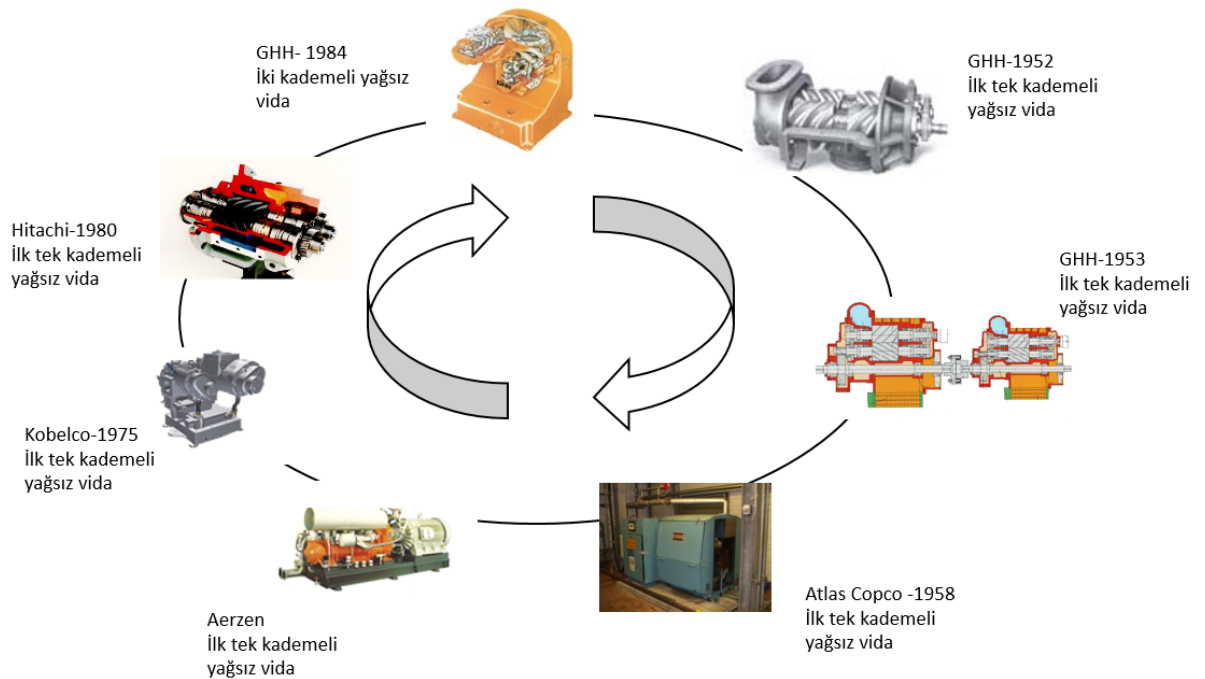
Şekil 2.3 Kompresör odası 1) Kompresör, 2) Basınçlı hava tankı, 3) Kurutucu, 4,5,6) Filtre

Yağ enjeksiyonlu kompresörlerde basınçlandırılan hava her ne kadar filtrasyon işlemlerinden geçse de ISO 8573-1 standartının Sınıf-0 normunda basınçlı hava üretilmesi mümkün olmamaktadır. Ancak Sınıf-1 normunda hava üretilebilir bunun için ekonomik olmayan özel filtreler kullanılması gerekmektedir. Aynı zamanda filtre arızalanmaları kullanıcı hattına kirlilik kaçmasına sebep olabilir. Bu yüzden yağ enjeksiyonlu kompresörlerin basınçlı hava kalitesinin önemli olduğu özellikle medikal, ilaç ve gıda sektörlerinde yağ enjeksiyonlu kompresörler tercih edilmemektedir. Endüstrinin, hava kalitesinin büyük önem arz ettiği kesmine hitap eden, yağ enjeksiyonlu kompresörlerin çalışma prensibine benzer, fakat havanın basınçlandırılması sırasında

vida bloğuna yağ enjeksiyonu yapılmayan yağsız vidalı kompresörler devreye girmektedir.

2.1 Yağsız Vida Tarihçesi, Özellikleri ve Çalışma Prensibi

Yağsız vida teknolojisi ilk olarak 1952 yılında Ingersollrand firması tarafından tek kademeli olarak tasarlanmıştır. Havanın 4 Bar basıncın üzerine ulaştığı andaki sıcaklık değeri rotor malzemelerinin ve vida bloğunun sıcaklık dayanım limitlerinin üzerinde olduğu için 4 bar üzeri basınçlı hava gereksinimleri tek kademede sağlanamamaktaydı. Bunun üzerine Ingersollrand firması 1953 yılında iki kademeli yağsız vida tasarımı gerçekleştirmiştir. Vidaya iletilen tahrik kuvveti, vida bloğunda bulunan dişli kutusu vasıtasıyla birinci ve ikinci kademeye iletilmektedir. Bu sayede ilk kademede sıkıştırılan hava ara soğutma işleminden geçerek ikinci kademeye iletilmekte ve bu prensiple 10 Bar basınca kadar sıkıştırılabilmektedir. Temel olarak aynı prensipte 1958 yılında Atlas Copco, ardından Aerzen, 1975 yılında Kobelco ve 1980 yılında da Hitachi firmaları ilk iki kademeli yağsız vida üretimini gerçekleştirmiştir. Yağsız vida teknolojisinin gelişimini gösteren kronoloji Şekil 2.4’de verilmiştir.

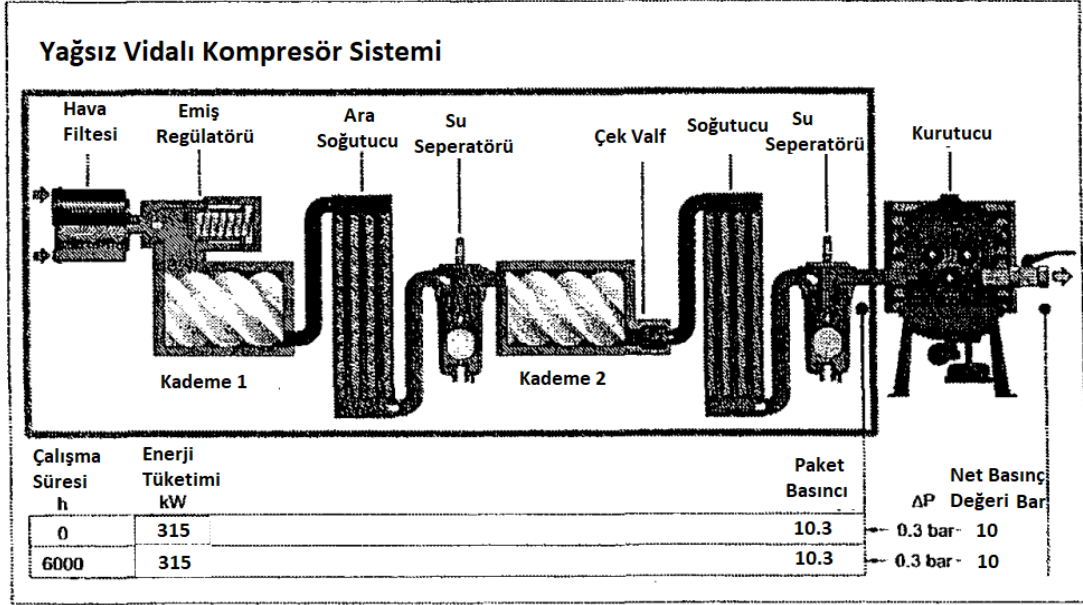


Şekil 2.4 Yağsız vidaların tarihsel gelişim kronolojisi

Yağsız vidaların yapısal ve teknik özellikleri markalara göre değişse de sıkıştırma prensipleri temel olarak aynıdır.

Yağsız vidalar, alçak basınç ve yüksek basınç kademesi olarak iki kademeden oluşmaktadır. Vida kademelerinde bulunan rotorların lob sayıları, alçak basınç kademesinde 3/4, yüksek basınç kademesinde 4/6 olup asimetrik geometriye sahiptir. Vida rotor malzemeleri genelde karbon çelik olup bazı üretici firmalar yüksek basınç kademesinde paslanmaz çelik malzeme kullanmaktadır. Vida ünitesinde, rotor yataklarının ve dişli kutusunun yağlaması için yağ dönüşümünü sağlayan ve tahriğini ana dişliden alan bir pompa bulunmaktadır. Vida ünitesinde bulunan yağlama yağı hiçbir suretle basınçlandırılan hava ile temas etmemektedir. Yağsız vidaların tahriki elektrik motorlar vasıtasıyla sağlanmaktadır. Elektrik motorundan gelen tahrik kuvveti vidanın yapısında bulunan dişli kutusu vasıtasıyla kademelere aktarılmaktadır. Eş zamanlı olarak, ana dişliye bir kaplinle monta edilmiş pompa sistem yağlanmasını sağlamaktadır. Havanın kademeye iletilmesini sağlayan hidrolik emiş regülatörünün kontrolü hidrolik olup, yağın şartlandırıcısı olarak selenoid valf kullanılmaktadır. Sistem devreye alındığında üç yollu selenoid valf emiş regülatörünün hidrolik silindrine yağ dolumuna yol verir ve emiş regülatörünün kontrol klepesi açık konuma gelir. Bu sayede vidanın birinci kademesine sıkıştırılacak havanın girişi sağlanmış olur. Vida bloğunun alçak basınç kademesi ve yüksek basınç kademesi farklı dişli oranına sahiptir. Kompresörde üretilecek basınçlı hava debisine göre sistemin dişli oranı belirlenir. Kompresör birinci kademesine alınan hava hacmi, belirlenmiş olan dişli oranının hız limitlerine göre kademeli olarak basınçlandırılır.

Yağsız vida soğutma sisteminde ara soğutucu ve son soğutucuların yanı sıra yüzey soğutma diye adlandırılan arttırılmış yüzeyler bulunmaktadır.



Şekil 2.5 Yağsız vidalı kompresör sistemi [18]

Şekil 2.5'te görüldüğü gibi atmosfer basıncındaki hava veya gaz kompresör girişinde bulunan hava filtresi ile yapısındaki partiküllerden ayrıştırılarak emiş regülatörü vasıtasıyla kompresörün birinci kademesine iletilmektedir. Kompresör birinci kademesinde sıkıştırılan hava ara soğutucuda soğutulmaktadır. Soğutucu çıkışında basınçlı havanın yapısında bulunan yoğunlaşmış nemin ayrıştırılması için su seperatörü kullanılmaktadır. Yapısındaki yoğunlaşmış su buharından ayrıştırılan basınçlı hava ikinci kademeye iletilmektedir. İkinci kademe ile istenilen basınç değerine sıkıştırılan hava tekrar su seperatöründe yapısındaki yoğunlaşmış su buharından ayrıştırılarak kurutucuya iletilmektedir. Şekil 2.5'de gösterilen ikinci kademe çıkışındaki çekvalf, kompresör durduğu anda ikinci kademedeki havanın soğutucuya iletilmesini önlemektedir. Bu durumda ikinci kademe bulunan basınçlı hava çeşitli tahliye yöntemleriyle kademedan tahliye edilmektedir.

2.2 Vidalı Kompresörlerde Isı Transfer Yöntemleri

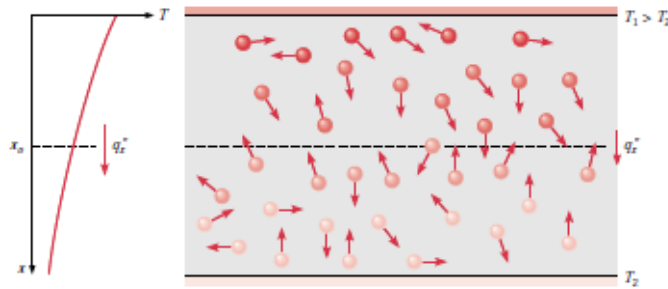
Yağsız vidalı kompresörlerde hava yalın halde sıkıştırıldığından, vida ünitesinin malzeme dayanım limitleri doğrultusunda bir basınç oranı belirlenip, bu oran doğrultusunda, sıkıştırma işlemi iki kademeli olarak gerçekleştirilmektedir. Radyatörlere iletilen basınçlı hava ise kompresör soğutma yöntemine bağlı olarak hava ile ya da su ile

soğutulmaktadır. Hava soğutmalı kompresörlerde radyatörlere iletilen basınçlı hava fanlar yardımıyla konveksiyon ısı transferi yöntemiyle soğutulmaktadır. Kompresörlerde ısı iletimi temel olarak kondüksiyon (temas yoluyla), konveksiyon (hareket yoluyla) ve radyasyon (ışma yoluyla) olmak üzere üç yolla gerçekleşmektedir.

2.3 Kondüksiyonla Isı Transferi

İki maddede sıcaklık farklılığı varsa bu iki madde arasında ısı akışı meydana gelir. Bu tür ısı akışına moleküler iletim ya da sadece iletim denir. İletilen ısı moleküler boyuttur ve mekanizması, herbir molekülün momentumunun sıcaklık farklılığı boyunca taşınmasına dayanır[5]. Şekil 2.6’da temas yoluyla olan ısı transferinde iletilen ısı miktarı temas yüzey alanına, malzemenin ısı iletim katsayısına, sıcaklık farkına ve mesafe boyutlarına göre farklılık göstermektedir.

$$Q = A \cdot k \cdot \frac{dT}{dx} \quad (2.1)$$



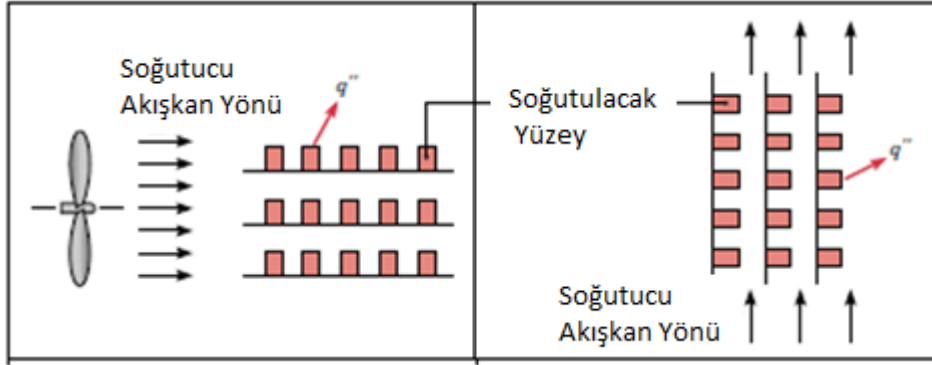
Şekil 2.6 Kondüksiyonla ısı transferi prensibi [5].

2.4 Konveksiyonla Isı Transferi

Konveksiyon yoluyla ısı transferi Şekil 2.7’de gösterildiği gibi hareket eden sıvı veya gaz cisimlerde gerçekleşmektedir. Akışkan ne kadar hızlı olursa taşınım ile ısı transferi o kadar yüksek olur. Taşınım ile ısı geçişi, akışın türüne göre zorlanmış ve doğal taşınım olmak üzere iki sınıfa ayrılır. Doğal taşınımda akışkan hareketi meydana getiren dış bir etki yoktur. Akışkan içerisindeki sıcaklık değişiminin ortaya çıkardığı yoğunluk farkından kaynaklanan kaldırma kuvveti ile oluşur. Kompresörlerdeki konveksiyon ısı transferi zorlanmış taşınım örneklerdir. Sıkıştırılan hava radyatörlere iletilir. Radyatörlerin yapısında bulunan artırılmış yüzeylere yani finlere iletilen ısı, soğutma sisteminde bulunan fanlar

ile fin yüzeyinden uzaklaştırılır. Taşınım ile birim zamanda transfer edilen ısı miktarını hesaplamak Newton için soğutma kanunu kullanılır.

$$q'' = h(T_s - T_\infty) \quad (2.2)$$

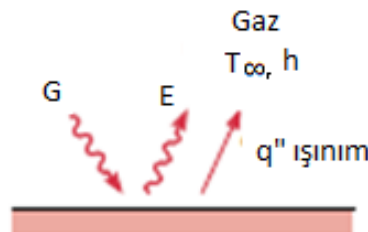


Şekil 2.7 Konveksiyonla ısı transferi prensibi [5].

2.5 Radyasyonla Isı İletimi

Elektromanyetik dalgalar şeklinde veya fotonlar vasıtasıyla gerçekleşen ısı transferi şekline ışınlama (radyasyonla) ısı transferi denir. İletim ve taşınım ile ısı geçişi bir madde içindeki sıcaklık gradyanından kaynaklanırken, ısı ışınlama ile ısı geçişi için arada bir madde bulunmasına gerek yoktur; yüzeylerin birbirini görmesi yeterlidir. Isı geçişi malzeme yüzey karakteristiğine bağlıdır. Yüzey parlak ise ışık demeti başka bir açıyla yansıtılır, pürüzlü ya da mat ise ışık demeti dağınık yansıtılır. En yüksek absorpsivite değeri 1'dir ve bu değere, bir cismin gelen radyasyonun yansıtma ve geçirme olmaksızın tümünü absorblaması durumunda ulaşılır. Böyle bir cisim siyah cisim denir ve en yüksek radyasyon gücüne sahiptir. Radyasyonla ısı iletimi Şekil 2.8'de gösterilmiştir.

$$Q = \sigma \cdot A \cdot T^4 \quad (2.3)$$



Şekil 2.8 Radyasyonla ısı iletim prensibi [5]

2.6 Hava Soğutmalı Vidalı Kompresörlerdeki Soğutma Sistemi Ekipmanları

Hava soğutmalı yağsız vidalı kompresörlerin soğutma sisteminde temel olarak soğutulmuş havadaki yoğunlaşmış nemi ayırıştırmak için su seperatörleri, radyatörler ve soğutucu fanlar bulunmaktadır. Sistemde kademeli sıkıştırma gerçekleştiği için her kademe çıkışı için bir soğutma grubu bulunmaktadır. Çalışma konusu olan yağsız vidalı kompresörler ile sıkıştırılan havanın, sıkıştırma sonu sıcaklıkları yaklaşık 220°C olduğu için tasarlanacak olan radyatörlerin malzemesi bu sıcaklıklara dayanım gösterebilir nitelikte olmalıdır. Bu doğrultuda yapılan araştırmalara göre kullanılan malzemeler Çizelge 2.2’de detaylandırılmıştır.

Çizelge 2.2 Soğutucu malzemelerinin termal ve kimyasal özellikleri [13]

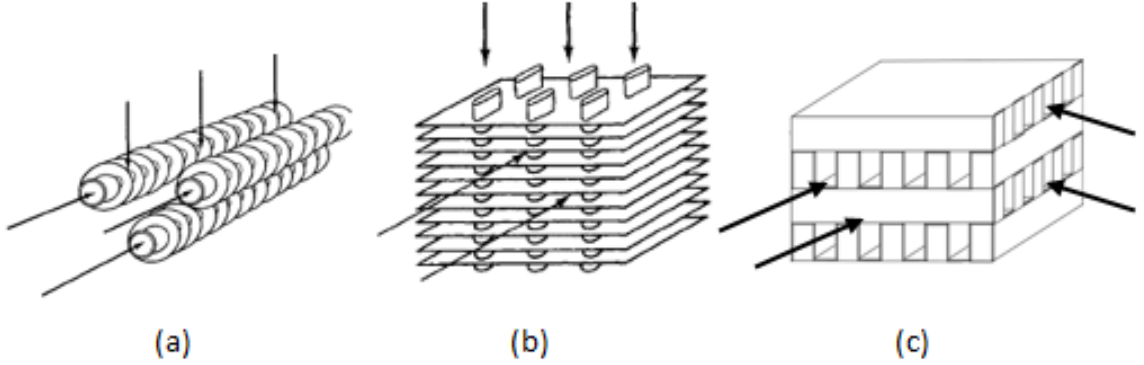
Malzeme	Isı iletim Katsayısı (W/m-k)	Özellikler
Prinç	111	Korozyon direnci zayıf
Bakır	386	Korozyon direnci zayıf
Alüminyum	204	Korozyon direnci yüksek
Paslanmaz Çelik	17,2	Korozyon direnci yüksek

Soğutma sistemi uygulamalarında kullanılan radyatörlerin malzemesi genellikle alüminyumdur. Bunun en önemli nedeni, malzemenin kolay işlenebilir ve ekonomik olmasıdır [13]. Yağsız vidalı kompresörlerde basınçlı hava kalite standardı olan Sınıf-0 normunu sağlayabilmek için, basınç hattında korozyon istenmemektedir. Bu yüzden çalışma kapsamında soğutucu malzemesi olarak korozyon direnci yüksek alüminyum ve paslanmaz çelik tercih edilmiştir. Kompresör kademe çıkışlarında hava sıcaklıklarının yüksek olması sebebiyle paslanmaz çelik ön soğutucular kullanılmaktadır. Kademe çıkışlarındaki yüksek sıcaklığa sahip basınçlı hava ön soğutucularla belli bir seviyeye kadar soğutulup alüminyum soğutuculara iletilmektedir.

2.7 Ön Soğutucu ve Radyatör

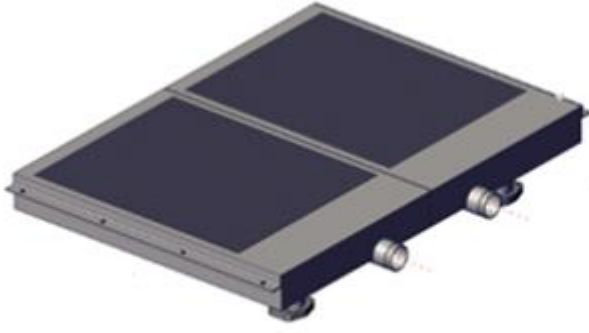
Soğutucular birçok alanda aktif olarak kullanıldığından, enerji ekonomisini arttırmak için yapılan çalışmalar soğutucuların gelişimi için yararlı olmuştur. Özel ısı geçiş yüzeyleri üzerinde çalışılarak, ısı geçişinin artırılması, bu çalışmaların temelini oluşturmaktadır

[5]. Birbirine karışmayan çapraz akışlı ısı transferi uygulamalarında kullanılan ısı değıştiricisi kanat ve yüzey yapılarına ait görseller Şekil 2.9’da sunulmuştur.



Şekil 2.9 Radyatör kanat yapıları (a) radyal finli silindirik tüp, (b),(c) tüp ve plaka [1]

Soğutucu tipine karar verilirken dikkat edilmesi gereken temel parametre, soğutma ihtiyacı olan yüzey alanının en küçük hacimde sağlanabilmesidir. Bunun yanı sıra soğutucunun yüzeyi, kullanılacağı sisteme ve bu sistemin uygulama alanına göre uygun geometride olmalıdır. Soğutucu ve kanat malzemesi, sistemin çalışma koşullarına uygun olarak tespit edilmelidir. Kanat malzemesi doğrudan termal kondaktiviteyi buna bağlı olarak da soğutma verimini etkilemektedir. Soğutucu hesapları yapılırken akışkanın temas ettiği yüzey alanı genişletilerek soğutma veriminin artması beklenir. Akışın yüzey teması sonucu yüzey geometrisinden dolayı sürtünme kayıpları meydana gelmektedir. Bu yüzden soğutucunun kanat geometrisinin ve boyutlarının, soğutucu akışkan ve soğutulan akışkanda oluşabilecek mümkün olan minimum basınç kaybına göre tasarlanması gerekmektedir. Bu sayede hem soğutma sisteminin verimi hem de kompresör verimi artmaktadır.



(a) Paslanmaz Çelik Ön Soğutucu



(b) Alüminyum Radyatör

Şekil 2.10 Kompresör soğutma sisteminde kullanılan radyatörler (a),(b)

Şekil 2.10 (b) şeklinde tasarım görüntüsü verilmiş alüminyum radyatörün yüzey detayı Şekil 2.11’ da gösterilmiştir ve her bir sıra, lamel olarak adlandırılmaktadır.



Şekil 2.11 Soğutma havasının geçtiği radyatör yüzeyinin geometrik şekli ve finlerin dizilimi

Basıncılı hava Şekil 2.12’de gösterilen finli yüzeyden geçerken eş zamanlı olarak sistemde bulunan fanlar vasıtasıyla sağlanan soğutma havası da lamellerden geçmektedir. Bu sayede basıncılı havanın ısı atımı gerçekleşmektedir.



Şekil 2.12 Basınçlı havanın geçtiği radyatör yüzeyindeki finlerin dizilimi

2.8 Fan

Soğutma sistemlerinde kullanılan fanlar, ön soğutucu, ara soğutucu ve yağ soğutucu radyatörlerin üzerinde bulunan soğutma kanallarından, ihtiyaç duyulan kapasitede havanın ya da soğutucu gazın transferini sağlayan ekipmandır. Kompresör soğutma sistemlerinde genellikle aksiyal veya radyal fanlar kullanılmaktadır. Soğutma sisteminde kullanılacak fan modelinin, hesaplanan soğutma ihtiyacını en az enerji tüketimiyle ve mümkün olan en az gürültü seviyesinde karşılayabilir nitelikte olması gerekir. Kompresör sistemlerinde kullanılan fanların tahriği sabit ve değişken hızlı motorlar ile sağlanmaktadır. Fan tasarımıındaki gerekli temel parametreler, eşitlik (2.4) ve (2.5)'te gösterilmiştir.

$$Q = A * V \left[\frac{m^3}{dak} \right] \quad (2.4)$$

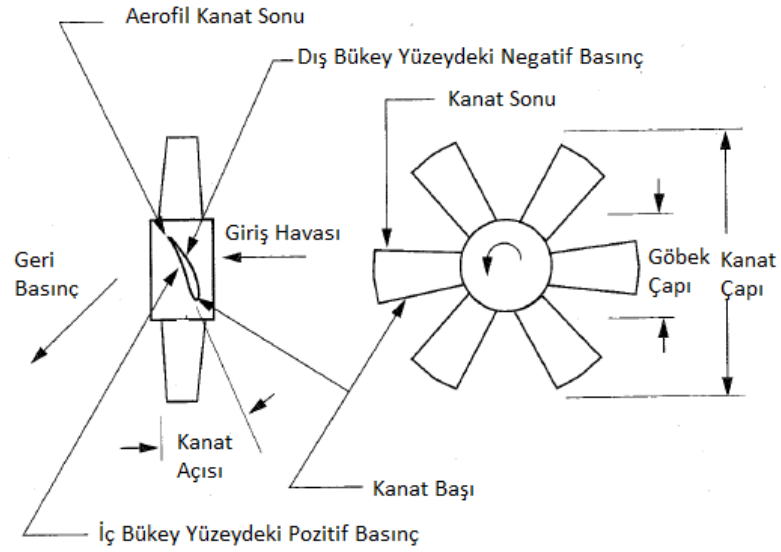
$$\Delta P = SP + VP \text{ [Pa]} \quad (2.5)$$

$$P = Q * \Delta P \text{ [W]} \quad (2.6)$$

Sistemde kullanılan fanların güç tüketimi eşitlik (2.6)'da gösterildiği gibi, soğutucu yüzeyinde oluşan geri basıncın fan debisi ile çarpımı ile hesaplanır. Bu kapsamda soğutma sistemdeki geri basınç seviyeleri fanın efektif çalışma aralığı doğrultusunda azaltılmıştır.

2.8.1 Aksiyal fanlar

Aksiyal fanlar havanın fan çarkı ile aynı yönde hareket ettiği fan tipidir. Bu fan tipi, yaklaşık 20.000 m³/saat kapasite ihtiyacı ve düşük basınç kaybına (0-250 Pa) sahip sistemler için kullanıma uygundur. Fan kanatları çelik sac, plastik veya alaşımlı alüminyum döküm olarak imal edilmektedir. Aksiyal fanlar genellikle aerodinamik kesitli ve kanat açısı ayarlanabilir tipte özel yataklamalı göbeklerden oluşmaktadır [7]. Şekil 2.13'te aerodinamik kesitli aksiyal fan tasarımı şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 2.13 Aerodinamik kesitli aksiyal fan [7]

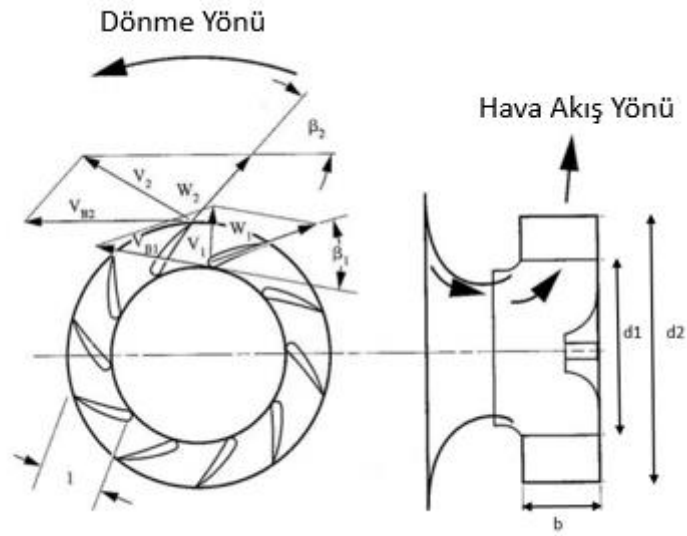
2.8.2 Radyal (Santrifüj) Fanlar

Radyal tip fanlarda basınç farkı oluşturularak meydana gelen havanın hareketi eksenel yönde olmayıp santrifüj kuvveti doğrultusundadır. Santrifüj fanlar, yapısal dayanımlarının yüksek olması sayesinde; yüksek sıcaklıkta, korozif ve aşındırıcı ortamlarda dahi sorunsuz çalışabilmektedir. Kompresör soğutma sistemlerinde kullanılan soğutucu radyatörler zamanla kirlenerek akış direncine yol açmaktadır. Santrifüj fanlar akış direncinin değişkenliğinin söz konusu olduğu alanlarda daha verimli ve sessiz çalışma olanağı sağlamaktadır. Şekil 2.14'de gösterilen santrifüj fanlar kanat şekillerine göre altı kategoriye ayrılır [7].

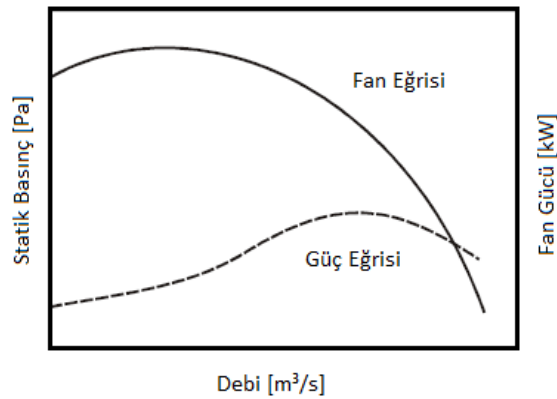


Şekil 2.14 Santrifüj fanların kanat tiplerine göre verimlilikleri [7]

Kanat tiplerine göre aralarında en verimli olan Airfoil kanatlı fanlardır. Bu kanat tipi statik basıncın yüksek olduğu havalandırma uygulamalarında, tekil ya da paralel olarak kullanılabilirler. Şekil 2.15'te radyal fanın çalışma prensibi ve genel tasarım konsepti şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 2.15 Radyal fan [7]



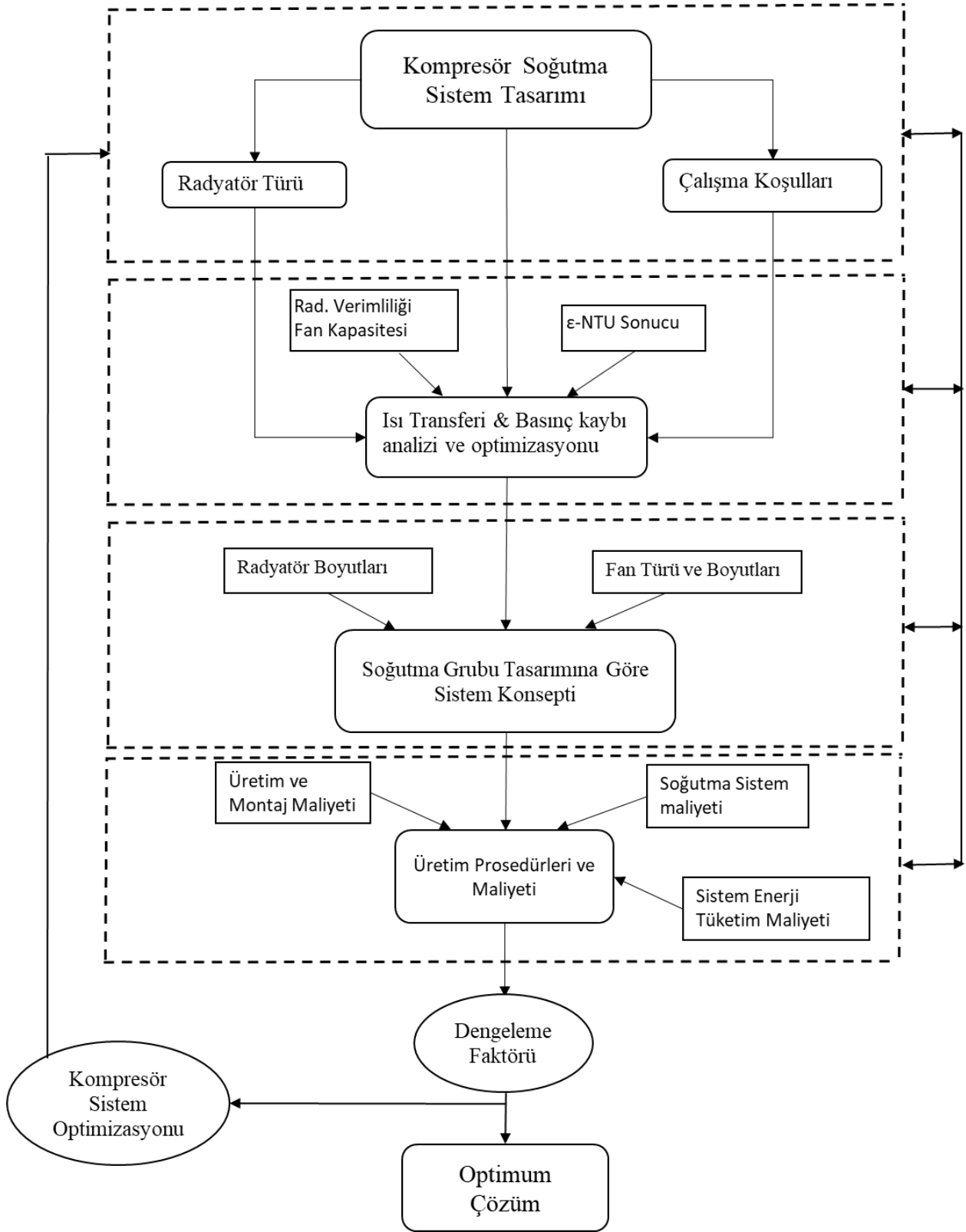
Şekil 2.16 Radyal fan performans grafiği [7]

YAĞSIZ VİDALI KOMPRESÖRLERDE SOĞUTMA SİSTEMİ TASARIM PARAMETRELERİ

Kompresörlerde soğutma sistemi tasarımı yapılırken dikkat edilmesi gereken birçok parametre mevcuttur. Önemli olanlardan bazıları şöyle özetlenebilir;

- i. Kompresör özgül güç hedefi; özgül güç temel olarak kompresör ana motorun ve fan motorunun elektriksel gücü toplanıp, sistemde sıkıştırılan hava miktarına bölünerek hesaplanmaktadır. Fan tasarımı yapılırken, soğutma havasının kapasitesini etkileyecek geri basınç faktörünün minimum olması fanın güç tüketimini azaltacaktır.
- ii. Basıncılı havanın ulaştığı maksimum sıcaklıklar; sistem sıcaklığı, kompresörün sıkıştırma oranı, hava kapasitesi, rotor hızları ve ortam sıcaklığına bağlı olarak değişmektedir. Soğutucu malzemelerinin maksimum dayanım sıcaklıkları, basıncılı havanın ulaştığı maksimum sıcaklık değerlerine uygun olmalıdır.
- iii. Kompresör soğutma sisteminin toplam hacmi; ön soğutucu ve radyatörlerin boyutları kompresör kabin boyutlarına uygun geometride ve ölçülerde olacak şekilde optimize edilmelidir.
- iv. Kompresörün hedeflenen gürültü seviyesi; gürültü seviyesini azaltmak için soğutma sisteminin kabin içerisindeki konumu, sistemdeki fan gürültüsünün kabin dışına iletilmesini önlemek için kabin açıklıklarından uzak olmalıdır.

Kompresörlerde soğutucu sistem tasarımı yapılırken, takip edilmesi gereken tasarım aşamalarını içeren kronolojik sıralama Şekil 3.1’de gösterilmiştir.



Şekil 3.1 Soğutucu tasarım kronolojisi [1].

3.1 Yağsız Vidalı Kompresörlerde Radyatör Tasarım Parametreleri

Bir radyatör tasarımına başlanırken sistemde olabilecek en fazla ısı geçişi tayin edilmelidir. Kompresör soğutma sistemlerinde sıcak akışkan olan basınçlı havada yüksek bir sıcaklık değişimi gerçekleşmektedir. Bu durumda;

$$C_a < C_b ; q_{max} = C_a(T_{a,i} - T_{b,i}) \quad (3.1)$$

Isıl kapasite debisi olan C değeri hangi akışkan için küçükse C_{min} değeri o akışkana eşit olarak alınır. Yani;

$$q_{max} = C_{min}(T_{a,i} - T_{b,i}) \quad (3.2)$$

Bir soğutucuda ısıl yükün, olabilecek en yüksek ısıl yüke oranı etkenlik katsayısını vermektedir.

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} \quad (3.3)$$

Bu bakımdan (3.4) formülü ile gerçek ısı geçişi hesaplanır.

$$q = \varepsilon C_{min}(T_{a,i} - T_{b,i}) \quad (3.4)$$

Herhangi bir soğutucu tasarımı yapılırken (3.5) bağıntısı yazılabilir.

$$\varepsilon = f\left(NTU, \frac{C_{min}}{C_{max}}\right) \quad (3.5)$$

$$NTU \equiv \frac{UA}{C_{min}} \quad (3.6)$$

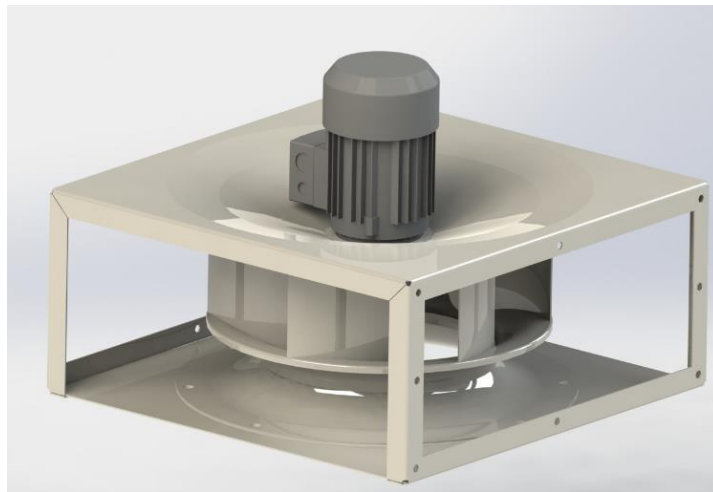
Isı geçiş birimi sayısı eşitlik (3.6) gibi hesaplanır. Burada A olarak ifade edilen alan, basınçlı hava olan sıcak akışkan ve soğutucu akışkanın geçtiği yüzey alanlarını ifade etmektedir. Enerji verimliliğinin yüksek olması için alan hesapları yapılırken, basınçlı havanın ve soğutucu havanın geçtiği yüzeylerdeki basınç kaybı minimum seviyede tutulmuştur.

3.2 Yağsız Vidalı Kompresörlerde Fan Tasarım Parametreleri

Radyatör hesaplamaları yapılırken, sistemin soğutma ihtiyacı ve radyatörlerde oluşacak geri basınç değerleri hesaplanmaktadır. Sistemde kullanılacak fan ya da fanların, radyatör ve kabin sisteminde oluşan toplam geri basınç değerinde, hesaplanan soğutma debisinin sağlanabiliyor olması gerekmektedir. Yağsız vidalı kompresör sistemlerinde kullanılan soğutucu yüzey alanları ve soğutma kapasiteleri radyal fanlarla sağlanabilmektedir. Şekil 3.2 ve Şekil 3.3’de kompresör soğutma sistemlerinde yaygın olarak kullanılan içten motorlu ve arkadan motorlu radyal fan örnekleri gösterilmiştir.



Şekil 3.2 İçten motorlu radyal fan



Şekil 3.3 Arkadan motorlu radyal fan

$$P_{suc} = \frac{1}{2} * k_i * \rho * V^2 \quad (3.7)$$

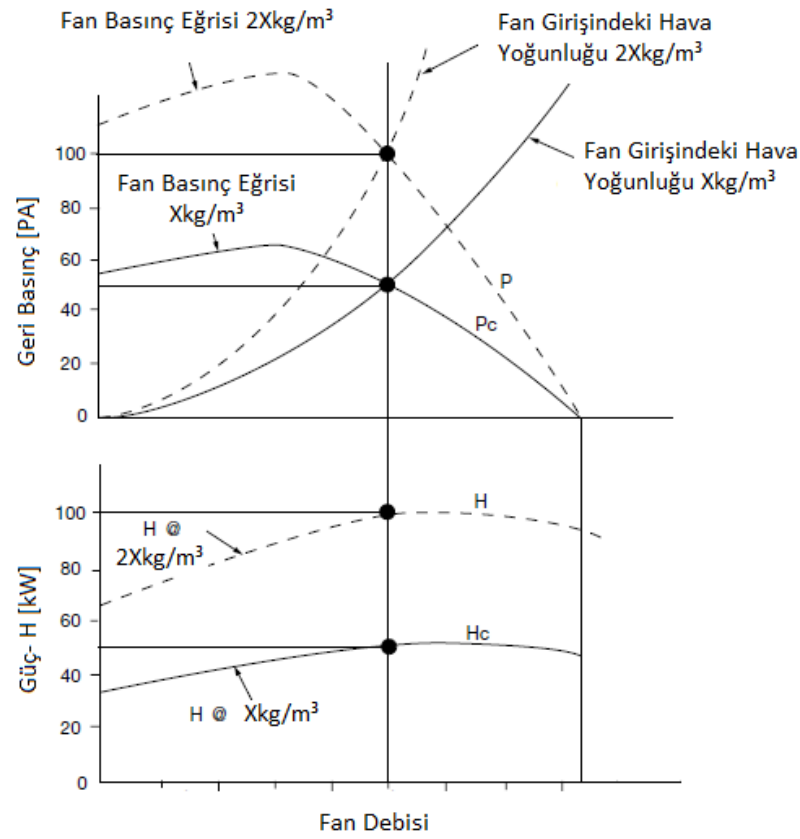
$$P_{imp} = \frac{1}{2} * k_{ii} * \rho * V_w^2 \quad (3.8)$$

$$\eta_{hy} = \frac{\Delta P}{\Delta P + P_{suc} + P_{imp}} \quad (3.9)$$

$$\eta_{vol} = \frac{Q}{Q + Q_L} \quad (3.10)$$

$$\eta_{top} = \eta_{hy} * \eta_{vol} \quad (3.11)$$

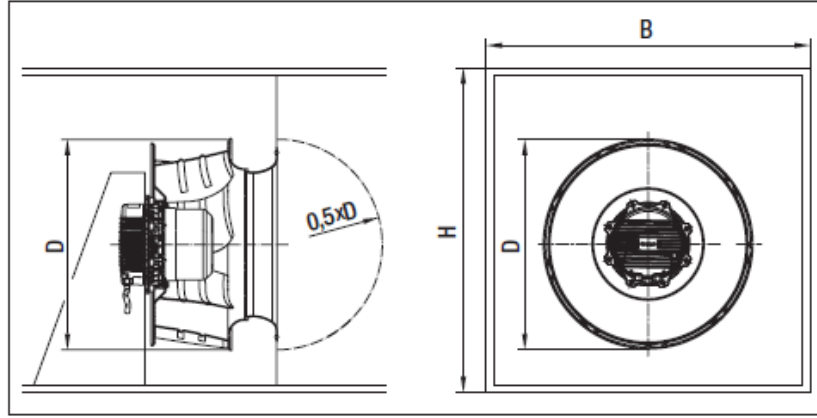
$$P_w = \frac{(\Delta P + P_{suc} + P_{imp} + P_{vc}) * (Q + Q_L)}{\eta_{top}} \quad (3.12)$$



Şekil 3.4 Radyal fanların hava yoğunluğu değişimine göre performans eğrileri [7]

Şekil 3.4'te gösterilen grafiklerde fan girişindeki hava yoğunluğunun değişimine bağlı olarak fan gücündeki değişim gösterilmiştir. Fanın güç tüketimi hava yoğunluğuyla doğru orantılı olarak değişmektedir [7].

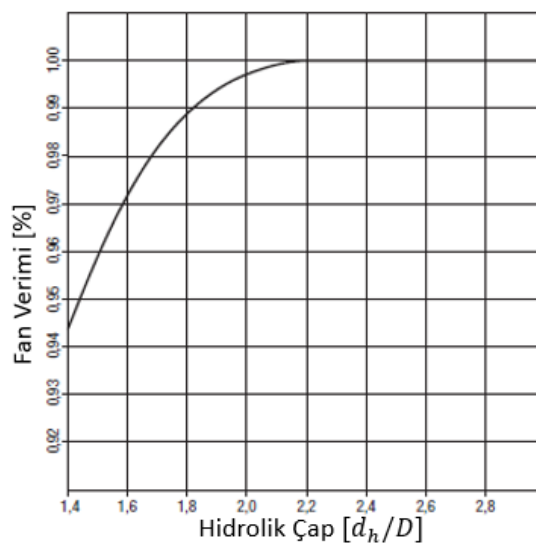
Radyal fanlı sistemlerde, fan verimini etkileyen bir diğer parametre de, fanın sisteme montajındaki ölçülerdir. Şekil 3.5'te gösterilen şematik resimde de gösterildiği gibi, verimli bir soğutma sağlanabilmesi için sistemde kullanılacak olan fan ya da fanların radyatör yüzeyinden uzaklığı, fan çapının yarısı kadar olmalıdır.



Şekil 3.5 Verimli soğutma için fanın sisteme montaj ölçüleri

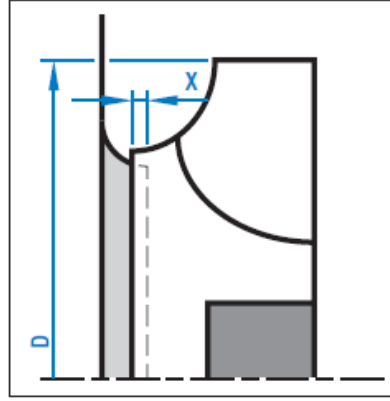
Sistemde kullanılan fanın, montaj yüzey ölçülerine göre hesaplanan ıslak çevresi (3.13) ve bu hesaba göre verimi Şekil 3.6' da gösterilmiştir. Bunun yanında fanların sisteme montajı konusunda dikkat edilmesi gereken başka bir parametre de radyatör yüzeyi ile arasında olan mesafedir. Fan montajında dikkat edilmesi gereken ölçüler ve bu ölçü tolereanslarının fan performansına olan etkileri Şekil 3.6'da gösterilmiştir.

$$d_h = 2xBxH/(B + H) \quad (3.13)$$



Şekil 3.6 Hidrolik çapa göre fan veriminin değişim grafiği

Santrifüj fanlarda akış düzenleyici nozullar kullanılmaktadır. Nozulların montajında fan kanatına olan uzaklık oranlarının fan performansına etkisi Şekil 3.8’de gösterilmektedir ve montaj mesafesinin fanın çapına göre oranının fan verimine olan etkileri eşitlik (3.14),(3.15) ve (3.16)’da gösterilmiştir.

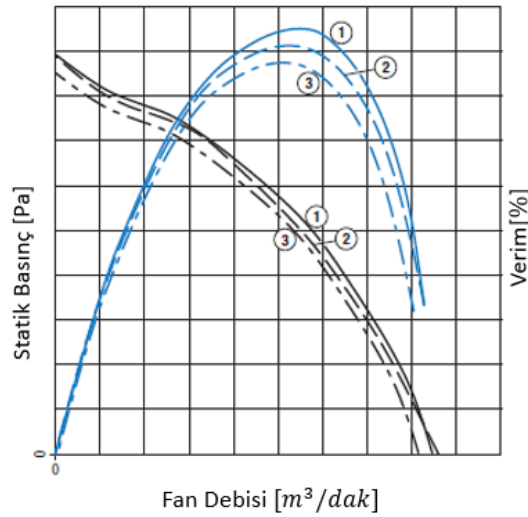


Şekil 3.7 Akış düzenleyici nozulların montaj toleransları

$$1. Durum \quad \frac{x}{D} = \%0.6 \quad (3.14)$$

$$2. Durum \quad \frac{x}{D} = \%0 \quad (3.15)$$

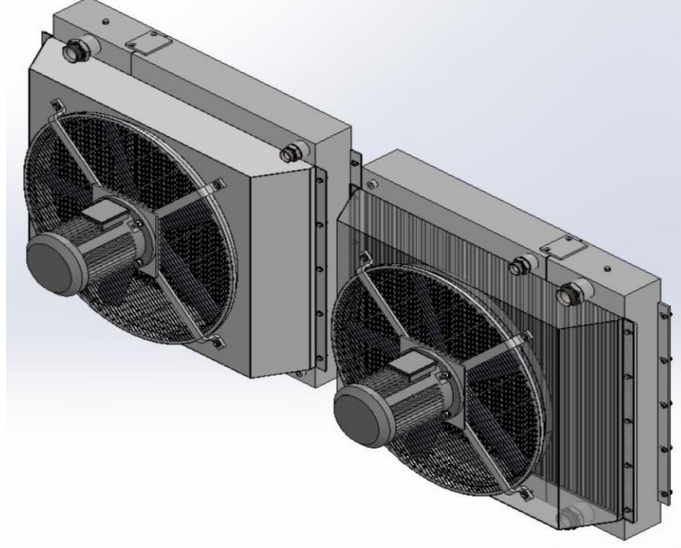
$$3. Durum \quad \frac{x}{D} = \% - 0.8 \quad (3.16)$$



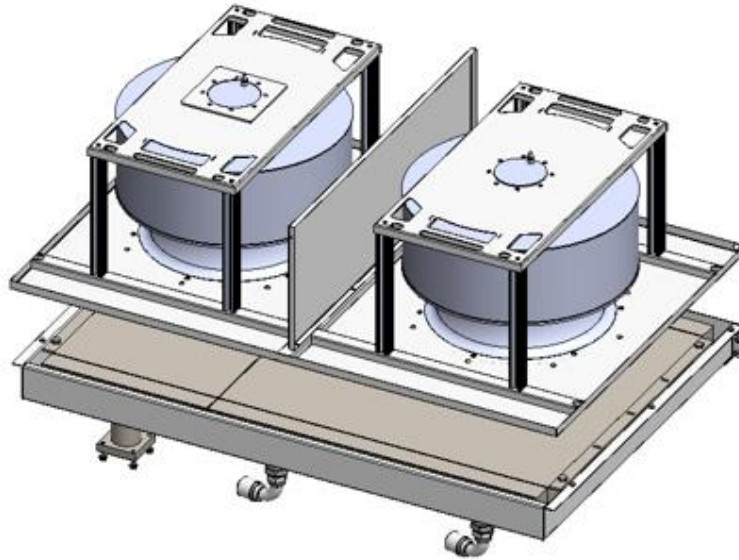
Şekil 3.8 Akış düzenleyici nozulların fan verimine etkisi

3.3 Soğutma Sistemi Tasarımları

Bir vidalı yağsız kompresörde sistemin soğutma kapasitesine göre, tekli fan ya da çoklu fanlar kullanılmaktadır. Soğutma sistemi tasarımı yapılırken dikkat edilmesi gereken en önemli parametrelerden biri de, sistemde kullanılan soğutucuların yüzey dirençlerinin eşit olmasıdır. Böylece hava soğutucunun yüzeyine eşit dağılacak ve soğutma verimi her iki soğutucu için de eşit olacaktır. Belirtilen ölçüm tolerans aralıklarına göre yapılmış tasarım örnekleri Şekil 3.9 ve Şekil 3.10’da gösterilmiştir.



Şekil 3.9 Eksenel fanlı soğutma sistemi tasarımı



Şekil 3.10 Radyal fanlı soğutma sistemi tasarımı

3.4 Soğutma Odasının Kompresör Kabini İçerisindeki Konumunun Tayini

Kompresör paket gücü hesaplanırken soğutma sisteminde kullanılan fanların enerji tüketimi de hesaba katıldığından, bu fanların verimliliği önem arz etmektedir. Bu doğrultuda kompresör soğutma veriminin yüksek olması için, kompresör kabinlerinde soğutma sistemi doğru konumlandırılmalıdır. Bu doğrultuda, soğutma havasının geçeceği radyatör ve ön soğutucuların yüzey direnci düşük olacak şekilde tasarım yapılmalıdır. Kabin tasarımlarında soğutucu havaya radyatör yüzey direncine ek olarak direnç yaratmayacak bir emiş paneli tasarımı yapılmalıdır. Ayrıca, soğutma sisteminin kabin içerisindeki konumu, sistemde kullanılan fan ya da fanların gürültüsünü kabin dışına iletilmesini önleyecek şekilde tayin edilmelidir.

YAĞSIZ VİDALI KOMPRESÖRDE SOĞUTMA SİSTEMİNİN MODELLENMESİ

Bir soğutucunun modelini oluşturabilmek için, LMDT yöntemi ve NTU olmak üzere farklı hesaplama yöntemleri geliştirilmiştir. Bir soğutucuyu modellerken, akışkanların sadece giriş sıcaklıkları biliniyorsa LMDT yöntemini kullanmak için deneme yanılma yoluna gitmek gerekir. Bu durumda $\varepsilon - NTU$ yönteminin kullanılması daha uygundur. Çalışma kapsamında tasarlanan soğutucu hesaplamaları $\varepsilon - NTU$ yöntemine göre yapılmıştır. Soğutma grubunun modellenmesinde radyatör sistemi ve fan olmak üzere iki alt model oluşturularak optimizasyon yapılmıştır.

Radyatör tasarımı için matematik model oluştururken bazı kabuller yapılarak hesaplamalara başlanmıştır. Bu kabuller;

- Kompresörün bulunduğu ortam koşulları itibariyle, radyatör fin kanallarında oluşacak kirliliklerin soğutma havasında meydana getirdiği direnç artışı ihmal edilmiştir.
- Basıncı havanın ve soğutma havasının radyatör yüzeylerinden eşit hızlarla geçtiği kabul edilmiştir.
- Basıncı hava hattında oluşabilecek basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
- Vida sıkıştırılma süresince yüzeylerinde bulunan finli yapı vasıtasıyla ısı kaybı yaşanmaktadır. Bu ısı kaybı genel soğutma ihtiyacına oranla az olduğundan ihmal edilmiştir.

Belirtilen kabullere göre hesaplanan radyatör parametrelerinden biri olan yüzey direnci ve sistemden uzaklaştırılacak ısı kapasitesine göre ihtiyaç duyulan soğutma debisi

hesaplanmıştır. Sistemde kullanılacak olan fanın üreteceği soğutma hava debisi, radyatör yüzeylerinde oluşan dirence karşın ihtiyaç duyulan debiyi üretebilir kapasitede olacaktır. Buna karşın fanın güç tüketiminin, kompresör sistemi için minimum enerji tüketimine göre olacaktır.

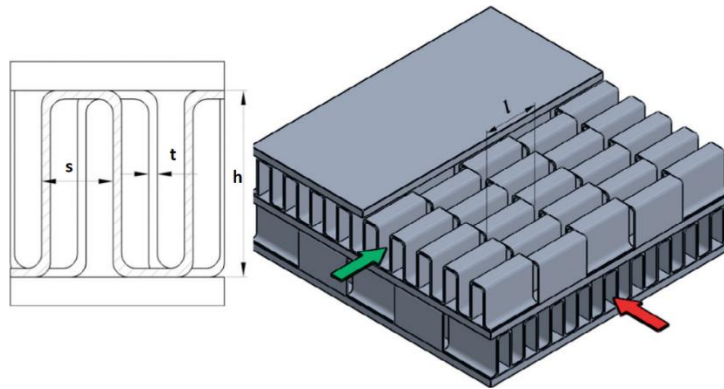
4.1 Matematik Modelin Metodolojisi

Matematik model oluşturulurken ilk olarak, kompresör kabininde soğutma sistemi için ayrılmış alanın hacmi referans alınmıştır ve bu referansa göre radyatör boyutlarının maksimum limitleri belirlenmiştir. Kompresör soğutma sisteminin matematik modeli MATLAB programında oluşturulmuştur.

- a. Modele aşağıda belirtilen değerlerin girilmesi gerekmektedir.
 - Çevre sıcaklığı ve nem oranı,
 - Soğutma havası giriş sıcaklığı,
 - Kompresörde üretilen basınçlı havanın debi değeri,
 - Kompresör kademe çıkışlarındaki havanın basınç değeri,
 - Kompresör kademe çıkışlarındaki havanın sıcaklık değeri,
 - Basınçlı havanın soğutulacağı sıcaklık değerleri
 - Soğutucuların yükseklik ve uzunluk limit değerleri
- b. Model ile soğutma havasının debi değeri $\dot{m}_b$ ve çıkış sıcaklığı $T_{b,2}$, soğutucuların ana boyutları olan Lh, Lw, N_b, N_a değerleri hesaplanmaktadır. Soğutucuda oluşan basınç kayıplarını optimize etmek için sınır değerleri bilinen fin ölçüleri olan l, s, h değerleri iteratif olarak hesaplanmaktadır.
- c. Model ile sıcak taraf olan basınçlı havanın geçtiği radyatör yüzey alanı havanın kabul edilebilir minimum basınç kaybı değerine kadar iteratif olarak hesaplanmaktadır.
 - Sıcak havanın giriş ve çıkış sıcaklıklarının ortalamasına göre havanın fiziksel özellikleri hesaplanmaktadır.

- Belirlenen limit değerler aralığında, ıslak çevre, efektif soğutma alanı ve soğutucu toplam yüzey alanı modellenmiştir.
 - Modele göre soğutucu efektif yüzey alanından geçen kütleli hız değeri ve Re sayısı bulunup bunlara bağlı olarak Colburn faktörü (boyutsuz ısı transfer katsayısı), fannig faktör hesaplanmıştır.
 - Prandtl sayısı ve buna bağlı olarak Stanton sayısı hesaplanarak, ısı transfer katsayısı bulunmuştur.
 - Sıcak taraf için fin verimi ve soğutucu verimi ve toplam ısı direnci hesaplanmıştır.
- d. Basıncılı havanın geçtiği yüzeyde oluşan direnç basınç kaybına yol açacağından, bu değerin minimum olmasına dikkat edilmelidir. Bulunan ısı direnci belirlenen limit değerler dışında olduğu durumda soğutucu boyut limit değerleri genişletilerek hesaplar tekrarlanmıştır.
- e. Sıcak taraf için hesaplanan radyatör boyutlarının tersi soğutucu havanın geçtiği yüzeydir. Dolayısıyla soğuk havanın geçtiği yüzey için radyatör ana boyutları referans alınarak fin ölçüleri l, s, h hesaplanmaktadır. Fin kalınlığı olan t değeri, Reynolds sayısını ihmal edilecek kadar az etkilediğinden sabit tutulmuştur [1].
- Soğuk havanın giriş ve çıkış sıcaklıklarının ortalamasına göre hava özellikleri hesaplanmıştır.
 - Belirlenen limit değerler aralığında, ıslak çevre, efektif soğutma alanı ve soğutucu toplam yüzey alanı hesaplanmıştır.
 - Soğutucu efektif yüzey alanından geçen kütleli hız değeri ve Reynolds sayısı hesaplanır ve Re sayısına bağlı olarak Colburn faktörü (boyutsuz ısı transfer katsayısı), fannig faktör hesaplanmıştır.
 - Prandtl sayısı ve buna bağlı olarak Stanton sayısı hesaplanarak, ısı transfer katsayısı bulunmuştur.
 - Soğuk taraf için fin verimi ve soğutucu verimi ve soğuk taraf için toplam ısı direnci hesaplanmıştır.

- f. Soğuk tarafta oluşan hava direncinin limitleri belirlenirken, kompresör özgül güç hedefi göz önünde bulundurulmuştur. Fanlarda güç tüketimi, statik basıncın artışıyla doğru orantılıdır. Bu doğrultuda, sistemde ihtiyaç duyulan debi, hesaplanan statik basınç altında kabul edilebilir optimum enerji tüketimiyle sağlanabilir olduğu noktaya kadar iterasyon devam etmiştir.
- g. Sıcak ve soğuk taraf için ortalama ısı transfer katsayıları ve buna bağlı olarak ε' -NTU değerleri hesaplanmıştır.
- h. NTU'ya göre hesaplanan soğutucu verimi, ε' değerinin, ε değerinden büyük olduğu değere kadar iterasyona devam edilir.
- i. Çapraz akış prensibiyle çalışan bir radyatörde verimli ve ekonomik tasarım için ısı kapasite oranı $C_r > 0.25$, ($C_r = C_{min}/C_{max}$) ve $\varepsilon > 0.8$ olmalıdır [12].



Şekil 4.1 Radyatör Boyutlandırılması [12]

Şekil 4.1' de gösterilen radyatör kesitinde görülen; s,t,h,l sırasıyla kanat genişliği, kalınlığı, yüksekliği ve uzunluğudur. Kanat boyutları optimize edilirken basınç kayıpları ve radyatör etkenlik parametresine göre parametre kıyası yapılarak, her değer için uygun olan boyut aralıkları referans alıkları belirlenmiştir.

Vida sisteminin teorik tasarımı yapılırken yer değiştirmeli kompresörler- kabul deneyleri standartı ISO 1217 gereğince ortam koşulları;

Atmosferik basınç değeri 1 Bar, hava giriş sıcaklığı 20 °C, ortam nem oranı %0 olarak kabul edilmektedir. [10]

Bu şartlara göre seçilen vidanın her kademe için sıkış sıcaklık ve basınç değerlerine göre soğutucunun kapasitesi hesaplanmıştır.

$$q = \dot{m}_a c p_a (T_{a1} - T_{a2}) \quad (4.1)$$

Hesaplanan ısı yüküne göre soğutucu hava için, hava çıkış sıcaklığı ve debi değeri bilinmemektedir. Bu noktada ε -NTU hesaplama yöntemine başvurulmuştur.

$$q = \dot{m}_a c p_a (T_{a1} - T_{a2}) = \dot{m}_b c p_b (T_{b2} - T_{b1}) \quad (4.2)$$

Basıncılı hava ve soğutucu havanın ısı kapasite debileri (4.3) ve (4.4) denklemleri ile hesaplanmıştır.

$$C_a = \dot{m}_a * c p_a \quad (4.3)$$

$$C_b = \dot{m}_b * c p_b \quad (4.4)$$

Hesaplanan ısı kapasite değerlerine göre, küçük olan C_{min} değeri büyük olan ise C_{max} olarak belirlenmiştir ve C_r değeri hesaplanmıştır.

$$C_r = C_{min} / C_{max} \quad (4.5)$$

Sistemden transfer edilebilen maksimum ısı yük değeri (4.6) denklemiyle verilmiştir.

$$q_{max} = C_{min} (T_{a,1} - T_{b,1}) \quad (4.6)$$

Efektiflik ifadesi teorik olarak (4.7) ile hesaplanır.

$$q = \varepsilon C_{min} (T_{a,1} - T_{b,1}) \quad (4.7)$$

Kompresör soğutma sistemi boyutları için belirlenmiş olan yükseklik ve genişlik limitleri doğrultusunda basınçlı hava hattı boyutları için Lh_a , N_a , Lw_a , l_a , s_a , h_a limit aralıkları belirlenmiştir. Kanat kalınlığı, t için üretici firma standart kalınlık değeri alınmıştır.

Hesaplanan soğutucu boyutsal ve termal özelliklerine göre basınçlı havanın ve soğutma havasının geçiş yüzeylerinde oluşan basınç farkı (4.8) ve (4.9) denklemleri ile hesaplanır.

$$\Delta P_a = \frac{4 * f_a * L h_a * G_a^2}{2 * D h_a * \rho_a} \quad (4.8)$$

$$\Delta P_b = \frac{4 * f_b * L h_b * G_b^2}{2 * D h_b * \rho_b} \quad (4.9)$$

Soğutucu sistemlerde birbirlerine karışmayan akışkanlar için efektiflik değeri (4.10) denklemi ile hesaplanır [5].

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[\left(\frac{1}{C_r}\right) * (NTU)^{0.22} \{ \exp[-C_r (NTU)^{0.78}] - 1 \}\right] \quad (4.10)$$

Geçiş birim sayısı NTU hesapları (4.10) ve (4.11) denklemleriyle verilmiştir.

$$ntu_{a,b} = (UA)_{a,b} / C_{a,b} \quad (4.11)$$

$$\frac{1}{NTU} = \frac{1}{ntu_a(C_a/C_{min})} + \frac{1}{ntu_b(C_b/C_{min})} \quad (4.12)$$

Sıcak havanın geçtiği etken soğutucu alanı (4.13) denklemi ile hesaplanır. Sıcak havanın geçtiği yüzeyin lamel sayısını ifade eden N_a ve soğutucunun genişliğini ifade eden Lw_a değerlerinin değişim aralıkları ile fin yüksekliği h ve fin genişliği s değerlerinin maksimum değerleri ile değişim aralıkları programa tanımlanmıştır.

$$Aff_a = \frac{(h_a - t_a) * (s_a - t_a)}{s_a} * Lw_a * N_a \quad (4.13)$$

Soğutucu havanın geçtiği yüzey ölçüleri (4.14), (4.15), (4.16) eşitlikleriyle hesaplanmıştır.

$$Lh_b = Lw_a \quad (4.14)$$

$$N_b = N_a + 1 \quad (4.15)$$

$$Lw_b = Lh_a \quad (4.16)$$

Soğutucu havanın geçtiği etken alan (4.17) eşitliğiyle ifade edilmektedir. Eşitlikteki h ve s değerleri için değişim aralıkları tanımlanmıştır.

$$Aff_b = \frac{(h_b - t_b) * (s_b - t_b)}{s_b} * Lw_b * N_b \quad (4.17)$$

Kütleli hız ve Reynold sayısı (4.18) ve (4.19) denklemleri ile hesaplanmıştır [5].

$$G_a = \frac{\dot{m}_a}{Aff_a} \quad (4.18)$$

$$Re_a = \frac{G_a * Dh_a}{\mu_a} \quad (4.19)$$

Hidrolik çap (4.20) eşitliğinde gösterildiği şekilde hesaplanmıştır.

$$Dh_a = 2 * (s_a - t_a) * (h_a - t_a) / ((s_a - t_a) + (h_a - t_a)) \quad (4.20)$$

Colburn faktörü (ısı transfer katsayısı j) fannig faktör (sürtünme faktörü f) hesaplanmıştır [19].

$$j_a = 0.6522 Re^{-0.5403} \alpha^{-0.1541} \delta^{0.1499} \gamma^{-0.0678} * [1 + 5.269 * 10^{-5} * Re^{1.34} \alpha^{0.504} \delta^{0.456} \gamma^{-1.055}]^{0.1} \quad (4.21)$$

$$f_a = 9.6243 Re^{-0.7422} \alpha^{-0.1856} \delta^{0.3053} \gamma^{-0.2659} * [1 + 7.669 * 10^{-8} * Re^{4.429} \alpha^{0.92} \delta^{3.767} \gamma^{0.236}]^{0.1} \quad (4.22)$$

(4.21) ve (4.22) denklemlerinde kullanılan boyutsuz değerler (4.23), (4.24) ve (4.25) denklemleri ile hesaplanmıştır.

$$\alpha_a = \frac{s_a - t_a}{h_a - t_a} \quad (4.23)$$

$$\delta_a = \frac{t_a}{l_a} \quad (4.24)$$

$$\gamma_a = \frac{t_a}{s_a - t_a} \quad (4.25)$$

Kompresör kapasitesi belirlenirken, ortam koşullarına göre havada bulunan nem oranına göre çiğlenme noktası hesabı yapılarak çiğ faktörü ξ belirlenmiştir. Çiğ faktörü basınçlı hava tarafındaki ısı transfer katsayısını hesaplarken kullanılmaktadır. Kompresör çalışma koşullarına göre belirlenen ısı iletim katsayısı (4.26) numaralı denklem ile hesaplanır.

$$H_a = \xi * St_a * G_a * cp_a = \xi * j_a * cp_a * Pr_a^{-2/3} \frac{\dot{m}_a}{Aff_a} \quad (4.26)$$

Kanatların ısı iletim katsayısı radyatör üreticisinden elde edilmiştir.

$$Pr_a = \frac{\mu cp}{k} \quad (4.27)$$

Prandtl sayısı gazlar için $0,2 < Pr < 1$ aralığında değişmektedir [11].

Sıcak akışkanın ortalama sıcaklık değerine göre, $\mu, \rho, c_{p,a}, k$ değerleri deneysel olarak hesaplanmıştır.

$$\mu = (1,50619 * (T + 273)^{3/2}) / (T + 395) \quad (4.28)$$

$$\rho = P_h * (273 + T_1) * 1.2045 / ((T + 273) * 0.1) \quad (4.29)$$

$$c_p = (1003 + 0.02 * T + (4 * \frac{T^2}{10000})) / 1000 \quad (4.30)$$

$$K = 2.456 * (T + 273)^{0.823} / 10000 \quad (4.31)$$

Stanton sayısı akışkana transfer olan ısının, ısı kapasitesine oranıdır [5].

$$St_a = \frac{j_a}{Pr_a^{2/3}} \quad (4.32)$$

Fin verimi η_f verim parametresi ve efektif fin uzunluklarına göre hesaplanarak ortalama yüzey verimi (4.33) hesaplanmıştır [5].

$$\eta_0 = 1 - (1 - \eta_f)x(\alpha_s/(\alpha_p + \alpha_s)) \quad (4.33)$$

$$\eta_{f,a} = \frac{\tanh(ML)}{(ML)} \quad (4.34)$$

$$M_a = \sqrt{\frac{2*H_a}{K_f*t_a}} \quad (4.35)$$

$$L_a = \frac{h_a}{2} \quad (4.36)$$

Birincil ve ikincil yüzey alanları (4.37) ve (4.38) eşitlikleri ile hesaplanır.

$$\alpha_{p,a} = (s_a - t_a)/(s_a - t_a + h_a - t_a) \quad (4.37)$$

$$\alpha_{s,a} = (h_a - t_a)/(s_a - t_a + h_a - t_a) \quad (4.38)$$

Sıcak havanın geçtiği soğutucu yüzey alanı (4.39) eşitliği ile hesaplanır.

$$A_a = Lw_a * Lh_a * N_a * (2 * \frac{(h_a - t_a) + (s_a - t_a)}{s_a}) \quad (4.39)$$

Soğuk havanın geçtiği yüzeylerin hesabı yapılırken, basınçlı havanın geçiş yüzeylerinde yapılan hesap metodolojisi tekrar edilmiştir. Soğuk taraf için (4.17) eşitliğiyle efektif yüzey alanı hesaplanmıştır. Kütleli hız ve Reynold sayısı hesaplanmıştır. [5]

$$G_b = \frac{\dot{m}_b}{Aff_b} \quad (4.40)$$

$$Re_b = \frac{G_b * Dh_b}{\mu_b} \quad (4.41)$$

Soğuk akışın geçtiği hidrolik çap eşitlik (4.42) ile hesaplanmıştır.

$$Dh_b = 2 * (s_b - t_b) * (h_b - t_b) / ((s_b - t_b) + (h_b - t_b)) \quad (4.42)$$

Colburn faktörü (ısı transfer katsayısı j) fannig faktör (sürtünme faktörü f) hesaplanmıştır [12].

$$j_b = 0.6522 Re^{-0.5403} \alpha^{-0.1541} \delta^{0.1499} \gamma^{-0.0678} * [1 + 5.269 * 10^{-5} * Re^{1.34} \alpha^{0.504} \delta^{0.456} \gamma^{-1.055}]^{0.1} \quad (4.43)$$

$$f_b = 9.6243 Re^{-0.7422} \alpha^{-0.1856} \delta^{0.3053} \gamma^{-0.2659} * [1 + 7.669 * 10^{-8} * Re^{4.429} \alpha^{0.92} \delta^{3.767} \gamma^{0.236}]^{0.1} \quad (4.44)$$

(4.43) ve (4.44) denklemlerinde kullanılan boyutsuz değerler (4.45), (4.46) ve (4.47) denklemleri ile hesaplanmıştır.

$$\alpha_b = \frac{s_b - t_b}{h_b - t_b} \quad (4.45)$$

$$\delta_b = \frac{t_b}{l_b} \quad (4.46)$$

$$\gamma_b = \frac{t_b}{s_b - t_b} \quad (4.47)$$

Soğuk akışkan geçiş yüzeyinin ısı iletim katsayısı (4.48) eşitliğiyle hesaplanmıştır.

$$H_b = St_b * G_b * cp_b = j_b * cp_b * Pr_b^{-2/3} \frac{\dot{m}_b}{Aff_b} \quad (4.48)$$

$$Pr_b = \frac{\mu_b cp_b}{k_b} \quad (4.49)$$

Soğutucu akışkanın geçtiği ortalama sıcaklık değerine göre, $\mu, \rho, c_{p,b}, k$ değerleri deneysel olarak hesaplanmıştır.

$$\mu = (1,50619 * (T + 273)^{3/2}) / (T + 395) \quad (4.50)$$

$$\rho = P_h * (273 + T_1) * 1.2045 / ((T + 273) * 0.1) \quad (4.51)$$

$$c_p = (1003 + 0.02 * T + (4 * \frac{T^2}{10000})) / 1000 \quad (4.52)$$

$$K = 2.456 * (T + 273)^{0.823} / 10000 \quad (4.53)$$

Stanton sayısı akışkana transfer olan ısının, ısı kapasitesine oranıdır [5].

$$St_b = \frac{j_b}{Pr_b^{2/3}} \quad (4.54)$$

Fin verimi η_f verim parametresi ve efektif fin uzunluklarına göre hesaplanarak ortalama yüzey verimi (4.55) hesaplanmıştır [5].

$$\eta_0 = 1 - (1 - \eta_{f,b})x(\alpha_{s,b} / (\alpha_{p,b} + \alpha_{s,b})) \quad (4.55)$$

$$\eta_{f,b} = \frac{\tanh(ML)}{(ML)} \quad (4.56)$$

$$M_b = \sqrt{\frac{2 * H_b}{K_f * t_b}} \quad (4.57)$$

$$L_b = \frac{h_b}{2} \quad (4.58)$$

Soğuk akışkanın geçiş yüzey alanları olan birincil ve ikincil yüzey alanları (4.59) ve (4.60) formülleri ile hesaplanmıştır.

$$\alpha_{p,b} = (s_b - t_b)/(s_b - t_b + h_b - t_b) \quad (4.59)$$

$$\alpha_{s,b} = (h_b - t_b)/(s_b - t_b + h_b - t_b) \quad (4.60)$$

Soğuk taraf için soğutucu yüzey alanı (4.61) ile hesaplanır.

$$A_b = Lw_b * Lh_b * N_b * (2 * \frac{(h_b - t_b) + (s_b - t_b)}{s_b}) \quad (4.61)$$

Hesaplanan eşitlikler ile sıcak ve soğuk akışlar için ortalama ısı iletim katsayıları (4.62) ve (4.63) eşitlikleriyle hesaplanır.

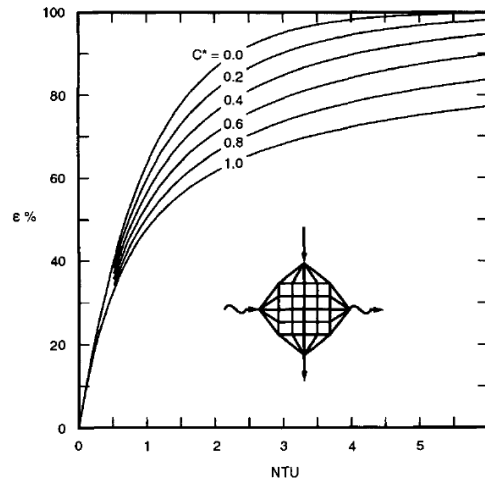
$$\frac{1}{U_a} = \frac{1}{\eta_{0,a} * H_a} + \frac{A_a * \eta_{0,a}}{A_b * H_b * \eta_{0,b}} \quad (4.62)$$

$$\frac{1}{U_b} = \frac{1}{\eta_{0,b} * H_b} + \frac{A_b * \eta_{0,b}}{A_a * H_a * \eta_{0,a}} \quad (4.63)$$

Hesaplanan ε -NTU değişimine göre sistemden transfer edilen ısı yük (4.64) denklemiyle hesaplanmıştır.

$$q = \varepsilon C_{min}(T_{a,1} - T_{b,1}) \quad (4.64)$$

ε -NTU değişimi Kays ve London tarafından ortaya konulmuştur.[14]



Şekil 4.2 Çapraz akış için ε -NTU parametrelerik değerleri [14]

4.2 Radyatör Alt Modeli ve Program Akışı

Modelin başında belirlenen boyutsal limitlere göre iterasyonun yakınsama koşulları olan, ΔP_a ve ΔP_b basınç farkları için referans değerler belirlenmiştir. Referans değerler belirlenirken, basınçlı havanı geçtiği yüzeylerde minimum kapasite kaybı olacak optimum değer, soğutma havasının geçtiği yüzeylerde ise soğutmanın minimum enerji tüketimi ile gerçekleşme koşulu göz önüne alınmıştır.

Kompresör kademe çıkışındaki basınçlı havanın kapasite ve sıcaklık değerlerine göre (4.1), (4.2), (4.3), (4.4), (4.5) ve (4.6) 'da gösterilen bağıntılarla kapasite hesapları yapılmıştır ve üreticiden elde edilen limit koşullarına göre optimizasyonu yapılmıştır.

Aşağıdaki boyut limitlerine uyumlu çalışabilecek soğutma fanı çap ölçülerine göre belirlenmiş olan soğutucu kapasitesine göre belirlenen sınırlar (4.65)'teki eşitlikte gösterilmektedir.

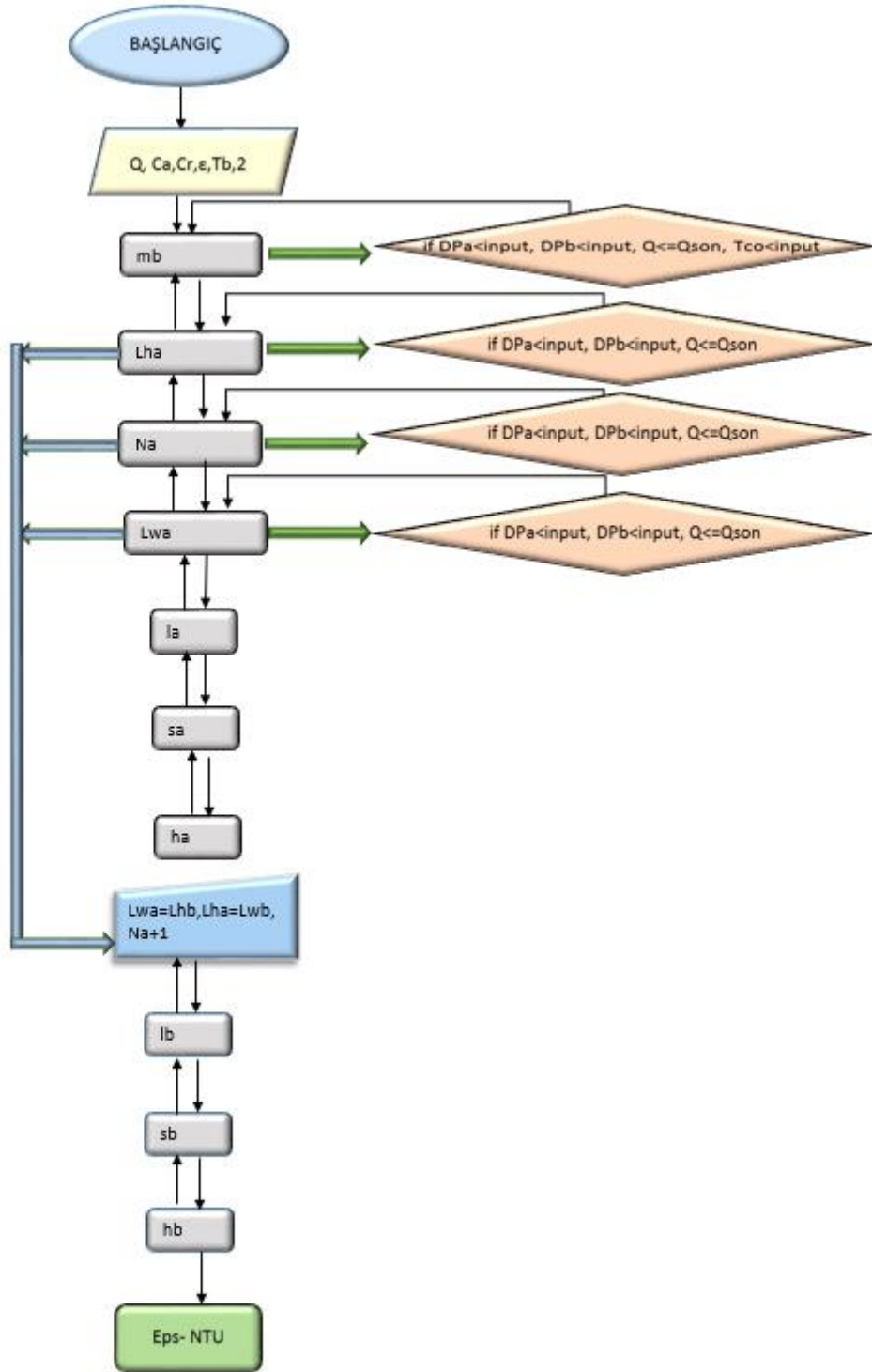
$$0,1 \leq m_c \leq 12 \quad (4.65)$$

Çizelge 4.1 Programa tanıtılan soğutucunun boyutları

Basınçlı hava geçiş yüzey boyutları	Soğutucu akışkan geçiş yüzey boyutları
$10 \leq Lw_a \leq 200$	$10 \leq Lh_b \leq 200$
$100 \leq Lh_a \leq 1500$	$100 \leq Lw_b \leq 1500$
$5 \leq N_a \leq 60$	$N_a + 1$
$2 \leq l_a \leq 10$	$2 \leq l_b \leq 10$
$1 \leq s_a \leq 3$	$1 \leq s_b \leq 3$
$2 \leq h_a \leq 12$	$2 \leq h_b \leq 12$

Sistemin limit koşulları Çizelge 4.1'de ve (4.64) eşitliğinde belirtilen boyut limitlerine göre programa tanımlanmıştır. Soğutulacak olan basınçlı havanın soğutma ihtiyacı belirlenmiş ve buna karşın soğutucu akışkanın fiziksel ve termodinamik özellikleri her bir soğutma debisine göre hesaplanmıştır.

Programın akış diyagramı Şekil 4.3' te detaylandırılmıştır. Programa başlangıç değerleri olarak, vida kademe çıkışlarındaki basınçlı havanın sıcaklık ve basınç değerleri, havanın soğutulması istenilen sıcaklık değeri ve bağıl nem oranı girilmiştir. Soğutucu akışkan olan ortam havasının basınç değeri ve sıcaklık değeri tanımlanarak hesaplara başlanmıştır. Çizelge 4.1 'de belirlenen iterasyon aralıklarına göre basınç kaybı değerlerinin 0.05 Bar ve geri basınç değerinin 250 Pa'dan küçük olduğu sınır koşuluna göre optimize edilmiştir.



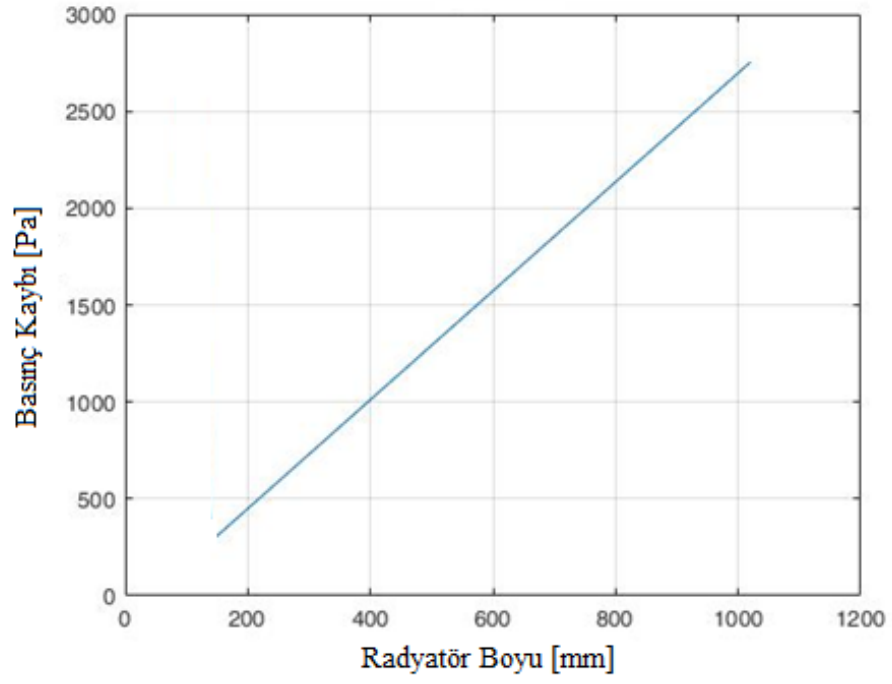
Şekil 4.3 Model akış diyagramı

Yapılan iterasyonlara göre radyatör boyutlarının basınç kaybına olan etkilerini Şekil 4.4, Şekil 4.5 ve Şekil 4.6'de gösterilmektedir. Program ile yapılan iterasyonlara göre,

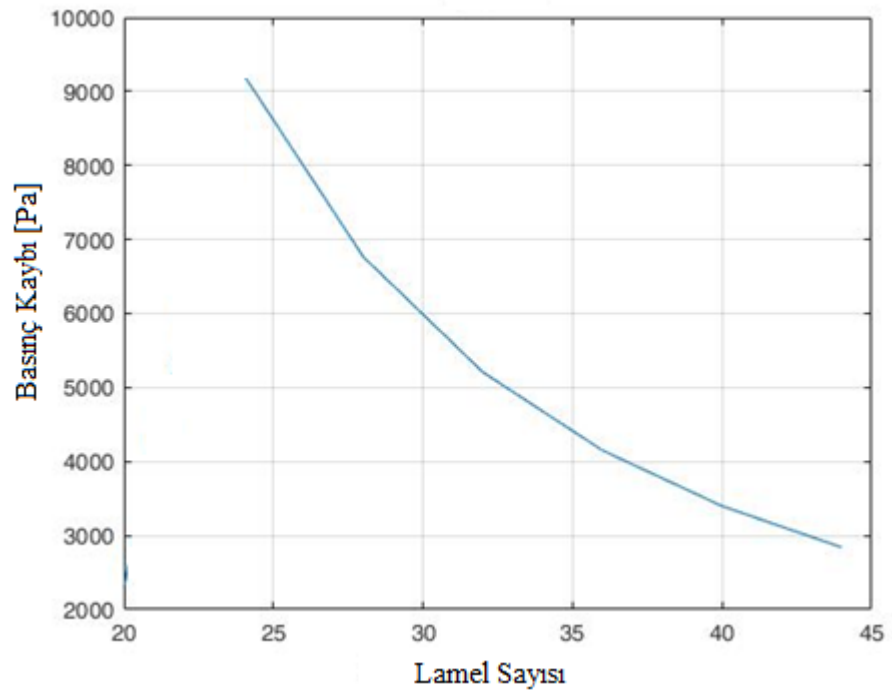
minimum basınç kaybıyla soğutma işlemini gerçekleştirecek radyatörün fin boyutları Çizelge 4.2’de yer almaktadır.

Çizelge 4.2 Model hesap çıktıları

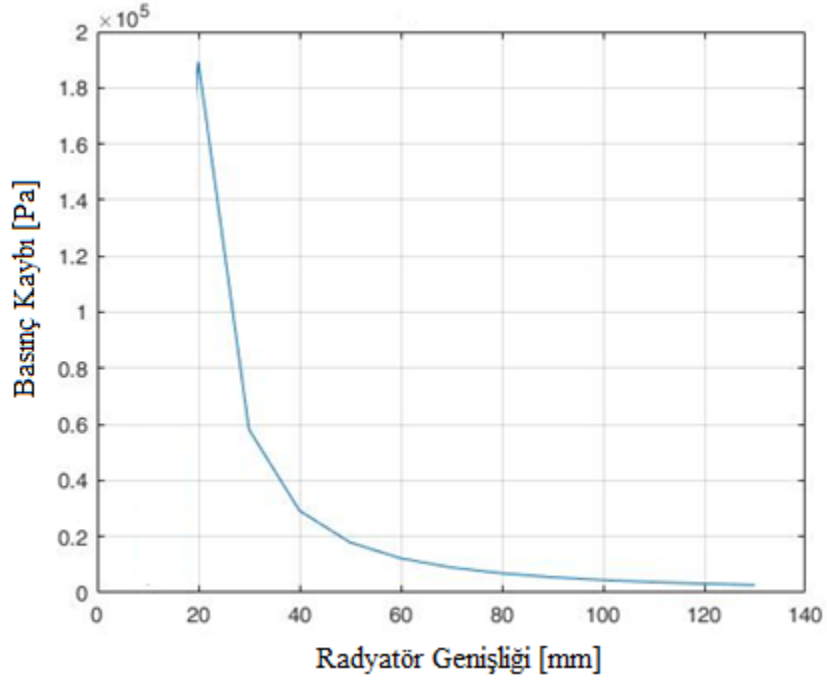
	Sıcak akışın geçtiği yüzey için hesaplanan fin ölçüleri				Soğuk akışın geçtiği yüzey için hesaplanan fin ölçüleri			
	N_a	h_a	s_a	l_a	N_b	h_b	s_b	l_b
Eagle 132 Birinci Kademe	33	10,3	2,25	10	34	10,3	2,25	5
Eagle 132 İkinci Kademe	34	6,5	2,5	10	35	4,7	2	5
Eagle 315 Birinci Kademe	44	10,3	2,25	10	45	10,3	2,25	5
Eagle 315 İkinci Kademe	47	6,5	2,5	10	48	4,7	2	5



Şekil 4.4 Radyatör boyunun geri basınca etkisi



Şekil 4.5 Lamel sayısının geri basınca etkisi



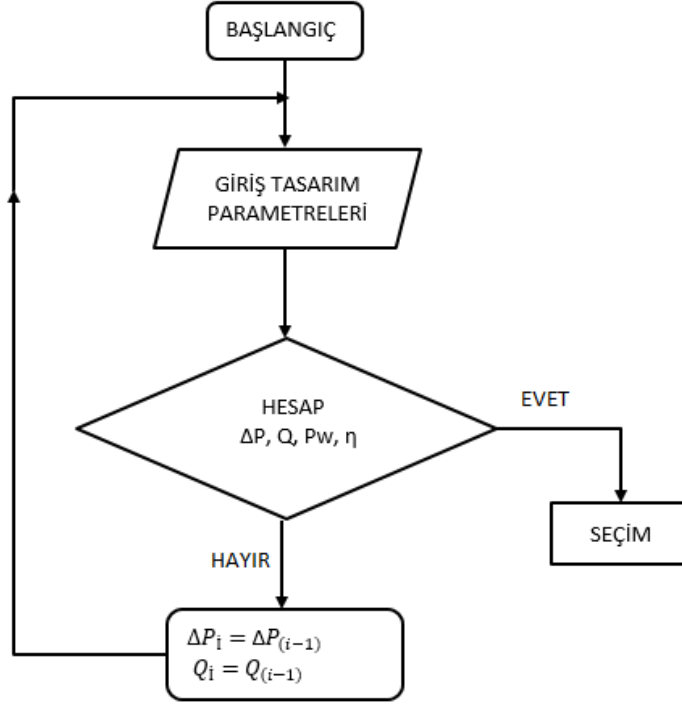
Şekil 4.6 Radyatör genişliğinin geri basınca etkisi

4.3 Fan Alt Modeli

Soğutma sisteminde kullanılan fan hesaplarına, matematik model ile elde edilen soğutucu debi değeri ve radyatörlerin yüzeylerinde oluşan statik basınç değeri program girdisi olarak belirlenmiştir. Şekil 4.7’de gösterilen fan tasarım adımları doğrultusuna hesaplamalar yapılmıştır. Radyatör yüzeyinde oluşan statik basınç değeri (4.9) denkleminde verilmiştir. Soğutma sisteminde fan konumlandırılmasının ve sistem verimini etkileyen faktörler üçüncü bölümde detaylı olarak anlatılmıştır.

Sistemde kullanılacak olan fanların tasarımı için, radyatörlerde oluşan basınç farkları MATLAB programı aracılığıyla hesaplanmıştır. Fan üreticisinden alınan fan çalışma eğrileri yardımıyla, çalışma koşullarına göre ihtiyaç duyulan kapasitenin sağlanması için fanların elektriksel güç tüketimi, sistemin çalışma sıcaklıklarına ve oluşan geri basınca göre hesaplanmıştır. Soğutma sisteminin toplam geri basıncı, kullanılan soğutucuların, emiş panelinin ve fanın yüzey dirençleri toplanarak hesaplanmaktadır.

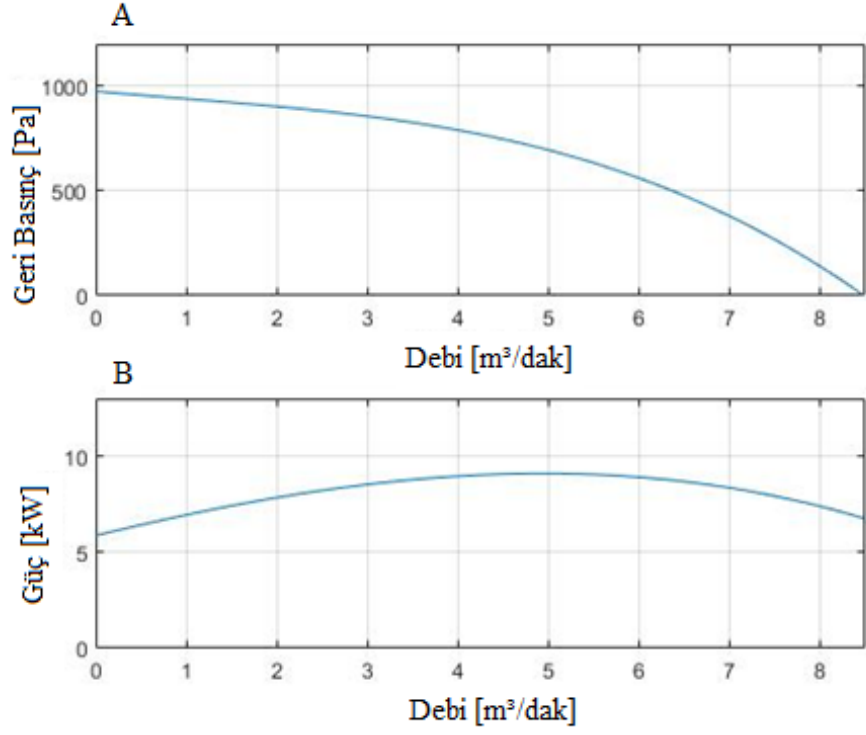
$$\Delta P_{top} = \Delta P_{ss,int} + \Delta P_{al,int} + \Delta P_{ss,aft} + \Delta P_{al,aft} + \Delta P_{panel} + \Delta P_{kayıp} \quad (4.66)$$



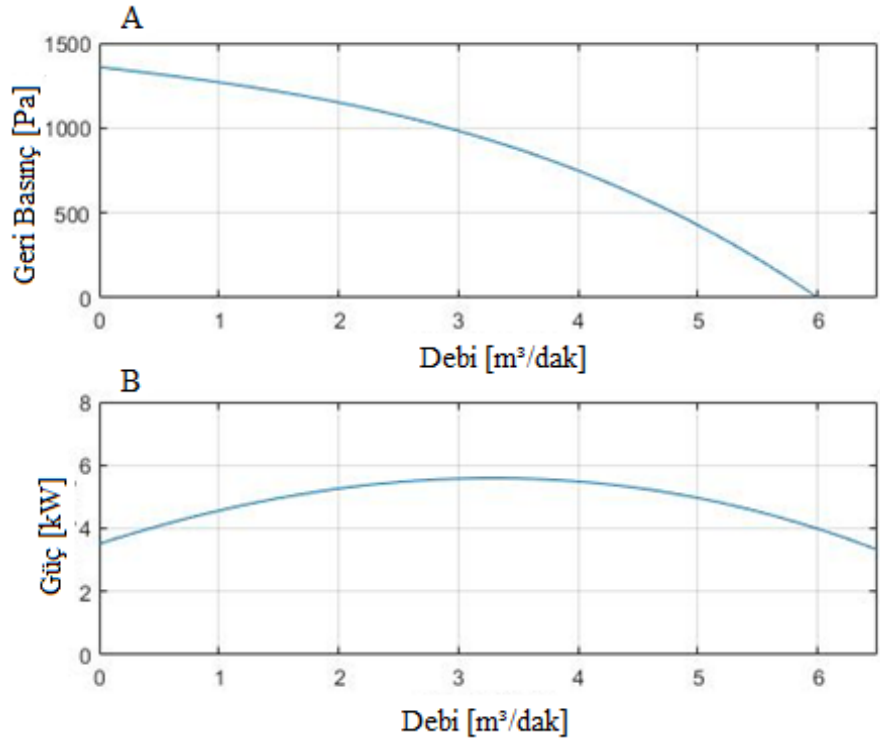
Şekil 4.7 Fan tasarımının akış diyagramı

Sistemde kullanılacak fan modeline karar verilirken, soğutucu akışkan olan havanın debisi, soğutucu grupları olan ön soğutucu ve radyatörlerden debi ihtiyacı en yüksek olana göre belirlenmektedir. Kullanılacak olan fan ya da fanlar hesaplanan toplam geri basınç altında gerekli soğutma havasının minimum enerji tüketimiyle karşılayabilmelidir.

Soğutma sisteminde kullanılacak olan fanların kapasite ve güç grafikleri üretici firmadan edinilmiştir. Grafikler üzerinden alınan referans değerler doğrultusunda tekrar fan grafikleri çizilerek eğri uydurma yöntemi ile eğri fonksiyonları oluşturulmuştur. Buradaki amaç, sistemin soğutma ihtiyacına göre güç tüketimini heplayabilmektir. Sistemde oluşacak geri basınçlar altında ihtiyaç duyulan soğutma performansını gerçekleştirebilecek nitelikte olan fan modellerine ait grafikler Şekil 4.8 ve Şekil 4.9’da verilmiştir.



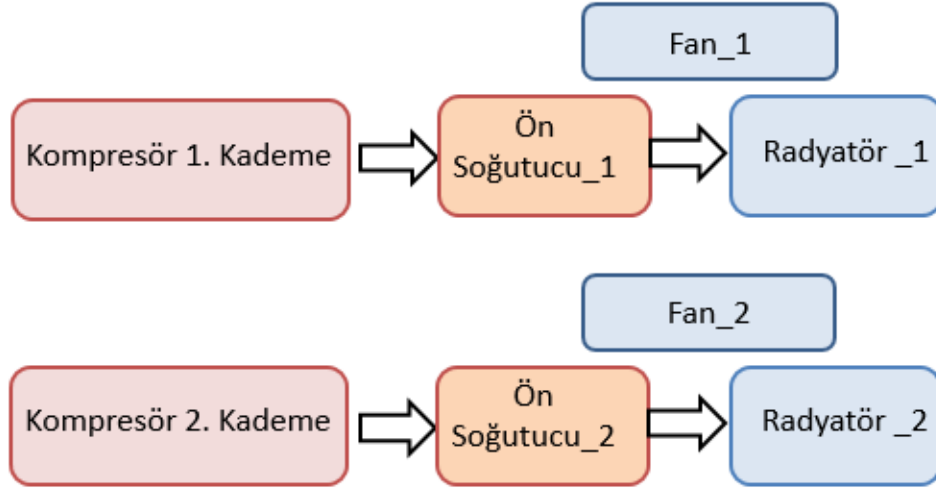
Şekil 4.8 Fan-1 performans eğrileri



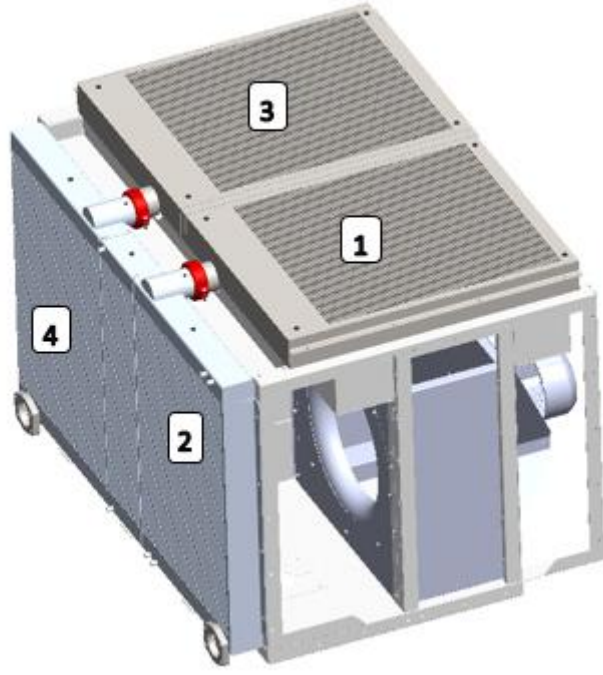
Şekil 4.9 Fan-2 performans eğrileri

4.4 Soğutma Sisteminin Konsept Tasarımının Yapılması

Sistemde her bir kademe için iki adet soğutucu radyatör kullanılmaktadır. Bunlardan ön soğutucu diye adlandırılan radyatör, paslanmaz olup basınçlı havanın sıcaklığını 100°C'ye kadar soğutmaktadır. Soğutulan hava alüminyum soğutucuya iletilip, istenilen sıcaklık seviyesi olan 50°C'ye düşürmektedir. İkinci kademe için de aynı yöntem kullanılarak basınçlı hava kullanılabilecek uygun sıcaklık seviyelerine soğutulmaktadır. Basınçlı havanın akış yolu Şekil 4.10'da gösterilmiştir. Soğutma fanlarının hem vakum hem de egzoz yönünden faydalanabilmek için bir oda şeklinde tasarlanmış olan soğutma sisteminin yerleşimi Şekil 4.11 ve Şekil 4.11'de gösterilmiştir.

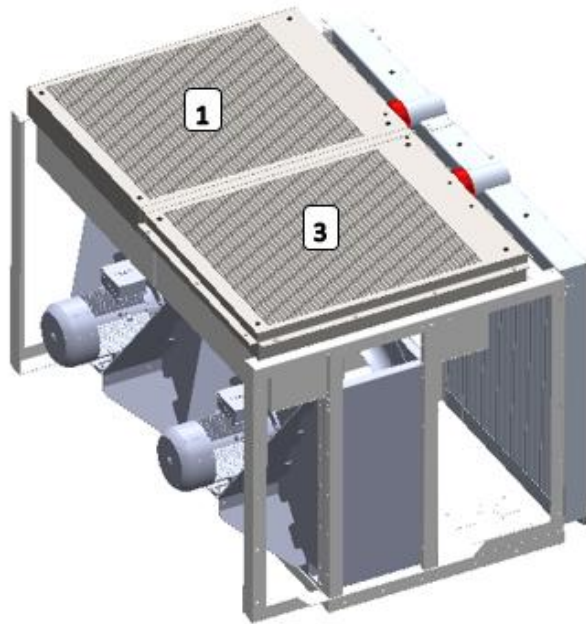


Şekil 4.10 Yağsız Vidalı kompresör sistem bileşenleri



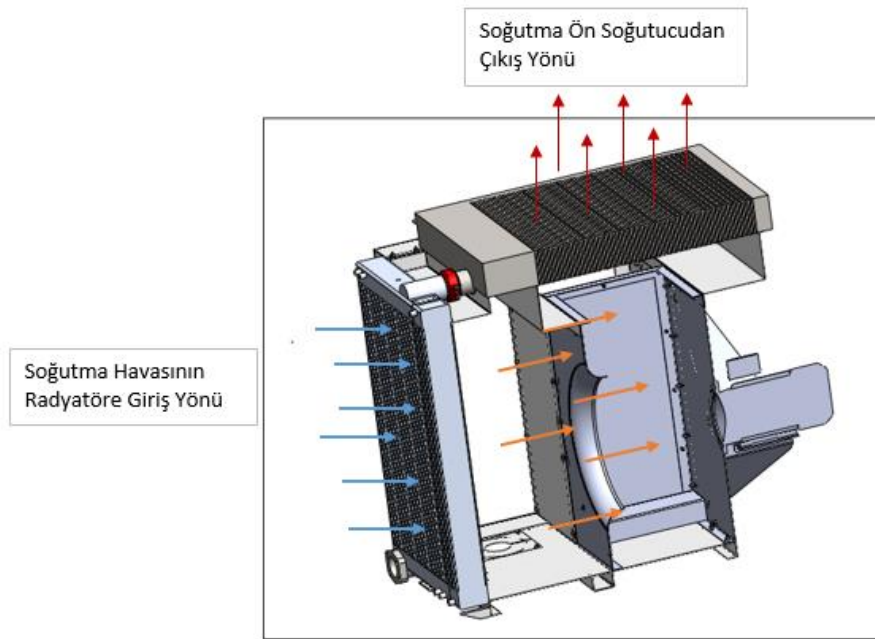
Şekil 4.11 Soğutma Sistemi Ön soğutucu Radyatörler

Şekil 4.11’ de gösterilen 1 ve 3 numaralı soğutucular ön soğutucu radyatör olup soğutma grubunun üst kısmında yatay olarak konumlandırılmıştır. Dikey olarak konumlandırılmış olan 2 ve 4 numaralı soğutucular alüminyum radyatörlerdir. Sistemin konseptinin bu şekilde tespit edilmesinin temel sebebi soğutma yüzey alanından kazanç sağlamaktır.



Şekil 4.12 315 kW modelinin soğutma sistemi

Sistemde soğutma ihtiyacına göre bir ya da iki fan kullanılmaktadır. Şekil 4.12’de gösterilen ikili fan sistemidir. Sistemde kullanılan fanlar ile atmosferden vakumlanan hava alüminyum soğutucuların finli yüzeylerinden geçerek soğutma işlemi gerçekleşir. Alüminyum soğutuculardaki soğutma işlemi gerçekleştikten sonra, aynı hava ikinci aşama olan paslanmaz çelik ön soğutucuların finli yüzeylerinden geçirilerek sistemin soğutulması sağlanmaktadır. Buradaki atık ısı, atmosfere ya da soğutma kanalına gönderilerek kompresörden uzaklaştırılmaktadır.

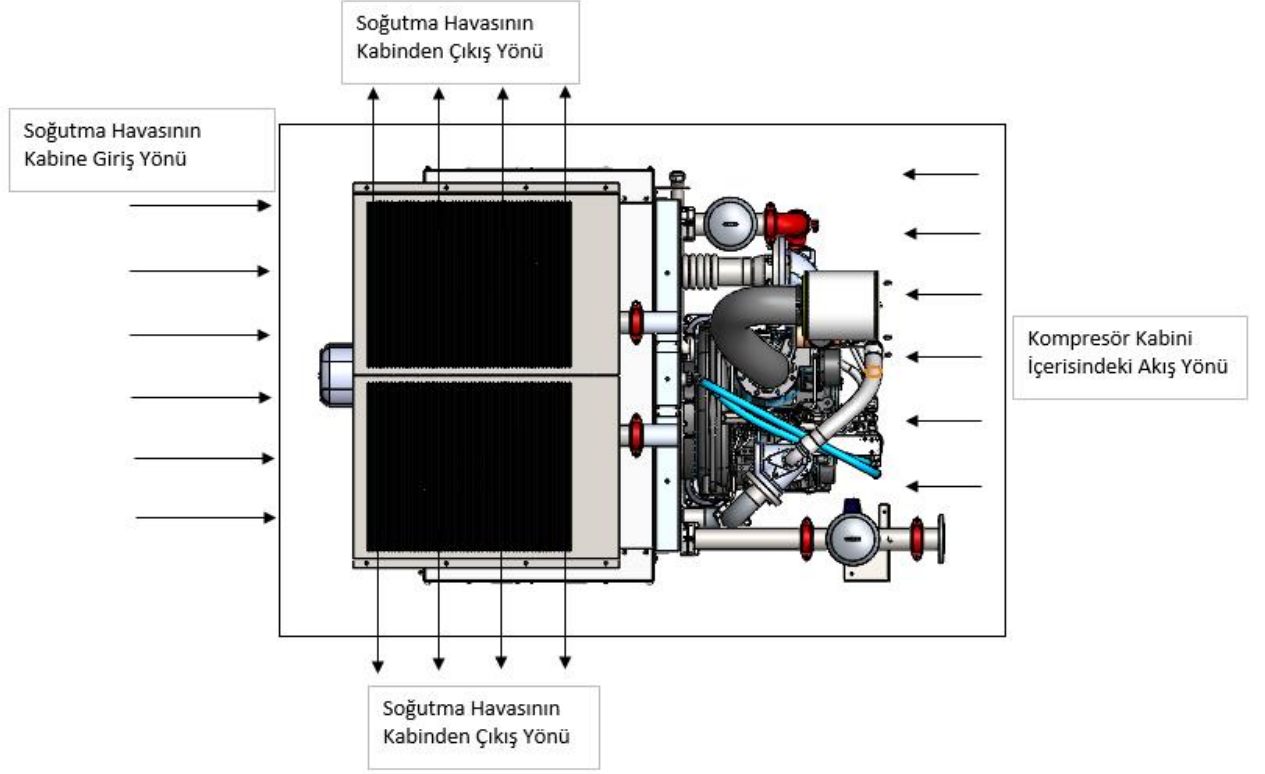


Şekil 4.13 Soğutma havası akış yönü

Şekil 4.13’de de gösterildiği gibi, soğutma havası ilk olarak alüminyum radyatördeki soğutma işlemini gerçekleştirerek paslanmaz soğutuculara iletilmektedir. Paslanmaz soğutuculara iletilen hava, alüminyum soğutucuların egzoz havası olduğundan, sıcaklığı yüksektir. Soğutucu hesaplamaları yapılırken, paslanmaz çelik ön soğutucuların soğutma havası giriş sıcaklığı, alüminyum radyatörlerin soğutma havası çıkış sıcaklığı referans alınmıştır. Paslanmaz çelik soğutuculardan geçen basınçlı havanın giriş ve çıkış sıcaklık değerleri 220°C-110°C aralığında olduğu için, sağlanan soğutma havası soğutucuların performansını olumsuz etkilemeyecektir.

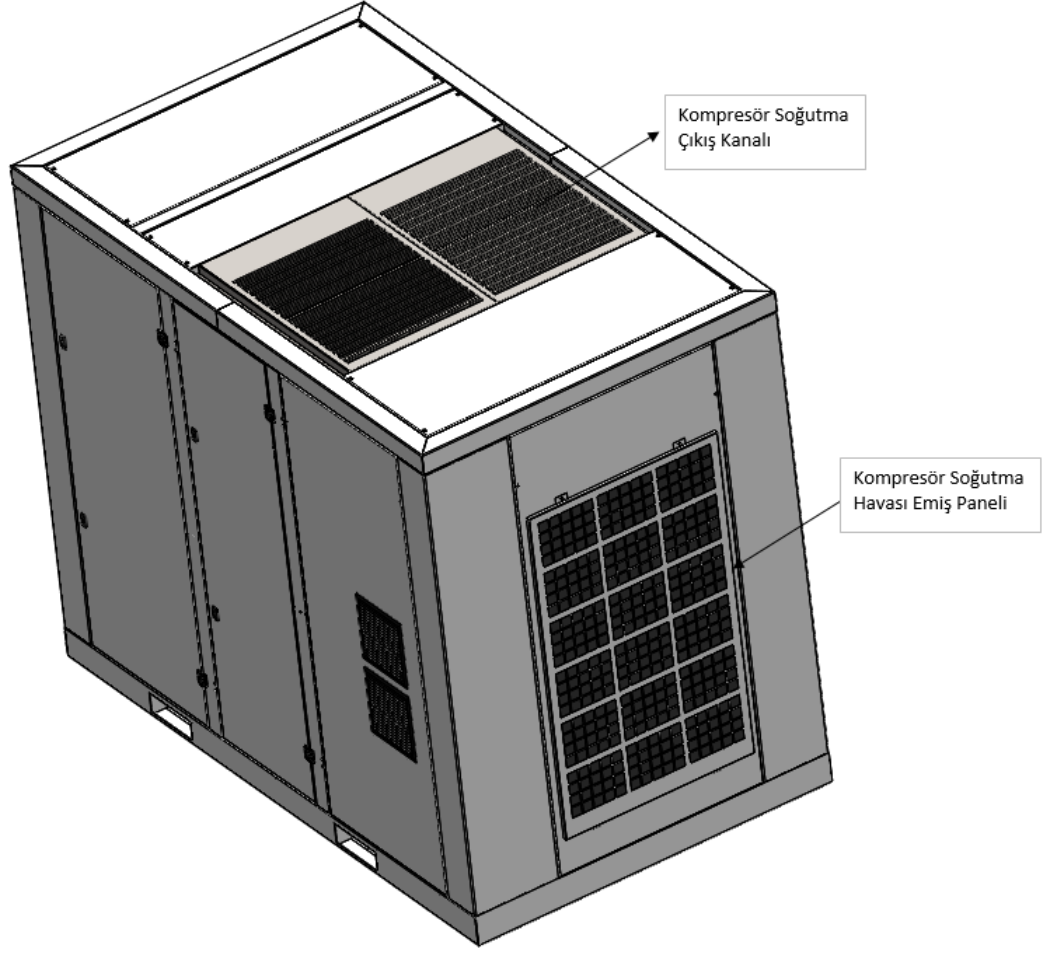
4.5 Soğutma Sisteminin Kabin İçerisindeki Konumunun Tayin Edilmesi

Konsept tasarımı tamamlanan soğutma odası kompresör kabini içerisinde daha önceki bölümlere açıklanan önemli noktalar doğrultusunda konumlandırılmıştır. Kompresörün üstten görünüşü Şekil 4.14’de yer almaktadır.



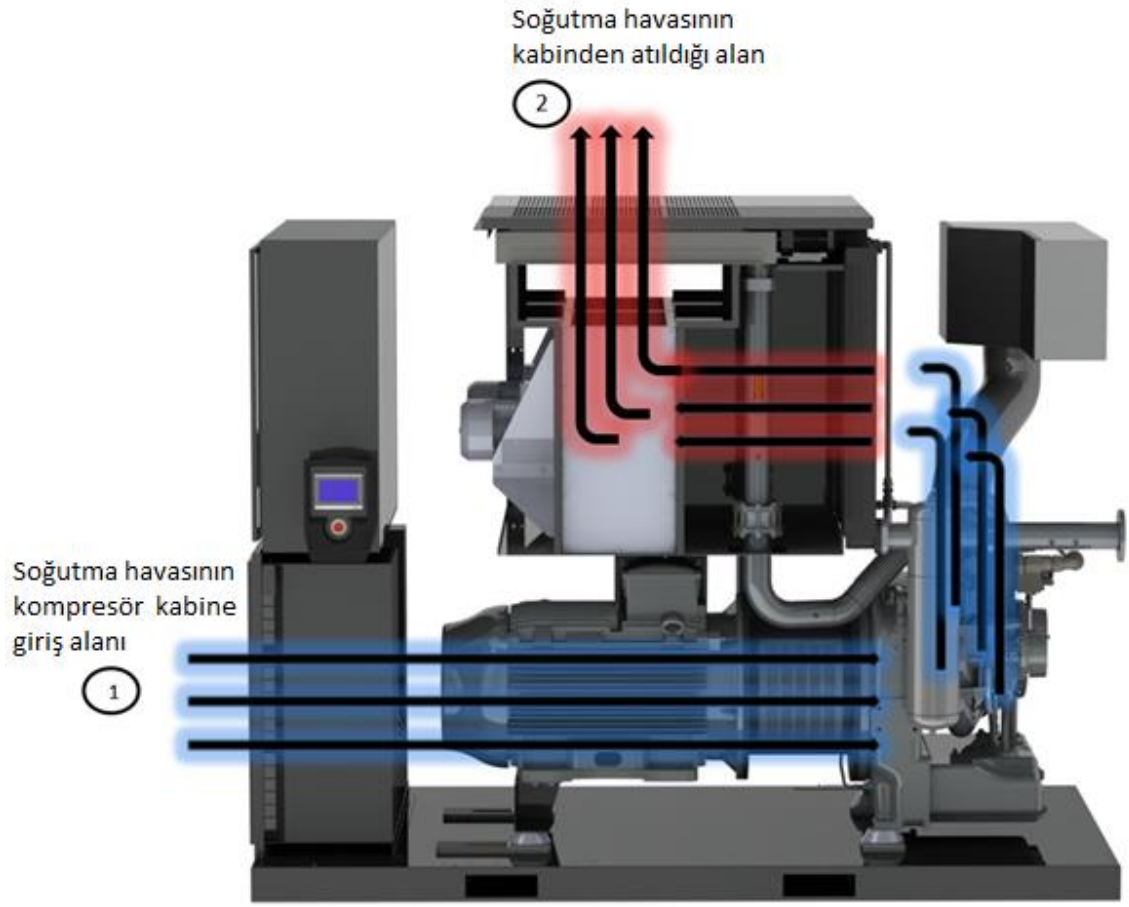
Şekil 4.14 Soğutma odasının kompresör içerisindeki konumu ve soğutma havasının akış yönü

Özellikle yağsız vidaların yüzey alanını arttırmak için finler bulunmaktadır. Kompresör kabininin akış yönü sayesinde, sistem çalışırken vidanın yüzeyine iletilen ısı, soğutma havasıyla birlikte sistemden uzaklaştırılır. Bununla birlikte vida ünitesinin montaj parçaları, borulama hatları ve yardımcı ekipmanlar da sıcak havaya maruz kalmaz ve böylece sistem ekipmanların kullanım ömrü uzar.



Şekil 4.15 Kompresör kabinini ve hava akış kanalları

Şekil 4.15’de gösterilen kompresör kabinindeki soğutma havası geçiş alanı, sistemde kullanılacak fan ya da fanların debisine göre hesaplanır. Hesap yapılırken dikkat edilmesi gereken diğer bir unsur da kompresör gürültüsüdür. Kanal açıklıkları, sistemin ihtiyaç duyduğu soğutma havasını minimum basınç kaybıyla sağlayabilecek kadar büyük, kompresör gürültüsünü minimum seviyelerde dışarı iletecek kadar küçük alana sahip olmalıdır.



Şekil 4.16 İki kademeli yağsız vidalı kompresörün Soğutma havası akış şeması

Kompresör tasarımında gösterildiği gibi soğutma grubu kabinin orta kısmında konumlandırılmıştır. Buradaki temel amaç sistemde kullanılan fanların gürültüsünün kabin dışına iletilmesini önlemenin yanı sıra, vida bloğunun yüzey ısısının, kabinden uzaklaştırmasını sağlamaktır.

Şekil 4.16’de gösterildiği gibi sistemde bulunan fanlar soğutma havasını, 1 numaralı bölgeden vakumlayarak, dikey olarak konumlandırılan alüminyum radyatörlerin üzerinden, kabin üzerinde yatay olarak konumlandırılan ön soğutucuların üzerine yönlendirilmektedir ve 2 numaralı kanaldan kompresörden uzaklaştırmaktadır.

DENEYSEL ÇALIŞMA SONUÇLARI

Bu bölümde önceki çalışmalarda oluşturulan matematik modele göre hesaplanan soğutma sisteminin kompresör kabiniindeki performansının gözlemlenebilmesi için deney düzeneği kurulup, modelin doğrulaması yapılacaktır.

5.1 Test Sırasında Kullanılan Cihazlar

Soğutucu yüzeyinde oluşan geri basınç değerlerini ve soğutma havası çıkış sıcaklığını ölçmek için pitot tüpü kullanılmıştır. Soğutucudan geçen basınçlı havada oluşan basınç kayıplarını ölçmek için, her bir soğutucunun giriş ve çıkışlarında basınç transmitterleri kullanılmıştır. Aynı zamanda basınçlı havanın soğutucuya giriş ve çıkış sıcaklıklarını ölçmek için sıcaklık sensörü kullanılmıştır. Alınan tüm ölçümler datalogger vasıtasıyla okunarak değerlendirilmiştir. Kompresörün ortam koşullarına göre ürettiği hava kapasitesini test etmek için debimetre ve eş zamanlı toplam güç tüketimini test etmek için enerji analizörü kullanılmıştır.

Radyatör yüzeylerinde oluşan soğutucu hava geri basınçları ve sıcaklık seviyeleri KIMO MP 210 Mikromanometre ile ölçülmüştür. Mikrometre ölçüm aralığı -2500 ila +2500 Pa'dır. Soğutucuların giriş ve çıkışlarındaki basınç farklarını ölçmek için KELLER 22 S serisi basınç transmitterleri kullanılmıştır. Sensörlerin basınç ölçüm aralığı 0-16 Bar sıcaklık ölçüm aralığı 0-50 °C dir. Soğutuculardaki sıcaklık değişimlerinin ölçümünde PT100 sıcaklık sensörleri kullanılmıştır. Tüm kanallardan alınan sıcaklık ve basınç değerleri HIOKI LR8400 marka datalogger kullanılarak toplanmıştır.

Kompresör basınçlı hava debisi KROHNE Optiswirl 4200 vortex debimetre ile ölçülmüştür. Debi ölçümüyle eş zamanlı olarak kompresörün toplam enerji tüketimi HIOKI PQONE marka enerji analizörü ile test edilmiştir.

5.1.1 Soğutma Performans Testleri

Soğutma sistemi performans testlerinde Şekil 5.1’de gösterilen Dalgakıran marka yağsız vidalı kompresör serisinden iki farklı kompresör modeli kullanılmıştır. Kompresörde kullanılan vidanın üretici firmadan elde edilen teknik veriler doğrultusundaki teorik değerleri Çizelge 5.1 ve Çizelge 5.2’de verilmiştir.



Şekil 5.1 Dalgakıran EAGLE yağsız vidalı kompresör serisi

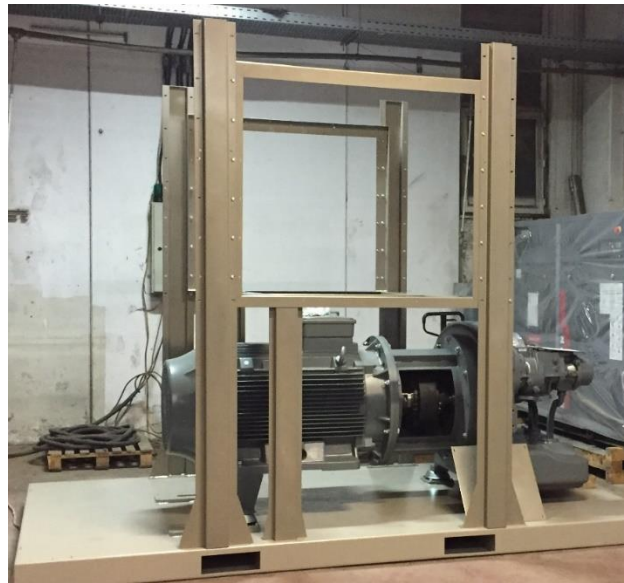
Çizelge 5.1 EAGLE 132 8 Bar yağsız vidalı kompresör özellikleri

Model	#	EAGLE 132
Hacimsel Hava Kapasitesi	m ³ /dak	22.4
Kütlesel Hava Kapasite	kg/s	0.44
Elektrik Motor Gücü	kW	132
Elektrik Motor Verimliliği (IE4)	%	96.6
Kompresör Basıncı	Bar	8

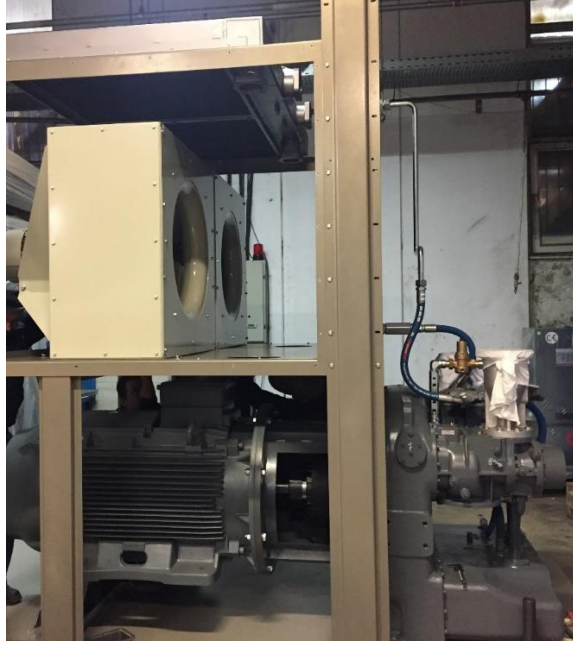
Çizelge 5.2 EAGLE 315 10 Bar yağsız vidalı kompresör özellikleri

Model	#	EAGLE 315
Hacimsel Hava Kapasitesi	m ³ /dak	44.1
Kütlesel Hava Kapasite	kg/s	0.878
Elektrik Motor Gücü	kW	315
Elektrik Motor Verimliliği (IE4)	%	97
Kompresör Basıncı	Bar	10

Testlerin gerçekleştirilecek olduğu her iki kompresörün soğutma sistem konsepti aynıdır. Hesaplanan soğutma ihtiyacına göre soğutucu radyatör tasarımı ve fan hesaplamaları yapılmıştır. Yapılan hesaplamalar doğrultusunda soğutma odasının taşıyıcısı olan şasi sistemi Şekil 5.2’de ve sistemin tamamlanmış halinin görünümü ve Şekil 5.3’de yer almaktadır.

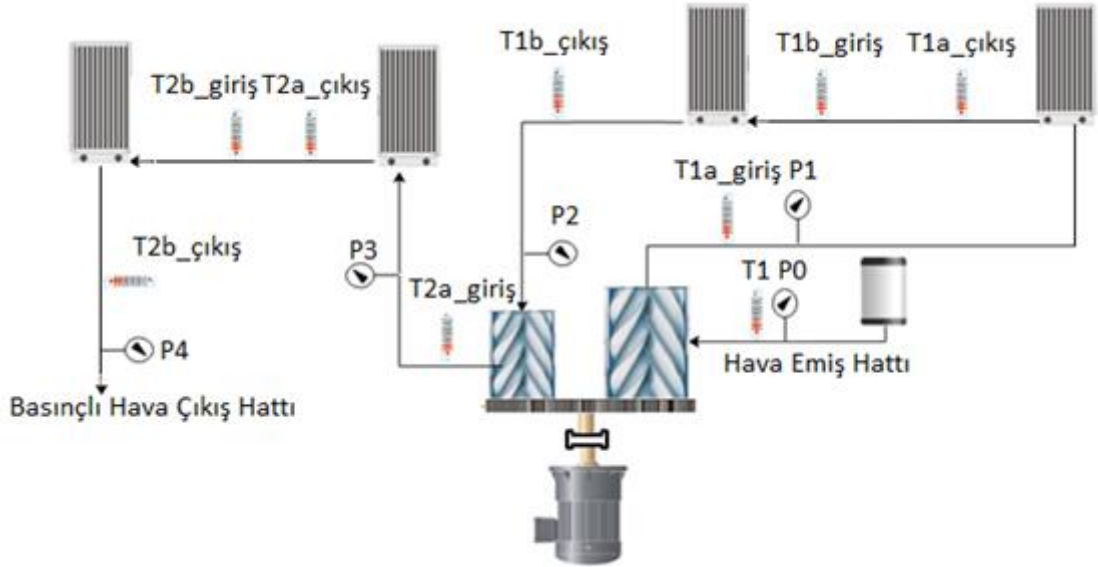


Şekil 5.2 Kompresör soğutma sisteminin taşıyıcı şasi sistemi

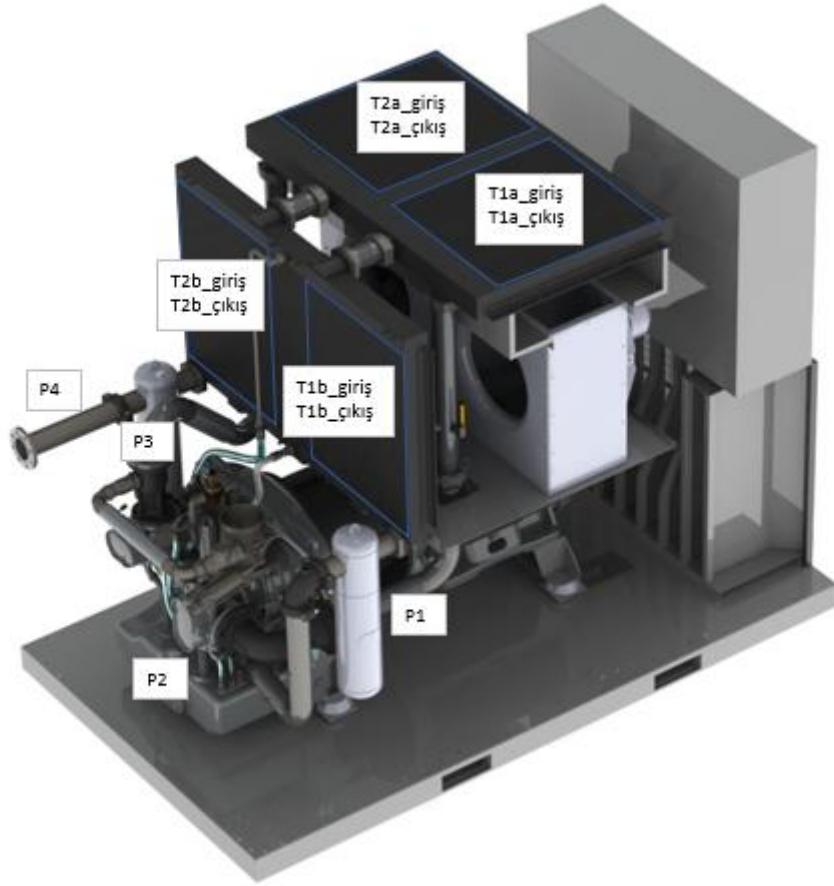


Şekil 5.3 Kompresör soğutma sisteminin tamamlanmış hali

Basıncı hava hattındaki borulama sistemine ve soğutucuların giriş ve çıkış kollektörlerine test kanalları açılmıştır. Ölçüm alınan noktaların konumlarının şematik gösterimi Şekil 5.4'te yer almaktadır.



Şekil 5.4 Kompresör soğutma sistemi basınç ve sıcaklık ölçüm sensör konumlarının şematik gösterimi



Şekil 5.5 Kompresör soğutma sistemi basınç ve sıcaklık ölçüm sensör konumları

Şekil 5.5'te gösterilen kompresör sisteminde, ölçüm alınan bölgeler ve sensör isimleri yer almaktadır. Bu sensörlerin konumları Çizelge 5.3 ve Çizelge 5.4'te açıklamalı olarak verilmiştir.

Çizelge 5.3 Kompresör soğutma sistemindeki sıcaklık sensör isimleri

Sıcaklık Sensörü Konumları	Sensör İsimleri
Çevre Sıcaklığı	T1
1. Kademe Ön Soğutucu Giriş Sıcaklığı	T1a_giriş
1. Kademe Ön Soğutucu Çıkış Sıcaklığı	T1a_çıkış
1. Kademe Radyatör Giriş Sıcaklığı	T1b_giriş
1. Kademe Radyatör Çıkış Sıcaklığı	T1b_çıkış

Çizelge 5.3 Kompresör soğutma sistemindeki sıcaklık sensör isimleri (devamı)

2. Kademe Ön Soğutucu Giriş Sıcaklığı	T2a_giriş
2. Kademe Ön Soğutucu Çıkış Sıcaklığı	T2a_çıkış
2. Kademe Radyatör Giriş Sıcaklığı	T2b_giriş
2. Kademe Radyatör Çıkış Sıcaklığı	T2b_çıkış

Çizelge 5.4 Kompresör soğutma sistemindeki basınç sensör isimleri

Basınç Sensörü Konumları	Sensör İsimleri
Ortam Basıncı	P0
1. Kademe Çıkış Basıncı	P1
2. Kademe Giriş Basıncı	P2
2. Kademe Çıkış Basıncı	P3
Kompresör Çıkış Basıncı	P4

Kompresör rejime girdiğinde, sıcaklık, basınç değerleri her sensörden eş zamanlı alınmaktadır. Dataloggerdan okunan değerler ile sıcaklık ve basınç farkları elde edilmiştir. Eş zamanlı olarak kompresörün ürettiği hava kapasitesi ve buna karşılık güç tüketimi de ölçülerek sistemin özgül güç tüketimi hesaplanmıştır. Şekil 5.6’da kompresör çıkışındaki sıcaklık ve basınç sensörlerinin montajı gösterilmiştir.



Şekil 5.6 Kompresör çıkışındaki sıcaklık ve basınç ölçümü

5.2 Test Sonuçları

Testler, Dalgakıran Kompresör bünyesinde geliştirilmiş olan yağsız vidalı kompresör serisinden örnek iki model üzerinde gerçekleştirilmiştir. Testler sırasındaki ortam koşulları Çizelge 5.5’ de yer almaktadır.

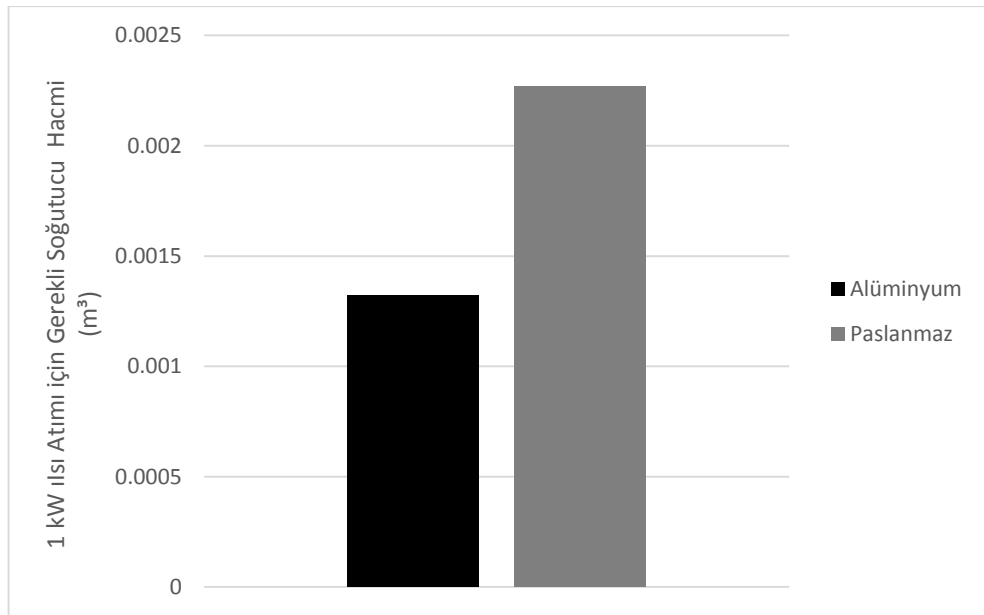
Çizelge 5.5 Soğutma peformans testi sırasındaki ortam koşulları

Ortam Koşulları	Birim	EAGLE 132	EAGLE 315
Sıcaklık	°C	16.4	11
Basınç	Bar	0.998	0.998
Nem Oranı	%	31.5	22.3

Çizelge 5.6 Kompresör kademe sıcaklık ve basınç değerleri teorik ve test sonuçları

	1. Kademe Çıkış Sıcaklığı [°C]		1. Kademe Çıkış Basıncı [Bar.a]		2. Kademe Çıkış Sıcaklığı [°C]		2. Kademe Çıkış Basıncı [Bar.a]	
	TEORİK	GERÇEK	TEORİK	GERÇEK	TEORİK	GERÇEK	TEORİK	GERÇEK
EAGLE 132	168.5	140.2	3.337	3.12	167.7	166	8	7.58
EAGLE 315	164,2	149.4	3.266	3.11	213	163	11	10.63

Kompresörde kullanılan iki kademeli yağsız vida sistemi için belirlenmiş olan ikinci kademenin maksimum giriş sıcaklığı 50 °C'dir. Bunun nedeni vida bloğunun tasarım sıcaklık limitleridir. İkinci kademeye giren hava sıcaklığı 50 °C'nin üzerinde olursa basınçlı havanın sıkıştırma oranı 3.5 Bar basınca ulaştığı andaki sıcaklık değeri, rotor ömrünü uzatmak için üzerine uygulanmış olan kaplamanın kimyasal yapısını bozup, yüzey aşınmasına sebep olmaktadır. Kompresörün çalışma sıcaklık ve basınç değerleri Çizelge 5.7' de verilmiştir. Hesaplanacak ön soğutucu ve radyatör sisteminin tasarım kriterleri Çizelge 5.7 ve Çizelge 5.8 'de yer almaktadır.



Şekil 5.7 Bir kW ısı atımı için gerekli olan soğutucu hacminin kıyası

Soğutma sisteminde kullanılan paslanmaz çelik soğutucuların birim kilowatt soğutma maliyeti alüminyum soğutuculardan daha yüksektir. Aynı zamanda Şekil 5.7'de gösterildiği gibi, alüminyum soğutucular, paslanmaz çelik soğutuculardan yaklaşık %60 daha verimlidirler. Bu yüzden soğutma hesaplarında, ısı atımının büyük oranı alüminyum soğutucular yardımıyla gerçekleştirilmiştir.

Çizelge 5.7 Ön soğutucu tasarım kriterleri

	Kütleli Debi	1. Kademe Basıncı	1. Kademe Ön Soğutucu		1. Kademe Basıncı	2. Kademe Ön Soğutucu	
	kg/s	P1	T1a_giriş	T1a_çıkış	P3	T2a_giriş	T2a_çıkış
EAGLE 132	0,44	3,5	180	110	8	180	110
EAGLE 315	0,878	3,5	180	110	10	220	110

Çizelge 5.8 Radyatör tasarım kriterleri

	Kütleli Debi	1. Kademe Basıncı	1. Kademe Radyatör		1. Kademe Basıncı	2. Kademe Radyatör	
	kg/s	P1	T1b_giriş	T1b_çıkış	P3	T2b_giriş	T2b_çıkış
EAGLE 132	0,44	3,5	110	35	8	110	35
EAGLE 315	0,878	3,5	110	35	10	110	35

Soğutma odasının konsepti doğrultusunda, soğutucu giriş ver çıkış bağlantı eksenleri karşı karşıya gelecek şekilde sistem tasarımı yapılmıştır. Bu sayede basınçlı havadaki kayıplar önlenmiştir. Bu tasarım aynı zamanda radyatör genişliği ile ön soğutucu genişliğinin eşit olması gerekmektedir. Hesaplanan radyatör temel ölçülerinin bu tasarım şekline uygun olmasına dikkat edilmiştir. Termal hesaplamalar ve tasarım koşullarına göre her iki kademe için belirlenmiş olan soğutucuların temel boyutları Çizelge 5.10’da yer almaktadır.

Çizelge 5.9 EAGLE 132 modeli için hesaplanan ön soğutucu ve radyatör boyutları

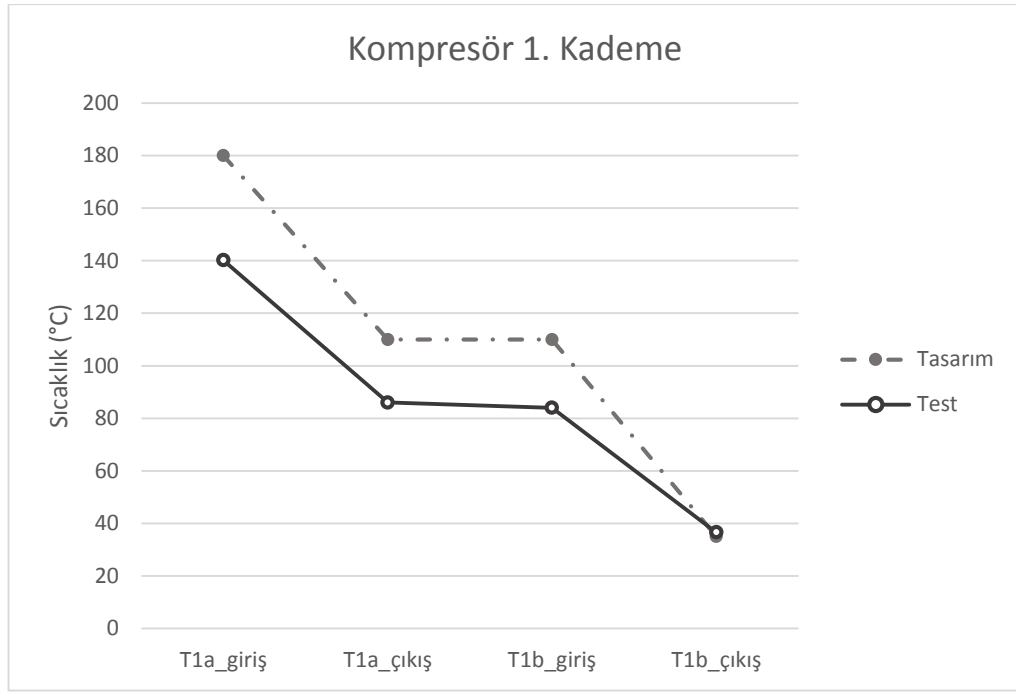
	Boyutlar	1. Kademe	2. Kademe
Ön Soğutucu	Lwa [mm]	130	130
	Lwb [mm]	840	840
	Lla [mm]	750	750
Radyatör	Lwa [mm]	80	80
	Lwb [mm]	1000	1000
	Lla [mm]	478	507

Çizelge 5.10 EAGLE 132 modeli için hesaplanan soğutma ihtiyacı

		1. Kademe	2. Kademe
Soğutma Havası			
	Hava Debisi [m ³ /s]	2,75	2,75
	Giriş Sıcaklığı [°C]	20	20
	Çıkış Sıcaklığı [°C]	58,57	59,24
	Geri Basınç [Pa]	321	319

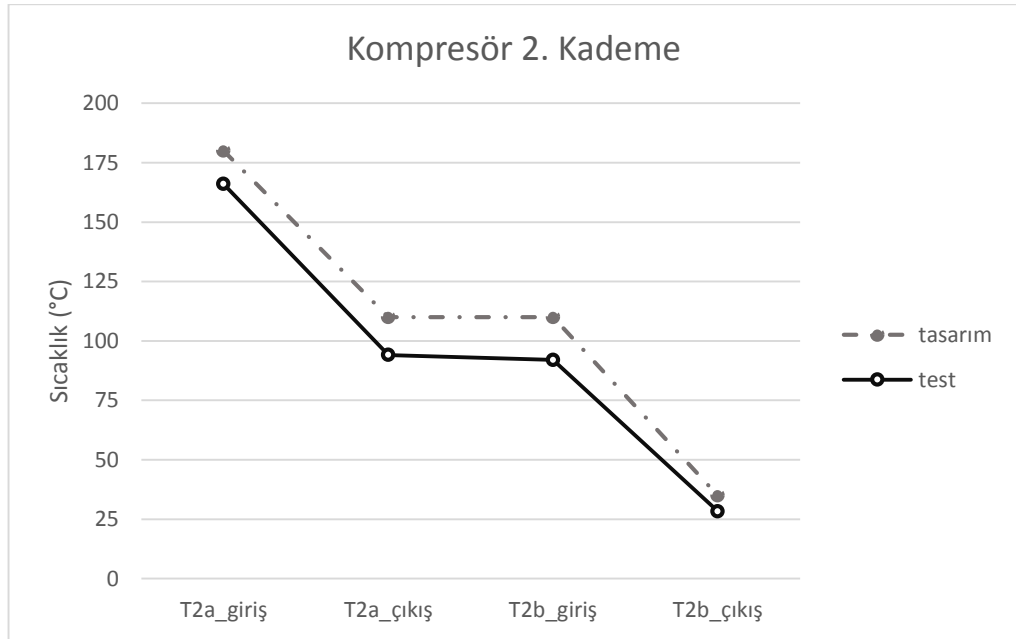
Çizelge 5.10’da gösterilen geri basınç değerleri hesaplanan soğutucuların yüzeylerindeki toplam basınç kaybı olup, tasarlanan fan bu koşullar altında belirtilen hava debisini sağlayabilmektedir. Sistemde kullanılan fanın teorik hesaplara göre güç tüketimi Şekil 4.8’de gösterilen eğriler yardımıyla saptanabilir.

Tasarlanan soğutucuların teorik ve test sonuçlarına göre sıcaklık değişimleri Şekil 5.8 ve Şekil 5.9’de gösterilmiştir.



Şekil 5.8 EAGLE 132 modeli 1. kademe çıkışındaki sıcaklık değişimi

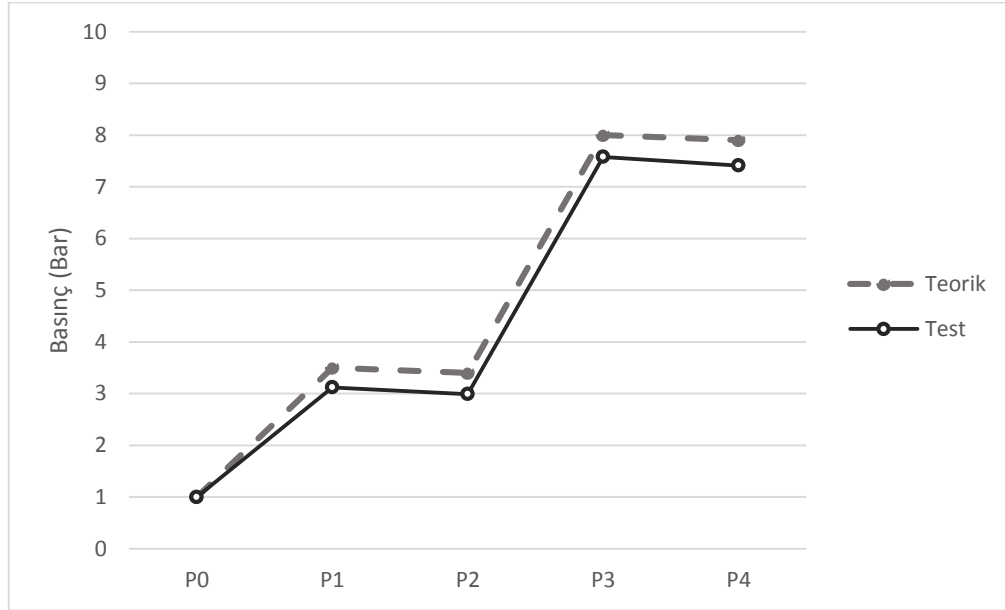
Kompresör birinci kademesinin ısı yükünün % 58,6'sı paslanmaz çelik ön soğutucu ile sistemden uzaklaştırılmıştır.



Şekil 5.9 EAGLE 132 modeli 2. kademe çıkışındaki sıcaklık değişimi

Kompresör ikinci kademesinin ısı yükünün %50'si paslanmaz çelik, %50'si alüminyum radyatör ile sistemden uzaklaştırılmıştır. Çizelge 5.5'te belirtilen ortam koşullarına yapılan testte, basınçlı hava çıkış sıcaklığı 28,3°C'dir. Modelin soğutma sisteminde

kullanılan fan modelinin performans grafikleri Şekil 4.8’de gösterilmiştir. Fanın soğutma sistemindeki güç tüketiminin 8,6 kW olduğu ölçülmüştür.



Şekil 5.10 EAGLE 132 modeli 1. kademe soğutma sistemindeki toplam basınç farkı

Şekil 5.10’da gösterilmiş olan eğrilerden de sözülebileceği gibi sistemin toplam basınç kaybının 0,3 Bar olduğu ölçülmüştür. Bu farkın 0,13 Bar’ı birinci kademedeki 0,17 Bar’ı ikinci kademedeki oluşmuştur. Özgül güç tüketimi teorik olarak 6,78 kW/min/dak olarak hesaplanmıştır. Yapılan testler sonucunda hesaplanan özgül güç tüketiminin 6,86 kW/min/dak olduğu görülmüştür. Aradaki farkın kompresörün çalıştığı ortamdaki değişken ortam koşulları yol açmaktadır.

Termal hesaplar EAGLE 315 modeli için tekrarlanmıştır ve bulunan sonuçlar Çizelge 5.11 ve Çizelge 5.12’te verilmiştir.

Çizelge 5.11 EAGLE 315 modeli için hesaplanan ön soğutucu ve radyatör boyutları

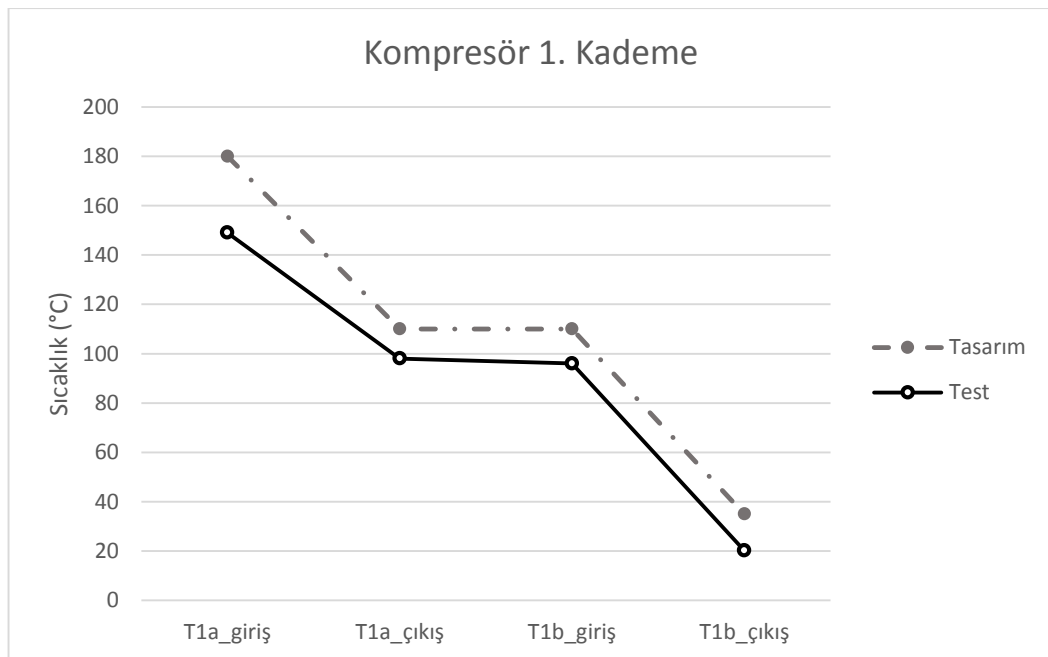
	Boyutlar	1. Kademe	2. Kademe
Ön Soğutucu	Lwb [mm]	950	950
	Lwa [mm]	130	130
	Lla [mm]	940	940

Çizelge 5.11 EAGLE 315 modeli için hesaplanan ön soğutucu ve radyatör boyutları
(devamı)

Radyatör	Lwb [mm]	1040	1040
	Lwa [mm]	130	130
	Lla [mm]	680	690

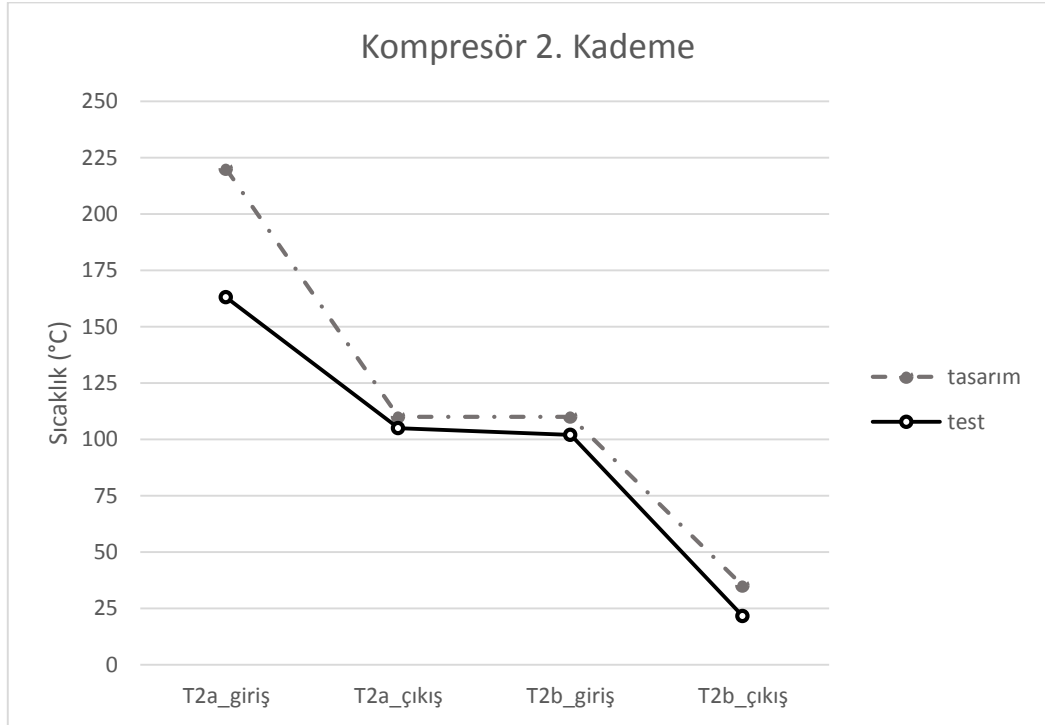
Çizelge 5.12 EAGLE 315 modeli için hesaplanan soğutma ihtiyacı

Soğutma Havası		1. Kademe	2. Kademe
	Hava Debisi [m ³ /s]	5,6	5,6
	Giriş Sıcaklığı [°C]	20	20
	Çıkış Sıcaklığı [°C]	59,17	60,51
	Geri Basınç [Pa]	453	453,7



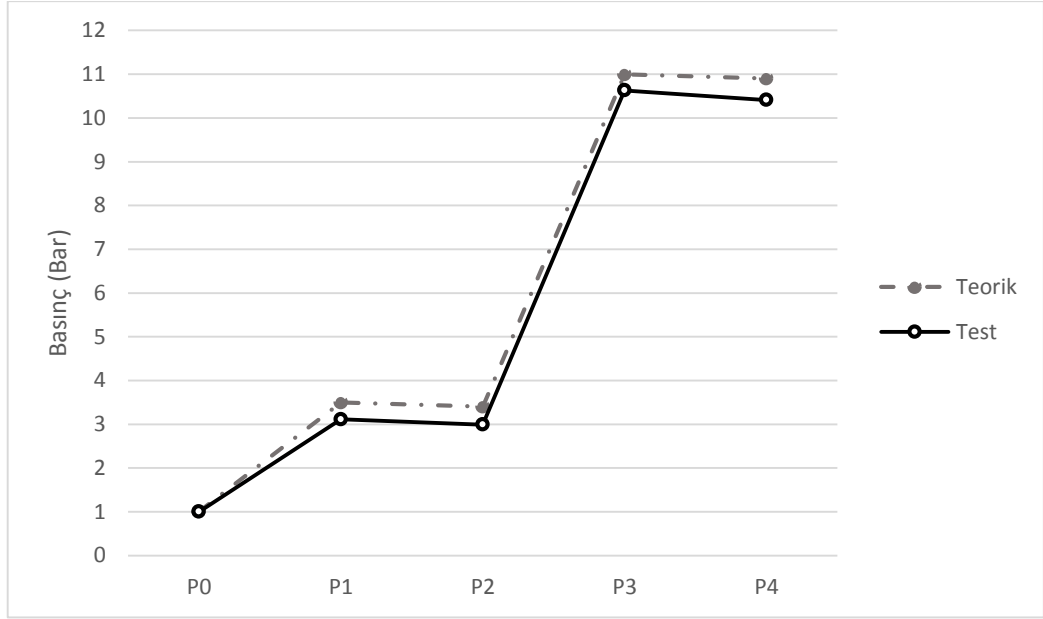
Şekil 5.11 EAGLE 315 modeli 1. kademe çıkışındaki sıcaklık değişimi

Şekil 5.11’de sıcaklık değişiminin gösterildiği gibi, kompresör birinci kademesinin ısı yükünün % 40,3’ü paslanmaz çelik ön soğutucu ile sistemden uzaklaştırılmıştır.



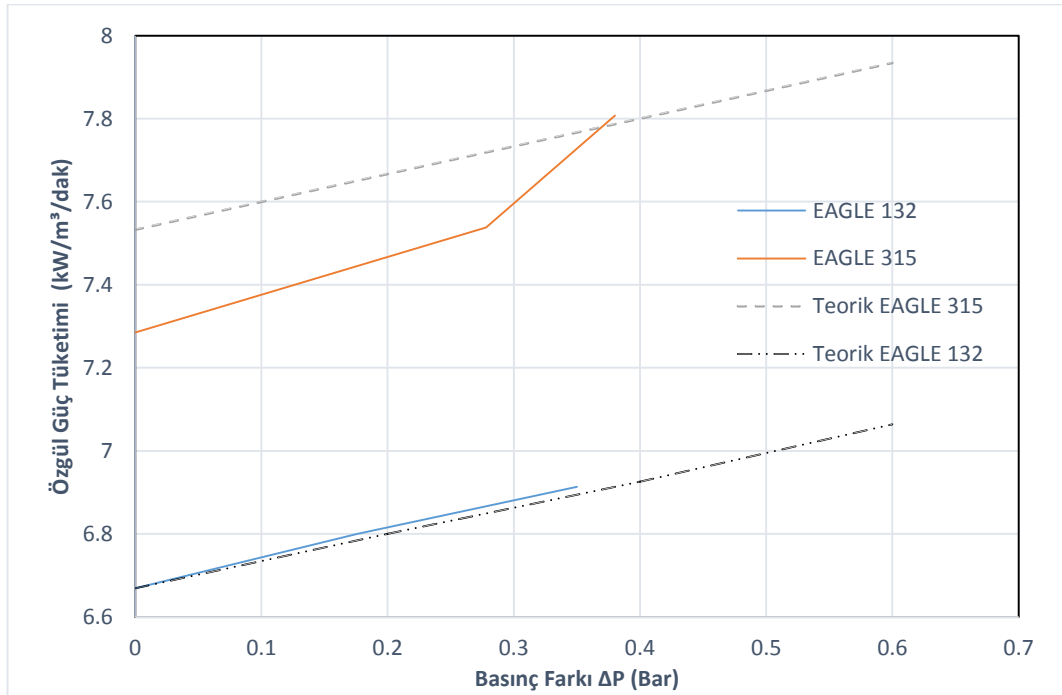
Şekil 5.12 EAGLE 315 modeli 2. kademe çıkışındaki sıcaklık değişimi

Şekil 5.12’de sıcaklık değişiminin gösterildiği gibi kompresör ikinci kademesinin ısı yükünün %41’i paslanmaz çelik geri kalan %59’u alüminyum radyatör ile sistemden uzaklaştırılmıştır. Çizelge 5.5’te belirtilen ortam koşullarına yapılan testte, basınçlı hava çıkış sıcaklığı 21,5°C’dir. Modelin soğutma sisteminde Şekil 4.9’da performans grafikleri gösterilmiş olan fandan iki adet kullanılmıştır. Kullanılan iki fanın toplam güç tüketiminin 12,6 kW olduğu ölçülmüştür.



Şekil 5.13 EAGLE 315 modeli 1. kademe soğutma sistemindeki toplam basınç farkı

Sistemin toplam basınç kaybının 0,34 Bar olduğu ölçülmüştür. Bu farkın 0,12 Bar'ı birinci kademedeki 0,22 Bar'ı ikinci kademedeki oluşmuştur. Özgül güç tüketimi teorik olarak 7,6 kW/min/dak olarak hesaplanmıştır. Yapılan testler sonucunda hesaplanan özgül güç tüketiminin 7,81 kW/min/dak olduğu görülmüştür



Şekil 5.14 EAGLE 132 ve EAGLE 315 kompresör modellerinin basınç kayıplarına göre sistemin özgül güç tüketim değerlerinin değişimleri

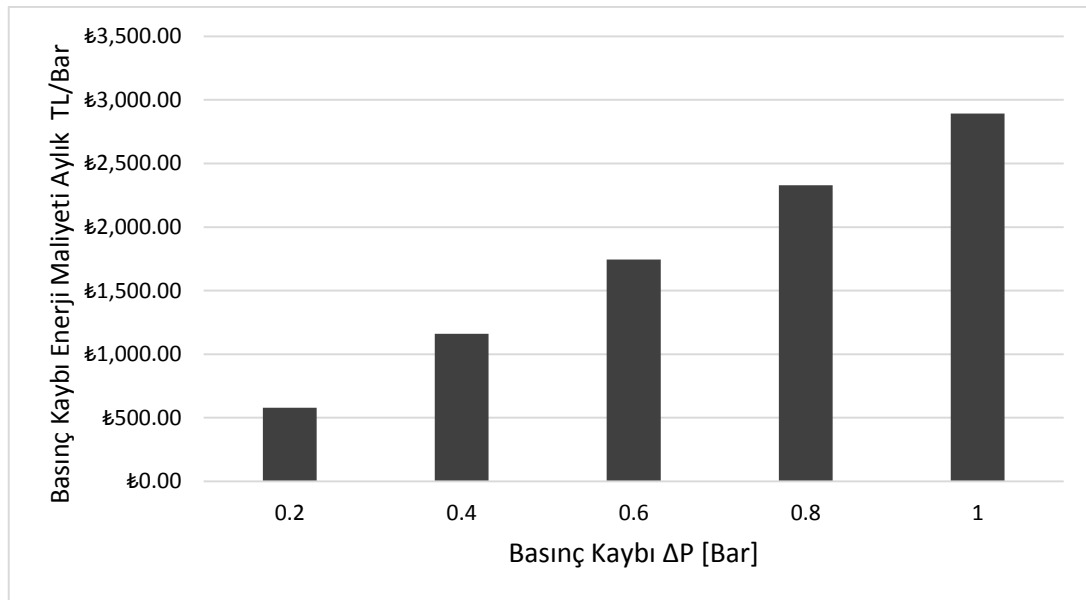
Kompresörün ideal çalışma koşulları olan basınç kaybı sıfır koşulundaki basınçlı hava üretilmesiyle sistemdeki özgül güç tüketimi, matematik model ile hesaplanan basınç kayıpları ile hesaplanan özgül güç tüketimi Şekil 5.14'te bulunan grafikte gösterilmiştir. Üretilen soğutma sisteminin kompresördeki testi sırasında vorteks debimetre ve enerji analizöründen eş zamanlı olarak ölçülen basınçlı hava kapasitesi ve enerji tüketimi ile hesaplanan özgül güç tüketim değerleri yer almaktadır. Şekil 1.1'de anlatıldığı gibi sistemde sıkıştırılacak havanın ön soğutma işleminden geçmesi soğutma verimini yükselttiği tezi Şekil 5.14'de gösterilmiş performans grafiğiyle doğrulanmıştır. ISO 1217 standardı gereğince 20°C ortam sıcaklığında tasarlanan vidanın özgül güç tüketimi, test edildiği ortam sıcaklığının 11 °C olmasından ötürü %2 oranında düşük olduğu görülmüştür.

KOMPRESÖRLERDE SOĞUTUCU EKİPMANLARIN MALİYET ANALİZİ

Bu bölümde kompresör soğutma sisteminde kullanılan radyatör ve ön soğutucuların maliyet analizi yapılarak, kompresör kullanıcı firmaların birim metreküp hava kaybı başına enerji tüketim maliyetleri hesaplanmıştır.

6.1 Kompresör Sisteminde Oluşan Basınç Kaybı Maliyetleri

Kompresör soğutma sisteminde sıcak akışkanın geçtiği yüzey alanının geometrik limitleri minimum basınç kaybına göre alınmasının temel nedeni enerji tasarrufudur. Şekil 6.1’te basınçlı havada oluşacak kayıpların aylık enerji maliyetleri yer almaktadır.

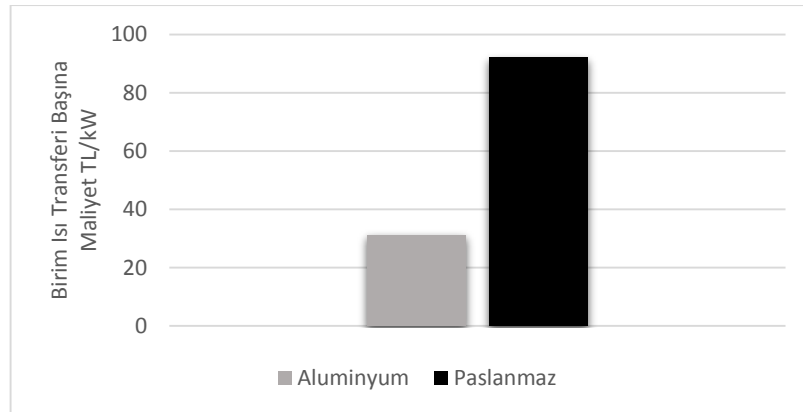


Şekil 6.1 Kompresörlerde basınç kaybına göre enerji maliyeti değişimi

Sıkıştırma sonundaki basınç kaybının ve soğutucu fanların güç tüketiminin minimum olması özgül güç tüketimini azaltmıştır. Çalışma ile sistemdeki geri basınç miktarları ve

ihtiyaç duyulan soğutucu kapasitesi hesaplanmıştır. Sistemde kullanılan fan ve fanlar hesaplanan geri basınç seviyelerinde, belirlenen soğutucu akışkan kapasitesini sağlamaktadır. Çalışma ile optimize edilen yüzey geometrisi sayesinde azaltılan geri basınç seviyeleri ile sistemde kullanılan fanların güç tüketiminin %27 azaldığı saptanmıştır. Bu oran kompresör özgül güç tüketimini %1 oranında azaltmaktadır. İki fan kullanılan modelde bu oran fan sayısı ile elektirksel güç tüketimi çarpılarak hesaplanır. Hesaplar tekrarlandığında enerji tüketim oranının %2,3 olduğu görülmüştür. Bu oran ile hesaplanan enerji maliyeti, Şekil 6.1 'de gösterilen basınçlı havanın 0,4 Bar basınç kaybının işletmeye enerji maliyeti ile yaklaşık olarak eş değerdir.

Sistemde kullanılmış olan paslanmaz çelik soğutucular ve alüminyum radyatörlerin birim kW soğutma başına malzeme maliyetleri Şekil 6.2'de gösterilmiştir. Çalışma ile alüminyum radyatörlerin kapasitesinden maksimum seviyede yararlanarak soğutucu maliyetlerinde % 49 kazanım sağlanmıştır.



Şekil 6.2 Alüminyum ve paslanmaz malzemeli radyatörlerdeki birim kW ısı transfer maliyeti oranı

6.2 Belirsizlik Analizi

Sistem deneyleri sırasında ortaya çıkabilecek belirsizlik oranları, deney sırasında kullanılan ölçüm aletlerine bağlı olarak değişmektedir. Bu nedenle ölçüm belirsizliklerini tespit etmek amacıyla ölçüm elemanları için belirsizlik hesaplamaları yapılmıştır. Ölçüm belirsizliği hesabında Kline ve McClintock'un ileri sürmüş oldukları yöntem kullanılmıştır. Buna göre, eğer deney düzeneğinde yapılan ölçümler sonucu elde edilen büyüklük P ise ve bu büyüklüğe etki eden $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ olmak üzere n adet bağımsız değişken

bulunuyor ise ölçüm büyüklüğü P (6.2) fonksiyonu şeklinde ifade edilebilir. Her bir değişkene ait belirsizlik değerleri $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$ şeklinde ifade edilmesi durumunda P sonuç fonksiyonunun toplam belirsizliği P (6.1) fonksiyonu ile ifade edilebilir. Her bir değişkene ait belirsizlik değerleri $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$ şeklinde ifade edilmesi durumunda P sonuç fonksiyonunun toplam belirsizliği (6.2) ifadesi ile hesaplanmaktadır.

$$P = P(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (6.1)$$

$$w_p = \pm \left[\left(\frac{\partial p}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial p}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \left(\frac{\partial p}{\partial x_3} w_3 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial p}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.2)$$

Bağımsız değişkenlerin $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ belirsizlikleri $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$ ise (6.4) eşitliği ile belirlenmektedir.

$$\pm w = \sqrt{(A_1)^2 + (A_2)^2 + \dots + (B_1)^2 + (B_2)^2 + \dots} \quad (6.3)$$

Burada $A_1, A_2, \dots$, rastgele hataları $B_1, B_2, \dots$, sistematik hataları ifade etmektedir [22].

Yapılan ölçümlerde kullanılan sensörlerin ölçme belirsizlikleri Hesap sonuçları Çizelge 6.2’de yer almaktadır.

Çizelge 6.2’de yer almaktadır.

6.2.1 Isıl Yüklerin Belirsizlik Analizi

İki kademeli sıkıştırma yapılan kompresör sisteminin her iki kademesinin Ön soğutma sisteminden ve alüminyum radyatörlerden atılan ısı yükünün belirsizlik hesabı hesaplanmıştır. Eagle 132 modelinin her iki kademesinin ön soğutucu ve alüminyum radyatörlerinin ısı yükleri hesaplanarak analiz denklemleri oluşturulmuştur.

$$Q_{\text{ön},s} = \dot{m} c \Delta T_{\text{ön},s} \quad (6.4)$$

$$\text{Sıcaklık farkı } \Delta T_{\text{ön},s} = 70^\circ\text{C} \pm \%1 \ (w_{\Delta T} = 0.7)$$

$$\text{Hava debisi } \dot{m} = 0.44 \frac{\text{kg}}{\text{dak}} \pm \%1,5 \ (w_m = 0.0066)$$

$$\text{Sıcaklık farkı } \Delta T_{a,rad} = 75^\circ\text{C} \pm \%1 \ (w_{\Delta T} = 0.75)$$

Isıl yük iki değişkenin fonksiyonudur. Analiz için gerekli işlemler (6.5), (6.6) ve (6.7) denklemleriyle gösterilmiştir.

$$Q = f(\dot{m}, \Delta T) \quad (6.5)$$

$$\frac{\partial Q_{\dot{m},s}}{\partial \Delta T_{\dot{m},s}} = \dot{m}c \quad (6.6)$$

$$\frac{\partial Q_{\dot{m},s}}{\partial \dot{m}} = \Delta T_{\dot{m},s}c \quad (6.7)$$

$$Q_{a,rad} = \dot{m}c\Delta T_{a,rad} \quad (6.8)$$

$$\frac{\partial Q_{a,rad}}{\partial \Delta T_{a,rad}} = \dot{m}c \quad (6.9)$$

$$\frac{\partial Q_{a,rad}}{\partial \dot{m}} = \Delta T_{a,rad}c \quad (6.10)$$

$$w_Q = \pm \left[2 \left(\frac{\partial Q}{\partial \Delta T} w_{\Delta T_{\dot{m},s}} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial Q}{\partial \Delta T} w_{\Delta T_{a,rad}} \right)^2 + \left(\frac{\partial Q_{\dot{m},s}}{\partial \dot{m}} w_m \right)^2 + \left(\frac{\partial Q_{a,rad}}{\partial \dot{m}} w_m \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.11)$$

Eagle 315 modelinin her iki kademesinin ön soğutucu ve alüminyum radyatörlerinin ısı yükleri hesaplanarak analiz denklemleri oluşturulmuş ve (6.11) çözümüyle hesaplanmıştır.

Sıcaklık farkı $\Delta T_{\dot{m},s} = 70^\circ C \pm \%1$ ($w_{\Delta T} = 0.7$)

Hava debisi $\dot{m} = 0.87 \frac{kg}{dak} \pm \%1,5$ ($w_m = 0.013$)

Sıcaklık farkı $\Delta T_{a,rad} = 110^\circ C \pm \%1$ ($w_{\Delta T} = 1.1$)

Hesap sonuçları Çizelge 6.1’de yer almaktadır.

Çizelge 6.1 Belirsizlik analizi sonuçları

Model	Isıl yüklerin belirsizliği (%)
EAGLE 132	0.724
EAGLE 315	1.002

6.2.2 Özgül Güç Tüketiminin Belirsizlik Analizi

EAGLE 132 modelinin özgül güç tüketiminin belirsizlik analiz denklemleri oluşturulmuştur.

$$P_{\dot{o},g} = \frac{P}{\dot{m}} \quad (6.12)$$

Sıcaklık farkı $P = 151kW \pm \%1$ ($w_p = 1.51$)

Hava debisi $\dot{m} = 22,4 \frac{m^3}{dak} \pm \%1,5$ ($w_m = 0,336$)

Isıl yük iki değişkenin fonksiyonudur.

$$P_{\ddot{o},g} = f(\dot{m}, P) \quad (6.13)$$

Analiz için gerekli denklemler (6.14), (6.15) ve (6.16) eşitlikleri ile gösterilmiştir.

$$\frac{\partial P_{\ddot{o},g}}{\partial P} = \frac{1}{\dot{m}} \quad (6.14)$$

$$\frac{\partial P_{\ddot{o},g}}{\partial \dot{m}} = -\frac{P}{\dot{m}^2} \quad (6.15)$$

$$w_{P_{\ddot{o},g}} = \pm \left[\left(\frac{\partial P_{\ddot{o},g}}{\partial P} w_P \right)^2 + \left(\frac{\partial P_{\ddot{o},g}}{\partial \dot{m}} w_m \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.16)$$

EAGLE 315 modelinin özgül güç tüketiminin belirsizlik analizi (6.16) denklemiyle çözümlenmiştir.

Sıcaklık farkı $P = 337,2kW \pm \%1$ ($w_p = 3,372$)

Hava debisi $\dot{m} = 44,1 \frac{kg}{dak} \pm \%1,5$ ($w_m = 0,662$)

Hesap sonuçları Çizelge 6.2’de yer almaktadır.

Çizelge 6.2 EAGLE 315 modeli için ölçüm belirsizlik hesap değerleri

Model	Özgül güçlerin belirsizliği (%)
EAGLE 132	0.218
EAGLE 315	0.247

SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada iki kademeli yağsız vidalı kompresörün soğutma sisteminde kullanılan radyatörlerin minimum basınç kaybı ve geri basınca göre boyut optimizasyonu yapılmıştır. Hesaplamalar sonucunda radyatörlerde basınç kaybına pozitif ve negatif yönde etki gösteren, fin boyutlarının ve radyatörün genişlik, yükseklik ve uzunlukları için ideal boyutlar tespit edilmiştir. Bu boyutlar referans alınarak, kompresör çalışma sıcaklıklarına göre sistem gereksinimi olan ön soğutucu sisteminin boyutları belirlenmiştir. Ön soğutucu ve radyatörlerde hesaplanan yüzey dirençlerinin toplamına ve sistemde atılacak ısı yüküne göre soğutma hava debisi hesaplanmış ve hesaplara göre fan tasarımı yapılarak soğutma grubu hesaplamaları tamamlanmıştır. Yapılan hesaplara göre iki farklı model için soğutma sistemi tasarlanarak sistemin performansı test edilmiştir.

Tasarlanan kademeli soğutma sistemi sayesinde, yağsız vidalı kompresörlerin ürettiği basınçlı havanın sahip olduğu yüksek sıcaklık değerlerine dayanım gösterebilen ve aynı zamanda sistemdeki ısı yükünün minimum güç tüketimiyle uzaklaştırılması sağlanmıştır. Kompresör kademeleri arasında yapılan soğutmanın veriminin yüksek olması kompresör veriminin yüksek olmasını ve özgül güç tüketiminin düşük olmasını sağlamıştır.

Sistemde kullanılacak radyatörlerin ısı transfer yüzeyleri hesaplanırken, yüzey dirençleri ve basınç kayıplarının en uygun seviyede tutulmasına yönelik bir optimizasyon modeli oluşturularak tasarım gerçekleştirilmiştir. Kompresör rejim durumuna getirilmiştir ve kullanılan soğutucuların giriş ve çıkış kanallarına yerleştirilen sıcaklık ve basınç sensörleri yardımıyla sıcaklık ve basınç değerleri ölçülmüştür. Aynı zamanda kompresör çıkışındaki basınçlı havanın debi değeri debimetre yardımıyla okunarak sistemden atılan ısı

miktarları hesaplanmıştır. Sistemin toplam enerji tüketimi enerji analizörü ile okunarak toplam enerji tüketimi test edilmiştir. Soğutma modeline fanların çalışma koşullarına göre güç tüketim değişimlerinin eklenmesi daha hassas sonuçlar elde edilmesini sağlayacaktır.

Test sonuçları değerlendirildiğinde, vida üretici firmadan edinilen termal verilerde belirsizlikler olduğu saptanmıştır. Özellikle kademe çıkış sıcaklıklarının belirtilen değerlerin altında olduğu test edilmiştir. Bunun nedeni vida boğunun yüzeyinden transfer edilen ısı yükünün ölçümlerinin yapılmıyor olmasıdır. Bu belirsizliği ortadan kaldırmak için vida bloğunun yüzey soğutması için kapalı çevrimde dolaşan yağın bloğa giriş ve çıkışındaki sıcaklık değerlerin ölçülmesi ve yüzeyden zorlanmış taşınım yoluyla transfer edilen ısı yükünün ölçülmesi gerekmektedir.

Çalışma kapsamında yağsız vidalı kompresörlerin soğutma sisteminin matematik modeli oluşturulmuş ve model ile iki kompresör modelinin soğutma sistemi tasarlanmıştır. Yapılan hesaplara göre tasarlanan soğutma sistemi kompresör özgül güç tüketimini %1 oranında azaltırken soğutma sisteminin toplam maliyeti %49 oranda azalmıştır.

Çalışma kapsamında oluşturulmuş soğutma sisteminin matemati modeli, tüm kompresör modelleri için kullanılabilir.

KAYNAKLAR

- [1] Rohsenow, W.M., Hartnett J.P., (1998). Handbook of Heat Transfer, Third Edition, Mc Graw-Hill Book Co., New York.
- [2] Sparrow, E.M. ve Hajiloo, A., (1980). "Measurements of Heat Transfer and Pressure Drop for an Array of Staggered Plates Aligned Parallel to an Air Flow", Journal Heat Transfer, 102: 426-432.
- [3] Kraus, A.D., Aziz A., Welty J. (2001). Extended Surface Heat Transfer, John Wiley & Sons, Inc., USA.
- [4] Shah, R.K. ve Sekulic, D.P., (2003). Fundamental of Heat Exchanger Design, John Wiley & Sons, Inc., USA.
- [5] Incropera F.P., Dewitt D.P., Bergman T.L., Lavine A.S., (2007). Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 6th Edition, USA.
- [6] Hesselgreaves, J.E., (2001). Compact Heat Exchangers: Selection, Design and Operation, First Edition, Elsevier Science Ltd., Kidlington, UK
- [7] Bleier, F.P., (1997). Fan Handbook: Selection, Application and Design, First Edition, Mc Graw-Hill Book Co., New York.
- [8] Moran, M.J., Howard, N.S., Boettner, D.D. ve Bailey M.B., (2011). Fundamentals of Engineering Thermodynamics, Seventh Edition, John Wiley & Sons, Inc., USA.
- [9] Guo, D., Ma, Z., Zhang, J. ve Mingsheng, L., (2017). "Energy Impact of Air Pre-Cooling on Screw Air Compressor", Science Direct, 205: 937-944.
- [10] ISO 1217, (2009). Displacement Compressor - Acceptance, ISO.
- [11] Kuyumcu, A.M., (2014). "Diesel Otobüs Motorlarında Soğutma Sisteminin Modellenmesi Dizaynı ve Ekonomik Optimizasyonu", Doktora Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [12] Huizyu, Y., Wen, J., Wang, S., Li, Y., Tu, J. ve Cai, W., (2017). "Sobol Sensitivity Analysis for Governing Variables in Design of Plate-Fin Heat Exchanger with Serrated Fins", International Journal of Heat and Mass Transfer 115: 871-881.
- [13] Vekariyamukesh, V., Selokar, G.R. ve Amitesh, P., (2012). "Optimization and Design of Heat Exchanger with Different Materials ", Ijmems, 5: 37-42.

- [14] Kays, W.M. ve London, A.L., (1998). Compact Heat Exchangers, Third Edition, Krieger Publishing Company, Malabar, Florida.
- [15] Raja, B.D., Patel, V. ve Jhala, R.L., (2017). "Thermal Design and Optimization of Fin-and-Tube Heat Exchanger Using Heat Transfer Search Algorithm", Thermal Science and Engineering Progress, 4: 45-57.
- [16] Stosic, N., Smith, I. ve Kovacevic, A., (2005). Screw Compressors Mathematical Modelling and Performance Calculation, Springer Science+Business Media, Netherlands
- [17] ISO 8573-1, (2010). Compressed Air- Part 1: Contaminants and Purity Classes, ISO.
- [18] Brown, R.N., (1997). Compressor Selection and Sizing, Second Edition, Gulf Publishing Co., Houston, TX.
- [19] Segundo, E.H., Amoroso, A.L., Mariani, V.C. ve Coelho, L.S., (2017). "Thermodynamic Optimization Design for Plate-Fin Heat Exchangers by Tsallis JADE", International Journal of Thermal Sciences, 113: 136-144.
- [20] Randall, F.B., (1999). Cryogenic Heat Transfer, Taylor & Francis Group, New York.
- [21] Teruel, M.H., Nakashima, C.Y. ve Paglione, P., (2009). "Rectangular Offset Strip-Fin Heat Exchanger Lumped Parameters Dynamic Model", Third CTA-DLR Workshop on Data Analysis & Flight Control, 14-16 Sept 2009, S. J. Campus, SP, Brazil.
- [22] Kline, S.J. ve McClintock, F. A., (1953). "Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments", Mechanical Engineering, 75:3-9.

MATLAB KODLARI

```
%Soğutma Sistemi Radyatör Boyut Optimizasyonu
clc
clear all
close all

% Tasarım girdileri
Thi=110;%Basınçlı hava giriş sıcaklığı      [°C]
Tho=30;%Basınçlı hava çıkış sıcaklığı      [°C]
Tci=20;%Soğutma havası giriş sıcaklığı     [°C]
mh=0.878;%Havanın kütlelesel debisi        [kg/s]
Ph=0.35;%Kompresör 1. Kademe çıkış basıncı[Bar]
Pc=0.10135;%Ortam basıncı[Bar]

% Başlangıç kabulleri

cp=1.002;%Özgül ısı [J/kg.K]
cpc=1.002;%Özgül ısı [J/kg.K]

% Matris oluşturabilmek için tanımlanmış başlangıç koşulları
DPh=0;
DPc=0;
NTUSON=0;
LhhDPv=0;
NhvDPv=0;
hDPv=0;
sDPv=0;
LwhDPv=0;
lDPv=0;
```

```

mcDPcv=0;
lcDPcv=0;
scDPcv=0;
hcDPcv=0;
epsNTU=0;
epsv=0;
EPS=0;
Cr=0;
Tcov=0;
psi=1;
Rehv=0;
Reh=0;
NTUSONv=0;
Ccv=0;
Gv=0;
G=0;
nson=0;

for mc=1:0.25:5           %Soğutma havasının kapasite aralığı [kg/s]
    umc=round( (mc-1)/0.25+1);
    mcv(umc)=mc;
    mcNTUSON(umc)=NTUSON;

    Cc=cpc*mc;% Soğuk havanın ısıl kapasitesi [J/K]
    Ccv(umc)=Cc;
    Ch=mh*cp*psi;% Sıcak havanın ısıl kapasitesi [J/K]
    Q=Ch*(Thi-Tho);% Isı kapasitesi

    A=[Ch Cc];
    Cmin= min(A);

    A=[Ch Cc];
    Cmax= max(A);

    Cr= Cmin/Cmax;           %Kritik ısı kapasite oranı

    Crv(umc)=Cr;

    Tco= Tci+(Q/(mc*cpc));           %Soğutma havası çıkış sıcaklığı

```

```

eps=(Cc*(Tci-Tco))/(Cmin*(Tci-Thi)); %Etkenlik

epsCcv(umc)=eps;
nsonv(umc)=nson;

% Bağıl nem hesaplanması

t1=Tci; % Soğutma havası giriş sıcaklığı[°C]
Tin=t1+273;
Fi=0.6; % Bağıl nem [%]
P1=Pc=0.101325;
Ra = 286.9; % Havanın gaz sabiti [J/kg K]
Rw = 461.5; % Su buharı sabiti [J/kg K]

T1=[0 10 20 30 40 50 60 70 80 90];
Pqb=[603 1212 2310 4195 7297 12210 19724 30866 46925 69485];
d=[0.005 0.009 0.017 0.030 0.051 0.083 0.13 0.20 0.29 0.42];
%yoğunluk [kg/m³]

% figure(1)
% plot(T1,Pqb)
% title('Buharlaşıma Basıncı [Pa]');
% xlabel('Temperature [°C]');
% ylabel(' Buharlaşıma Basıncı');
% hold on
% grid on

p1 = 2.2873e-13;
p2 = -9.0774e-11;
p3 = 1.5028e-08;
p4 = -1.3465e-06;
p5 = 7.3666e-05;
p6 = -0.0019577;
p7 = 0.066992;
p8 = 1.0343;
p9 = 45.199;
p10 = 603;

```

```
Pqb =
p1*t1^9+p2*t1^8+p3*t1^7+p4*t1^6+p5*t1^5+p6*t1^4+p7*t1^3+p8*t1^2+p9*t1+
p10;
```

```
Pq= Pqb*Fi; %kismi buhar basıncı [Pa]
```

```
figure(2)
plot(T1,d)
title('Yogunluk [kg/m³]');
xlabel('Sicaklik [°C]');
ylabel('Yoğunluk [kg/m³]');
hold on
grid on
```

```
%Ampirik Katsayılar
```

```
p1 = 1.599e-13;
p2 = -4.7312e-11;
p3 = 5.4612e-09;
p4 = -3.0697e-07;
p5 = 9.0646e-06;
p6 = -0.00010888;
p7 = 0.00085611;
p8 = 0.0049784;
Rho =
p1*t1^7 + p2*t1^6 + p3*t1^5 + p4*t1^4 + p5*t1^3 + p6*t1^2 + p7*t1 +
p8;
```

```
%Islak hava kutlesi
```

```
Rho= ((P1*1000000)-Pq) / (Ra*Tin)+Pq/ (Rw*Tin); %Islak hava yoğunluğu
```

```
md=(P1*1000000-Pq) / (287*Tin*Rho); %Islak havada bulunan kuru hava
kütlesi
```

```
mv=1-md; %Islak havadaki buhar kütlesi
```

```
P2=Ph; %hava çıkış basıncı [Mpa]
```

```
T2=Thi; %Hava çıkış sıcaklığı- radyator giriş sıcaklığı[°C]
```

```
Pq1=Pq*P2/P1; %sıkıştırma sonrası kısmi buhar basıncı[Pa]
```

%Kurutucuda Gerçekleşen Soğutma İşlemi

```
t3=5;          %Çiğlenme noktası [°C]
T3=t3+273;     %[K]

Pqb2 = p1*t3^9 + p2*t3^8 + p3*t3^7 + p4*t3^6 + p5*t3^5 + p6*t3^4 +
p7*t3^3 + p8*t3^2 + p9*t3 + p10;

tout=Tho; %Soğutucu çıkış sıcaklığı [°C]
Tout=tout+273; %[K]

Pqbout = p1*tout^9 + p2*tout^8 + p3*tout^7 + p4*tout^6 + p5*tout^5 +
p6*tout^4 + p7*tout^3 + p8*tout^2 + p9*tout + p10;

ma= Pqbout*md*Ra/((P2*1000000-Pqbout)*Rw); %Çıkış suyundaki hava
miktarı

Cp1= (1003+0.02*T2+0.0004*T2^2)/1000;          %Giriş Kuru havanın
                                                    ısıt kapasitesi
                                                    [kJ/kg]

H1= Cp1*T2+(2500+1.84*T2)*mv; %Giriş entalpi[kJ/kg]

Cp2=(1003+0.02*tout+0.0004*tout^2)/1000;          %Çıkış kuru havanın
                                                    ısıt kapasitesi
                                                    [kJ/kg]

H2=Cp2*tout+(2500+1.84*tout)*ma; %Çıkış Entalpi[kJ/kg]

Fiw=mv-ma; %Su yoğuşma miktarı[kW/kg]

Pl=Fiw*2500; %Gizli ısı[kW/kg]

Pt=H1-H2; %Toplam ısıt kapasite[kW/kg]

Ps=Pt-Pl; %Görülen ısı[kW/kg]

psi=Pt/Ps; %Ortalama yoğuşma faktörü

Ql=mh*Pl;

Qs=mh*Ps;

Q=Ql+Qs;

% Soğutma sisteminin boyutsal optimizasyonu
% Sıcak akış yüzey modeli

for Lhh=100:10:1100 %Radyatör Boyu [mm]
uLhh=round((Lhh-100)/10+1);
Lhhv(uLhh)=Lhh;
LhhDPv(uLhh)=DPh;
Reha(uLhh)=Reh;
```

```

for Nh=5:5:50 %Lamel Sayısı
uNh=round((Nh-5)/5+1);
Nhv(uNh)=Nh;
NhvDPv(uNh)=DPh;
Rehb(uNh)=Reh;

for Lwh=10:10:130%Radyatör genişliği [mm]
uLwh=round((Lwh-10)/10+1);
Lwhv(uLwh)=Lwh;
LwhDPv(uLwh)=DPh;

for l=1:1:10%Fin boyu [mm]
ul=round((l-1)/1+1);
lv(ul)=l;
lDPv(ul)=DPh;

Rehd(ul)=Reh;

for s=1:0.5:2.5%Fin genişliği [mm]

us=round((s-1)/0.5+1);
sv(us)=s;
sDPv(us)=DPh;
Rehe(us)=Reh;

for h=3:0.5:6.5%Fin yüksekliği [mm]

uh=round((h-3)/0.5+1);
hv(uh)=h;

hDPv(uh)=DPh;
Rehf(uh)=Reh;

t=0.2; %Fin kalınlığı [mm]

alfa=(s-t)/(h-t); % Boyutsuz sayı
sigma=t/l;% Boyutsuz sayı

```

```

lamda=t/(s-t);% Boyutsuz sayı
As=(h-t)/(s-t+h-t); % İkincil alan
Ap=(s-t)/(s-t+h-t); % Birincil alan
Kf=192; % Finlerin ısı iletim katsayısı

T=(Thi+Tho)/2;%Ortalama sıcaklık

mu=(1.50619*(T+273)^(3/2))/(T+395);
rho= Ph*(273+20)*1.2045/((T+273)*0.1);
cp=(1003+0.02*T+4*T*T/10000)/1000; %Özgül ısı
K= 2.456*(T+273)^0.823/10000;%Isı iletim katsayısı [W/m.°C]

Pr=mu*cp/(K*10^3);%Pranld sayısı
Dh=2*(s-t)*(h-t)/((s-t)+(h-t))*10^-3; %Islak çevre [m]
Affh= (((h-t)*(s-t))/s)*0.001)*Lwh*Nh*10^-3;%Efektif alan [m²]
G=mh/(Affh);%Kütlesel hız [kg/s.m²]
Reh=G*Dh/(mu*10^-6);% Reynold sayısı

j=0.6522*Reh^-0.5403*alfa^-0.5403*sigma^0.1499*lamda^-
0.0678*(1+5.269*10^-5*5.269*Reh^1.34*alfa^0.504*sigma^0.456*lamda^-
1.055)^0.1;

%Colburn faktörü

f=9.6243*Reh^-0.7422*alfa^-0.1856*sigma^0.3053*lamda^-
0.2659*(1+7.669*10^-
8*Reh^4.429*alfa^0.92*sigma^3.767*lamda^0.236)^0.1;

%Sürtünme faktörü

faktor=Q/Qs;
St=j/(Pr^(2/3)); %stanton sayısı
Hh=faktor*St*G*cp*1000; %Isı transferi katsayısı
M=((2*Hh)/(Kf*t/1000))^0.5;
H=(h/2)*10^-3;
nf=tanh(M*H)/(M*H);%Fin verimliliği
n0=1-(1-nf)*(As/(Ap+As));%Soğutucu verimliliği
Ah=Lwh*Lhh*Nh*(2*((h-t)+(s-t))/s)*0.000001; %Soğutucu yüzey alanı[m²]

DPh= (4*f*G^2*Lhh*0.001)/(2*Dh*rho); % Basınç Farkı [Pa]

if DPh<=5000
    break

```

```

end
end

if DPh<=5000
    break
end
end

if DPh<=5000
    break
end
end

% Soğuk akış yüzey modeli

for lc=1:0.5:6

    ulc=round((lc-1)/0.5+1);
    lcv(ulc)=lc;
    lcDPcv(ulc)=DPc;

    Rec1(ulc)=Reh;

    for sc=2:0.25:2.25

        usc=round((sc-2)/0.25+1);
        scv(usc)=sc;
        scDPcv(usc)=DPc;

        Rec2(usc)=Reh;

        for hc=5:0.5:10.5

            uhc=round((hc-5)/0.5+1);
            hcv(uhc)=hc;
            hcDPcv(uhc)=DPc;

```

```

Rec3(uhc)=Reh;
de=2;
Lwc=Lhh-2*hc+de;
Lhc=Lwh+h*2;

Nc=Nh+1; %Lamel sayısı
tc=0.15;%Fin kalınlığı [mm]

alfac=(sc-tc)/(hc-tc);
sigmac=tc/lc;
lamdac=tc/(sc-tc);
Asc=hc-tc/(sc-tc+hc-tc);
Apc=sc-tc/(sc-tc+hc-tc);
Kf=192;
Tc=(Tci+Tco)/2;
muc=(1.50619*(Tc+273)^(3/2))/(Tc+395); %viskozite [kg/s.m]
rhoc= Pc*(273+20)*1.2045/((Tc+273)*0.1); %yoğunluk[kg/m³]
cpc=(1003+0.02*Tc+4*Tc*Tc/10000)/1000; %Özgül Isı[J/kg.°C]
Kc= 2.456*(Tc+273)^0.823/10000; %Isı iletim katsayısı
Prc=muc*cpc/(Kc*10^3);

Dhc=2*(sc-tc)*(hc-tc)/((sc-tc)+(hc-tc))*10^-3;

Affc= (((hc-tc)*(sc-tc))/sc)*0.001)*Lhh*Nc*10^-3;

Gc=mc/Affc;

Rec=Gc*Dhc/(muc*10^-6);
jc=0.6522*Rec^-0.5403*alfac^-0.5403*sigmac^0.1499*lamdac^-
0.0678*(1+5.269*10^-5*5.269*Rec^1.34*alfac^0.504*sigmac^0.456*lamdac^-
1.055)^0.1;

fc=9.6243*Rec^-0.7422*alfac^-0.1856*sigmac^0.3053*lamdac^-
0.2659*(1+7.669*10^-
8*Rec^4.429*alfac^0.92*sigmac^3.767*lamdac^0.236)^0.1;

Stc=jc/(Prc^(2/3));
Hc1=Stc*Gc*cpc*1000;
Mc=((2*Hc1)/(Kf*tc/1000))^0.5;
Hc=(hc/2)*10^-3;

```

```

nfc=tanh(Mc*Hc)/(Mc*Hc);
n0c=1-(1-nfc)*(Asc/(Apc+Asc));
Ac=Lhh*Lwh*Nc*(2*((hc-tc)+(sc-tc))/sc)*0.000001;
DPc=(1.4*4*fc*Gc^2*Lwh*0.001)/(2*Dhc*rhoc);

tp=0.5;

Ltot=(h+tp)*Nh+(hc+tp)*Nc;% Soğutucu yüksekliği [mm]

Hortc=1/((1/(Hc1*n0c))+((Ac*n0c)/(Ah*Hh*n0))); % Soğuk yüzey ortalama
Isı transfer katsayısı [W/m².°C]

Horth=1/((1/(Hh*n0))+((Ah*n0)/(Ac*Hc1*n0))); % Sıcak yüzey ortalama
Isı transfer katsayısı [W/m².°C]

NTUc=n0c*Hortc*Ac/(Cc*1000);
NTUh=n0*Horth*Ah/(Ch*1000);

z=1/(NTUh*(Ch/Cmin))+1/(NTUc*(Cc/Cmin));

NTUSON=1/z;
nson=1-exp(1/Cr*NTUSON^0.22*(exp(-Cr*NTUSON^0.78)-1));

Qmax=Cmin*(Thi-Tci);

Q=Ch*(Thi-Tho);
Q1=nson*Qmax;
Marg=(nson/eps-1)*100;

end

end

end

if DPc<=500 && DPh<=5000 && Q<=Q1
    break
end

```

```

end
if DPc<=500 && DPh<=5000 && Q<=Q1
    break
end
end

if DPc<=500 && DPh<=5000 && eps<=nson
    break
end
end
if DPc<=300 && DPh<=5000 && eps<=nson && Tco<=35
    break
end
end
end

```

```

figure(3)
plot(Lhhv,LhhDPv);
title('Grafik 1');
xlabel('Radyator Boyu');
ylabel('Basinc Kaybi [Pa]');
hold on
grid on

```

```

figure(4)
plot(Nhv,NhvDPv);
title('Grafik 2');
xlabel('Lamel Sayisi');
ylabel('Basinc Kaybi [Pa]');
hold on
grid on

```

```

figure(5)
plot(Lwhv,LwhDPv);
title('Grafik 3');
xlabel('Radyator Genisligi');
ylabel('Basinc Kaybi [Pa]');
hold on
grid on

```

```

        figure(6)
plot(lv,lDPv);
title('Grafik 7');
xlabel('Soguk Taraf Fin Boyu');
xlabel(' Fin Boyu');
ylabel('Basinc Kaybi [Pa]');
hold on
grid on

        figure(7)
plot(sv,sDPv);
title('Grafik 5');
xlabel('Sicak Taraf Fin genislik');
xlabel('Fin genisligi');
ylabel('Basinc Kaybi [Pa]');
hold on
grid on

        figure(8)
plot(hv,hDPv);
title('Grafik 3');
xlabel('Sicak Taraf Fin Yuksekligi');
xlabel('Fin Yuksekligi');
ylabel('Basinc Kaybi [Pa]');
hold on
grid on

        figure(9)
plot(lcv,lcDPcv);
title('Grafik 7');
xlabel('Soguk Taraf Fin Boyu');
xlabel('Fin Boyu');
ylabel('Basinc Kaybi [Pa]');
hold on
grid on

        figure(10)
plot(scv,scDPcv);
title('Grafik 8');

```

```

xlabel('Fin Genisligi');
ylabel('Basinc Kaybi [Pa]');
hold on
grid on

figure(11)
plot(hcv,hcDPcv);
title('Grafik 9');
xlabel('Fin Yuksekligi');
ylabel('Basinc Kaybi [Pa]');
hold on
grid on

%Fan Tasarım Denklemleri

clc
clear all
close all

% Soğutma havası debisi 7,5 kw fan modeli için performans
hesaplamaları

x=linspace(0,10);

y = -1.5935*x.^3 + 4.619*x.^2 - 39.327*x + 974.81; %Geri Basınc [Pa]
p = -0.0063*x.^3 - 0.0699*x.^2 + 1.153*x + 5.8642; %Güç Tüketimi [kW]
subplot(2,1,1)
figure(12)
plot(x,y)
title('Geri Basinc');
xlabel('Debi [m³/min]');
ylabel('Geri Basinc [Pa]');
hold on
grid on

subplot(2,1,2)
plot(x,p)
title('Guc [kW]');
xlabel('Debi [m³/min]');

```

```

ylabel('Guc [kW]');
hold on
grid on

% Soğutma havası debisi 5,5 kw fan modeli içinper formans
hesaplamaları

k=linspace(0,8);

y1 = -3.1812*k.^3 - 5.0211*k.^2 - 81.517*k + 1358.9 %Geri Basınc [kW]
p1 = -0.0041*k.^3 - 0.1658*k.^2 + 1.2223*k + 3.5076 %Güç Tüketimi [kW]

subplot(2,1,1)
figure(13)
plot(k,y1)
title('Geri Basınc');
xlabel('Debi [m³/min]');
ylabel('Geri Basınc [Pa]');
hold on
grid on

subplot(2,1,2)
plot(k,p1)
title('Guc [kW]');
xlabel('Debi [m³/min]');
ylabel('Guc [kW]');
hold on
grid on

```

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Pelin ALEMDAĞ
Doğum Tarihi ve Yeri : 19.11.1989, TRABZON
Yabancı Dili : İngilizce
E-posta : pelin.alemdag@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Lisans	Makina Müh.	Karadeniz Teknik Üni.	2013
Lise	Sayısal	Hopa Çok Programlı Lise YDL	2007

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2015-Devam ediyor	Dalgakıran Kompresör	Proje Yöneticisi
2014	Jeotes Mühendislik	Tasarım Mühendisi

YAYINLARI

Makale

1. Levent, Y., **Alemdağ, P.**, (2019). “Kompresörlerde Soğutma Sistemi Modellenmesi” Otomasyon, 319:150-158.