T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

AĞIR TİCARİ ARAÇLARDA RADYATÖR KAPASİTESİNİN DENEYSEL OLARAK TAYİNİ

HÜSEYİN FURKAN SÖNMEZ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ISI PROSES PROGRAMI

DANIŞMAN
DOÇ. DR. AHMET SELİM DALKILIÇ

İSTANBUL, 2019

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

AĞIR TİCARİ ARAÇLARDA RADYATÖR KAPASİTESİNİN DENEYSEL OLARAK TAYİNİ

Hüseyin Furkan SÖNMEZ tarafından hazırlanan tez çalışması 02.07.2019 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. Ahmet Selim DALKILIÇ

Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ

Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Şevket Özgür ATAYILMAZ

Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Dr. Öğr. Üyesi Erman ASLAN

İstanbul Üniversitesi _____

ÖNSÖZ

Öncelikle eğitimim ve tez çalışmam boyunca benden emeğini, yardımlarını ve bilgisini esirgemeyen, sabırla ve anlayışla öğrenimime katkı sağlayan saygıdeğer danışman hocam Doç. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ'a çok teşekkür ederim.

Deneylerimi yapmam için bana gösterdiği desteklerden ve sağlamış olduğu imkanlardan dolayı, Ford Otosan ve Kale Oto Radyatör şirketlerine saygılarımı ve teşekkürlerimi sunarım.

Yine bu süreçte her daim yanımda olan, desteklerini ve yardımlarını hiç eksik etmeyen sevgili eşim Deniz SÖNMEZ'e, çok sevdiğim anne ve babama teşekkürü bir borç bilirim.

Temmuz, 2019

Hüseyin Furkan SÖNMEZ

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ vii

KISALTMA LİSTESİ ix

ŞEKİL LİSTESİ x

ÇİZELGE LİSTESİ xiv

ÖZET xv

ABSTRACT xvii

BÖLÜM 1

GİRİŞ 1

1.1 Literatür Özeti 2
1.2 Tezin Amacı 16
1.3 Orijinal Katkı 17

BÖLÜM 2

ISI TRANSFERİ, KOMPAKT ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN TEMELLERİ VE ARAÇLARDA MOTORUN SOĞUTULMASI 18

2.1 Isı Transferi ve Isı Transfer Mekanizmaları 18
2.1.1 İletim 18
2.1.2 Taşınım 19
2.1.3 Işınım 20
2.2 Kompakt Isı Değiştiricilerinin Temelleri 20
2.2.1 Basınç Düşümü 21
2.2.2 Termal Özellikler 22
2.2.3 Soğutma Modülü Pozisyonlarının Araç Aerodinamiğine Etkileri 22
2.3 Araçlarda Motorun Soğutulması 24
2.3.1 Araç Radyatörlerindeki Performans Analizleri 26
2.3.2 Motor Soğutma Sistemi 29

BÖLÜM 3

KAMYON MOTORUNUN SOĞUTMA SİSTEMİNE GENEL BAKIŞ, DENEY SETİ VE KULLANILAN METOD 31

3.1 Ağır Ticari Araçlarda Kullanılan Radyatörler Hakkında Genel Bilgi 31
3.2 Kamyon Soğutma Sistemine Genel Bakış 32
3.2.1 Soğutucu Karışımı 33
3.2.2 Radyatör 33
3.2.3 Fan 34
3.3 Çalışma Prensibi 34
3.4 Test Bölümü 36
3.5 Deney Koşulları 38
3.6 Radyatörlerde Isıl Performans Hesapları 39

BÖLÜM 4

BULGULAR VE TARTIŞMA 44

4.1 Deneysel Verilerin Elde Edilmesi 45
4.2 Isı Transfer Hızlarının Deneysel ve Analitik Olarak Karşılaştırılması 57
4.3 Hava Hızının Isı Transfer Hızına Etkisi 66
4.4 Akışkan Debisinin Isı Transfer Hızına Etkisi 69
4.5 Akışkan Çıkış Sıcaklığına Üflenen Hava Hızının Etkisi 73
4.6 Akışkan Çıkış Sıcaklığına Akışkanın Debisinin Etkisi 76
4.7 Havanın Reynolds Sayısının Hava Tarafı Isı Transfer Hızına Etkisi 80
4.8 Akışkanın Reynolds Sayısının Akışkan Tarafı Isı Transfer Hızına Etkisi 83
4.9 Akışkanın Reynolds Sayısının Sürtünme Katsayısıyla İlişkisi 87
4.10 Akışkanın Debisinin Basınç Düşümü Üzerine Etkisi 91
4.11 Havanın Hızının Basınç Düşümü Üzerine Etkisi 95
4.12 Akışkan Tarafının Reynolds Sayısı ile Basınç Düşümü İle İlişkisi 98
4.13 Deneysel Toplam Isı Transfer Katsayısı İle Etkinlik-NTU Yöntemiyle Bulunan Toplam Isı Transfer Katsayısının Karşılaştırılması 102

BÖLÜM 5

SONUÇ VE ÖNERİLER 111

KAYNAKLAR 113

ÖZGEÇMİŞ 119

SİMGE LİSTESİ

A	Alan [m^2]
A_f	Radyatörün önden yansıtılan alanı [m^2]
C_a	Akışkan tarafındaki akışın toplam ısıl kapasitesi[kJ/ K]
c_a	Sabit basınçta akışkanın özgül ısısı [kJ/kg K]
C_h	Hava tarafındaki akışın toplam ısıl kapasitesi [kJ/ K]
c_p	Sabit basınçta özgül ısı [kJ/kg K]
C_r	Toplam ısıl kapasitelerin oranı
D_h	Hidrolik çap [mm]
f	Sürtünme faktörü
g	Yerçekimi ivmesi [m/s^2]
H_{rad}	Radyatör yüksekliği [m]
H_k	Kanat yüksekliği [m]
h	Isı taşınım katsayısı [kW/m^2 K]
$h_{h,ç}$	Havanın radyatörden çıkış entalpisi [kJ/kg]
$h_{h,g}$	Havanın radyatöre giriş entalpisi [kJ/kg]
k	Isı iletim katsayısı [kW/m K]
K	Kayıp katsayısı
L_k	Kanat uzunluğu [m]
L_{rad}	Radyatör uzunluğu [m]
m	Kütle [kg]
$\dot{m}$	Kütlesel debi [kg/s]
$\dot{m}_a$	Akışkanın kütlesel debisi [kg/s]
$\dot{m}_h$	Havanın kütlesel debisi [kg/s]
N	Boru sayısı
N_k	Kanat sayısı
P	Basınç [Pa]
ΔP	Basınç düşümü [Pa]
$P_{a,ç}$	Akışkanın radyatörden çıkış basıncı [Pa]
$P_{a,g}$	Akışkanın radyatöre giriş basıncı [Pa]
$P_{h,ç}$	Havanın radyatörden çıkış basıncı [Pa]
$P_{h,g}$	Havanın radyatöre giriş basıncı [Pa]
Pr	Prandl sayısı
Re	Reynolds sayısı
$\dot{Q}$	Isı transfer hızı [kW]
$\dot{Q}_{mak}$	Maksimum ısı transfer hızı [kW]

$\dot{Q}_{tah}$	Tahmini ısı transfer hızı [kW]
$\dot{Q}_a$	Akışkan tarafındaki ısı transfer hızı [kW]
$\dot{Q}_{deneysel}$	Deneysel ısı transfer hızı [kW]
$\dot{Q}_h$	Hava tarafındaki ısı transfer hızı [kW]
T	Sıcaklık [°C]
$T_{a,ç}$	Akışkanın radyatörden çıkış sıcaklığı [°C]
$T_{a,g}$	Akışkanın radyatöre giriş sıcaklığı [°C]
$T_{h,ç}$	Havanın radyatörden çıkış sıcaklığı [°C]
$T_{h,g}$	Havanın radyatöre giriş sıcaklığı [°C]
$T_{y,a}$	Akışkanın yığın sıcaklığı [°C]
$T_{y,h}$	Havanını yığın sıcaklığı [°C]
u	Hız [m/s]
U	Toplam ısı transfer katsayısı [W/m^{2}K]
U_{NTU}	NTU yöntemi ile bulunan toplam ısı transfer katsayısı [W/m^{2}K]
$U_{deneysel}$	Deneysel toplam ısı transfer katsayısı [W/m^{2}K]
V	Araç hızı [m/s]
W_k	Kanat genişliği [m]
W_{rad}	Radyatör genişliği [m]
ρ	Yoğunluk [kg/m^3]
μ	Viskozite [kg/m s]
σ	Stefan-Boltzmann sabiti [W/m^2 K^4]
ε	Yayıcılık
ε_{NTU}	NTU yöntemi için etkenlik değeri

KISALTMA LİSTESİ

ABD	Amerika Birleşik Devletleri
AC	Alternatif Akım
CAC	Turboşarj Havası Soğutucusu
CAD	Bilgisayar Destekli Tasarım
EGR	Egzoz Gazları Devridaimi
HTC	Isı Transfer Katsayısı
NTU	Geçiş Birimi Sayısı
NOX	Azot Oksit
SCR	Seçici Katalitik İndirgeme
UTM	Kaput Altı Isı Yönetimi
WHR	Atık Isı Geri Kazanımı

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 Hava tarafındaki Reynolds sayısının hava tarafına bağlı olarak toplam ısı transfer katsayısına etkisi [15] 3
Şekil 1.2 Akışkan tarafındaki Reynolds sayısının hava tarafına bağlı olarak toplam ısı transfer katsayısına etkisi [15] 4
Şekil 1.3 Akışkan tarafındaki Reynolds sayısının radyatörün ısı transfer hızına etkisi [15] 4
Şekil 1.4 Hava tarafındaki Reynolds sayısının radyatörün ısı transfer hızına etkisi [15] 5
Şekil 1.5 Aracın hızının ısı transferi üzerindeki etkisinin rüzgar tüneli test sonuçları ve deneydeki otomobilin verileriyle karşılaştırılması [16] 6
Şekil 1.6 Deneysel kurulum şeması [17] 6
Şekil 1.7 (A) Uygulanan serpantin kanatlı tüpler otomobil radyatörü (B) radyatör boyutları (C) düz çaşit tüpün büyütülmüş şeması [18] 7
Şekil 1.8 0.14 lt/s sıvı akış hacimsel debisindeki deneylerdeki su ve hava tarafı ısı transfer hızlarının eşitliği [18] 8
Şekil 1.9 Soğutma havası girişinin, bir otomobil radyatörünün alüminyum çekirdek bölgesi için basınç düşüşleri üzerindeki etkisi [19] 9
Şekil 1.10 Aracın hızının basınç düşümüne etkisi [20] 10
Şekil 1.11 Reynolds sayısı ve basınç düşümünün karşılaştırılması [21].....11
Şekil 1.12 Reynolds sayısı ve deneysel basınç düşümünün farklı konsantrasyonlardaki karşımlar için karşılaştırılması [21] 11
Şekil 1.13 Farklı konsantrasyonlardaki CuO'nun sürtünme faktörüne etkisi [21]...12
Şekil 1.14 Tipik kompakt değiştirici çekirdek bölgesinin yapısı [22].....12
Şekil 1.15 Hava debisinin soğutma kapasitesine olan etkisinin soğutucu akışkan olarak nanoakışkanın geleneksel soğutucu madde ile karşılaştırılması [22] 13
Şekil 1.16 (A) Etilen glikol ve (b) şeker kamışı suları için elde edilen deneysel sürtünme faktörleri [23].....14
Şekil 1.17 1700 dev/dak'da motor yükünün bir fonksiyonu olarak, motor soğutma sıvısı, EGR soğutucusu ve turboşarj havası soğutucusu aracılığıyla ortamdan uzaklaştırılan ısı miktarlarının değişimi [25].....15
Şekil 1.18 190 lt/dk akışkanın hacimsel debisi sabit iken, hava akış hızının değişiminin ısı transfer hızına etkisi [26] 16
Şekil 2.1 Ayrıntılı görünümleri de içeren kompakt, panjurlu bir ısı değiştiriciü [35] 21
Şekil 2.2 Soğutma sistemi ve soğutma devrelerinin şematik resmi [39] 25

Şekil 2.3 Farklı ulaşım sektörleri için sera gazı üretimi [35] 28
Şekil 3.1 Deneyi yapılan üç numaralı kamyon radyatörünün CAD görüntüsü 32
Şekil 3.2 Basitleştirilmiş soğutma sistemi [68] 32
Şekil 3.3 Tipik bir otomobil soğutma suyu radyatörü [68] 33
Şekil 3.4 Radyatörün arkasına monte edilmiş kılıflı fan [68] 34
Şekil 3.5 Kamyon Soğutma Sisteminin Hidrolik Şeması [68] 35
Şekil 3.6 Deneyler İçin Özel Test Odası 36
Şekil 3.7 Düz ve kaynaklı boru çeşidi ile çukurlu ve lehimli boru çeşidi 37
Şekil 3.8 Deneysel test düzeneği 38
Şekil 4.1 Akışkan debisi sabit ve a) 2.5 kg/s b) 3 kg/s c) 3.5 kg/s iken deneysel ve analitik ısı transfer hızlarının karşılaştırılması (radyatör 1) 58
Şekil 4.2 Akışkan debisi sabit ve a) 4 kg/s b) 4.5 kg/s iken deneysel ve analitik ısı transfer hızlarının karşılaştırılması (radyatör 1) 59
Şekil 4.3 Akışkan debisi sabit ve a) 2.5 kg/s b) 3 kg/s c) 3.5 kg/s iken deneysel ve analitik ısı transfer hızlarının karşılaştırılması (radyatör 2) 60
Şekil 4.4 Akışkan debisi sabit ve a) 4 kg/s b) 4.5 kg/s iken deneysel ve analitik ısı transfer hızlarının karşılaştırılması (radyatör 2).....61
Şekil 4.5 Akışkan debisi sabit ve a) 2.5 kg/s b) 3 kg/s c) 3.5 kg/s iken deneysel ve analitik ısı transfer hızlarının karşılaştırılması (radyatör 3) 62
Şekil 4.6 Akışkan debisi sabit ve a) 4 kg/s b) 4.5 kg/s iken deneysel ve analitik ısı transfer hızlarının karşılaştırılması (radyatör 3).....63
Şekil 4.7 Akışkan debisi sabit ve a) 2.5 kg/s b) 3 kg/s c) 3.5 kg/s iken deneysel ve analitik ısı transfer hızlarının karşılaştırılması (radyatör 4) 64
Şekil 4.8 Akışkan debisi sabit ve a) 4 kg/s b) 4.5 kg/s iken deneysel ve analitik ısı transfer hızlarının karşılaştırılması (radyatör 4).....65
Şekil 4.9 Akışkan debisi sabit ve a) 2.5 kg/s b) 3 kg/s c) 3.5 kg/s iken değişen hava hızının deneysel ısı transfer hızlarına etkisinin dört farklı radyatör tipiyle karşılaştırılması.....67
Şekil 4.10 Akışkan debisi sabit ve a) 4 kg/s b) 4.5 kg/s iken değişen hava hızının deneysel ısı transfer hızlarına etkisinin dört farklı radyatör tipiyle karşılaştırılması.....68
Şekil 4.11 Hava hızları sabit ve a) 1.5 m/s b) 2m/s c) 3 m/s iken değişen akışkan debisinin deneysel ısı transfer hızlarına etkisinin dört farklı radyatör tipiyle karşılaştırılması 70
Şekil 4.12 Hava hızları sabit ve a) 4 m/s b) 5m/s c) 6 m/s iken değişen akışkan debisinin deneysel ısı transfer hızlarına etkisinin dört farklı radyatör tipiyle karşılaştırılması 71
Şekil 4.13 Hava hızları sabit ve a) 8 m/s b) 10 m/s c) 12 m/s iken değişen akışkan debisinin deneysel ısı transfer hızlarına etkisinin dört farklı radyatör tipiyle karşılaştırılması 72
Şekil 4.14 Akışkan debisi sabit ve a) 2.5 kg/s b) 3 kg/s c) 3.5 kg/s iken değişen hava hızının akışkanın çıkış sıcaklığına etkisinin dört farklı radyatör tipiyle karşılaştırılması 74
Şekil 4.15 Akışkan debisi sabit ve a) 4 kg/s b) 4.5 kg/s iken değişen hava hızının akışkanın çıkış sıcaklığına etkisinin dört farklı radyatör tipiyle karşılaştırılması.....75

Şekil 4.16 Hava hızları sabit ve a) 1.5 m/s b) 2 m/s c) 3 m/s iken değişen akışkan debisinin, akışkanın radyatörden çıkış sıcaklığına etkisinin dört farklı radyatör tipiyle karşılaştırılması 77
Şekil 4.17 Hava hızları sabit ve a) 4 m/s b) 5 m/s c) 6 m/s iken değişen akışkan debisinin, akışkanın radyatörden çıkış sıcaklığına etkisinin dört farklı radyatör tipiyle karşılaştırılması 78
Şekil 4.18 Hava hızları sabit ve a) 8 m/s b) 10 m/s c) 12 m/s iken değişen akışkan debisinin, akışkanın radyatörden çıkış sıcaklığına etkisinin dört farklı radyatör tipiyle karşılaştırılması 79
Şekil 4.19 Akışkan debisi sabit ve a) 2.5 kg/s b) 3 kg/s c) 3.5 kg/s iken değişen hava tarafı Reynolds sayıları ile hava tarafı ısı transferinin karşılaştırılması ...81
Şekil 4.20 Akışkan debisi sabit ve a) 4 kg/s b) 4.5 kg/s kg/s iken değişen hava tarafı Reynolds sayıları ile hava tarafı ısı transferinin karşılaştırılması 82
Şekil 4.21 Hava hızları sabit ve a) 1.5 m/s b) 2 m/s c) 3 m/s iken değişen akışkan tarafı Reynolds sayısının deneysel ısı transfer hızlarına etkisinin dört farklı radyatör tipiyle karşılaştırılması 84
Şekil 4.22 Hava hızları sabit ve a) 4 m/s b) 5 m/s c) 6 m/s iken değişen akışkan tarafı Reynolds sayısının deneysel ısı transfer hızlarına etkisinin dört farklı radyatör tipiyle karşılaştırılması 85
Şekil 4.23 Hava hızları sabit ve a) 8 m/s b) 10 m/s c) 12 m/s iken değişen akışkan tarafı Reynolds sayısının deneysel ısı transfer hızlarına etkisinin dört farklı radyatör tipiyle karşılaştırılması 86
Şekil 4.24 Hava hızları sabit ve a) 1.5 m/s b) 2 m/s c) 3 m/s iken değişen akışkan tarafı Reynolds sayıları ile sürtünme faktörü arasındaki ilişkinin dört farklı radyatör tipiyle karşılaştırılması 88
Şekil 4.25 Hava hızları sabit ve a) 4 m/s b) 5 m/s c) 6 m/s iken değişen akışkan tarafı Reynolds sayıları ile sürtünme faktörü arasındaki ilişkinin dört farklı radyatör tipiyle karşılaştırılması 89
Şekil 4.26 Hava hızları sabit ve a) 8 m/s b) 10 m/s c) 12 m/s iken değişen akışkan tarafı Reynolds sayıları ile sürtünme faktörü arasındaki ilişkinin dört farklı radyatör tipiyle karşılaştırılması 90
Şekil 4.27 Hava hızları sabit ve a) 1.5 m/s b) 2 m/s c) 3 m/s iken akışkanın debisinin arttırılmasının, basınç düşümünün üzerindeki etkisinin dört farklı radyatör tipiyle karşılaştırılması 92
Şekil 4.28 Hava hızları sabit ve a) 4 m/s b) 5 m/s c) 6 m/s iken akışkanın debisinin arttırılmasının, basınç düşümünün üzerindeki etkisinin dört farklı radyatör tipiyle karşılaştırılması 93
Şekil 4.29 Hava hızları sabit ve a) 8 m/s b) 10 m/s c) 12 m/s iken akışkanın debisinin arttırılmasının, basınç düşümünün üzerindeki etkisinin dört farklı radyatör tipiyle karşılaştırılması 94
Şekil 4.30 Akışkan debisi sabit ve a) 2.5 kg/s b) 3 kg/s c) 3.5 kg/s iken değişen hava hızlarının basınç düşümüne etkisinin karşılaştırılması 96
Şekil 4.31 Akışkan debisi sabit ve a) 4 kg/s b) 4.5 kg/s iken değişen hava hızlarının basınç düşümüne etkisinin karşılaştırılması....97
Şekil 4.32 Hava hızları sabit ve a) 1.5 m/s b) 2 m/s c) 3 m/s iken Reynolds sayısı ile basınç düşümünün ilişkisinin dört farklı radyatör tipiyle incelenmesi ...99

Şekil 4.33 Hava hızları sabit ve a) 4 m/s b) 5 m/s c) 6 m/s iken Reynolds sayısı ile basınç düşümünün ilişkisinin dört farklı radyatör tipiyle incelenmesi..100
Şekil 4.34 Hava hızları sabit ve a) 8 m/s b) 10 m/s c) 12 m/s iken Reynolds sayısı ile basınç düşümünün ilişkisinin dört farklı radyatör tipiyle incelenmesi..101
Şekil 4.35 Akışkan debisi sabit ve a) 2.5 kg/s b) 3 kg/s c) 3.5 kg/s iken deneysel toplam ısı transfer katsayısı ile etkinlik-NTU yöntemiyle bulunan toplam ısı transfer katsayısının karşılaştırılması (radyatör 1).....103
Şekil 4.36 Akışkan debisi sabit ve a) 4 kg/s b) 4.5 kg/s iken deneysel toplam ısı transfer katsayısı ile etkinlik-NTU yöntemiyle bulunan toplam ısı transfer katsayısının karşılaştırılması (radyatör 1) 104
Şekil 4.37 Akışkan debisi sabit ve a) 2.5 kg/s b) 3 kg/s c) 3.5 kg/s iken deneysel toplam ısı transfer katsayısı ile etkinlik-NTU yöntemiyle bulunan toplam ısı transfer katsayısının karşılaştırılması (radyatör 2) 105
Şekil 4.38 Akışkan debisi sabit ve a) 4 kg/s b) 4.5 kg/s iken deneysel toplam ısı transfer katsayısı ile etkinlik-NTU yöntemiyle bulunan toplam ısı transfer katsayısının karşılaştırılması (radyatör 2) 106
Şekil 4.39 Akışkan debisi sabit ve a) 2.5 kg/s b) 3 kg/s c) 3.5 kg/s iken deneysel toplam ısı transfer katsayısı ile etkinlik-NTU yöntemiyle bulunan toplam ısı transfer katsayısının karşılaştırılması (radyatör 3) 107
Şekil 4.40 Akışkan debisi sabit ve a) 4 kg/s b) 4.5 kg/s iken deneysel toplam ısı transfer katsayısı ile etkinlik-NTU yöntemiyle bulunan toplam ısı transfer katsayısının karşılaştırılması (radyatör 3) 108
Şekil 4.41 Akışkan debisi sabit ve a) 2.5 kg/s b) 3 kg/s c) 3.5 kg/s iken deneysel toplam ısı transfer katsayısı ile etkinlik-NTU yöntemiyle bulunan toplam ısı transfer katsayısının karşılaştırılması (radyatör 4).....109
Şekil 4.42 Şekil 4.42 Akışkan debisi sabit ve a) 4 kg/s b) 4.5 kg/s iken deneysel toplam ısı transfer katsayısı ile etkinlik-NTU yöntemiyle bulunan toplam ısı transfer katsayısının karşılaştırılması (radyatör 4) 110

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 3.1 Radyatörlerin boyutları 37
Çizelge 3.2 Deney koşulları 39
Çizelge 3.3 Hesaplanan parametrelerdeki belirsizlikler 43
Çizelge 4.1 Radyatör 1 için deney koşulları ve sonuçları.....45
Çizelge 4.2 Radyatör 2 için deney koşulları ve sonuçları.....48
Çizelge 4.3 Radyatör 3 için deney koşulları ve sonuçları.....51
Çizelge 4.4 Radyatör 4 için deney koşulları ve sonuçları.....54

AĞIR TİCARİ ARAÇLARDA RADYATÖR KAPASİTESİNİN DENEYSEL OLARAK TAYİNİ

Hüseyin Furkan SÖNMEZ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ

Sunulmakta olan deneysel çalışmada, ağırlıkça %50 etilen glikol ve %50 su karışımı olan soğutucu akışkan kullanılmıştır. Fiziksel özellikleri birbirinden farklı olan dört kompakt radyatörün performansları bu çalışmada incelenmiştir. Isı değiştiricilerindeki borular ve panjurlu kanatlar alüminyum olarak üretilmiştir. Kullanılan borular, geleneksel tarzda değillerdir. Isı transferini iyileştirebilmek için özel olarak üretilmişlerdir. Bir ve iki numaralı radyatörlerde 80 adet boru, üç ve dört numaralı radyatörlerde 86 tane boru mevcuttur. Deneyler sırasında, akışkanın radyatörlere giriş sıcaklığı 107 °C ve fandan gelen havanın giriş sıcaklığı 40 °C'de sabit tutulmuştur. Borulardan geçen akışkanın debisi 2,5 kg/s ile 4,5 kg/s arasında değiştirilmiştir. Geçen havanın hızı ise 1,5 m/s ile 12 m/s arasında değiştirilmiştir.

Deneylerden elde edilen veriler ile akışkanın debisinin, havanın hızının ve radyatörün geometrisinin ısı transfer hızına, basınç düşüşüne ve toplam ısı taşınım katsayısına olan etkileri mevcut çalışmada sunulmaktadır. Ardından, radyatörün tasarımının deney şartlarındaki performansını ve radyatörün toplam ısı transfer katsayısını bulmak için Etkinlik-NTU yöntemi kullanılarak radyatörlerin performans analizleri yapılmıştır. Analitik sonuçlar ile radyatör üzerinde yapılan deneysel veriler karşılaştırılmış ve onaylanmıştır. Ağır ticari araçların radyatörlerindeki basınç düşümünün analitik hesabında kullanılan f sürtünme katsayıları da incelenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Radyatör soğutması, performans hesapları, sürtünme katsayısı, panjurlu kanatlı ısı değiştirici, basınç düşümü, etilen glikol

ABSTRACT

DETERMINE RADIATOR CAPACITANCE EXPERIMENTALLY AT HEAVY COMMERCIAL TRUCKS

Hüseyin Furkan SÖNMEZ

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Assoc. Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ

In the experimental study presented, a refrigerant with a mixture of 50% ethylene glycol and 50% water was used. The performance of the four different compact radiators with air cooling was determined. The pipes and louvered fins in the heat exchangers are made of aluminum. The pipes used were not conventional, so the pipes were not in cylindrical shapes. However, they were specially designed to improve the heat transfer. There are 80 pipes in first and second radiators and 86 pipes in third and fourth radiators. During the experiments, the inlet temperature of the fluid in the radiators was kept constant at 107 °C and the inlet temperature of the air from the fan was kept constant at 40 ° C. The flow rate of the fluid passing through the radiator is changed from 2.5 kg/s to 4,5 kg/s. The speed of the air is changed from 1.5 m/s to 12 m/s.

The data obtained from the experiments and the effects of the flow rate of the fluid, the velocity of the air and the geometry of the radiator on the heat transfer rate, pressure drop, and total heat transfer coefficient are presented in the present study. Then, the radiators were analyzed by using the Effectiveness-NTU method to find out the efficiency of the radiator design in the test conditions and the overall heat transfer rate of the radiator. Analytical results and experimental data on radiator were compared and approved. f the friction coefficients used in the analytical calculations of the pressure drop in these radiators of heavy commercial vehicles were also investigated.

Keywords: Radiator cooling, performance calculations, friction factor, louvered fin type heat exchanger, pressure drop, ethylene glycol

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Isı değiştiricilerin performansını artırarak ve çeşitli ısı transfer geliştirme tekniklerinin kullanılmasını sağlayarak, enerji tüketiminde bir azalma mümkündür. 1950'lerin ortasından bu yana; farklı kanat tipleri, çeşitli boru ekleri, pürüzlü yüzey vb. kullanılarak ısı değiştiricilerinin geometrisindeki değişim konusunda bazı çalışmalar yapılmıştır [1-7]. Yayınlanan araştırmalardan bazıları elektrik alan, manyetik alan uygulaması veya titreşim teknikleri üzerine odaklanmıştır [8-11]. Enerji verimliliği, radyatörün geometrisinin iyileştirilmesi ile mümkün olsa da ısı transfer akışkanı perspektifinden çok daha yüksek enerji verimliliğine ihtiyaç vardır. Bu cihazların çalışma hızı, soğutma hızına bağlı olduğundan dolayı, ısı transferinde daha fazla iyileştirme her zaman talep edilebilmektedir.

Soğutma prosesi; otomobil, elektronik ve üretim gibi birçok sektörün karşılaştığı en önemli teknik zorluklardan biridir. Bir araç çeşitli hız aralıklarında hareket eder. Araç ne kadar hızlı giderse, motorun da o kadar fazla güç üretmesi gerekir. Bu nedenle soğutma işlemi de o kadar verimli olmalıdır. Ayrıca yeni teknolojik gelişmeler ısıl yükleri arttırmakta ve daha hızlı soğutma ihtiyacı gerektirmektedir. Soğutma hızını arttırmada kullanılan geleneksel yöntemler kanatlar ve mikrokanallardır. Motordan gelen soğutucu akışkan (etilen glikol+ su), özellikle iletim ve taşınım yoluyla ısı transferini gerçekleştirir. Akışkan, radyatör borularından geçerken ısıyı dış ortama transfer eder. Böylece, radyatöre çarpan havanın hızı, oluşan soğutma olayı sırasında çok önemli bir parametre haline gelir. [12]

Çapraz akışlı ısı değiştiricisi olan ağır ticari araçların radyatörleri, araç motor soğutma sisteminin en önemli parçalarından biridir. Bu ısı değiştiriciler, motorun ana soğutma

ünitesi olarak kullanılırlar. Burada etilen glikol ve su karışımı ısı transferini gerçekleştiren soğutucu akışkandır. Bazı durumlarda, ısı değiştirici üniteleri, diğer tiplerine kıyasla düşük fiyatı nedeniyle endüstriyel işlemlerde; bir ısı geri kazanım cihazı olarak da kullanılmıştır. Örneğin, Nuntaphan ve Kiatsiriroat [13]'ın çalışmasında, baca gazı atık ısısının geri kazanılmasında kullanılan otomobil radyatörleri incelenerek, yatırım maliyetini iki yıldan az sürede karşıladığı sonucuna varılmıştır. Otomobil radyatörleri, termosifon ısı borusu olacak şekilde değiştirilerek, atık ısı geri kazanım cihazları olarak da kullanılmıştır.

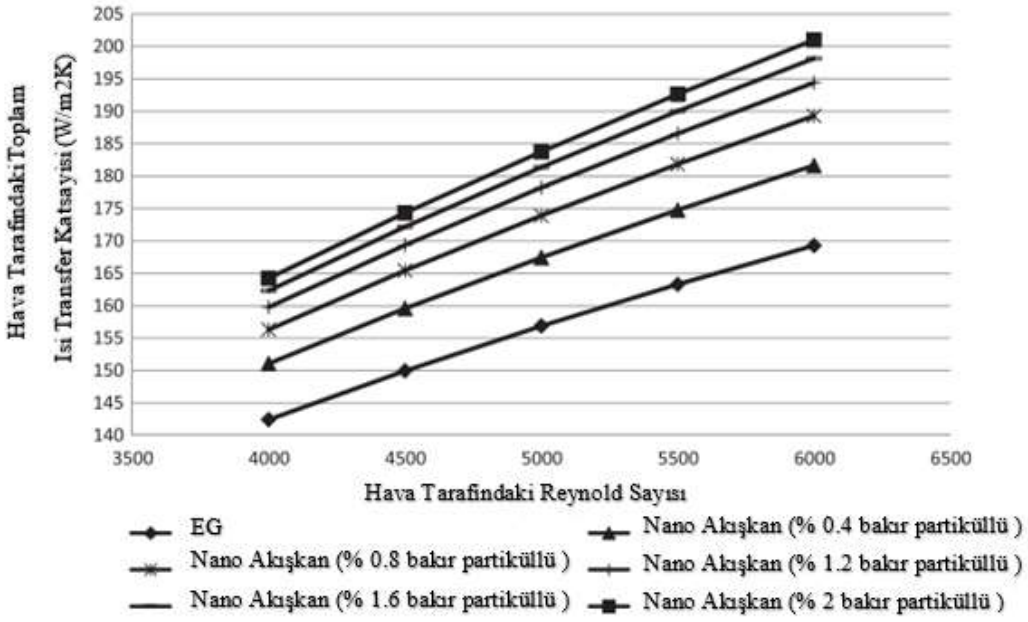
Normalde, otomobil radyatörü sıcak su ile soğuk hava arasında ısı alışverişin olmasını sağlar. Hava tarafı termal performansının düşük olmasından dolayı, radyatörün ısı transfer alanını arttırmak için, daima radyatörün hava tarafı panjurlu kanatlar ile tasarlanır. Bu tür kanatlar, özellikle hava akımının yüksek Reynolds sayısında, hava tarafındaki ısı transfer katsayısını büyük ölçüde arttırır. Panjurlu kanat tipte borulu ısı değiştiricilerinin hava tarafı termal performansı birçok araştırmacı tarafından araştırılmıştır. Chang ve Wang [14]'in deneysel çalışmalarında, bu ısı değiştirici tipindeki ısı transfer katsayısı ile basınç düşümünün ilişkisini öngörmek için genelleştirilmiş korelasyonlar geliştirilmiştir.

1.1 Literatür Özeti

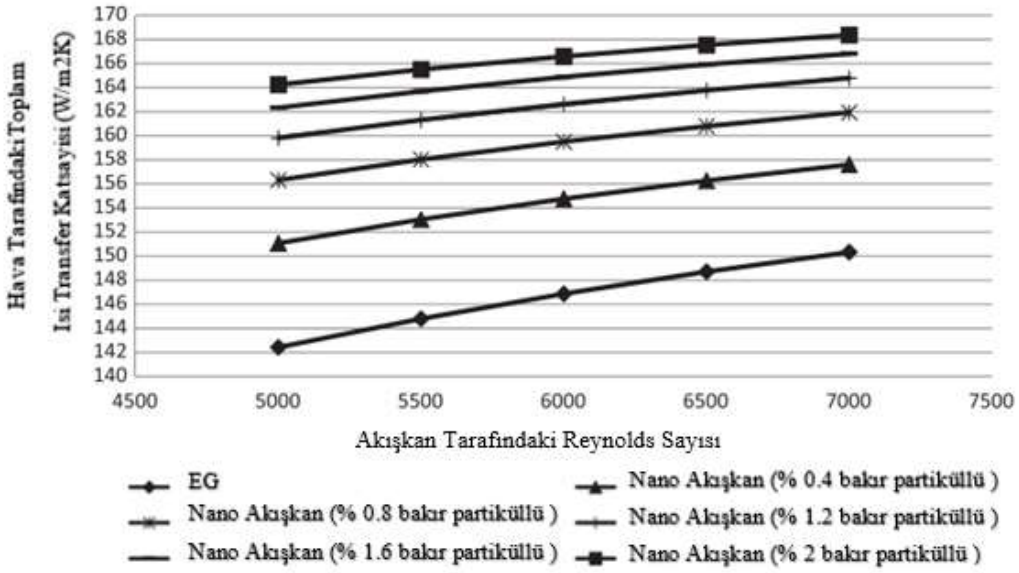
Yapılan geniş literatür araştırması sonucunda, sunulmakta olan deneysel çalışmaya benzer konular incelenmiş ve bu kısımda detaylı olarak açıklanmıştır. Burada yer verilen çalışmalar, özellikle son yıllarda gerçekleştirilmiş olup, ağır ticari araçlarda bulunan radyatörlerin performansları incelenmiştir. Mevcut çalışmada da araştırma konusu olan akışkanın debisi, akışkanın radyatörden çıkış sıcaklığı vb. parametrelerin ısı transferine olan etkileri üzerinde durulmuştur. Ağır ticari araçların radyatörleri hakkında yayımlanan yayınların ve kaynakların fazla olmamasından dolayı otomobil radyatörleri hakkında yapılmış çalışmalar da incelenmiştir.

Leong vd. [15]'nin çalışmasında, araç soğutma sisteminde etilen glikol ve bakır karışımı olan nano akışkanların uygulanmasına yer verilmiştir. Nano akışkanlarla çalışan bir araba radyatörünün ısı transferinin geliştirilmesi araştırılmış, literatürdeki ilgili veriler ışığında nano akışkan özellikleri ve deneye dayalı korelasyonlar elde edilmiştir. Motor soğutma

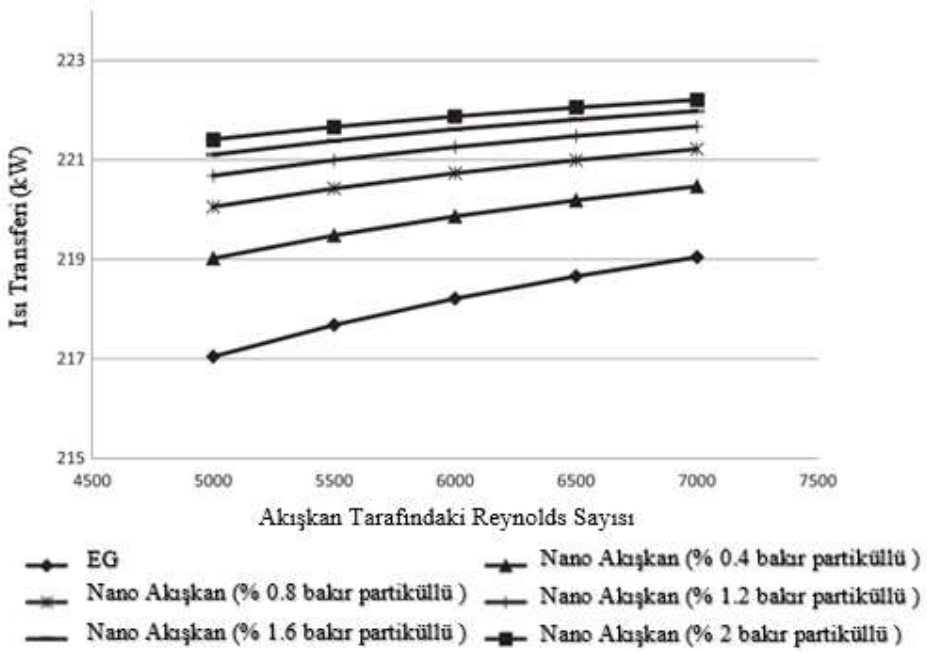
sistemindeki toplam ısı transfer katsayısının ve ısı transfer hızının, akışkan olarak tek başına etilen glikol kullanılması ile karşılaştırıldığında nano-sıvıların kullanımı ile bu değerlerin iyileştirildiği gözlenmiştir. Sırasıyla, 6000 ve 5000 Reynolds sayısındaki etilen glikole %2 bakır partikül ilavesiyle, hava ve akışkan tarafında %2'lik bir ısı aktarım geliştirmesinin sağlanabildiği gözlenmiştir. Ek olarak, hava ön bölgesinin alanının azaldığı tahmin edilmiştir.



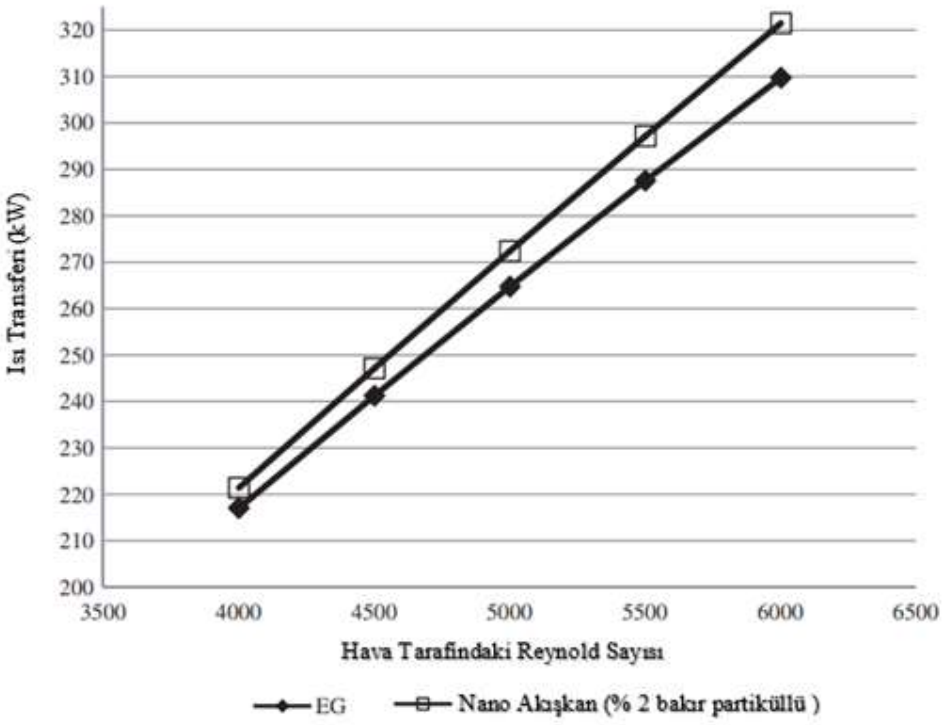
Şekil 1.1 Hava tarafındaki Reynolds sayısının hava tarafına bağlı olarak toplam ısı transfer katsayısına etkisi [15]



Şekil 1.2 Akışkan tarafındaki Reynolds sayısının hava tarafına bağlı olarak toplam ısı transfer katsayısına etkisi [15]

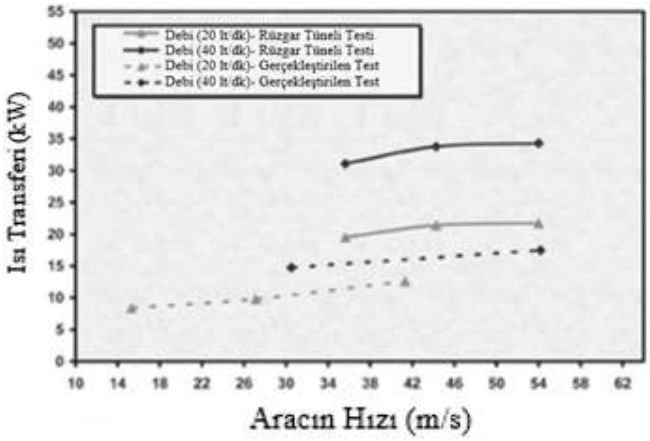


Şekil 1.3 Soğutma tarafındaki Reynolds sayısının radyatörün ısı transfer hızına etkisi [15]



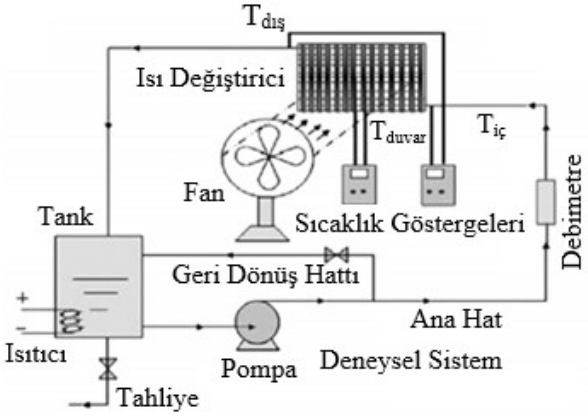
Şekil 1.4 Hava tarafındaki Reynolds sayısının radyatörün ısı transfer hızına etkisi [15]

Esmaeili vd. [16]'nin çalışmasında, birçok parametre ile deneysel olarak, binek otomobil için radyatör performansı üzerinde durulmuştur. Radyatör borularında bulunan soğutucu akışkanlar için Nusselt sayısı ve ısı transfer katsayısının deneysel olarak tahmin edilmesi etkinlik- NTU yöntemiyle yapılmıştır. Radyatörün hava tarafındaki ısı transfer katsayısının toplam etkinlik katsayısı, deneysel veriler dikkate alınarak hesaplanmıştır. Bu ısı değiştirici için Colburn faktörü ve basınç düşümü de tahmin edilmiştir. Uygulama örnekleri, tasarım aşamasında kullanılabilecek ampirik verileri sağlamak için bu yöntemin pratik kullanımı gösterilmiştir.



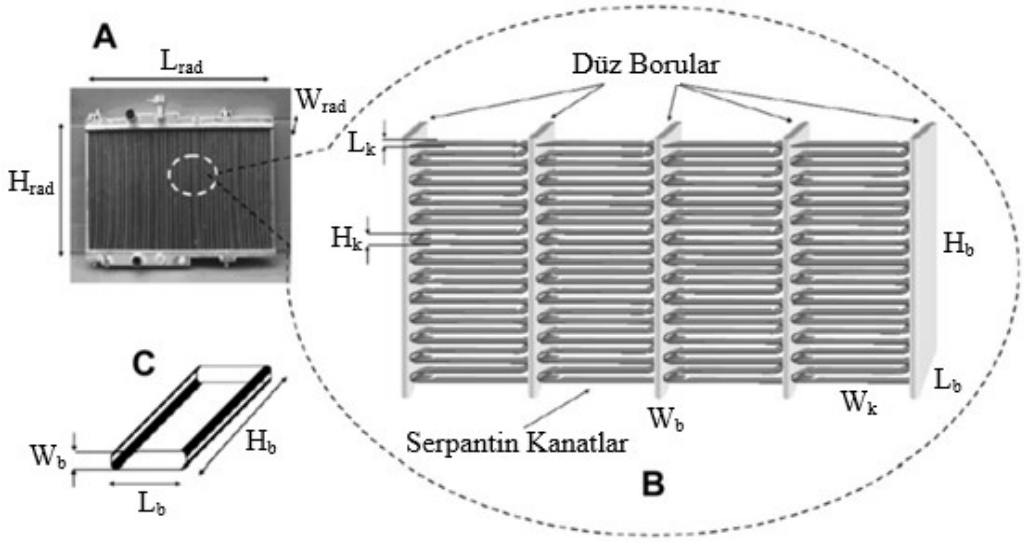
Şekil 1.5 Aracın hızının ısı transferi üzerindeki etkisinin rüzgâr tüneli test sonuçları ve deneydeki otomobilin verileriyle karşılaştırılması [16]

Peyghambarzadeh vd. [17]'nin çalışmasında, saf suyun ve etilen glikolün ısı transfer performansları ile ikisinin karışımı olan akışkanın ısı transfer performansı karşılaştırılmıştır. Çünkü araç radyatöründe zorlanmış taşınımla ısı transferi, su veya su ve etilen glikol gibi donma önleyici maddelerin karışımından oluşan dolaşım sıvısını soğutmak için gerçekleştirilir. Ayrıca, bu baz akışkanlara farklı miktarlarda Al_2O_3 nano parçacık eklenilmiş ve araç radyatörünün ısı transfer performansı üzerindeki etkileri deneysel olarak gözlemlenmiştir. Sıvı akış hızı dakikada 2- 6 lt arasında olup, tüm deneyler için akışkan giriş sıcaklığı değiştirilmiştir. Sonuçlar, baz sıvılarına nano partikül eklendiğinde ısı transferinin açıkça arttırıldığını göstermiştir. En iyi koşullarda, nano partikül eklenmediği durum ile kıyaslandığında yaklaşık %40'lık bir ısı transferi artışı gözlemlenmiştir.

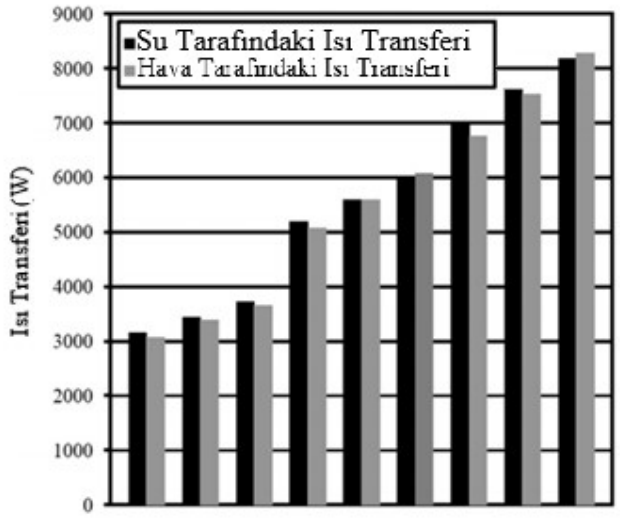


Şekil 1.6 Deneysel kurulum şeması [17]

Peyghambarzadeh vd. [18]'in çalışmasında, otomobil radyatörünün ısı transfer performansı, geleneksel etkinlik-NTU yöntemine göre toplam ısı transfer katsayısı hesaplanarak deneysel olarak değerlendirilmiştir. Bakır oksit (CuO) ve Demir oksit ($Fe_2 0_3$) nano partikülleri, suya en iyi pH değerleri göz önüne alınarak %0.15, %0.4 ve %0.65 konsantrasyonlarında eklenmiştir. Bu deneylerde, sıvı tarafı Reynolds sayısı 50-1000 aralığında değişmektedir ve radyatöre giren sıvı 50, 65 ve 80°C'de sabit sıcaklıklarda kullanılmıştır. Sıcak sıvının soğutulması için ortam havası sabit sıcaklıkta tutulmuştur. Hava tarafı Reynolds sayısı 500 ile 700 arasında değişmektedir. Bununla birlikte bu değişkenlerin toplam ısı transfer katsayısı üzerindeki etkileri derinlemesine incelenmiştir. Sonuç olarak nano akışkanların, saf suya göre %9 daha fazla toplam ısı transfer katsayısı gösterdiği gözlemlenmiştir. Ayrıca nano parçacık oranının, hava hızının ve nano akışkan hızının arttırılması genel ısı transfer katsayısını arttırmıştır. Buna karşılık, nano akışkan giriş sıcaklığının arttırılmasıyla, daha düşük toplam ısı transfer katsayısı elde edilmiştir.



Şekil 1.7 (A) Uygulanan serpantin kanatlı tüpler araç radyatörü (B) radyatör boyutları (C) düz tip tüpün büyütülmüş şeması [18]

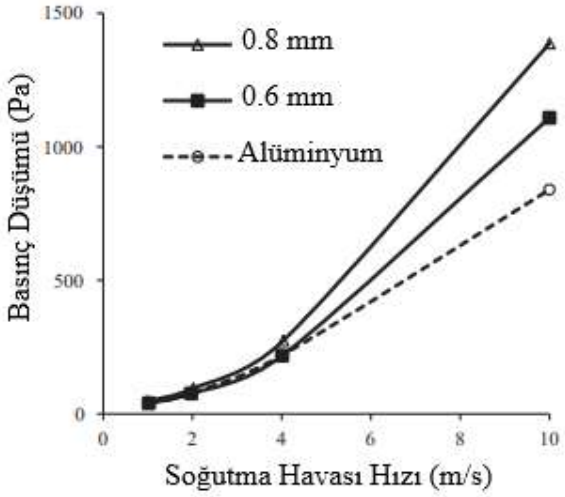


Şekil 1.8 0.14 lt/s sıvı akış hacimsel debisindeki deneylerdeki su ve hava tarafı ısı transfer hızlarının eşitliği [18]

Carl vd. [12]'nin çalışmasında, araba radyatöründe gerçekleşen ısı transfer süreci analiz edilmiştir. Radyatörün dairesel olmayan tüplerinden geçen su için taşınım ısı transfer katsayısına ulaşılmıştır. Radyatörün hava tarafı taşınım ısı transfer katsayısını bulmak üzere analiz edilmiştir. Ardından, radyatörün teorik etkinliğini, toplam ısı transfer katsayısını ve hem hava hem de suyun çıkış sıcaklıklarını bulmak için etkinlik-NTU yöntemi kullanılmıştır. Teorik sonuçların onaylanması için radyatör üzerinde deneysel analiz de yapılmıştır.

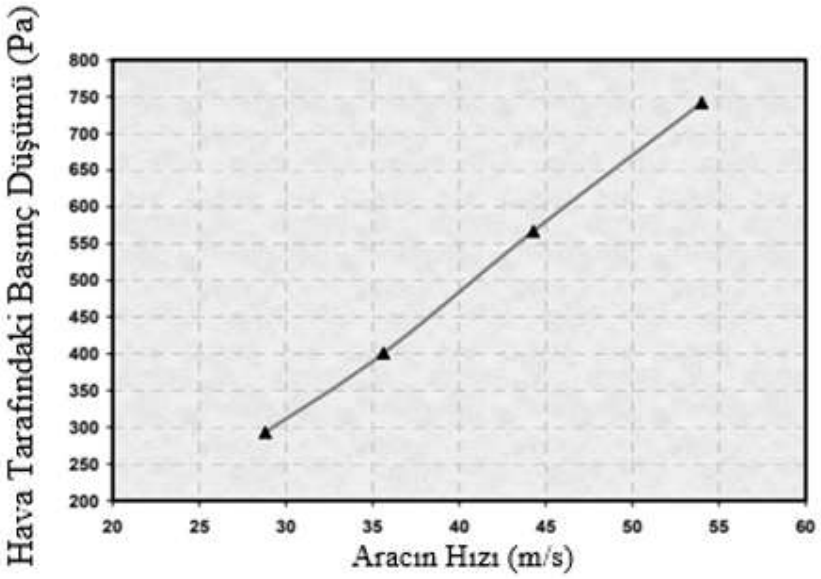
Krásny vd. [19]'nin çalışmasındaki deneyler için, 0.6 ve 0.8 mm çapında polipropilen borulardan iki plastik ısı değiştiricisi üretilip test edilmiştir. Isı transfer performansları ve basınç düşüşleri boruların içinde akan sıcak akışkan olan etilen glikol-su (60°C) ve dışardaki hava (20°C) olarak incelenmiştir, çünkü bu koşullar otomobil radyatörünün çalışması için uygundur. Isı transfer hızlarının (10.2 kW'a kadar), toplam ısı transfer katsayılarının (335 W/m^2K'ye kadar) ve basınç düşüşlerinin geleneksel alüminyum kanatlı boru radyatörlerle rekabet edebildiği görülmüştür. Plastik prototiplerin hava tarafındaki basınç düşüşleri, alüminyum radyatörlerin hava tarafındaki basınç düşüşlerinden biraz daha yüksektir. Yapılan iyileştirmenin bu dezavantajı ortadan kaldırması arzu edilmiştir. Deneysel olarak elde edilen hava tarafındaki ısı transfer katsayıları, Grimson denklemi, Churchill ve Bernstein yaklaşımı kullanılarak yapılan

teorik tahmin ile karşılaştırılmıştır. Grimson denkleminin, dış ısı transfer katsayılarının yaklaşık tahmini için yeterli olduğu ve mühendislik hesaplamaları için kullanılabileceği bulunmuştur. Gelecek çalışmalarında radyatör boyutlarının, basınç düşüşlerinin ve kullanılacak malzeme çeşidinin optimizasyonuna yer verileceği, bildirilmiştir.



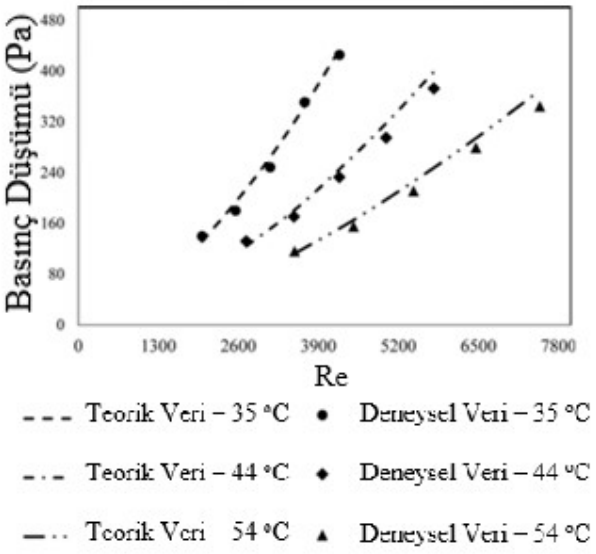
Şekil 1.9. Soğutma havası girişinin, bir otomobil radyatörünün alüminyum çekirdek bölgesi için basınç düşüşleri üzerindeki etkisi [19]

Saidi vd. [20]'nin çalışmasında, binek otomobil için radyatör performansı farklı çalışma koşullarında deneysel olarak incelenmiştir. Radyatör tüplerinden geçen soğutma sıvısı için Nusselt sayısı ve ısı transfer katsayısının deneysel olarak öngörülmesi etkinlik- NTU yöntemi ile hesaplanmıştır. Hava tarafı ısı transfer katsayısı ve toplam etkinlik katsayısı, deneysel veriler dikkate alınarak deneme yanılma yöntemi ile hesaplanmıştır. Bu ısı değiştiricisi için Colburn faktörü ve basınç düşüşü de tahmini olarak bulunmuştur. Uygulama örnekleri, tasarım aşamasında kullanılabilecek ampirik verileri sağlamak için bu yöntemin pratik kullanımı gösterilmiştir.

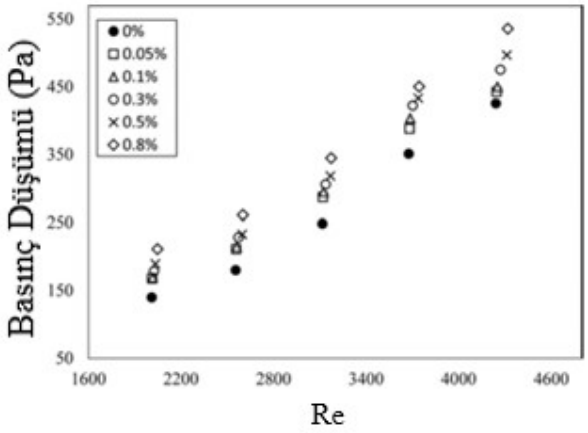


Şekil 1.10 Aracın hızının basınç düşümüne etkisi [20]

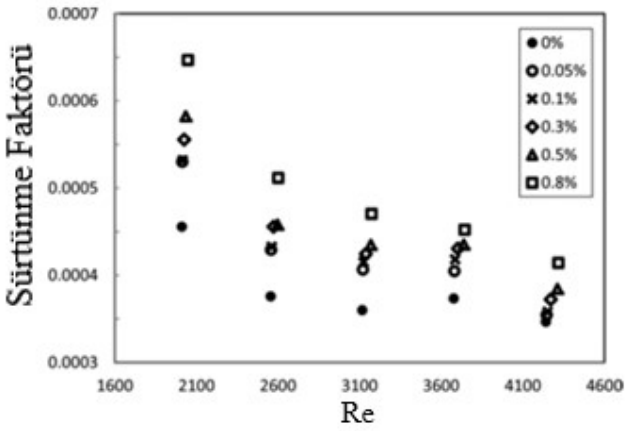
Samira vd. [21]'nin çalışmasında, nano akışkanın otomobil radyatöründeki rolü ve farklı hacim oranlarının basınç düşümü ve sürtünme faktörü üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Soğutucu akışkan olarak, 60/40 oranında etilen glikol ve damıtılmış su karışımı kullanılmıştır. CuO nano parçacıkları daha kararlı nano akışkanlar yapmak için iyice dağıtılmıştır. Nano akışkan derişimlerinin basınç düşümü üzerindeki etkisi, üç farklı akışkan giriş sıcaklığı (35, 44, 54°C) için değerlendirilmiştir. Nano partiküllerin varlığının nano akışkan basınç düşüşünde artışa neden olduğu gözlenmiştir. Nano partikül derişiminin arttırılmasının yanında akışkanın giriş sıcaklığının düşürülmesiyle basınç düşümünün olduğu gösterilmiştir. Radyatördeki nano akışkan basınç düşüşünün öngörülmesi için yeni bir ampirik denklem geliştirilmiştir. Ayrıca, akış debisinin arttırılmasıyla, performans endeksi arttırılmış ve daha yüksek akış hızında nano akışkan uygulamasının uygun olduğu gösterilmiştir.



Şekil 1.11 Reynolds sayısı ve basınç düşümünün karşılaştırılması [21]

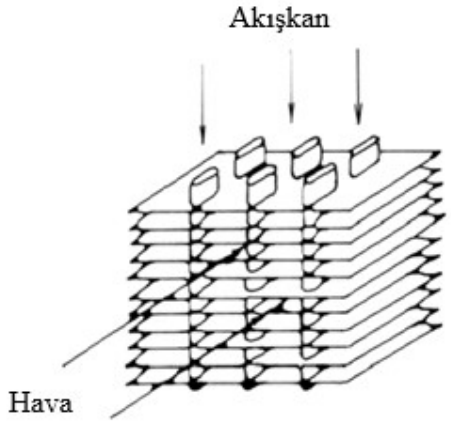


Şekil 1.12 Reynolds sayısı ve deneysel basınç düşümünün farklı konsantrasyonlardaki karşımlar için karşılaştırılması [21]

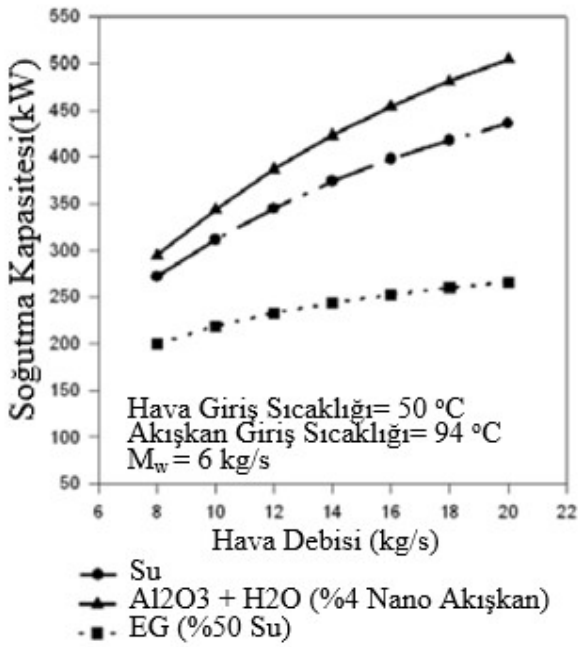


Şekil 1.13 Farklı konsantrasyonlardaki CuO'nun sürtünme faktörüne etkisi [21]

Vasu vd. [22]'nin çalışmasında, otomobil için yassı borulu düz kanatlı kompakt ısı değiştiricide soğutucu olarak Al_2O_3 ve H_2O karışımı olan nano akışkan kullanılmıştır. Etkinlik- NTU derecelendirme yöntemiyle teorik analiz yapılmıştır. Bu çalışma ile nano-akışkanların, sudan ve ağırlıkça %50 etilen glikol %50 sudan oluşan karışımdan daha yüksek ısı transfer özelliklerine sahip oldukları gösterilmiştir. Toplam ısı transfer katsayısının nano akışkanlar için sudan çok daha yüksek olduğu ve nano partiküllerin hacim oranının artması ile azaldığı gösterilmiştir.

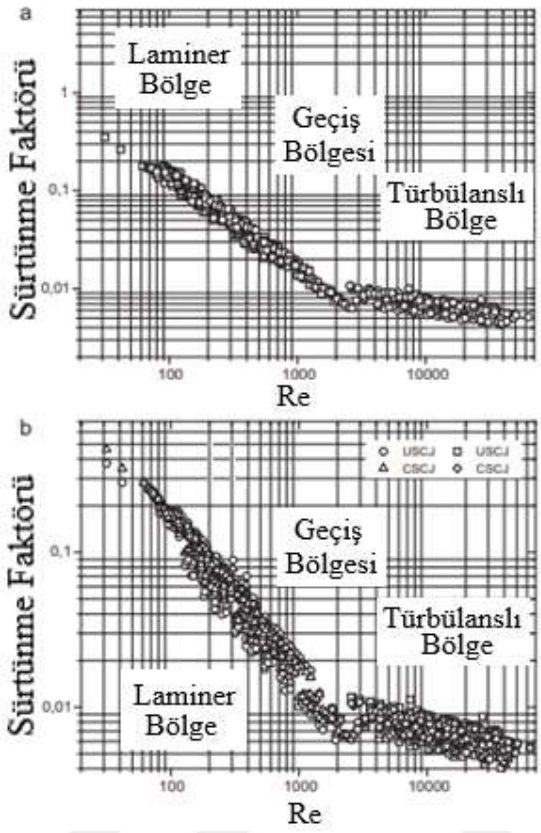


Şekil 1.14 Tipik kompakt değiştirici çekirdek bölgesinin yapısı [22]



Şekil 1.15 Hava debisinin soğutma kapasitesine olan etkisinin soğutucu akışkan olarak nano akışkanın geleneksel soğutucu madde ile karşılaştırılması [22]

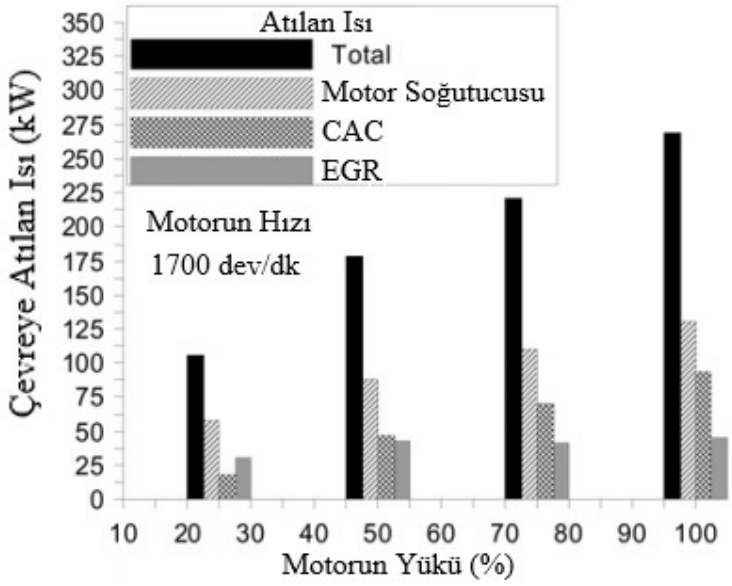
Filho vd. [23]'nun çalışmasında; işlenmemiş, berraklaştırılmış, karışık şeker kamışı ve etilen glikol-su karşımı 277 K ile 373 K sıcaklık aralığında kullanılmıştır. Bu akışkanların Newton davranışını ortaya çıkardığı ve akış eğrilerinin viskozite Newton modeline iyi bir şekilde uyduğu tespit edilmiştir. Viskozite değerleri, düşünülen sıcaklık aralığında 5.0×10^{-3} Pas ila 0.04×10^{-3} Pas aralığında bulunmuştur. Viskozitenin sıcaklığa bağımlılığı da Arrenius denklemi ile başarılı bir şekilde modellenmiştir. Dinamik viskoziteye ek olarak, sürtünme faktörlerini hesaplamak için, tüp akışındaki basınç kaybının deneysel değerleri kullanılmıştır. Öngörülen ve ölçülen değerler arasındaki uyum netleştirilmiştir. İşlenmemiş şeker kamışı sularının ve etilen glikol-su karışımının akış davranışını tanımlamak için önerilen denklemlerin güvenilirliği doğrulanmıştır.



Şekil 1.16 (A) Etilen glikol ve (b) şeker kamışı suları için elde edilen deneysel sürtünme faktörleri [23]

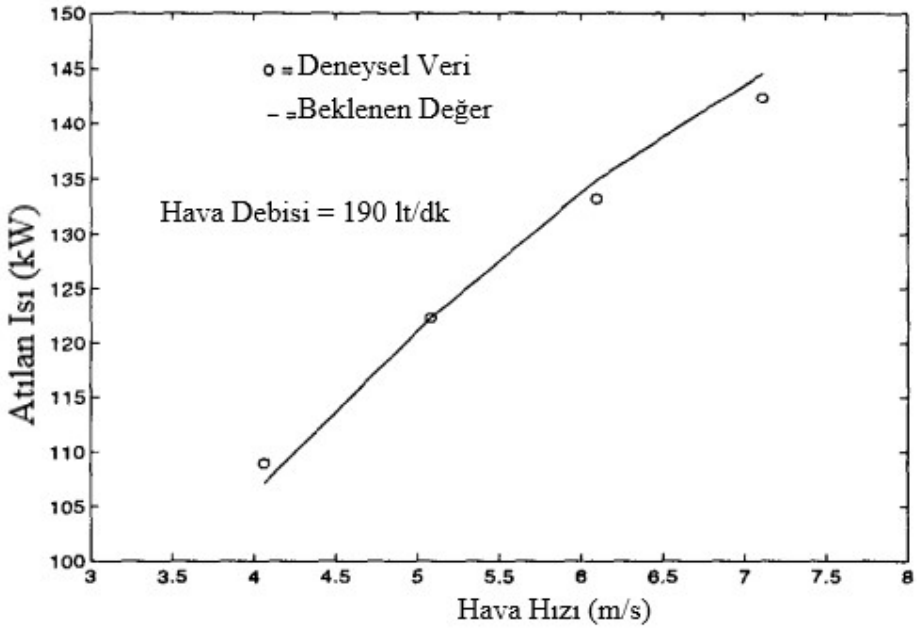
Beatenbough [24]'ün çalışmasında, endüstrideki kamyon radyatör kategorilerine değinilmiştir. Radyatör tasarımı, montajı, soğutma performansı ve genel soğutma sistemi düzenlenmesi kamyon için büyük ölçüde değişiklik göstermektedir. Bu nedenle soğutma sistemi tasarımının çeşitli yönlerinin sınıflandırılmasını ve tanımlanmasını basitleştirmek için, motorlu taşıtları çeşitli kategorilere ayırmanın uygun olduğu belirtilmiştir.

Katsanos [25]'un çalışmasında, buharlı Rankine çevrimi ile ağır ticari dizel kamyon motorunun çalışmasını incelemek için teorik bir araştırma yapılmıştır. Dizel-Rankine çevrimi kurulumunun performans parametrelerini değerlendirmek için bir simülasyon modeli geliştirilip, kullanılmıştır. Simülasyon modeli, egzoz gazı ve ısı değiştiricilerinin ısıl performansı için ayrıntılı bir analiz içermektedir.



Şekil 1.17 1700 dev/dk'da motor yükünün bir fonksiyonu olarak, motor soğutma sıvısı, EGR soğutucusu ve turboşarj havası soğutucusu aracılığıyla ortamdan uzaklaştırılan ısı miktarlarının değişimi [25]

Mohan vd. [26] Michigan Teknoloji Üniversitesi 'nde geliştirilen araç motoru soğutma sistemi simülasyonunun özelliklerini geliştirmek için turboşarjlı direkt enjeksiyonlu dizel motorun bir bilgisayar simülasyonu geliştirilmiştir. Motor modeli, Detroit Diesel Corporation Series 60 motor verileri ile doğrulanmıştır. Yeni motor modeline ek olarak, bir turboşarj havası soğutucusu modeli geliştirilip, araç motor soğutma sistemi simülasyonuna dahil edilmiştir. Çalışma için Detroit Diesel Series 60 motorlu bir Freightliner kamyonu, Behr McCord radyatör, AlliedSignal / Garrett Automotive şarj hava soğutucusu, Kysor DST değişken hızlı fan kavraması ve diğer soğutma sistemi bileşenleri kullanılmıştır. Veriler, Detroit Diesel Elektronik Kontroller- Elektronik Kontrol Modülü ve Hewlett Packard veri toplama sistemi kullanılarak toplanmıştır. Geliştirilmiş modelin sonuçları, kararlı durumdaki en iyi tank diferansiyel verileriyle karşılaştırılmıştır.



Şekil 1.18 190 lt/dk akışkanın hacimsel debisi sabit iken, hava akış hızının değişiminin ısı transfer hızına etkisi [26]

1.2 Tezin Amacı

Yeni emisyon düzenlemeleri bir kamyon soğutma sisteminin daha yüksek performans ve verimini gerektirmektedir [15]. Kamyon soğutma sistemi ısı değiştiricilerine (radyatör, turboşarj havası soğutucusu, yağ soğutucusu vb.) ve hava akışı yönetim bileşenlerine (fan, fan debriyajı ve tahrik) göre iki kısma ayrılır. Motorun soğutulmasında kullanılan ısı değiştiricisi, motor soğutma performansını etkileyen temel bileşendir. Radyatör davranışını tahmin etmek, radyatör tasarımcılarının gerçek sınır koşullarını öğrendikten sonra onları doğru bir şekilde tasarlamalarına yardımcı olan önemli bir konudur. Motorun önündeki sınırlı alan nedeniyle, ısı değiştiricilerinin boyutu sınırlandırılmıştır. Bu nedenle, daha yüksek soğutma taleplerini karşılamak için, fan ve fan davlumbazı gibi soğutma sisteminin diğer bileşenlerinin optimizasyonu hakkında çalışılması gereklidir. Bununla birlikte, kamyon soğutma sisteminin optimizasyonu için, sistem içindeki parçaların kendi aralarındaki etkileşimin analizi de önemlidir. Tasarım aşamasında zaman ve maliyetten tasarruf etmek için, soğutma sisteminin etkinliği hakkında iyi bir bilgi sahibi olmak çok önemlidir. Bu amaçla; ısı transfer verimliliğinin arttırılması, soğutma fanının ayırılması [27], ram yolunun verimliliğinin ve motor bileşeninin içindeki

havanın akışının daha iyi yönetilmesi [28] hakkında büyük gelişmeler olmuştur. Ram havasının soğutma sisteminin performansına etkisi Schaub ve Charles tarafından çalışılmıştır [29].

Bu tezin temel amacı, ağır ticari araçlarda kullanılan kompakt bir hava geçişli dört farklı ısı değiştiricisinin, değişken hava hızları ve su+ etilen glikol debileriyle beraber ısıl kapasitelerinin tespit edilmesidir. Ayrıca bu dört farklı kompakt ısı değiştiricinin birbirleri ile karşılaştırılmasıdır. Isı transfer hızları, hava akımı ve basınç düşümleri değerlendirme parametrelerinden bazıları olarak öne çıkarılmıştır. Bu parametreler ışığında, ağır ticari araçlarda radyatör kapasitesinin deneysel olarak tayini ile en uygun ısı değiştiricisinin seçilmesi amaçlanmıştır. İkinci amaç, deneysel veriler ile teorik olarak hesaplanan değerlerin doğrulanması ve değerlendirilmesidir.

1.3 Orijinal Katkı

Soğutma sistemi için giderek artan enerji gereksinimini karşılayacak optimum ısı değiştiricilerinin tasarlanması önem arz etmektedir. Bunun için ısı transferi ve akış rejimleri üzerine yapılan çalışmalar yıllardan beri devam etmektedir. Bu noktada kanat teknolojisinin ilerlemesi ile ısı transfer alanı arttırılıp, akış rejimlerini ve ısı transferini etkileyen faktörler iyileştirilmektedir. Literatürde otomobil radyatörleri ile ilgili var olan çok sayıdaki çalışmaya rağmen, ağır ticari araçlar ile ilgili göreceli olarak az sayıda çalışma yapılmıştır. Ağır ticari araçlarda bulunan radyatör kapasitelerinin deneysel çalışılması tezimde ele alınmıştır. Araç radyatörlerinde geleneksel olarak kullanılan düz borulu ve özel tasarım borulu panjurlu kanat tipte dört farklı kompakt ısı değiştirici performans testlerinde kullanılmıştır. Bu ısı değiştiricilerin ısıl kapasite verileri, basınç düşümleri, akışkanın ve havanın radyatörlerden çıkış sıcaklıkları deneylerle ölçülmüştür. Deneysel veriler alındıktan sonra, f sürtünme katsayıları ve toplam ısı transfer katsayıları her radyatör için hesaplanıp, yorumlanmıştır.

BÖLÜM 2

ISI TRANSFERİ, KOMPAKT ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN TEMELLERİ VE ARAÇLARDA MOTORUN SOĞUTULMASI

2.1 Isı Transferi ve Isı Transfer Mekanizmaları

Isı sıcaklık farkı sonucu bir sistemden diğerine transfer edilebilen bir enerji türü olarak tanımlanır. Bir termodinamik çözümleme, bir sistem denge durumundan diğerine geçiş yaparken gerçekleştirdiği ısı transfer miktarıyla ilgilidir. Böyle bir enerji transferinin hızlarını bulmakla ilgilenen bilim dalı ısı transferidir. Isı transferi iletim, taşınım ve ışınım olmak üzere üç farklı yolla aktarılır. Faz değişimi esnasındaki ısı transferi daha karmaşık olduğu için bu bölümde anlatılmamıştır. Isı transferi, farklı sıcaklıklara sahip iki bölge arasında gerçekleşir [30].

Isı transferi; otomotiv mühendisliği, enerji santrali mühendisliği, yalıtım ve diğer birçok mühendislik alanında yaygın olarak kullanılır. Isı transferi bu çalışmanın önemli bir parçasıdır çünkü çalışmada kullanılan araç radyatörü bir ısı değişim cihazıdır. Araç radyatörünün hava ve akışkan tarafındaki ısı transfer hızı hesaplanmıştır.

2.1.1 İletim

İletim, parçacıklar arası etkileşmelerin sonucu olarak bir maddenin daha yüksek enerjili parçacıklarından bitişiklerindeki daha düşük enerjili olanlara enerji aktarmasıdır. İletim aynı zamanda madde parçacıklarının kinetik enerjisinin çarpışma ve yayılma transferi olarak tanımlanır. İletim; katılarda, sıvılarda ve gazlarda olabilir. Gazlarda ve sıvılarda iletim, rastgele hareket eden moleküllerin çarpışmalarına ve yayılmasına bağlıdır. İletim sırasında, ısı cismin sıcaklığından daha yüksek sıcaklık olan cisme veya ortama doğru

dengeye ulaşana kadar akar. Çalışmada iletim, soğutma bloğu içindeki ısı transferinde ve ayrıca araç radyatörünün boru ve kanatlarındaki ısı transferinde ele alınmıştır [30].

İletimle ısı transferinin ΔT sıcaklık dağılımıyla bir duvarda gerçekleştiği düşünüldüğünde, gerçekleşen ısı transferi eşitlik (2.1) ile ifade edilmektedir.

$$\dot{Q} = \frac{kA\Delta T}{l} \tag{2.1}$$

Eşitlikte k malzemenin ısıl iletkenliği ($Wm^{-1}K^{-1}$), A kesit alanı (m^2), ΔT iletim ile ısı transferinin gerçekleştiği iki uç arasındaki sıcaklık farkı (˚C) ve l iletim ile ısı transferinin gerçekleştiği iki ucun birbirinden uzaklığıdır (m) [30].

2.1.2 Taşınım

Taşınım, bir katı yüzey ile ona bitişik, hareket halindeki sıvı veya gaz arasında enerji aktarımı türüdür; iletim ve akışkan hareketinin birleşik etkilerini kapsar. Akışkanın hareketi hızlı olması, akışkan ile katı yüzey arasındaki ısı transfer hızını da arttırır. Sıcak bir yüzeyden havaya taşınımla ısı transferi olurken, ısı önce bu yüzeye bitişik hava tabakasına iletim ile aktarılır. Daha sonra ısı yüzeyden taşınımla, yani hava içindeki iletim ve havanın yığın veya makroskopik hareketlerinin birleşik etkisiyle uzaklaştırılır. Taşınım, genellikle sıvılarda ve gazlarda baskın olan ısı transfer şeklidir. Doğal taşınım ve zorlanmış taşınım olmak üzere iki farklı taşınım ile ısı transferi şekli vardır [31].

Doğal taşınım, aynı akışkandaki sıcaklık değişimlerinden dolayı yoğunluğun değişmesinden kaynaklanan kaldırma kuvvetlerinden meydana gelir. Sıvı sıcak bir yüzeyle temas ettiğinde, bu hacimdeki moleküller ayrılır ve dağılır. Bu hacimdeki akışkan kütlesinin daha az yoğunlaşmasına neden olur. Bu nedenle, daha yoğun olan soğutucu akışkan aşağı doğru hareket ederken, yoğunluğu azalan akışkan yukarıya doğru ya da yatay olarak yer değiştirir. Böylece sıcak akışkanın ısısı, o akışkanın soğuk hacmine doğru aktarılır.

Zorlanmış taşınım, akışkanın pompa, fan veya rüzgâr gibi harici kaynaklar ile akmaya zorlandığı taşınımdır. Zorlanmış tanışınım ile meydana gelen ısı transferi hızı, doğal taşınım ile meydana gelen ısı transfer hızından daha yüksektir. Bunun nedeni zorlanmış taşınım ile ısı transferi olurken, akışkan debisinin daha yüksek olmasıdır. Bu çalışmada

araç radyatöründen çevreye ısı transferi zorlanmış taşınımdır. Taşınımın ısı transfer hızını hesaplamak için denklem şöyle ifade edilir:

$$\dot{Q} = hA\Delta T \tag{2.2}$$

Eşitlikte h, ısı transfer katsayısı (Wm^2K^{-1}), A, toplam taşınım ile ısı transfer alanı (m^2), ΔT, temas yüzeyi ile akışkan arasındaki sıcaklık farkıdır (˚C) [30].

2.1.3 Işınım

Işınım, madde içindeki yüklü parçacıkların elektronik düzenlerindeki değişmelerin sonucunda üretilen elektromanyetik dalgalar şeklinde yayılan enerjidir. Tüm maddeler, mutlak sıfırdan büyük bir sıcaklıkta termal radyasyon yayar [31]. Radyasyonun özellikleri, Kirchhoff yasası ile ifade edildiği gibi, sıcaklık, spektral emilim ve spektral yayma gücü gibi, yaydığı yüzeyin çeşitli özelliklerine dayanır [31]. Üstüne gelen tüm elektromanyetik radyasyonu frekans ve yön gözetmeden sönümleyen idealize edilmiş fiziksel cisim kara cisim olarak tanımlanır. Bu tür mükemmel yayıcıların radyasyonuna kara cisim ışınımı denir. Yüzeyin yayıcılığının değeri $0 \leq \varepsilon \leq 1$ aralığında değişir ve $\varepsilon = 1$ olan kara cisme ne kadar yakın olduğunun bir ölçüsüdür. Radyasyonun ısı transfer hızını hesaplamak için kullanılan denklem şöyle ifade edilir:

$$\dot{Q} = \varepsilon\sigma A(T_d^4 - T_{çevre}^4) \tag{2.3}$$

Eşitlikte ε maddenin yayıcılığını, σ Stefan-Boltzmann sabiti ($5.67 \times 10^{-8} Wm^{-2}K^{-4}$), A, yayılan yüzey alanı (m2), T_d cismin yüzey sıcaklığını temsil ederken, $T_{çevre}$ çevre sıcaklığını (˚C) belirtmektedir [30].

2.2 Kompakt Isı Değiştiricilerinin Temelleri

Kompakt ısı değiştiriciler; evsel, endüstriyel ve otomotiv sektöründeki uygulamalarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Bir ısı değiştiricisinin kompakt olabilmesi için iki koşuldan birini sağlaması gereklidir: Hidrolik çapın 6mm'den daha küçük olması ya da $700 m^2/m^3$ 'ten daha büyük yüzey alan yoğunluğuna sahip olmasıdır. Plakalı ısı değiştiricilerinde birçok farklı iç tasarım vardır. Bu çalışma panjurlu tipe dayanmaktadır. Otomotiv uygulamalarında genel olarak düz borulu ve panjur kanatlı ısı değiştirici kullanılır. Bunun amacı hava tarafındaki ısı transferini geliştirmek için ısı transfer alanının arttırılmasıdır

[32]. Bu tip ısı değiştiriciler, radyatörler, buharlaştırıcılar, yoğuşturucular ve ısıtma elemanları olarak endüstride yer alırlar. Bir ısı değiştirici, çekirdek bölge, tüpler, soğutma sıvısının geçtiği tanklar arasına monte edildiği tüp gibi parçalardan oluşur. Borular arasında, havanın radyatörün çekirdek bölgesinin içinden geçtiği yerler vardır. Kanatlar, sınır tabakayı kırmak amacıyla ve ısı transfer hızını arttırmak için panjurludur. Düşük Reynolds sayıları için hava akımı esasen akış yönü ile aynı hizadadır. Ama daha yüksek Reynolds sayıları için akış panjurların yönlendirmesi altındadır [33]. Panjur yönelimli hava akımının ısı transferi üzerinde olumlu bir etkisi olduğu gösterilmiştir [34]. Borularda ısı transferi arttırmak için akış rejimi laminerden türbülansa geçirilmelidir.



Şekil 2.1 Ayrıntılı görünümleri de içeren kompakt, panjurlu bir ısı değiştirici [35]

2.2.1 Basınç Düşümü

Bir ısı değiştiricideki basınç düşüşü dört bileşenden oluşur. Kays ve London'a göre giriş kayıpları, ortamın ivmelenmesinden kaynaklanan kayıplar, sürtünme kayıpları ve çıkış kayıplarıdır [36]. Basınç düşümü ifadesi, kayıp katsayılarla çarpılan dinamik basınç olarak ifade edilen denklem 2.6 olarak basitleştirilmiş bir biçimde yeniden yazılmıştır. Kays ve London [36] 'a göre radyatörün girişinde basınç düşüşü, çıkışında ise basınç artışı olur. f, sürtünmeden kaynaklanan kayıpları tanımlayan sürtünme kaybı katsayısıdır. Sistemin sıcaklığı arttıkça, basınç düşümü de artar. Bunun nedeni yoğunluğun azalması nedeniyle özgül hacmin artmasıdır. Bu da havanın hızlanmasına neden olur. Bu kayıp $K_{gelişme}$ olarak tanımlanır. Bu nedenle, sürtünme kaybının artmasıyla birlikte, çekirdek bölgesi üzerinde basınç düşüşü artar. Basınç düşüşü çekirdeğin iç tasarımına ve havanın hızına büyük ölçüde bağlıdır.

$$\Delta \mathrm{P} = \frac{\rho u^2}{2}\left(K_i + K_{gelisme} + f\frac{L}{d_h} + K_c\right) \tag{2.4}$$

2.2.2 Termal Özellikler

Isı değiştiricileri, aracın ileri doğru hareket etmesi sonucu gelen hava akımına maruz kalır. Daha fazla soğutma gerektiğinde ve ram havası yeterli olmadığında, soğutma paketi ünitesi hava debisini arttırmak için fan çalıştırılır. Havanın fan ile hızlandırılması, radyatörün çekirdek bölgesinde zorlanmış taşınıma neden olur. İletim, tüplerin katı duvarları ve kanatlar içinde gerçekleşir. Taşınım ise, tüplerin (sıcak taraf) yanı sıra hava tarafındaki (soğuk taraf) bölgede gerçekleşir. Isı transfer hızı, sıcak ve soğuk taraf için ayrı ayrı tanımlanmaktadır. Sıcak akışkandan transfer edilen ısı, soğuk akışkanın kazandığı ısı değerine eşit olmalıdır. Isı dengesi olmalıdır bu da ısı transfer hızlarının eşit olması gerektiğini gösterir. Sıcak ve soğuk akışkan için ısı transferinin ifadeleri, 2.7 ve 2.8 denklemlerinde tanımlanmıştır. C_h hava tarafının toplam ısıl kapasitesi ve C_a akışkan tarafının toplam ısıl kapasitesidir. Bir geçişli ısı değiştiricisinin performansını hesaplamak için radyatörlerde ısıl performans kısmında açıklanan ε- NTU (Geçiş Birimi Sayısı) yöntemi uygulanabilir.

$$Q_h = C_h(T_{h,g} - T_{h,ç}) \tag{2.5}$$

$$Q_a = C_a(T_{c,ç} - T_{c,g}) \tag{2.6}$$

2.2.3 Soğutma Modülü Pozisyonlarının Araç Aerodinamiğine Etkileri

Yeni soğutma modülü konumlarına bakarken, araç aerodinamik direncine etkilerini dikkate almak önemlidir. Hava giriş ve çıkışlarını diğer konumlara yerleştirmek, aracın direnci ile soğutma havasına giren ve çıkan hava miktarını pozitif veya negatif olarak etkiler. Bir araç sürüşü yapılırken, yolda bir dizi direnç kuvvetine maruz kalır. İleri hareket için toplam direnç Wong [40]'un çalışmasında, denklem 2.9 ile tanımlanır.

$$F_{res} = m\frac{dV}{dt} + f_r mg\cos\propto + mg\sin\propto + \frac{1}{2}C_D\rho A_f V^2 \tag{2.7}$$

İlk terim atalet direncidir, ikinci terim yuvarlanma direnci katsayısıdır, üçüncü terim tırmanma direncidir ve son terim ise aerodinamik kuvvetlerdir. Bu nedenle, bir araç için aerodinamik sürükleme hava yoğunluğuna ρ, radyatörün önden yansıtılan alanına A_f, araç hızına V, sürtünme katsayısına ve sürüklenme katsayısına bağlıdır. Son bahsedilen

parametre boyutsuzdur ve bir sıvının ortamdaki bir hacmin direncini ölçmek için kullanılır.

Artan yakıt fiyatlarının bir sonucu olarak, araçların aerodinamik direnci son yıllarda daha da önem kazanmıştır. Aerodinamik direnç, aracın çevresindeki havanın zorlanmasının bir sonucudur. Araca uygun tasarım değişiklikleri yapılarak, yakıt tüketimi azaltılabilir. Aerodinamik sürükleme sürtünme ve basınç sürüklemesinden oluşur. Sürüklenme kuvvet, havanın yüzeye yakın akması nedeniyle oluşan kayma hareketi; basınç sürtünmesi ise cisimdeki basınç farkıdır. Bir kamyon için aerodinamik sürükleme, binek araca göre genellikle daha yüksektir, çünkü daha geniş bir ön alana ve kare şeklinden dolayı daha yüksek bir sürüklenme katsayısı değerine sahiptir. Sürüklenme katsayısı değeri rüzgâr yönüne bağlıdır ve ağır taşıtlar geniş bir yan alana sahip olduklarından daha hassastır. Bu, özellikle daha uzun araçlar için önemlidir.

Düz yolda sabit hızda sürüş direnci temel olarak yuvarlanma direnci ve aerodinamik sürtünmenin bir sonucudur. Aerodinamik sürüklemenin yaklaşık 80 km/s hızda baskın hale gelir [41]. Aerodinamik direncin hız değeri küpü ile artarken, yuvarlanma direnci ise doğrusal olarak artar. Aerodinamik sürtünmeyi azaltmak için, aracın ön alanı azaltılmalıdır. Ağır ticari araçlar sıklıkla aerodinamik sürüklemenin baskın olduğu hızın üzerinde çalıştığından dolayı soğutma havası giriş ve çıkış konumlarını incelerken aerodinamik direnç dikkate alınmalıdır. [35]

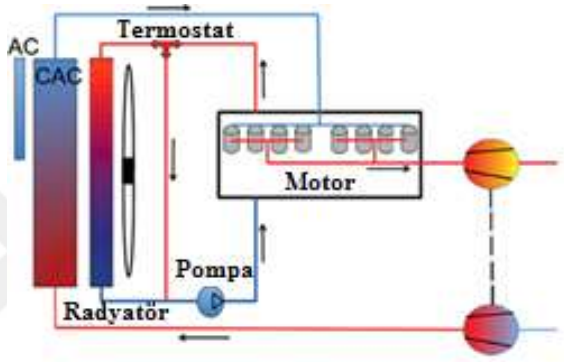
Aracın önünde durma noktası, hızın sıfır olduğu ve statik basıncın maksimum değerine sahip olduğu yerdir. Aracın etrafındaki statik basınçtaki fark ne kadar büyükse, basınç sürüklemesi de o kadar büyük olur ve dolayısıyla sürüklenme katsayısı değeri de artar. Ayrılmış alanlar, kamyonlar için dörtgen tasarıma sahip oldukları için ortaktır. Bu nedenle gövdeye basınç sürtünmesi hakimdir. Martini vd. [42]'nin çalışmasında, bir kamyon için toplam sürüklemenin yaklaşık %95'inin basınç sürüklemesinden kaynaklandığı gösterilmiştir. İyi düşünülmüş tasarım değişiklikleri yapılıp, ayrılan alanlar, basınç sürtünmesi ve sürüklenme katsayısı değeri azaltılabilir. Soğutma modülünden geçen havayı fanı kullanmadan artırmak için, hava girişi ayrı hatlara sahip olmayan yüksek basınçlı alanlarda, hava çıkışı ise düşük basınçlı bölgelerde konumlandırılmalıdır. Soğutma modülünün içinden geçen hava basınçlandırılmış şekilde çalışır. Izgara

üzerindeki basınç düşüşü, ısı değiştirici çekirdek bölgeleri ve duvarlar üzerindeki sürtünme kayıpları, hava girişindeki etkileşimler ve hava çıkışındaki türbülans nedeniyle genel aerodinamik sürtünme artacaktır [35].

2.3 Araçlarda Motorun Soğutulması

Kaput Altı Isı Yönetimi (UTM) otomotiv endüstrisi içinde önemli bir konu haline gelmiştir. Yol araçları için motor esas olarak iki şekilde soğutulur. Doğrudan soğutma, aracın ilerleme hareketinin bir sonucu olarak aracın altından geçen ısının havaya verildiği ilk ve en eski yöntemdir. Günümüz araçlarında bu yöntem yeterli soğutma sağlayamaz ve ek bir sıvı soğutma sistemi gereklidir. Bu, aracın ısıl gereksinimlerini karşılamak için bir dizi ısı değiştiriciden oluşan dolaylı bir hava soğutma sistemidir. Çoğu araçta en az üç adet ısı değiştirici vardır: Klima kondansatörü, turboşarj havası soğutucusu ve soğutucu radyatör. Klima kondansatörü, klima sisteminin bir parçasıdır. Sürücü bölmesinde soğutma gerektiğinde ısıyı dağıtmak veya kabine giren havanın nemini almak için kullanılır. Turboşarj havası soğutucusu, yanma odasına girmeden önce turbodan gelen havayı soğutur. Radyatör, motor ve şanzıman boyunca dolaşan soğutma suyunu soğutur. Ağır hizmet tipi bir kamyon için her bir bileşen için maksimum ısı transfer hızları tipik olarak: AC kondansatör için 8 kW, turboşarj havası soğutucusu için 80 kW ve radyatör için 220 kW'tır. Sürüş koşullarına ve ortam sıcaklığına bağlı olarak değişir [39]. Şekil 2.1'de, soğutma sisteminin şematik bir resmi gösterilmektedir. Girişte iki soğutma devresi vardır: Bunlardan biri radyatör için, diğeri ise turboşarj havası soğutucusu için olan soğutma devresidir. Radyatör devresi, soğutucuyu devrenin etrafına taşıyan soğutucu pompasını içerir. Motorda soğutucu yanma işleminin bir sonucu olarak ısıtılır ve daha sonra soğutucu sıcaklığı yeterince yüksekse soğutma ortamını radyatöre açan ve yönlendiren termostata geçer. Aksi halde soğutucu daha kısa devreden geçer ve ısı değiştiricisini atlayarak soğutucu pompasına ve motoruna bir kez daha taşınır. Turboşarj havası soğutucusu devresi, turboşarjın sıkıştırma kısmına giren havanın sıkıştırıldığı hava ile başlar, bu da basınç ve sıcaklık artışına neden olur. Bundan sonra, hava sıcaklığını düşürmek ve havanın yoğunluğunu artırmak, yanma işleminin verimliliğini artırmak için turboşarj havası soğutucusundan geçer. Yanmadan sonra egzoz gazları turboşarjın genleşme kısmından çıkar. Soğutulmuş şarj havasının ikinci bir etkisi, NOx üretimini

düşüren yanmanın düşük sıcaklığıdır. Bazı araçlarda ek termal yönetim sistemleri vardır. Örneğin, egzoz gazının bir kısmının ya emisyonları kontrol etmek ya da motor verimliliğini arttırmak için ikinci bir yanma için yanma odasına sirküle edildiği EGR soğutması vardır. Egzoz gazındaki enerjinin bir kısmını geri kazanmak için WHR sistemleri bir araca uygulanabilir. Bu alanda ve devam etmekte olan birçok çalışma yapılmıştır [43, 44, 45]. Ağır ticari kamyonlar için WHR sistemi uygulayarak yakıt tüketiminin %7,5 oranında azaltılabileceği bazı şirketler tarafından belirtilmiştir [46].



Şekil 2.2 Soğutma sistemi ve soğutma devrelerinin şematik resmi [39]

Daha ağır araçlar için dizel motor verimli bir elektrik dağıtım sistemidir ve şu anda kullanılan en yaygın tahrik sistemi türüdür. Yine de %100 verimlilikten uzaktır. Sıkıştırma ateşlemeli motor için maksimum verimlilik %45'e kadardır. Burada kalan enerji soğutma sistemine ve egzoza eşit olarak dağıtılır. Araçlar daha verimli olsaydı daha az soğutma ihtiyacı duyulur ve daha az yakıt tüketimi görülürdü [39].

Soğutma talebi, sırasıyla sürüş durumuna ve motor gücüne bağlıdır. Genellikle motorun daha yüksek bir güç çıkışı sağlaması ve yüksek ortam sıcaklıkları nedeniyle daha yüksek bir ısı transfer hızı gerekir. Daha yüksek ortam sıcaklıkları nedeniyle sürücünün kabin bölmesindeki klimanın kullanılması durumunda soğutma talebi daha da arttırılır. Kritik sürüş koşullarında motorun aşırı ısınmasını önlemek için, soğutma modülünün boyutlandırılması önem arz eder. Fan, fazla soğutma gerektirmeyen sürüş koşullarında daha az sıklıkta çalıştırılmalıdır. Çünkü ram havası arzu edilen soğutma yükünü elde etmek için yeterli olabilir. Volvo GTT'de [47] yapılan önceki testlerde, fanın tipik bir otoyol sürüş çevriminin %2'sinde ortalama çalışma süresine sahip olduğu görülmüştür.

2.3.1 Araç Radyatörlerindeki Performans Analizleri

Oliet vd. [48]'nin çalışmasında, radyatör performansını etkileyen farklı faktörler incelenmiştir. Onların çalışması hava ve soğutma suyu akışı, kanat yoğunluğu ve hava giriş sıcaklığını içerir. Yadav ve Singh [49]'nin çalışmasında, araç radyatörü ile ilgili parametrik çalışmalar sunulmuştur. Çalışmaları soğutucu akışkan kütlesinin debisi, giriş soğutucu akışkan sıcaklığı vb çeşitli parametrelerin bazıları olarak öne çıkarılmıştır. Trivedi ve Vasava [50], optimum performans için en iyi yapılandırılmış radyatördeki tüp aralığının etkisini göstermektedir. Radyatörün yüzey alanı arttıkça ısı transferi artar. Chavan ve Tasgaonkar'nın çalışmasında [51], dairesel radyatörün tüm yüzey alanını kaplaması zor olduğu için geleneksel radyatör boyutunun dikdörtgen olduğu belirtilmiştir. Bunun nedeni ise, dikdörtgenin köşelerindeki bölgelerde hızın daha düşük olacağı bölgeler oluşacağı dolayısıyla ısı transferinin daha düşük olacağı belirtilmiştir. Leong vd. [15]'nin çalışmasında, motor soğutma sisteminde nano-akışkan bazlı soğutucunun kullanımını ve soğutma kapasitesi üzerindeki etkisini anlatmaktadır. 50/50 oranında su ve etilen glikol karışımı gibi baz soğutma sıvısından daha yüksek termal iletkenliğe sahip nano-akışkanın olduğu bulunmuştur. John Vetrovec [52]'in çalışmasında, pasif ısı yükü genleşme tankına sahip olan ortalama ısı yükü kapasitesine sahip olan motor soğutma sistemi incelenmiştir. Salah vd. [53]'nin çalışmasında, hidrolik tahrikli soğutma sistemi ele alınmıştır. Bu tahrik ediciler ile sıcaklık izlemeyi iyileştirilip, kayıpların azaltılabileceğine ulaşılmıştır. Cengel [30]'in çalışmasında, çapraz akışlı ısı değiştiricisinin ortak tanımının hem sıcak hem de soğuk akışkanın birbirine dik hareket ettiği yer olduğunu belirtilmiştir. Sarma vd. [54]'nin çalışmasında, ısı transferi ve sürtünme faktörü arasındaki korelasyonları değerlendirmede momentum etkileri ve ısı transferi kaynaklı etkileri araştırılmıştır. Türbülans, momentum ve termal girdap çeşitliliklerini değerlendirme ihtiyacını getirdiği belirtilmiştir.

Daha küçük davlumbaz alanlarındaki daha güçlü motorlara olan talep, araç radyatörlerinde yetersiz ısı dağılımı oranları sorununu yaratır. Motorun yanma sonucu ürettiği enerjinin %33'ünden fazlası ısı şeklinde kaybedilir. Yetersiz ısı dağılımı, motorun aşırı ısınmasına neden olabilir, bu da yağlama yağının bozulmasına, motor parçalarının metal zayıflamasına ve motor parçaları arasında ciddi aşınmaya neden olabilir. Isı üretimi sonucu motordaki stresi en aza indirmek için, araç radyatörlerinin daha yüksek ısı

transfer performansı seviyelerini koruyarak daha kompakt olacak şekilde yeniden tasarlanması gerekir.

Soğutma sistemindeki soğutma etkisini artırmak için, ısı transferi iyileştirilmelidir. Daha iyi ısı transferi radyatörün yüzey alanına bağlıdır. Aynı zamanda, radyatörün boyutu araçların boyutuna göre müşteri beklentileri de göz önünde bulundurulmalıdır. Bu nedenle, radyatör borularının hem yüksek ısı transferini hem de radyatörün müşteri beklentisine göre optimum büyüklüğünü sağlayacak şekilde tasarlanması gerekir.

Radyatör fonksiyonlarında farklı faktörler etkilidir. Atmosfer havası, sistemde mevcut soğutma sıvısının akışı, soğutma kanatlarının yoğunluğu ve sisteme giren hava sıcaklığının bulunduğu radyatör için adı geçen faktörlerdendir. Atmosferik havanın ve soğutucunun debisi yükseldiği zaman, radyatörün soğutma kapasitesinin de yükseldiği tanımlanmıştır [48,49]. Soğutma kanatçıklarının geometrik ebadı optimumdan saptığında soğutma etkisi azalır [50]. Etilen glikol ve su, dietilen glikol ve su ve trietilen glikol ve su karışımlarının ısıl iletkenliği, ağırlıkça 25 ile 40°C arasında değişen ölçülmüş sıcaklıklarda, ağırlıkça %25 glikol ile %75 glikol konsantrasyonunun yükseltilmesi, ısı iletkenliğinin azalmasına neden olur [55].

Kompakt ısı değiştiricileri ile diğer ısı değiştiricileri türlerini karşılaştırırken düşük maliyetli olmanın yanı sıra, etkili ve daha düşük enerjiyle çevrim yapabilirler [56]. Basıncını etkilemeden, soğutma performansını arttırmak için kompakt ısı değiştiricileri tasarlanırken pasif ve aktif olarak iki yaklaşım bulunmaktadır [57]. Soğutucu akışkanın sıcaklığının daha düşük olması, hava akışının olduğu hacmin daha büyük seçilmesi ve kanatlar arasındaki boşluğun azalması soğutma sisteminde basınç düşmesine neden olur [58]. Debi ve aynı zamanda çalışan akışkanın tipi, radyatör test ekipmanı kullanılarak test edilecek ve ısı transferindeki değişikliklere neden olacak en önemli özelliklerdir. Bu tür fenomenler, gerçek otomobil sisteminde uygulanan aynı sistemi çoğaltmak için yaratıldı; çünkü motor bölmesinde yapılan analizler ve deneyler çok büyük ölçüde maliyetli olacaktır [59].

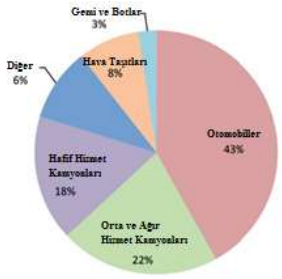
Kamyonlar, taşımacılık sektörü için çok önemlidir. Tüm yük taşımacılığının yaklaşık %90'ı ticari araçlar tarafından yapılmaktadır. Tren veya gemi ile ulaşım artsa bile, ticari araçların yaptığı taşıma hâlâ baskın kalmaktadır. [35]'de sunulan bilgilere göre, ABD’de

kayıtlı kamyon sayısı 1970'lerden bu yana her yıl artmıştır, diğer birçok ülkede de benzer bir eğilim görülmektedir. Ulaştırma sistemine olan talep, içinde yaşadığımız tüketici toplumu ve dünya nüfusunun yoğunluğu nedeniyle artmaya devam edecektir [35].

Araç sayısı arttıkça yakıt talebi de artacaktır. 2011'de, Avrupa'da tüketilen enerjinin yaklaşık üçte birinin ulaşım sektörü tarafından kullanıldığı belirtilmiştir [35]. ABD'de bu değer daha düşük olup, bu değerin yaklaşık %19'u orta ve ağır iş piyasasında olduğu vurgulanmıştır [60].

Fosil yakıtın yanma işleminin gezegenimiz üzerindeki olumsuz etkilerinden biri de emisyonlardır. Araçların sayısı arttıkça, gezegen üzerindeki olumsuz etkisi de hızla artıyor. Dünya üzerinde olumsuz etkileri olan araçlardan kaynaklanan emisyonlar; karbondioksit, karbon monoksit, azot oksit, hidrokarbon ve partikül maddelerdir. 2008'de ABD'deki tüm CO_2 emisyonlarının %31'i nakliye sektöründen, %68'i orta ve ağır iş otobüslerinden ve kamyonlardan kaynaklanmıştır. Orta ve ağır iş kamyonları, ABD'deki tüm ulaşımla ilgili sera gazı gazlarının %22'sini oluşturur. Şekil 2.2'de, farklı araç sektörlerinden elde edilen sera gazı miktarı sunulmuştur [35]. Kamyonlardan kaynaklanan emisyonların, binek araçlarla aynı seviyelere ulaştığı unutulmamalıdır. Ağır iş kamyonlarından elde edilen sera gazları 1990-2008 döneminde %72'nin üzerinde artmıştır. Binek otomobiller için karşılık gelen değer yaklaşık %20'dir [61].

Bu bilgilerle birlikte çevresel tartışmalar, daha yüksek yakıt fiyatları ve ucuz ham petrolün azalması, araç üreticilerinin daha fazla enerji tasarrufu sağlayan araçlar geliştirmek zorunda kalmasına neden olmuştur. Bu nedenle, emisyon ve yakıt açısından verimli bir taşıma çözümü sağlamak için aracın her parçası optimize edilmelidir.



Şekil 2.3 Farklı ulaşım sektörleri için sera gazı üretimi [35]

2.3.2 Motor Soğutma Sistemi

Otomotiv endüstrisi, daha katı emisyon mevzuatı ve artan fosil yakıt fiyatları nedeniyle büyük zorluklarla karşılaşmaktadır. Bu düzenlemeleri yerine getiren araçları satmak için üretici firmalar, araçlara uygun optimize sistemler oluşturulup uygulanmaktadır. Turborşarj Havası Soğutucu (CAC), Seçici Katalitik İndirgeme (SCR), Egzoz Gazı Devridaimi (EGR), Atık Isı Geri Kazanımı (WHR), dizel partikül filtresi ve yakıt enjeksiyon sistemleri bu gelişmelere örnektir. Artan motor gücü ile bu sistemlerden bazılarının kullanılmasının bir sonucu olarak, soğutma talebi artmaktadır. Motordan daha yüksek güç çıkışı, daha yüksek sıcaklıklarda geliştirildiğinden daha fazla motor soğutması gerektirir. Soğutulmuş bir EGR sistemi kullanıldığında, egzoz gazlarının bir kısmı ikinci bir yanma için motora tekrar gönderilir. Buna rağmen, öncesinde soğutma sistemi tarafından soğutulması gerekir, bu da soğutma talebini arttırır. Motordan sonra ilave geri basınç oluşturacak olan diğer son işlem sistemleri de eklenir. Yakıt enjeksiyon sistemleri, soğutma yerine emisyonları azaltmak için optimize edilmiştir.

Sonuç olarak, bu sistemler soğutma talebini bir şekilde arttırmaktadır. Yaklaşan emisyon mevzuatını karşılamak için, motor bölmesindeki sıcaklık da daha fazla artma eğilimindedir, [39] dolayısıyla soğutma talebi de artmaktadır. Gelecekte daha verimli bir soğutma sağlamak için, soğutma modülünün ve bulunduğu yerin etkinliğini korumak veya arttırmak ve toplam kayıpları azaltmak için alternatif çözümler bulunması gerekmektedir.

Alternatif araç dizaynları hakkında çok sayıda araştırma devam etmektedir. Gelecekte, ana enerji kaynağı olarak içten yanmalı motorlar olmayabilir. Bunun yerine hibrit çözümler, elektrikle çalışan tekerlekler, aküler vb. çözüm olarak önerilebilir. Her teknik çözüm, soğutma modülüne farklı talepler getirecektir. Örneğin, pillerin performansı ve ömrünü korumak için sıcaklıklar kontrol altında tutulmalıdır [62]. Bu da, soğutma modülü için önemli bir zorluktur.

Yaklaşan emisyon düzenlemelerini ve piyasa gereksinimlerini karşılayabilmek için ilave sistemler gerekli olacak ve soğutma talebinde daha fazla artış görülecektir. Soğutma talebini yerine getirmek için, soğutma cihazının verimliliğinin artması veya soğutma paketinin boyutunun arttırılması gerekir. Soğutma cihazının verimliliğini arttırmaya

çalışan birçok çeşitli araştırma yapılmıştır [15, 34, 63, 64, 65, 66, 67]. Araçların önündeki, ızgara arkasındaki alan sınırlamaları nedeniyle, soğutma modülünün boyutundaki bir artışın uygulanması zor olabilir. Bu nedenle, ilave ısı değiştiricilerinin alternatif konumları değerlendirilmelidir. Şekil 2.2'deki kamyonun ek ısı değiştiricileri için olası pozisyonlar gösterilmiştir. Bunların çoğu için ortak olan, hava akışının, öne monte edilmiş soğutma paketi için olduğu gibi, değiştirici göbeğine mutlaka girmemesi gerektirir. Hava akımının dikey olmayan girdiği ısı değiştiricileri, bazı araçlar için halihazırda pazarda bulunur. Otobüsler için kullanılan pozisyonlar: Önde, arkada, ortada ve çatıdadır. Otobüsler için soğutma modülü konumunun ana nedeni, farklı motor ve klima (AC) kondenser, konumlarından kaynaklanmaktadır ve bu da birkaç farklı soğutma modülü konumuna neden olmaktadır. Kamyonlar için, en yaygın soğutma paketi konumu ön taraftaki ızgaranın arkasındadır.

Bu proje için bir başka motivasyon, kamyonlar için uzunluk düzenlemesinin yeniden tanımlanmasına ilişkin tartışmalardır [43]. Avrupa'daki mevzuat, tüm traktör ve römork ünitesinin toplam uzunluğu olarak belirlenmiştir. Farklı ülkeler çeşitli maksimum uzunluklara izin verir. Traktörün uzunluğuna dahil edilmesinden dolayı traktörün motor üstü kabin tasarımları bu ülkelerde yaygındır. ABD'de uzunluk mevzuatı yalnızca daha uzun bir çekişe izin veren römork ünitesini sınırlar. Bu nedenle, genel olarak motor üstü kabin tasarımından daha uzun olan traktörün geleneksel “ön motor” tasarımına sahip olması daha yaygındır. Uzunluğun kurtarılması hakkındaki tartışma, kabinin daha yuvarlak bir şekle sahip olması için kabinin uzatılmasına izin verilmesi gerektiğidir. Bu uzatma bölgesi, yayalarda ve diğer araçlarda meydana gelebilecek çarpma olaylarını iyileştirmek için deforme olabilir bir bölge olarak çalışmalıdır. Tasarımdaki değişiklik, aracın aerodinamiklerini iyileştirmenin yanı sıra, sürücünün görüş alanını da etkileyecektir. Bu alana ısı değiştiricileri takılabilir. Isı transfer hızlarını ve statik basınç düşüşünü iyileştirmek için, ısı değiştiricileri hava girişlerine göreceli bir açıyla monte edilebilir. [35]

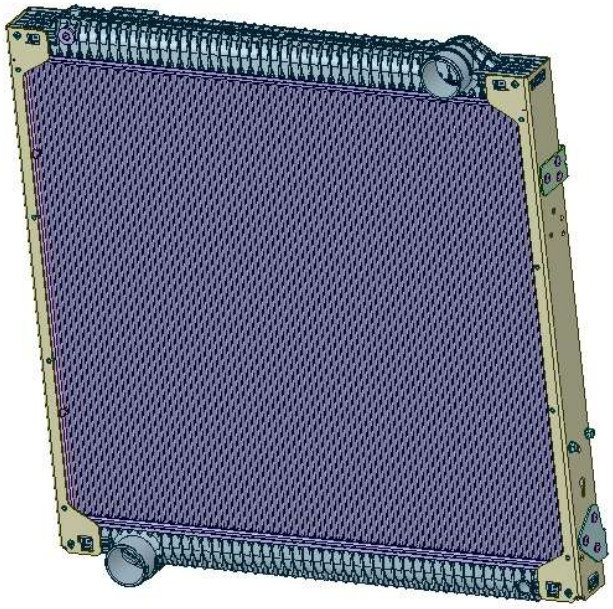
BÖLÜM 3

KAMYON MOTORUNUN SOĞUTMA SİSTEMİNE GENEL BAKIŞ, DENEY SETİ VE KULLANILAN METOD

Mevcut çalışmada ağırlıkça %50 etilen glikol ve %50 saf su karışımı olan soğutucu akışkanın radyatörlerin içinden geçtiği sırada radyatörlerin performansları ele alınmıştır. Bunun için kullanılan deney seti ve elde edilen verilere dayanarak ısıl kapasitelerin hesaplanmasında kullanılan metot bu bölümde anlatılmıştır. İlk olarak sistemde bulunan tüm elemanlar ve akışkan çevrimleri açıklanmıştır. Sonrasında, ısı değiştiricilerinin bulunduğu kısım (test bölümü) ayrıntılı olarak ele alınmıştır.

3.1 Ağır Ticari Araçlarda Kullanılan Radyatörler Hakkında Genel Bilgi

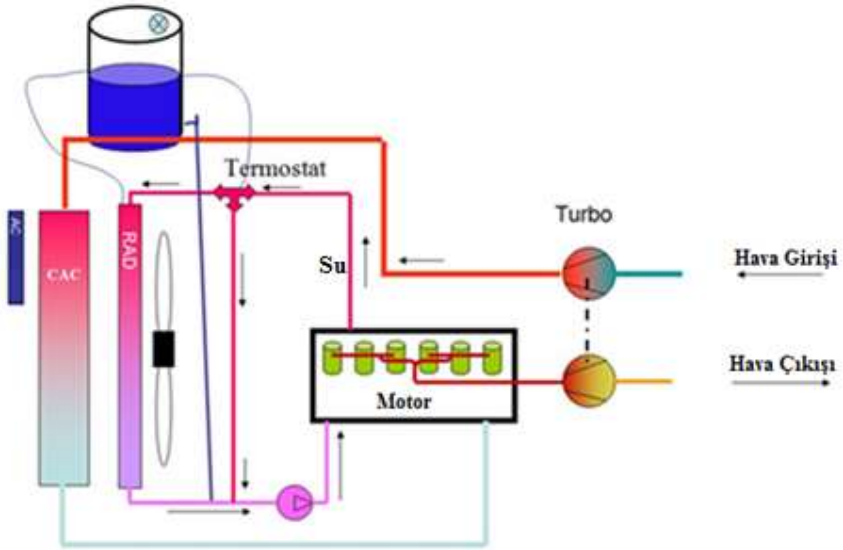
Araç radyatörü, ısı enerjisini bir ortamdan çevreye aktarmak için kullanılan bir ısı değişim cihazıdır. Suyun geçmesine izin veren çok sayıda paralel ince duvarlı tüpten oluşur ve sıcak sudan gelen ısı, radyatör fanı tarafından oluşturulan hava akımına yayılır. Araç radyatörünün toplam ısı transfer alanı, tüpler arasına sıkıştırılmış ince dalgalı şekilli kanatçıkların katkısıyla arttırılmaktadır. Tüplerin ve kanatçıkların çoğu, tüpler ve kanatçıklardaki ısı iletim hızını arttırmak için alüminyum ve bakır gibi yüksek ısı iletkenliğine sahip metaller ile imal edilmektedir. Daha yüksek ısı iletimi ile daha fazla ısı enerjisi çevreye yayılabilir. Bu nedenle, araç radyatörü çok yüksek bir ısı transfer profiline sahiptir. Bu çalışmada, araç radyatörü aynı zamanda çevreye ısı yayılımının son aşamalarını oluşturan anahtar bileşendir. Şekil 3.1, bir araç radyatörünün şematik diyagramını göstermektedir.



Şekil 3.1 Deneyi yapılan üç numaralı kamyon radyatörünün CAD görüntüsü

3.2 Kamyon Soğutma Sistemine Genel Bakış

Bir içten yanmalı motor çok fazla enerji üretir ve bunun büyük bir kısmı egzoz gazlarıyla ve ısının serbest kalmasıyla ortadan kalkar. Soğutma sisteminin temel amacı, motor tarafından kaybedilen ısının sağlanması ve motoru en verimli sıcaklıkta tutmasıdır. Bir soğutma sisteminin basitleştirilmiş bir versiyonu, Şekil 3.2'de görülebilir.



Şekil 3.2 Basitleştirilmiş soğutma sistemi [68]

Burada sol tarafta klima kondenser, turboşarj havası soğutucusu, radyatör ve fandan oluşan bir soğutma paketi görülmektedir.

3.2.1 Soğutucu Karışımı

Motoru ve diğer sıcak bileşenleri soğutmak için, soğutucu madde, soğutucu sistem etrafında pompa tarafından dolaştırılır. Motor, motor bloğu ve kafa içerisindeki kanallardan geçen soğutucu akışkan ile soğutulur. Soğutucu karışımı ayrıca EGR soğutucusundaki ısıyı ve soğutma gerektiren diğer bileşenleri de emer ve ardından radyatör kısmında ısıyı serbest bırakır.

Soğutucu genellikle, bazı ilaveler ile etilen glikol ile karıştırılmış sudan oluşur. Bu donma noktası sıcaklığını düşürmek ve korozyon direncini artırmak için yapılır. Ayrıca, radyatörün ısı transfer performansını arttırdığı için, hava ile soğutucu arasında daha yüksek sıcaklık farkı istendiğinde, sıcak gün koşulları için önemli olan kaynama noktası sıcaklığını yükseltir. [68]

3.2.2 Radyatör

Radyatör, soğutma sisteminin ana parçasıdır. Sıcak soğutucu tarafı ve soğuk ortam havası tarafı arasında bir ısı değiştirici olarak işlev görür. İki tankı ve bu tankları birbirine bağlayan birkaç küçük borusu vardır. Isı transfer yüzeyini arttırmak için, kanatçıklar adı verilen katlanmış metal bantları borular arasına yerleştirilir. Hava, soğutma suyu akış yönüne dik olarak akmaktadır. Bir radyatör örneği Şekil 3.3'de gösterilmiştir.



Şekil 3.3 Tipik bir otomobil soğutma suyu radyatörü [68]

3.2.3 Fan

Radyatörün performansı, içinden geçen havanın miktarından oldukça etkilenir. Havayı emmek ve dolayısıyla bu miktarı arttırmak için bir fan kullanılır. Havayı yönlendirmek ve soğutma paketinden geçmeye zorlamak için bir davlumbaz eklenir. Fan örneği Şekil 3.3'da gösterilmiştir.



Şekil 3.4 Radyatörün arkasına monte edilmiş kılıflı fan [68]

Soğutma parçası olarak, fan genellikle mekanik olarak motor şaftına bağlanır ve hızı doğrudan motor devrine bağlıdır, diğer yandan, ekstra hava akışı gerekmediğinde genellikle dönme hızını düşürmeyi sağlayan viskoz bir kavramaya sahiptir.

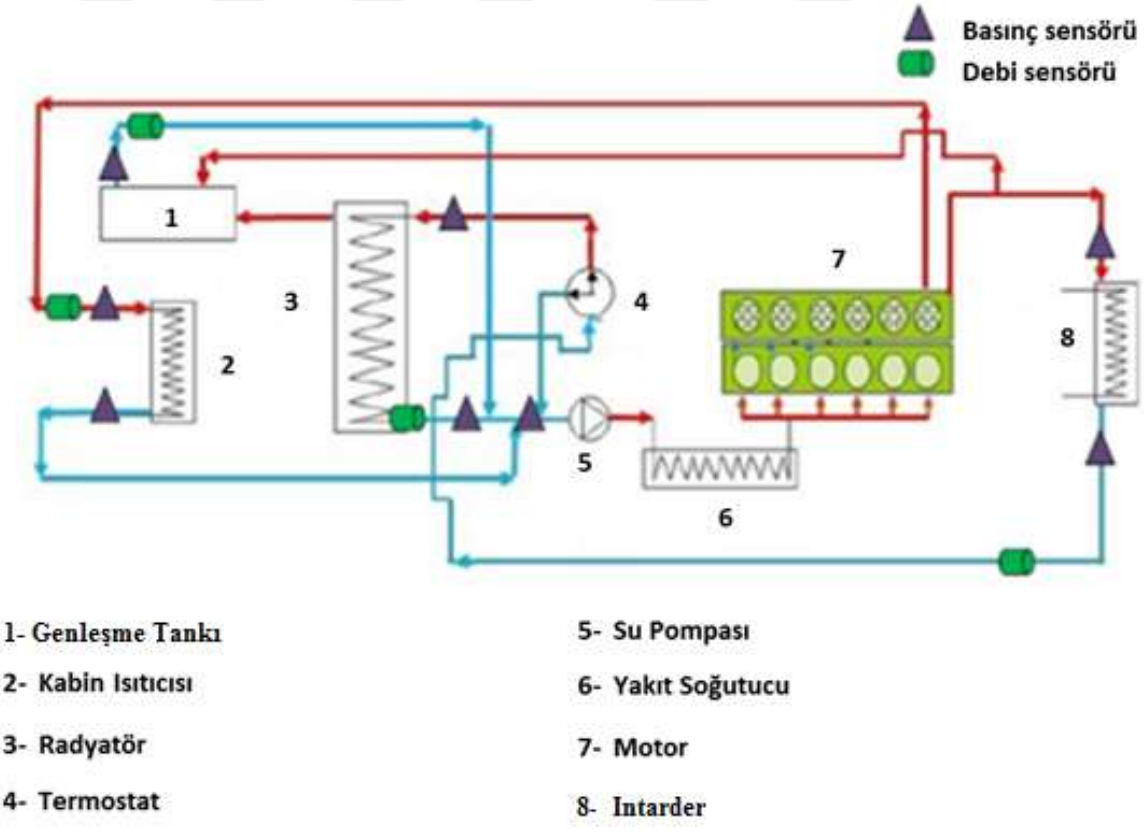
3.3 Çalışma Prensibi

Kamyonun çalışma sistemini şekil 3.11'deki gibi detaylandırmak gerekirse; aracı ilk çalıştırdığımızda motorun belli bir ısıya ulaşması için çevrim sadece motorun içinde gerçekleşmektedir. Aracın çalışması ile motordan tahrikli su pompası ilgili akışkanı motora gönderir ve akışkan motor içinde döner. Motorun içindeki akışkan 85°C sıcaklığa ulaştığında ısı ile genleşen termostatın açılmasıyla akışkan motordan çıkarak radyatöre gelir. Burada eğer dışarıdan gelen hava yeterliyse fan devreye girmeden; eğer yeterli değilse fanda devreye girerek ilgili akışkanın radyatör içinde hava ile soğuması sağlanır. Soğuyan akışkan tekrar su pompasına gelerek motoru soğutması için kullanılır.

Motorun soğuması dışında, aracın soğutma sistemin başka gereklilikleri de mevcuttur. Kabini ısıtmak için motordan çıkan sıcak akışkan hortumların yardımı ile bir hat

oluşturularak kabin ısıtıcıya gönderilir ve kabin ısıtması sağlanır. Kabinden çıkan soğuyan akışkan başka bir hat yardımıyla su pompası girişine gelir ve tekrar motora pompalanır. Ayrıca kamyonlarda sürücülere kolaylık olması açısından intarder sistemi mevcuttur. Böylece yokuş aşağı giderken fren gücü kaybetmemek ve daha konforlu sürüş için intarder sistemi kullanılır. Motordan çıkan başka bir sıcak akışkan hattı da intarder sistemine gider ve intarder soğutucusunun soğumasını sağlayarak tekrar motora geri döner.

Son olarak sistemde oluşabilecek genleşme ve vakumların önüne geçmek amacıyla radyatör ve motordan hava alma hatları mevcuttur. Bunlar soğutma sisteminin düzgün bir şekilde çalışmasını sağlar. Genleşme kabı ayrıca aracın ilk dolumu için gerekli bir parçadır.



Şekil 3.5 Kamyon Soğutma Sisteminin Hidrolik Şeması [68]

3.4 Test Bölümü

Yapılan deneysel çalışmada, ağırlıkça %50 etilen glikol ve %50 su karışımı olan soğutucu akışkan kullanılmıştır. Dört farklı kompakt radyatörün hava ile soğutulması durumundaki ısı transferi ve basınç düşümleri incelenmiştir. Isı değiştiricilerindeki borular ve panjurlu kanatlar alüminyum olarak üretilmiştir. Borular düz ve kaynaklı olan tip için düzdür. Borular çukurlu ve lehimli olan tip için silindirik şekillerde olmayıp, ısı transferini iyileştirebilmek için özel olarak üretilmiştir. 1 ve 2 numaralı radyatörlerde 80, 3 ve 4 numaralı radyatörlerde 86 adet boru mevcuttur. Deneyler sırasında, akışkanın radyatörlere giriş sıcaklığı 107 °C ve fandan gelen havanın giriş sıcaklığı 40 °C'de sabit tutulmuştur. Boru içinden geçen akışkan, motorun metal dayanım sıcaklığından dolayı 107 °C olarak belirlenmiştir. Radyatör önünden geçen havanın sıcaklığının 40 °C seçilme nedeni, en zorlu hava koşulları için ortalama olarak alınan dış hava sıcaklığıdır. Borulardan geçen akışkanın debisi 2,5 kg/s ile 4,5 kg/s arasında değiştirilmiştir. Geçen havanın hızı ise 1,5 m/s ile 12 m/s arasında değiştirilmiştir. Ayrıca kanadın genişliği (W_k) 7.8 mm ve yüksekliği (H_k) 1.5 mm'dir

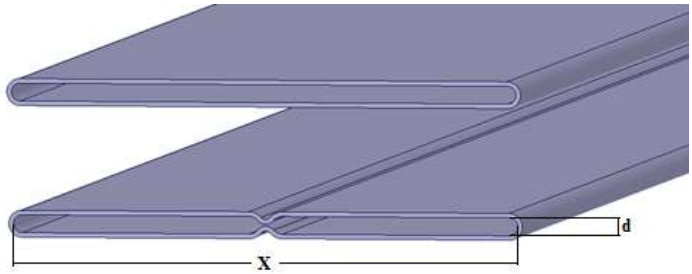


Şekil 3.6 Deneyler İçin Özel Test Odası

Çizelge 3.1 Radyatörlerin boyutları

Parametreler	Radyatör 1	Radyatör2	Radyatör3	Radyatör4
Radyatörün uzunluğu (L_{rad})	868 mm	868 mm	868 mm	868 mm
Radyatörün yüksekliği (H_{rad})	660 mm	760mm	660 mm	760mm
Radyatörün genişliği (W_{rad})	40 mm	40 mm	40 mm	40 mm
Kanat sayısı (N_k)	81	81	87	87
Kanat sıklığı	0.70 adet/mm	0.70 adet/mm	0.65 adet/mm	0.65 adet/mm
Kanat uzunluğu (L_k)	0,1 mm	0,1 mm	0,1 mm	0,1 mm
Kanat tipi	Panjurlu	Panjurlu	Panjurlu	Panjurlu
Boru sayısı	80	80	86	86
Boru çeşidi	Düz ve kaynaklı	Düz ve kaynaklı	Çukurlu ve lehimli	Çukurlu ve lehimli

Bu radyatörlerde kullanılan düz ve kaynaklı boru çeşidi otomotiv sektöründe araba radyatörlerinde kullanılan boru çeşidi olurken, çukurlu ve lehimli boru çeşidi akışkanın akış rejimini değiştirecek şekilde, mühendisler tarafından özel olarak geliştirilmiştir. Şekil 3.13'de düz ve kaynaklı boru çeşidi ile çukurlu ve lehimli boru çeşidi örnek olarak gösterilmiştir. Şekil 3.14'te ise deney tesisatı görülmektedir. Düz ve kaynaklı boru çeşidi için kullanılan boruların hidrolik çapları 3.931 mm iken çukurlu ve lehimli boru çeşidi için kullanılan boruların hidrolik çapları 2.531 mm'dir. Geleneksel borular yuvarlak kesit alanına sahip ve x/d oranı 1'dir. Radyatör 1-2 için x(40mm)/ d(2.05mm) oranı 19,51 ve Radyatör 3-4 için x (39.35mm)/ d(1.35mm) oranı 29,15'tir.



Şekil 3.7 Düz ve kaynaklı boru çeşidi ile çukurlu ve lehimli boru çeşidi



Şekil 3.8 Deneysel test düzeneği

3.5 Deney Koşulları

Deneysel çalışmada, ağırlıkça %50 etilen glikol ve %50 suyun karışımı olan soğutucu akışkanının dört farklı kompakt radyatörün hava ile soğutulması durumundaki ısıl kapasiteler, basınç düşümleri, sürtünme faktörleri ve toplam ısı transfer katsayıları incelenmiştir. Bu nedenle, test bölümünün girişinde öncelikle akışkanın debisi, giriş sıcaklığı ve basıncı ile havanın hızı, giriş sıcaklığı ve basıncı sabit tutulmuştur. Akış kararlı duruma gelene kadar beklenmiştir. Sistem kararlı hale ulaştıktan sonra ekipmanlardan gelen veriler uzun süre boyunca kaydedilmiştir. Daha sonra sabit akışkan debileri için, havanın hızı değiştirilerek deneyler tekrarlanmıştır. Deneylerin gerçekleştirildiği koşullar Çizelge 3.2'de gösterilmiştir.

Çizelge 3.2 Deney koşulları

Parametreler	Aralık
Akışkan debisi $(\dot{m})$	2,5 – 4,5 kg/s
Hava hızı (u)	1,5 – 12 m/s
Akışkan giriş sıcaklığı (T_{ag})	107 °C
Hava giriş sıcaklığı (T_{hg})	40 °C
Akışkan giriş basıncı (P_{ag})	100 kPa
Hava giriş basıncı (P_{hg})	150 kPa

3.6 Radyatörlerde Isıl Performans Hesapları

Karşılaşılan bazı ısı değiştirici problemlerinde, akışkanların giriş ve çıkış sıcaklıkları belli değilse klasik ortalama logaritmik sıcaklık farkı kullanılarak çözüm ancak deneme yanılma yöntemi ile mümkündür. Bu gibi durumlarda ε -NTU yönteminin kullanılması kolaylık sağlamaktadır. Ayrıca bu yöntem, aynı amaç için kullanılabilecek ısı değiştiricilerini birbirleri ile karşılaştırıp aralarından en uygun olan ısı değiştiricisini seçmeye olanak sağlamaktadır.

Reynolds sayısı eylemsizlik kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranını ölçen boyutsuz bir sayıdır. Sonuç olarak bu değer bu iki tip kuvvetin belli bir akış şartı altında birbirine olan göreceli önemini verir. Bu nedenle, Reynolds sayısı, yüzey geometrisi, yüzey pürüzlülüğü, serbest akım hızı, yüzey sıcaklığı, akışkan tipi, viskozite değerlerine bağlıdır. Reynolds sayısı ile ilgili parametreler arasındaki ilişkiler aşağıda belirtilmiştir:

$$Re = \frac{\rho u D_h}{\mu} \tag{3.1}$$

$$Re = \frac{\rho u l}{\mu} \tag{3.2}$$

Eşitlikte ρ sıvının yoğunluğu (kgm^{-3}) u, akışkan akışının hızı (ms^{-1}), μ dinamik viskozite (Nsm^{-2}) D_h, boru akışındaki borunun hidrolik çapı (m) ve l, akışın geçtiği plakanın uzunluğudur. Yukarıdaki denklemlerden Reynolds sayısı, sıvının yoğunluğu ve hızı ile akışkan sınırının boyutu (boru akışındaki borunun çapı veya plaka akışındaki plakanın

uzunluğu) ile doğru orantılıdır, fakat akışkanın dinamik viskozitesi ile ters orantılıdır. Reynolds sayısı ayrıca akışkan akışlarını laminer akış ve türbülanslı akış olarak sınıflandırır.

Bu kısımda ağırlıkça %50 etilen glikol ve %50 suyun karışımı olan soğutucu akışkanının dört farklı kompakt radyatörün hava ile soğutulması durumundaki ısıl kapasitelerin, basınç düşümlerinin, sürtünme faktörlerinin ve toplam ısı transfer katsayılarının deneylerden ve ısı transfer formüllerinden elde edilen verilerle hesaplanmasında kullanılan metot detaylı olarak anlatılmaktadır. Öncelikle, ısıl kapasitelerin belirlenmesi için ısı transferi hızlarının doğrulaması yapılmalıdır. Bu aşamada akışkanın ve havanın giriş ve çıkış sıcaklıklarının ortalaması olan yığın sıcaklıklar bulunarak bu sıcaklıklara göre akışkanın ve havanın ısıl özelliklerine ulaşılacaktır. Yığın sıcaklıklar ($T_{y,a}\ ve\ T_{y,h}$) eşitlik (3.3) ve (3.4) ile hesaplanmaktadır.

$$T_{y,a} = \frac{(T_{a,g}+T_{a,ç})}{2} \tag{3.3}$$

$$T_{y,h} = \frac{(T_{h,g}+T_{h,ç})}{2} \tag{3.4}$$

Eşitlikte $T_{a,g}$ akışkanın radyatöre giriş sıcaklığını, $T_{a,ç}$ ise akışkanın radyatörden çıkış sıcaklığını gösterirken, $T_{h,g}$ havanın radyatöre giriş sıcaklığını, $T_{h,ç}$ ise havanın radyatörden çıkış sıcaklığını gösterir.

Akışkan tarafındaki ısı transfer hızı ($\dot{Q}_a$) eşitlik (3.5) ile ve hava tarafındaki ısı transfer hızı ($\dot{Q}_h$) eşitlik (3.6) ile hesaplanmaktadır.

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_a * c_a * (T_{a,g} - T_{a,ç}) \tag{3.5}$$

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_h * (h_{h,g} - h_{h,ç}) \tag{3.6}$$

Eşitlikte $\dot{m}_a$ akışkanın debisini, c_a akışkanın sabit basınçtaki özgül ısısını, $T_{a,g}$ akışkanın radyatöre giriş sıcaklığını, $T_{a,ç}$ akışkanın radyatörden çıkış sıcaklığını gösterirken, $\dot{m}_h$ akışkanın debisini, $h_{h,g}$ akışkanın radyatöre girdiği andaki sahip olduğu entalpisini, $h_{h,ç}$ akışkanın radyatörden çıkış entalpisini gösterir.

Akışkan tarafındaki sürtünme katsayısı (f) eşitlik (3.7) ile hesaplanmaktadır.

$$f_{deneysel} = \frac{(2*\Delta P_a*D_h)}{(H_{rad}*N*\rho_a*v^2)} \tag{3.7}$$

Eşitlikte ΔP_a akışkanın basınç düşümü, D_h akışkanın geçtiği radyatör borularının hidrolik çapı, H_{rad} akışkanın geçtiği radyatör borularının uzunluğu, N akışkanın geçtiği radyatör boruların sayısı, ρ_a akışkanın yoğunluğu, v akışkanın hızını gösterir.

Akışkan tarafındaki Reynolds sayısı (Re_a) eşitlik (3.8) ve hava tarafındaki Reynolds sayısı (Re_h) eşitlik (3.9) ile hesaplanmaktadır.

$$Re_a = \frac{(\rho_a * u_a * D_{hid})}{\mu_a} \tag{3.8}$$

$$Re_h = \frac{(\rho_h * u_h * W_k)}{\mu_h} \tag{3.9}$$

Eşitlikte ρ_a akışkanın yoğunluğu, v_a akışkanın hızını, D_{hid} akışkanın geçtiği radyatör borularının hidrolik çapı, μ_a akışkanın dinamik vizkozitesi ve ρ_h havanın yoğunluğu, v_h havanın hızını, W_k hava tarafındaki kanatların genişliği, μ_h havanın dinamik vizkozitesi olarak gösterilir.

Toplam ısı transfer katsayısı da deneysel olarak ve NTU yöntemiyle çıkarılıp, valide edilmiştir. Deneysel toplam ısı transfer katsayısı ($U_{deneysel}$) eşitlik (3.10) ve NTU yöntemiyle bulunan toplam ısı transfer katsayısı (U_{NTU}) eşitlik (3.20) ile hesaplanmaktadır.

$$U_{deneysel} = \frac{(\dot{Q}_{deneysel})}{\Delta T_{lm} * F * A} \tag{3.10}$$

$$A = \pi * D_h * H_{rad} * N \tag{3.11}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(Ta,g - Th,ç) - (Ta,ç - Th,g)}{\ln(\frac{(Ta,g - Th,ç)}{(Ta,ç - Th,g)})} \tag{3.12}$$

Eşitliklerdeki $Q_{deneysel}$ akışkan tarafındaki ısı tranfer hızını,ΔT_{lm} logaritmik sıcaklık farkını, F çapraz akış için düzeltme faktörü, A ısı transfer alanını, L_{rad} radyatörün uzunluğunu,N boru sayısını ve D_{hid} hidrolik çapı göstermektedir.

Hava ve akışkan tarafındaki toplam ısıl kapasiteleri ve kapasite oranı eşitlik (3.13), (3.14) ve (3.15) ile hesaplanır.

$$C_a = \dot{m}_a * c_{p,a} \tag{3.13}$$

$$C_h = \dot{m}_h * c_{p,h} \tag{3.14}$$

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{mak}} \tag{3.15}$$

Eşitliklerdeki $\dot{m}_a$ akışkanın debisini,$c_{p,a}$ akışkan tarafındaki spesifik ısı kapasite, $\dot{m}_h$ hava debisini,$c_{p,h}$ hava tarafındaki spesifik ısı kapasite, C_{min} ve C_{mak} değerleri ise, akışkan veya hava tarafındaki minimum ve maksimum toplam ısı kapasitelerini belirtirler.

Maksimum ve tahmini ısı transfer hızları eşitlik (3.16) ve (3.17) ile bulunur ve oranlanarak etkenlik eşitlik (3.18) ile elde edilir.

$$Q_{mak} = C_{min} * (Ta, g - Th, g) \quad (3.16)$$

$$Q_{tah} = C_a * (Ta, g - Ta, ç) \quad (3.17)$$

$$\varepsilon_{NTU} = \frac{Q_{tah}}{Q_{mak}} \quad (3.18)$$

ε -NTU yöntemi ile toplam ısı transfer katsayısının ve NTU değerinin tayini eşitlik (3.19) ve (3.20) ile yapılır.

$$NTU = \frac{1}{(C_r - 1)} * \ln(\frac{\varepsilon - 1}{C_r * \varepsilon - 1}) \quad (3.19)$$

$$U_{NTU} = \frac{(C_h * NTU)}{A} \quad (3.20)$$

Eşitliklerde NTU ısı transfer ünite sayısı, ε etkenlik olarak gösterilir.

3.7 Belirsizlik Analizi

Deneysel sonuçlardaki belirsizliğin tahmin edilmesi, hassas bir metot olan Kline ve McClintock belirsizlik analizi [69] kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Bu metot, önceden yapılan çeşitli deneysel ölçümlerdeki belirsizlik özelliklerinin dikkatli bir şekilde incelenmesine dayanmaktadır. Deneyde elde edilen verilere dayanarak hesaplanan ısı transferi hızı, sürtünme katsayısı ve Reynolds sayıları için toplam hata oranları (W_R) eşitlik (3.21) ile hesaplanmıştır. İlgili parametrelerin toplam hata oranları Çizelge 3.3'te gösterilmektedir.

$$W_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_3} w_3\right)^2 + \cdots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n\right)^2\right]^{1/2} \quad (3.21)$$

R: ölçülecek boyut

$x_1, x_2, x_3, \ldots, x_n$: Ölçümü etkileyen değişkenler

$w_1, w_2, w_3, \ldots, w_n$: Bağımsız değişken ile ilgili hata oranı

W_R: Toplam hata oranı

Çizelge 3.3 Hesaplanan parametrelerdeki belirsizlikler

Parametre	Belirsizlik
Sıcaklık (T)	$\pm$0.01 °C
Basınç (P)	$\pm$0.01 Pa
Hava Hızı (v)	$\pm$0.01 m/s
Akışkanın Kütlesel Debi $(\dot{m})$	$\pm$0.01 kg/s
Isı Transfer Hızı $(\dot{Q})$	%0,22 - 0,40
Reynolds Sayısı (Re)	%0,99 - 1,38

BÖLÜM 4

BULGULAR VE TARTIŞMA

Ağırlıkça %50 etilen glikol ve %50 su karışımı olan soğutucu akışkanının dört farklı kompakt radyatörün hava ile soğutulması deneyinde bulunan deneysel olarak ulaşılan parametreler bu bölümde değerlendirilmektedir. Deneysel verilerin elde edilmesi, ısı transfer hızlarının deneysel ve analitik olarak karşılaştırılması, hava hızının ısı transfer hızına etkisi, akışkan debisinin ısı transfer hızına etkisi, akışkan çıkış sıcaklığına üflenen hava hızının etkisi, akışkan çıkış sıcaklığına akışkanın debisinin etkisi, havanın Reynolds sayısının hava tarafı ısı transfer hızına etkisi, akışkanın Reynolds sayısının akışkan tarafı ısı transfer hızına etkisi, akışkanın Reynolds sayısının sürtünme katsayısıyla ilişkisi, akışkanın debisinin basınç düşümü üzerine etkisi, havanın hızının basınç düşümü üzerine etkisi, akışkan tarafının Reynolds sayısı ile basınç düşümü ile ilişkisi ve deneysel toplam ısı transfer katsayısı ile etkinlik-NTU yöntemiyle bulunan toplam ısı transfer katsayısının karşılaştırılması başlıklarında elde edilen veriler yorumlanmıştır.

4.1 Deneysel Verilerin Elde Edilmesi

Çizelge 4.1 Radyatör 1 için deney koşulları ve sonuçları

Radyatör 1	Parametreler ve Değerleri						
Deney sayısı	Akışkanın Debisi (kg/s)	Hava Hızı (m/s)	Isı Transfer Hızı (kW)	Akışkan Çıkış Sıcaklığı (°C)	Hava Çıkış Sıcaklığı (°C)	Akışkan Çıkış Basıncı (Pa)	Hava Çıkış Basıncı (Pa)
1	2.5	1.5	53.41	100.87	98.25	144297	99964
2	2.5	2	65.36	99.49	93.45	144291	99953
3	2.5	3	83.23	97.43	85.35	144281	99925
4	2.5	4	96.00	95.96	79.22	144243	99891
5	2.5	5	105.70	94.84	74.54	144207	99849
6	2.5	6	113.39	93.95	70.87	144178	99801
7	2.5	8	129.89	92.04	66.50	144109	99682
8	2.5	10	144.79	90.31	63.61	144043	99533
9	2.5	12	156.65	88.93	61.27	143989	99355
10	3	1.5	54.64	101.77	99.62	142015	99964
11	3	2	67.56	100.54	95.28	142006	99952
12	3	3	87.47	98.62	87.69	141992	99924
13	3	4	102.18	97.21	81.77	141982	99890
14	3	5	113.61	96.11	77.14	141974	99848

Çizelge 4.1 Radyatör 1 için deney koşulları ve sonuçları (devamı)

15	3	6	122.86	95.22	73.46	141968	99799
16	3	8	143.09	93.27	69.20	141953	99679
17	3	10	162.26	91.42	66.47	141938	99529
18	3	12	178.14	89.89	64.20	141926	99350
19	3.5	1.5	55.34	102.46	100.42	139408	99964
20	3.5	2	68.86	101.35	96.36	139395	99952
21	3.5	3	90.06	99.61	89.12	139376	99924
22	3.5	4	106.01	98.30	83.36	139362	99889
23	3.5	5	118.59	97.26	78.79	139351	99847
24	3.5	6	128.89	96.41	75.13	139342	99798
25	3.5	8	151.69	94.53	70.98	139321	99678
26	3.5	10	173.94	92.69	68.39	139299	99527
27	3.5	12	192.89	91.12	66.22	139280	99346
28	4	1.5	55.80	103.00	100.94	136495	99964
29	4	2	69.72	102.00	97.09	136479	99952
30	4	3	91.79	100.41	90.10	136454	99923
31	4	4	108.63	99.20	84.45	136435	99888
32	4	5	122.04	98.23	79.94	136421	99846
33	4	6	133.08	97.44	76.29	136409	99797

Çizelge 4.1 Radyatör 1 için deney koşulları ve sonuçları (devamı)

34	4	8	157.75	95.66	72.24	136380	99676
35	4	10	182.28	93.89	69.77	136350	99525
36	4	12	203.57	92.35	67.69	136324	99343
37	4.5	1.5	56.13	103.42	101.32	133296	99964
38	4.5	2	70.33	102.52	97.61	133275	99952
39	4.5	3	93.07	101.06	90.81	133243	99923
40	4.5	4	110.55	99.95	85.26	133220	99888
41	4.5	5	124.58	99.05	80.79	133202	99846
42	4.5	6	136.20	98.30	77.16	133186	99797
43	4.5	8	162.27	96.63	73.18	133149	99675
44	4.5	10	188.59	94.94	70.82	133110	99523
45	4.5	12	211.71	93.46	68.81	133076	99341

Çizelge 4.2 Radyatör 2 için deney koşulları ve sonuçları

Radyatör 2	Parametreler ve Değerleri						
Deney sayısı	Akışkanın Debisi (kg/s)	Hava Hızı (m/s)	Isı Transfer Hızı (kW)	Akışkan Çıkış Sıcaklığı (°C)	Hava Çıkış Sıcaklığı (°C)	Akışkan Çıkış Basıncı (Pa)	Hava Çıkış Basıncı (Pa)
1	2.5	1.5	56.95	100.46	93.96	144046	99973
2	2.5	2	68.35	99.15	88.56	144041	99965
3	2.5	3	85.06	97.22	80.27	144034	99944
4	2.5	4	96.96	95.85	74.41	144029	99917
5	2.5	5	106.02	94.80	70.09	144026	99884
6	2.5	6	116.65	93.57	67.58	144021	99844
7	2.5	8	137.67	91.14	64.38	144011	99745
8	2.5	10	154.30	89.21	61.84	144004	99619
9	2.5	12	167.72	87.65	59.76	143972	99468
10	3	1.5	58.31	101.42	95.27	141624	99972
11	3	2	70.54	100.25	90.15	141618	99964
12	3	3	88.88	98.49	82.11	141607	99943
13	3	4	102.23	97.21	76.31	141600	99917

Çizelge 4.2 Radyatör 2 için deney koşulları ve sonuçları (devamı)

14	3	5	112.60	96.21	71.98	141595	99883
15	3	6	124.84	95.03	69.53	141587	99843
16	3	8	149.96	92.61	66.57	141572	99743
17	3	10	170.67	90.61	64.17	141559	99616
18	3	12	187.98	88.93	62.16	141548	99464
19	3.5	1.5	59.13	102.15	96.08	138843	99972
20	3.5	2	71.90	101.10	91.13	138834	99964
21	3.5	3	91.30	99.51	83.27	138820	99943
22	3.5	4	105.61	98.33	77.53	138810	99916
23	3.5	5	116.82	97.41	73.21	138802	99883
24	3.5	6	130.15	96.31	70.81	138792	99843
25	3.5	8	158.13	94.00	68.04	138769	99742
26	3.5	10	181.82	92.04	65.77	138750	99615
27	3.5	12	202.12	90.36	63.85	138734	99461
28	4	1.5	59.69	102.72	96.63	135720	99972
29	4	2	72.82	101.78	91.81	135708	99964

Çizelge 4.2 Radyatör 2 için deney koşulları ve sonuçları (devamı)

30	4	3	92.96	100.33	84.08	135690	99943
31	4	4	107.95	99.25	78.38	135676	99916
32	4	5	119.79	98.40	74.07	135666	99883
33	4	6	133.87	97.38	71.71	135652	99842
34	4	8	163.94	95.21	69.09	135622	99741
35	4	10	189.85	93.34	66.93	135596	99613
36	4	12	212.44	91.70	65.09	135573	99459
37	4.5	1.5	60.08	103.17	97.03	132272	99972
38	4.5	2	73.51	102.31	92.31	132257	99964
39	4.5	3	94.18	100.99	84.68	132233	99943
40	4.5	4	109.69	100.00	79.02	132216	99916
41	4.5	5	122.00	99.21	74.71	132203	99882
42	4.5	6	136.67	98.27	72.39	132185	99842
43	4.5	8	168.32	96.25	69.89	132146	99740
44	4.5	10	195.95	94.47	67.81	132112	99612
45	4.5	12	220.33	93.46	66.03	132082	99457

Çizelge 4.3 Radyatör 3 için deney koşulları ve sonuçları

Radyatör 3	Parametreler ve Değerleri						
Deney sayısı	Akışkanın Debisi (kg/s)	Hava Hızı (m/s)	Isı Transfer Hızı (kW)	Akışkan Çıkış Sıcaklığı (°C)	Hava Çıkış Sıcaklığı (°C)	Akışkan Çıkış Basıncı (Pa)	Hava Çıkış Basıncı (Pa)
1	2.5	1.5	57.54	100.39	102.38	144421	99949
2	2.5	2	73.82	98.52	99.96	144404	99928
3	2.5	3	101.34	95.34	94.81	144377	99877
4	2.5	4	123.31	92.80	89.98	144357	99818
5	2.5	5	141.11	90.74	85.72	144341	99749
6	2.5	6	155.81	89.03	82.05	144328	99671
7	2.5	8	178.71	86.37	76.14	144308	99491
8	2.5	10	195.82	84.38	71.65	144292	99276
9	2.5	12	209.17	82.82	68.16	144280	99027
10	3	1.5	58.16	101.44	103.10	142279	99949
11	3	2	75.01	99.82	100.99	142257	99927
12	3	3	104.20	97.03	96.36	142222	99876
13	3	4	127.87	94.74	91.88	142196	99816

Çizelge 4.3 Radyatör 3 için deney koşulları ve sonuçları (devamı)

14	3	5	147.54	92.84	87.86	142174	99747
15	3	6	164.05	91.25	84.32	142157	99669
16	3	8	190.32	88.71	78.53	142128	99487
17	3	10	210.39	86.76	74.05	142107	99271
18	3	12	226.33	85.22	70.51	142089	99021
19	3.5	1.5	58.60	102.20	103.61	139852	99949
20	3.5	2	75.84	100.78	101.71	139825	99927
21	3.5	3	106.03	98.30	97.46	139781	99876
22	3.5	4	131.12	96.23	93.25	139747	99815
23	3.5	5	152.16	94.49	89.41	139720	99746
24	3.5	6	170.06	93.01	85.99	139697	99667
25	3.5	8	198.94	90.62	80.32	139660	99484
26	3.5	10	221.39	88.76	75.87	139632	99267
27	3.5	12	239.45	87.26	72.31	139608	99016
28	4	1.5	58.91	102.78	103.98	137157	99949
29	4	2	76.46	101.52	102.25	137124	99927

Çizelge 4.3 Radyatör 3 için deney koşulları ve sonuçları (devamı)

30	4	3	107.45	99.29	98.27	137070	99875
31	4	4	133.55	97.40	94.28	137029	99814
32	4	5	155.65	95.81	90.58	136995	99744
33	4	6	174.63	94.44	87.27	136966	99666
34	4	8	205.61	92.20	81.71	136920	99482
35	4	10	229.98	90.43	77.30	136884	99263
36	4	12	249.79	89.00	73.74	136855	99011
37	4.5	1.5	59.14	103.23	104.27	134209	99949
38	4.5	2	76.92	102.10	102.66	134170	99927
39	4.5	3	108.57	100.07	98.90	134106	99875
40	4.5	4	135.43	98.35	95.08	134056	99814
41	4.5	5	158.40	96.88	91.51	144421	99949
42	4.5	6	178.26	95.61	88.28	144404	99928
43	4.5	8	210.93	93.51	82.82	144377	99877
44	4.5	10	236.89	91.84	78.45	144357	99818
45	4.5	12	258.18	90.47	74.91	144341	99749

Çizelge 4.4 Radyatör 4 için deney koşulları ve sonuçları

Radyatör 4	Parametreler ve Değerleri						
Deney sayısı	Akışkanın Debisi (kg/s)	Hava Hızı (m/s)	Isı Transfer Hızı (kW)	Akışkan Çıkış Sıcaklığı (°C)	Hava Çıkış Sıcaklığı (°C)	Akışkan Çıkış Basıncı (Pa)	Hava Çıkış Basıncı (Pa)
1	2.5	1.5	65.78	99.44	101.87	143637	99950
2	2.5	2	84.17	97.32	99.32	143615	99928
3	2.5	3	115.02	93.76	93.96	143582	99878
4	2.5	4	139.37	90.94	88.99	143557	99818
5	2.5	5	158.93	88.67	84.66	143537	99750
6	2.5	6	174.95	86.81	80.94	143521	99673
7	2.5	8	199.68	83.93	75.01	143496	99492
8	2.5	10	217.95	81.80	70.54	143476	99278
9	2.5	12	232.08	80.15	67.08	143429	99030
10	3	1.5	66.57	100.63	102.68	141192	99949
11	3	2	85.69	98.80	100.45	141164	99927
12	3	3	118.44	95.65	95.64	141121	99877
13	3	4	145.01	93.09	91.03	141087	99817

Çizelge 4.4 Radyatör 4 için deney koşulları ve sonuçları (devamı)

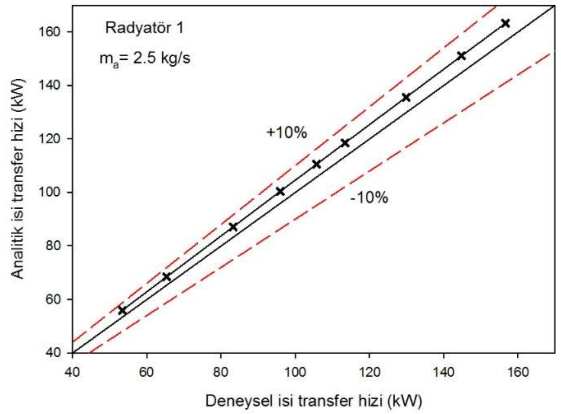
14	3	5	166.80	90.98	86.93	141060	99748
15	3	6	185.00	89.22	83.35	141038	99670
16	3	8	213.70	86.44	77.52	141003	99488
17	3	10	235.43	84.33	73.04	140976	99273
18	3	12	252.56	82.67	69.52	140954	99023
19	3.5	1.5	67.13	101.50	103.25	138418	99949
20	3.5	2	86.74	99.88	101.25	138384	99927
21	3.5	3	120.86	97.07	96.82	138329	99876
22	3.5	4	149.01	94.75	92.50	138287	99816
23	3.5	5	172.49	92.81	88.58	138252	99746
24	3.5	6	192.34	91.17	85.12	138224	99668
25	3.5	8	224.16	88.53	79.40	138179	99485
26	3.5	10	248.68	86.50	74.94	138143	99269
27	3.5	12	268.28	84.87	71.40	138114	99018
28	4	1.5	67.54	102.16	103.66	135334	99949
29	4	2	87.51	100.72	101.83	135292	99927

Çizelge 4.4 Radyatör 4 için deney koşulları ve sonuçları (devamı)

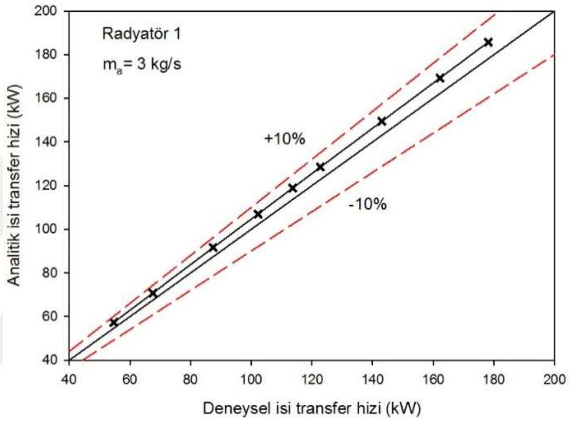
30	4	3	122.65	98.19	97.71	135226	99876
31	4	4	152.03	96.07	93.61	135174	99815
32	4	5	176.81	94.28	89.84	135132	99745
33	4	6	197.96	92.75	86.48	135096	99666
34	4	8	232.28	90.27	80.87	135040	99483
35	4	10	259.09	88.32	76.44	134995	99265
36	4	12	280.75	86.75	72.89	134959	99014
37	4.5	1.5	67.85	102.68	103.99	131955	99949
38	4.5	2	88.11	101.38	102.29	131907	99927
39	4.5	3	124.04	99.08	98.40	131828	99875
40	4.5	4	154.38	97.14	94.48	131766	99814
41	4.5	5	180.19	95.48	90.84	131715	99744
42	4.5	6	202.41	94.06	87.56	131672	99665
43	4.5	8	238.77	91.72	82.05	131603	99481
44	4.5	10	267.49	89.87	77.66	131549	99262
45	4.5	12	290.90	88.36	74.11	131504	99010

4.2 Isı Transfer Hızlarının Deneysel ve Analitik Olarak Karşılaştırılması

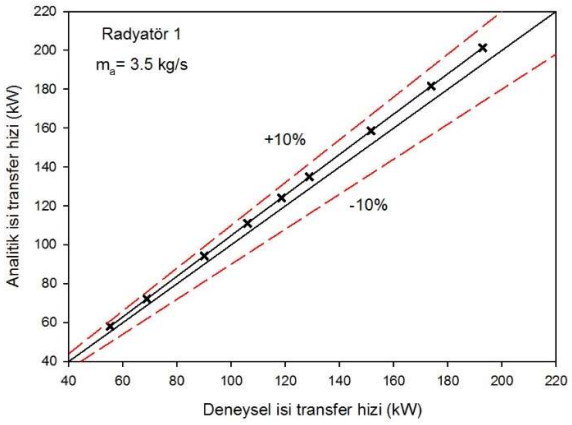
Test düzeneklerindeki dört adet radyatörün ısı transfer hızları deneysel ve analitik olarak incelenmiştir. 2.5, 3, 3.5, 4 ve 4.5 kg/s sabit debilerinde dört farklı radyatörde sirküle olan ağırlıkça %50 etilen glikol ve %50 su karışımı olan soğutucu akışkanının deneysel ve analitik ısı transfer hızlarının değerleri Şekil 4.1- Şekil 4.8'de sırasıyla gösterilmektedir. Değerlerin yüzde on hata payının içerisinde kaldığı görülmektedir. Enerji korunumu yasasına ve ayrıca cihazın kabul edilebilir yalıtımına göre, radyatörün her iki tarafındaki ısı transfer hızları her deneyde eşit olmalıdır. Şekil 4.1- Şekil 4.8'de, bu eşitliği akışkanlar ile gerçekleştirilen 45 deney için göstermektedir. Görülebileceği gibi, her deneyde sıvı tarafı ve hava tarafı ısı transfer oranları arasında sonuçların kesinliğini gösteren makul ölçüdedir. Bazı deneylerdeki farklar, cihazın ısı kaybı veya deneylerin yapıldığı günler boyunca ortam sıcaklığındaki değişiklik ile ilgili olabilir.[18] Bununla birlikte, analitik ve deneysel ısı transferi hız dengesi düşük hata oranı olmalıdır ki, sistem yalıtımının tatmin edici olduğu doğrulanabilsin. [71]



a)

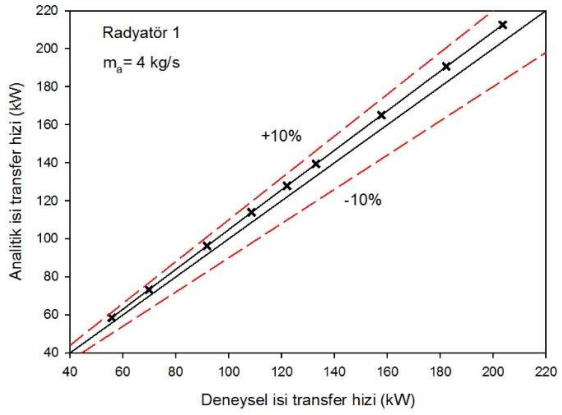


b)

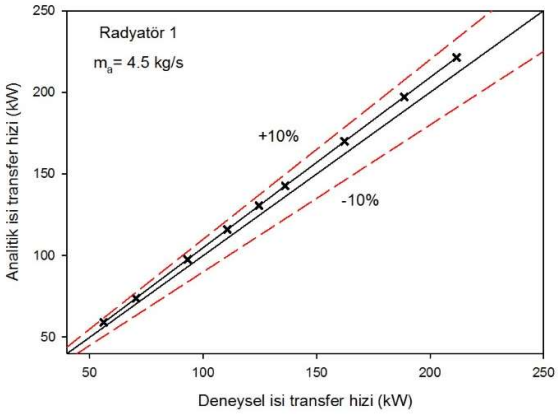


c)

Şekil 4.1 Akışkan debisi sabit ve a) 2.5 kg/s b) 3 kg/s c) 3.5 kg/s iken deneysel ve analitik ısı transfer hızlarının karşılaştırılması (radyatör 1)

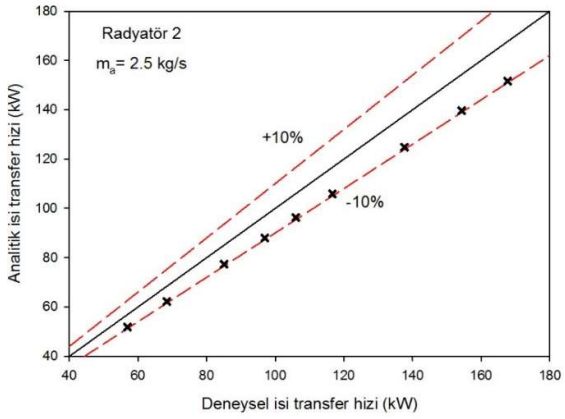


a)

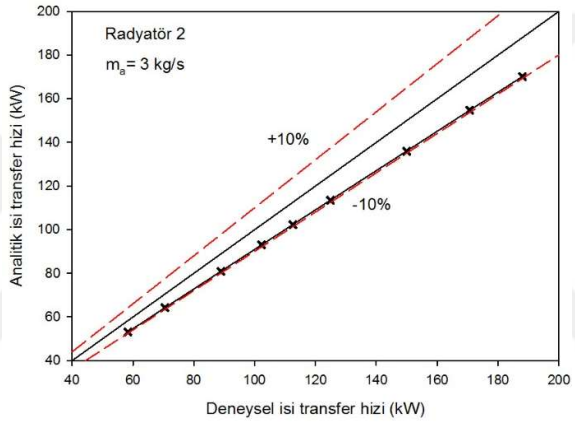


b)

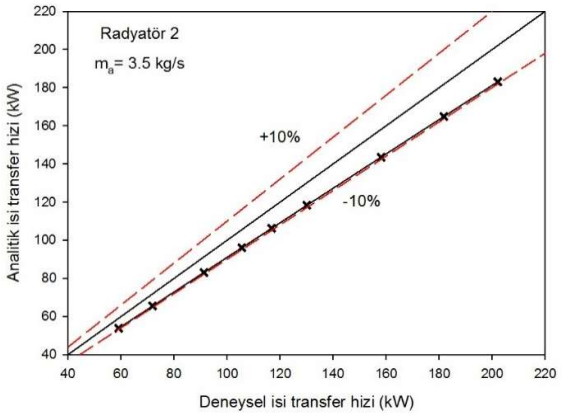
Şekil 4.2 Akışkan debisi sabit ve a) 4 kg/s b) 4.5 kg/s iken deneysel ve analitik ısı transfer hızlarının karşılaştırılması (radyatör 1)



a)

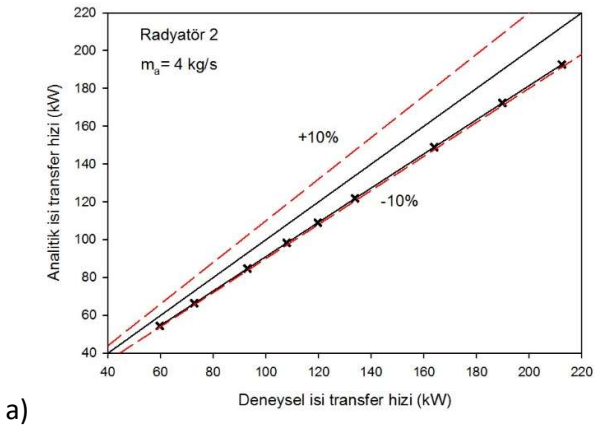


b)

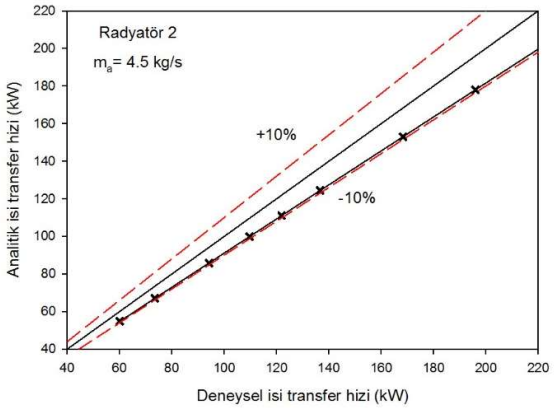


c)

Şekil 4.3 Akışkan debisi sabit ve a) 2.5 kg/s b) 3 kg/s c) 3.5 kg/s iken deneysel ve analitik ısı transfer hızlarının karşılaştırılması (radyatör 2)

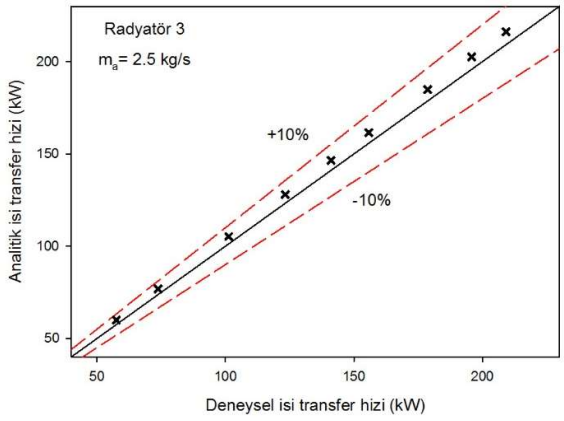


a)

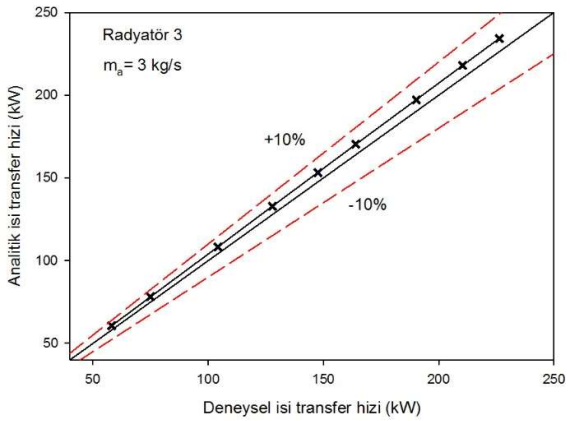


b)

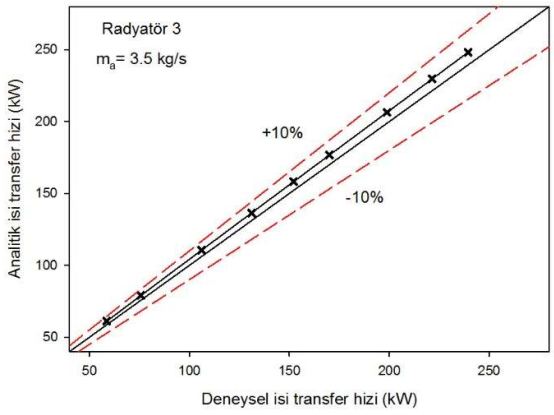
Şekil 4.4 Akışkan debisi sabit ve a) 4 kg/s b) 4.5 kg/s iken deneysel ve analitik ısı transfer hızlarının karşılaştırılması (radyatör 2)



a)

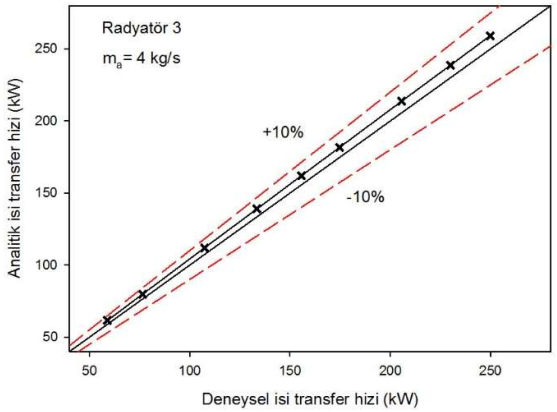


b)

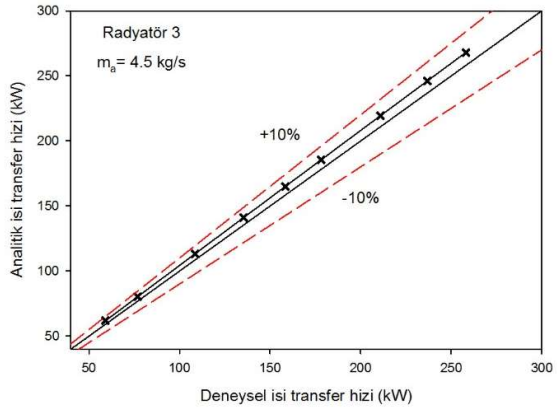


c)

Şekil 4.5 Akışkan debisi sabit ve a) 2.5 kg/s b) 3 kg/s c) 3.5 kg/s iken deneysel ve analitik ısı transfer hızlarının karşılaştırılması (radyatör 3)

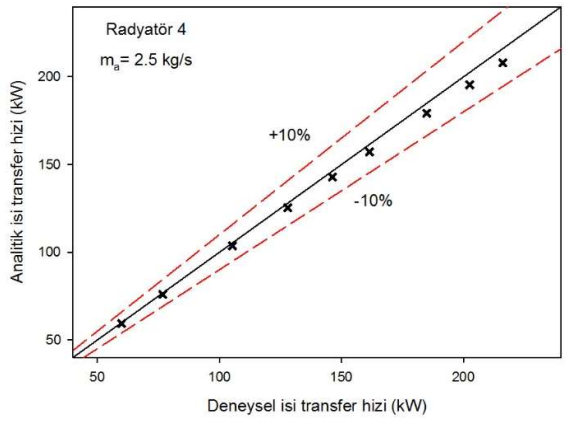


a)

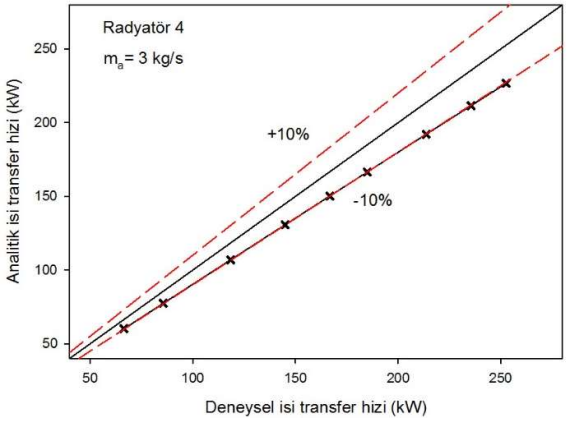


b)

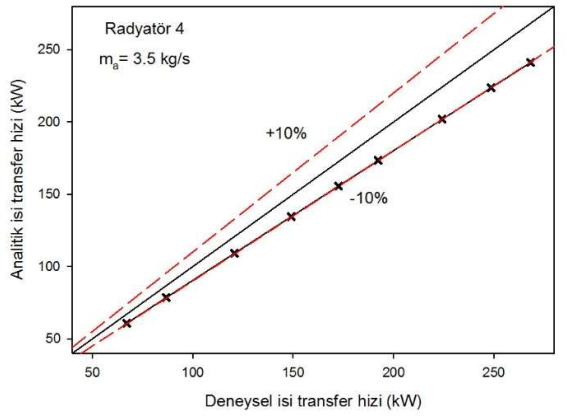
Şekil 4.6 Akışkan debisi sabit ve a) 4 kg/s b) 4.5 kg/s iken deneysel ve analitik ısı transfer hızlarının karşılaştırılması (radyatör 3)



a)

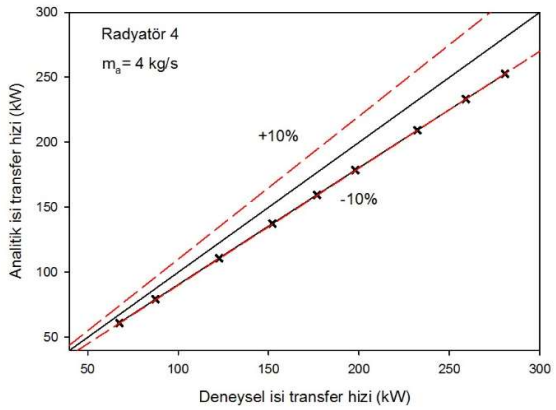


b)

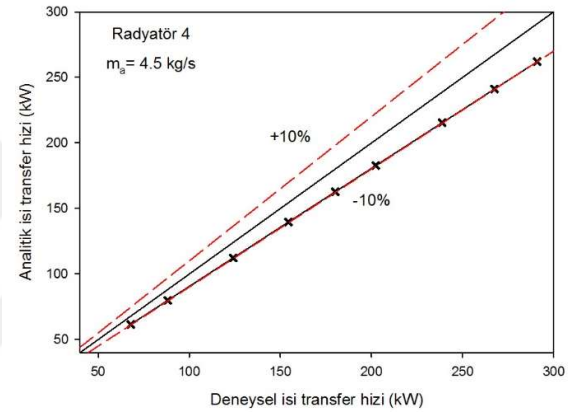


c)

Şekil 4.7 Akışkan debisi sabit ve a) 2.5 kg/s b) 3 kg/s c) 3.5 kg/s iken deneysel ve analitik ısı transfer hızlarının karşılaştırılması (radyatör 4)



a)

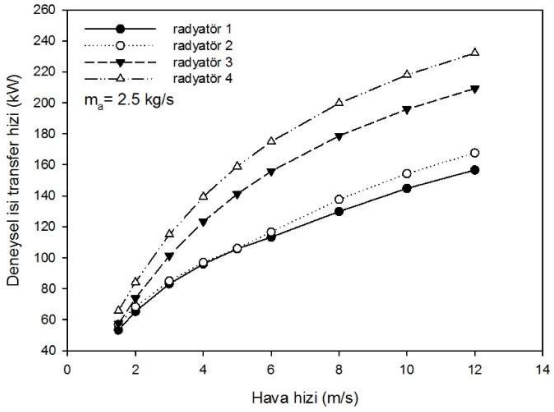


b)

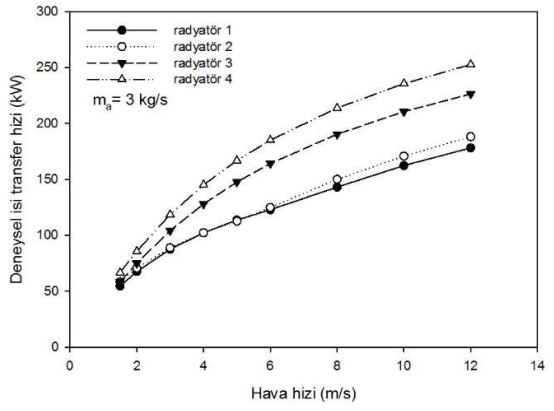
Şekil 4.8 Akışkan debisi sabit ve a) 4 kg/s b) 4.5 kg/s iken deneysel ve analitik ısı transfer hızlarının karşılaştırılması (radyatör 4)

4.3 Hava Hızının Isı Transfer Hızına Etkisi

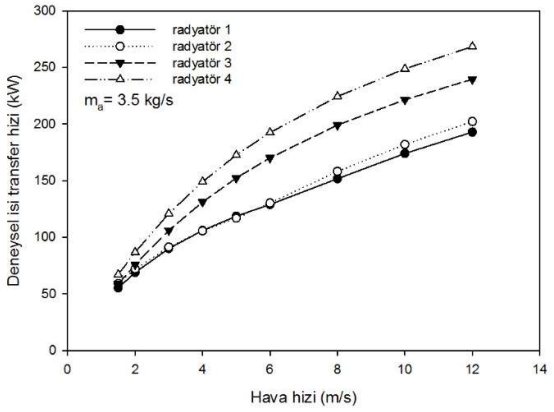
Şekil 4.9- Şekil 4.10'da, üflenen hava hızının ısı transfer hızına etkileri dört farklı radyatör tipi için yorumlanmıştır. Bu deneyler yapılırken, ağırlıkça %50 etilen glikol ve %50 su karışımı olan soğutucu akışkanının 2.5, 3, 3.5, 4 ve 4.5 kg/s sabit debilerinde sistemde sirküle edilmektedir. Hava hızı sırası ile, 1.5, 2, 3, 4, 5, 6, 8, 10 ve 12 m/s değerlerine getirilerek deneysel ısı transferi değerlerine ulaşılmıştır. Radyatörün içindeki akışkanın debisi sabit tutulup, havanın hızı arttırılırken, yapılan ısı transferi değerlerinin de artmış olduğuna ulaşılmıştır. Havanın radyatörden çıkış sıcaklığının artışı ile transfer edilen ısı da azalır. [73] Yau ve Ahmadzadehtalatapeh [74]'in çalışmasında, hava hızı arttıkça, etkinliğin azaldığı gösterilmiştir. Hava hızı düşük olduğunda, boruların yüzeyleri civarında havanın kalma süresi yüksektir, bu nedenle aktarılan enerji miktarı daha az olacaktır. Hava hızı, ısı değiştiricinin etkinliği üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. [75-76] Mevcut çapraz akışlı ısı değiştiriciler hakkındaki yayınlarda, hava hızı arttıkça, etkinliğin azaldığı ve transfer edilen ısının arttığı bulunmuştur. Ayrıca, verimlilik ve aktarılan ısı değerleri, çıkan havanın sıcaklığı ile ters orantılıdır. [77]



a)

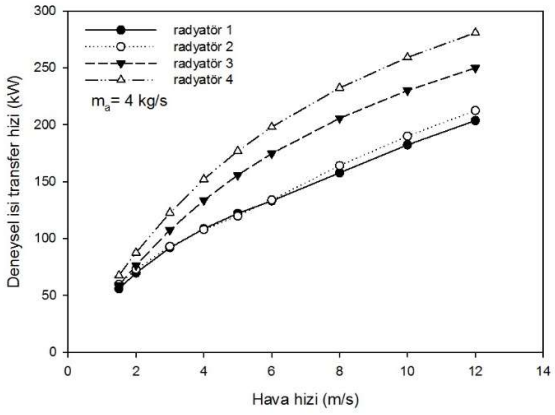


b)

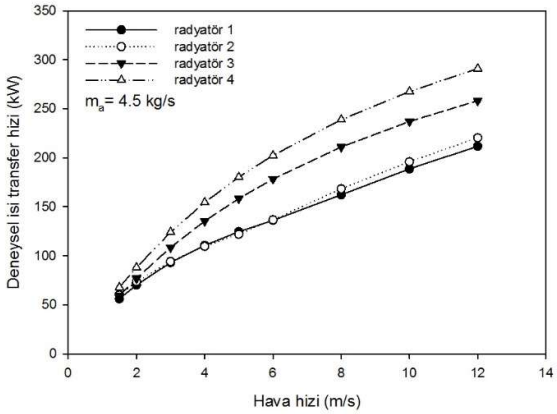


c)

Şekil 4.9 Akışkan debisi sabit ve a) 2.5 kg/s b) 3 kg/s c) 3.5 kg/s iken değişen hava hızının deneysel ısı transfer hızlarına etkisinin dört farklı radyatör tipiyle karşılaştırılması



a)

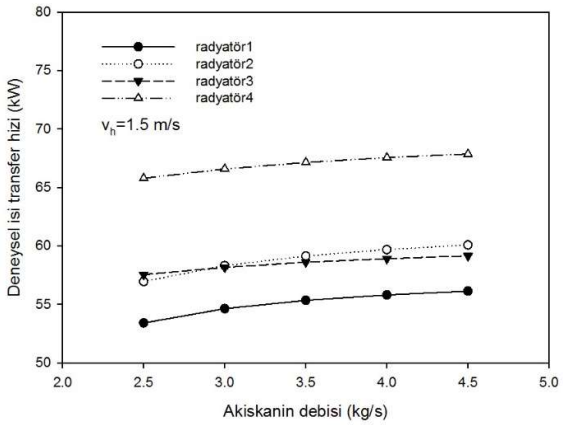


b)

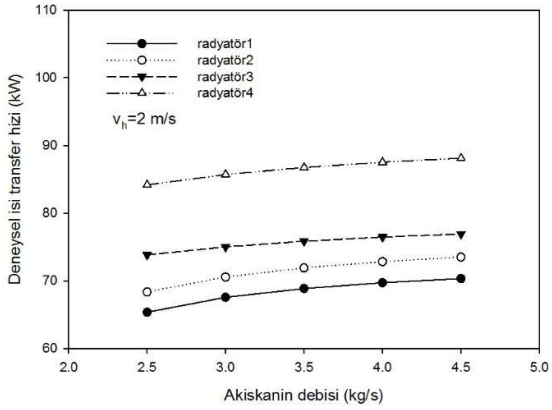
Şekil 4.10 Akışkan debisi sabit ve a) 4 kg/s b) 4.5 kg/s iken değişen hava hızının deneysel ısı transfer hızlarına etkisinin dört farklı radyatör tipiyle karşılaştırılması

4.4 Akışkan Debisinin Isı Transfer Hızına Etkisi

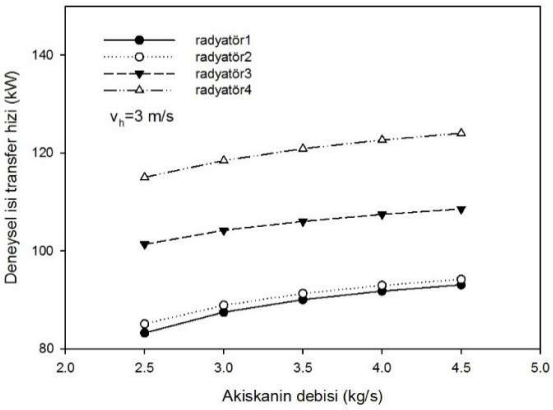
Şekil 4.11- Şekil 4.13'te, akışkan debisinin ısı transfer hızına etkileri dört farklı radyatör tipi için yorumlanmıştır. Bu deneyler yapılırken, hava hızları sırası ile, 1.5, 2, 3, 4, 5, 6, 8, 10 ve 12 m/s sabit hızlarında radyatörlere üflenmektedir. Ağırlıkça %50 etilen glikol ve %50 su karışımı olan soğutucu akışkanının sırasıyla 2.5, 3, 3.5, 4 ve 4.5 kg/s değerlerine getirilerek deneysel ısı transferi değerlerine ulaşılmıştır. Şekil 4.11- Şekil 4.13'te,3 ve 4 numaralı radyatörlerdeki ısı transfer hızı 1 ve 2 numaralı radyatörlere göre daha fazladır. Bunun nedeni kullanılan özel boru şekilleri ve boru sayısına dayanır. Ayrıca 2 numaralı radyatörün, 1 numaralı radyatöre ve 4 numaralı radyatörün, 3 numaralı radyatöre göre daha fazla ısı transfer etmesinin nedeni ise boru uzunluklarının fazla olmasına dayanır. Radyatöre üflenen havanın hızları sabit tutulup, akışkanın debisi arttırılırken, yapılan ısı transferi değerlerinin de artmış olduğuna ulaşılmıştır. [70]



a)

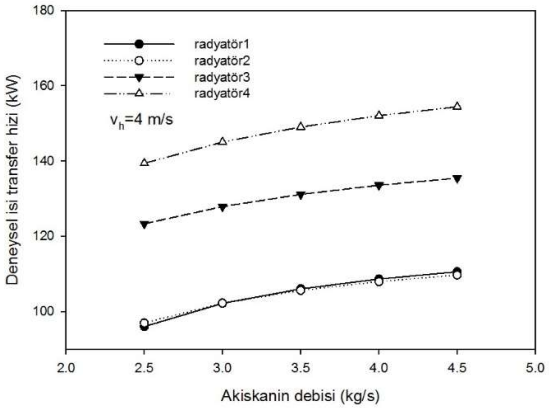


b)

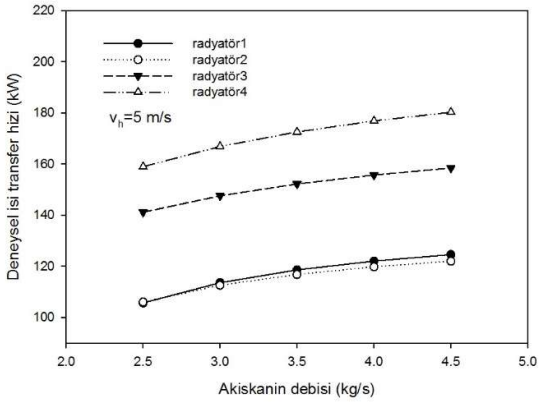


c)

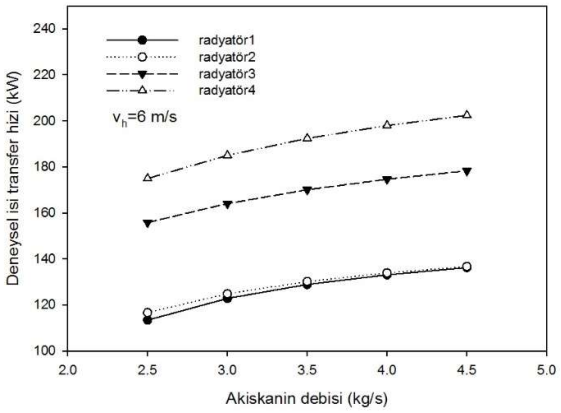
Şekil 4.11 Hava hızları sabit ve a) 1.5 m/s b) 2m/s c) 3 m/s iken değişen akışkan debisinin deneysel ısı transfer hızlarına etkisinin dört farklı radyatör tipiyle karşılaştırılması



a)

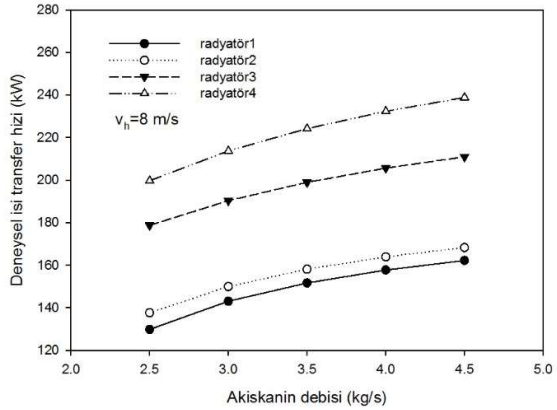


b)

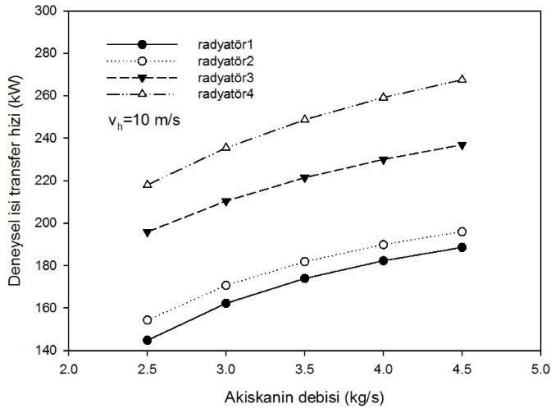


c)

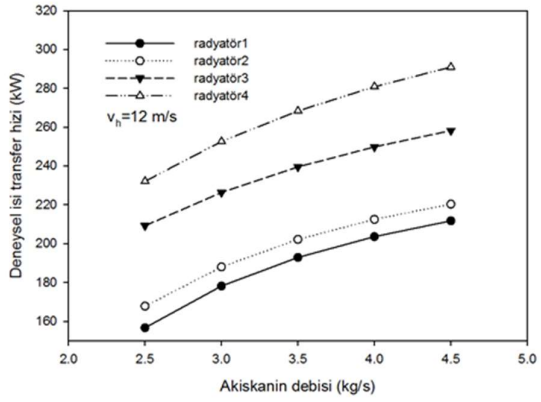
Şekil 4.12 Hava hızları sabit ve a) 4 m/s b) 5m/s c) 6 m/s iken değişen akışkan debisinin deneysel ısı transfer hızlarına etkisinin dört farklı radyatör tipiyle karşılaştırılması



a)



b)

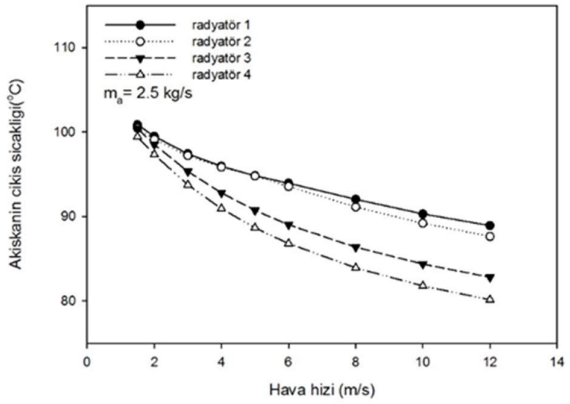


c)

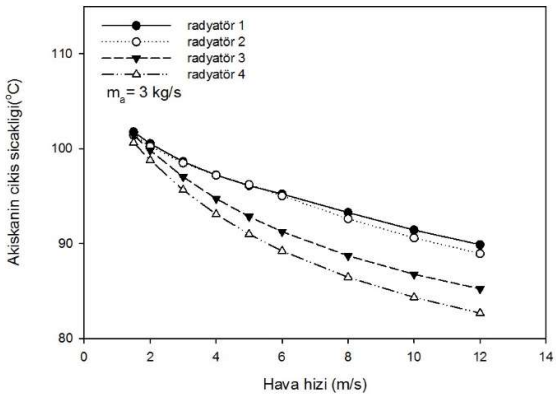
Şekil 4.13 Hava hızları sabit ve a) 8 m/s b) 10 m/s c) 12 m/s iken değişen akışkan debisinin deneysel ısı transfer hızlarına etkisinin dört farklı radyatör tipiyle karşılaştırılması

4.5 Akışkan Çıkış Sıcaklığına Üflenen Hava Hızının Etkisi

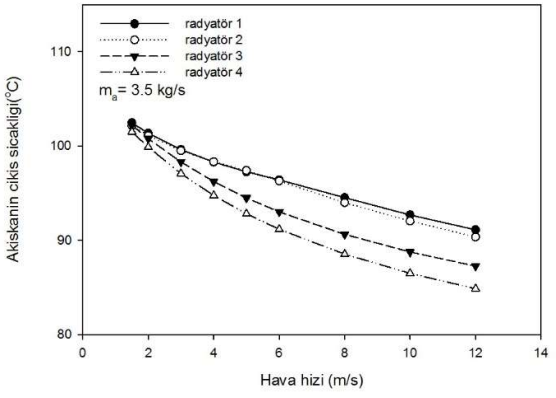
Şekil 4.14- Şekil 4.15'te, üflenen hava hızının akışkanın radyatörden çıkış sıcaklığına etkileri dört farklı radyatör tipi için yorumlanmıştır. Bu deneyler yapılırken, ağırlıkça %50 etilen glikol ve %50 su karışımı olan soğutucu akışkanının 2.5, 3, 3.5, 4 ve 4.5 kg/s sabit debileri ile sistemde sirküle edilmektedir. Hava hızı sırası ile, 1.5, 2, 3, 4, 5, 6, 8, 10 ve 12 m/s değerlerine getirilerek akışkan çıkış sıcaklıklarına ulaşılmıştır. Eşitlik (3.3)'e bakıldığında, sıcaklık farkının artan yönelimde olması akışkan sıcaklığının artması ile veya giriş sıcaklığının daha düşük olması ile mümkündür. Bu deneyde akışkan giriş sıcaklığı sabit ve 107^{o}C'dir. Bu nedenle akışkanın çıkış sıcaklığı ne kadar azalırsa, ısı transfer hızının yüksek olduğu belirtilir. Şekil 4.14- Şekil 4.15'te belirtildiği gibi, hava hızı ile ısı transfer hızı doğru orantılı olarak artmaktadır. Dolayısıyla hava hızı artımı, akışkanın çıkış sıcaklığını düşürecektir. [73] Hava hızı, ısı değiştiricinin etkinliği üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. [75-76] Yau ve Ahmadzadehtalatapeh [74]'in çalışmasında, hava hızı arttıkça, etkinliğin azaldığı gösterilmiştir. Hava hızı düşük olduğunda, boruların yüzeyleri civarında havanın kalma süresi yüksektir, bu nedenle aktarılan enerji miktarı daha az ve akışkanın çıkış sıcaklığı daha yüksek olacaktır.



a)

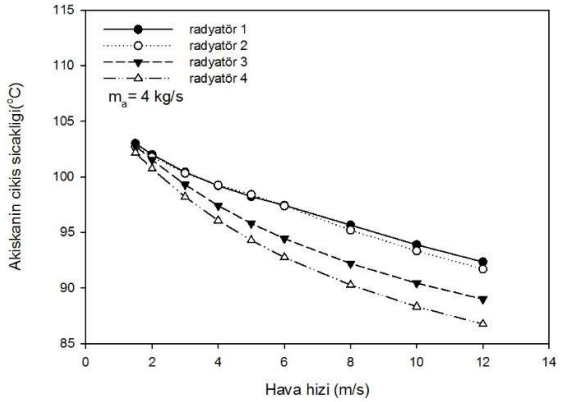


b)

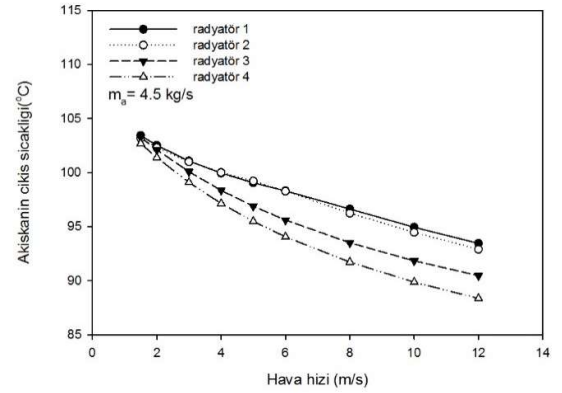


c)

Şekil 4.14 Akışkan debisi sabit ve a) 2.5 kg/s b) 3 kg/s c) 3.5 kg/s iken değişen hava hızının akışkanın çıkış sıcaklığına etkisinin dört farklı radyatör tipiyle karşılaştırılması



a)

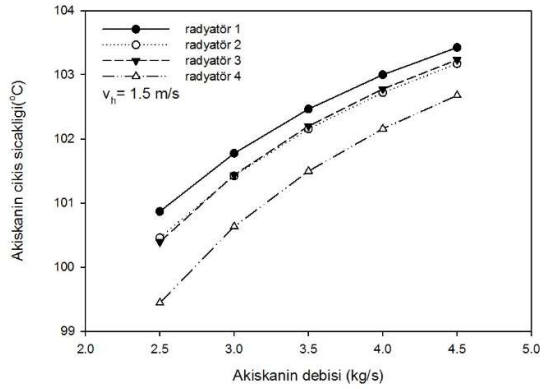


b)

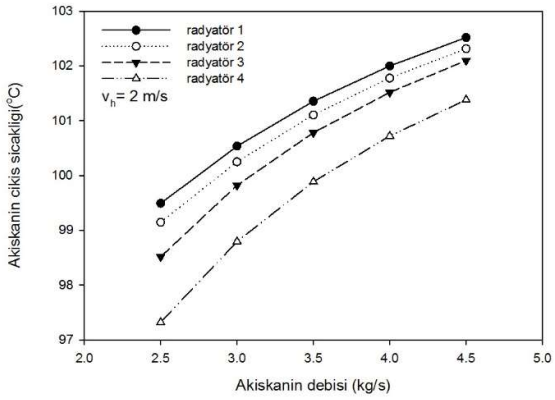
Şekil 4.15 Akışkan debisi sabit ve a) 4 kg/s b) 4.5 kg/s iken değişen hava hızının akışkanın çıkış sıcaklığına etkisinin dört farklı radyatör tipiyle karşılaştırılması

4.6 Akışkan Çıkış Sıcaklığına Akışkanın Debisinin Etkisi

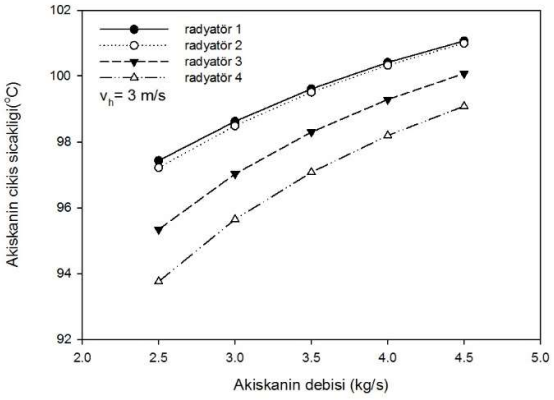
Şekil 4.16- Şekil 4.18'de, akışkanın debisinin, yine akışkanın radyatörden çıkış sıcaklığına etkileri dört farklı radyatör tipi için yorumlanmıştır. Bu deneyler yapılırken, hava hızları sırası ile, 1.5, 2, 3, 4, 5, 6, 8, 10 ve 12 m/s sabit hızlarında radyatörlere üflenmektedir. Ağırlıkça %50 etilen glikol ve %50 su karışımı olan soğutucu akışkanının sırasıyla 2.5, 3, 3.5, 4 ve 4.5 kg/s değerlerine getirilerek deneysel ısı transferi değerlerine ulaşılmıştır. Her soğutma sistemi için pratik bir bakış açısından bakılırsa, eşit akışkan debilerinde, deneyde kullanılan akışkan sıcaklığındaki azalmanın daha fazla olması, soğutma sisteminin daha iyi bir termal performansının olduğunu gösterdiğini belirtmek önemlidir. Şekil 4.16- Şekil 4.18'de, radyatörde sirküle akışkanın debisi radyatör çıkış sıcaklığının bir fonksiyonu olduğunu göstermektedir. 1 ve 2 numaralı radyatörlerdeki ısı transfer hızı 3 ve 4 numaralı radyatörlere göre daha az ama akışkan çıkış sıcaklıkları daha fazladır. Bunun nedeni kullanılan özel boru şekilleri ve boru sayısına dayanır. Ayrıca 1 numaralı radyatörün, 2 numaralı radyatöre ve 3 numaralı radyatörün, 4 numaralı radyatöre göre daha az ısı transfer etmesinin nedeni ise boru uzunluklarının az olmasına dayanır.



a)

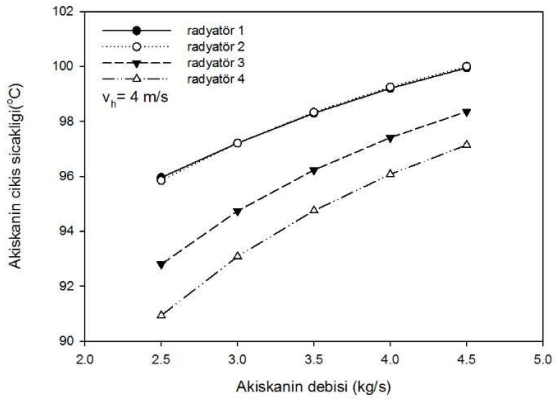


b)

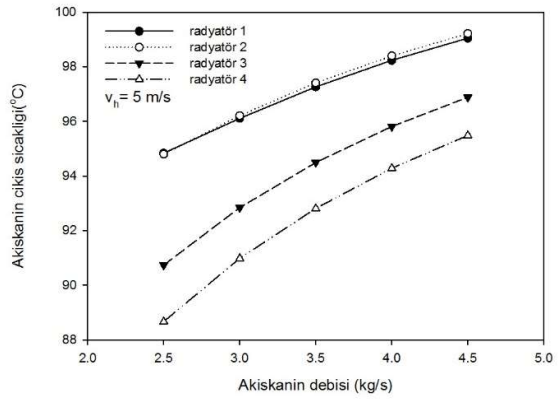


c)

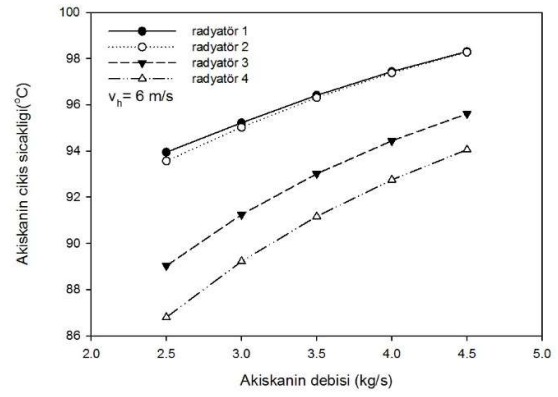
Şekil 4.16 Hava hızları sabit ve a) 1.5 m/s b) 2 m/s c) 3 m/s iken değişen akışkan debisinin, akışkanın radyatörden çıkış sıcaklığına etkisinin dört farklı radyatör tipiyle karşılaştırılması



a)

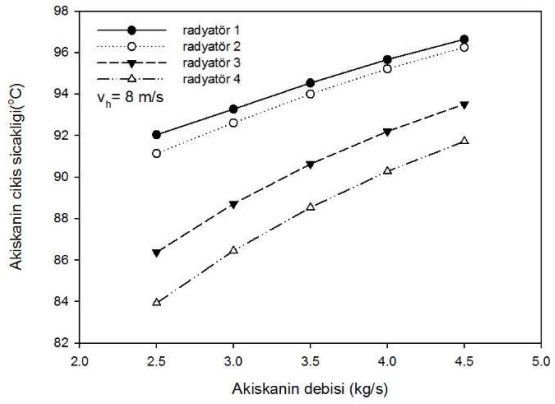


b)

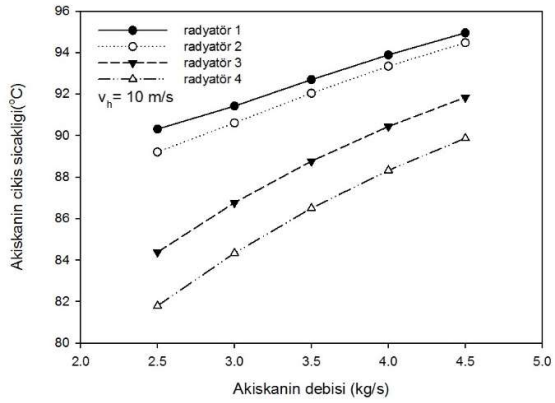


c)

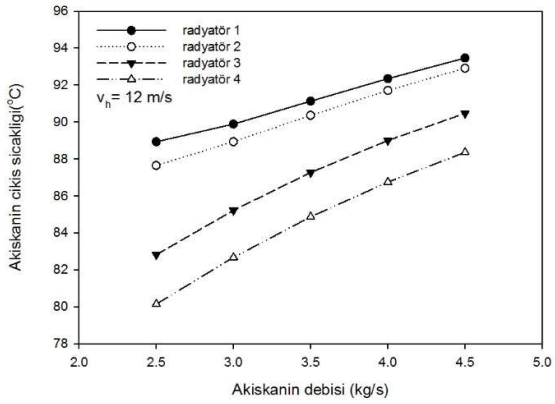
Şekil 4.17 Hava hızları sabit ve a) 4 m/s b) 5 m/s c) 6 m/s iken değişen akışkan debisinin, akışkanın radyatörden çıkış sıcaklığına etkisinin dört farklı radyatör tipiyle karşılaştırılması



a)



b)

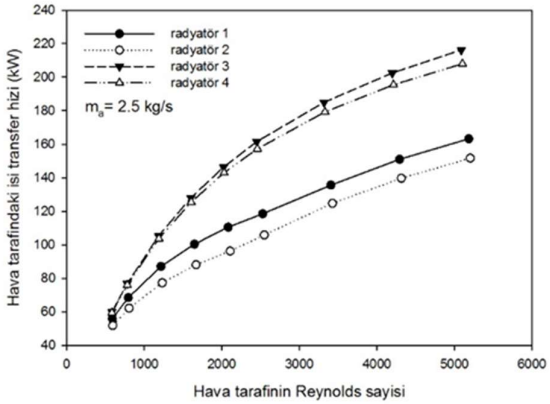


c)

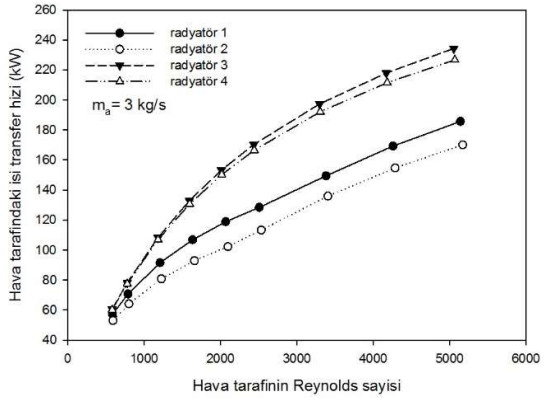
Şekil 4.18 Hava hızları sabit ve a) 8 m/s b) 10 m/s c) 12 m/s iken değişen akışkan debisinin, akışkanın radyatörden çıkış sıcaklığına etkisinin dört farklı radyatör tipiyle karşılaştırılması

4.7 Havanın Reynolds Sayısının Hava Tarafı Isı Transfer Hızına Etkisi

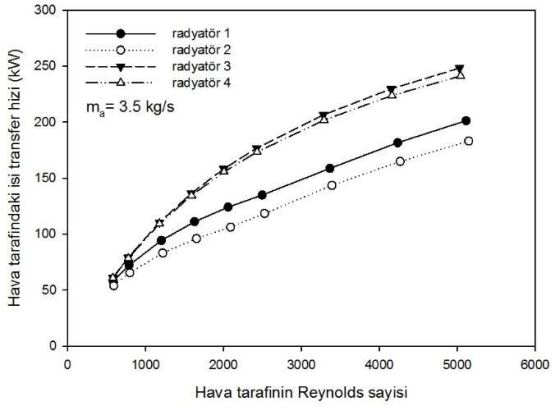
Şekil 4.19- Şekil 4.20'de, hava tarafının Reynolds sayılarının, hava tarafı ısı transfer hızlarına etkileri dört farklı radyatör tipi için yorumlanmıştır. Bu deneyler yapılırken, ağırlıkça %50 etilen glikol ve %50 su karışımı olan soğutucu akışkanının 2.5, 3, 3.5, 4 ve 4.5 kg/s sabit debilerinde sistemde sirküle edilmektedir. Hava hızı sırası ile, 1.5, 2,3,4,5,6,8,10 ve 12 m/s değerlerine getirilerek Reynolds sayılarına ve ısı transfer hızlarına ulaşılmıştır. Şekil 4.19- Şekil 4.20'de, hava tarafı Reynolds sayısıyla ısı transfer hızının orantılı olduğu gösterilmiştir. Hava tarafındaki Reynolds sayısının artımı ile ısı transfer hızında da iyileşme yüzdesi artar. Sonuçlar, daha yüksek hava Reynolds sayısının daha iyi ısı dağılımı sürecine yol açtığını göstermesine rağmen, radyatörün tasarımı motorun optimum sıcaklıkta çalışmasını sağlamalıdır. Sürüş koşulları veya hızı ve motor yükü dikkate alınmalıdır. Örneğin, otomobilin motorunun yokuş yukarı giderken daha yüksek yükte çalışması gerekir ve aynı zamanda düşük hava hızı nedeniyle hava Reynolds sayısı düşüktür. Bu nedenle, bu durumda motorun aşırı ısınması olasılığı vardır. Ancak yokuş aşağı sürüşte, bir motorun yalnızca düşük yükte çalışmasını gerektirir ve aynı zamanda yüksek hava tarafı Reynolds sayısı gözlenir. Sonunda motor aşırı soğutulmuş olabilir. Bu nedenle, araç radyatörünü tasarlarken bu hususların dikkate alınması gerekir [15]. 3 ve 4 numaralı radyatörlerin kanat sayılarının, 1 ve 2 numaralı radyatörlerden daha fazla olması nedeniyle ısı transfer hızları da daha fazladır. Bunun nedeni, kanatların yapılandırılmasından dolayı, ısı transfer alanının, türbülansın, ısı taşınım katsayısının ve toplam ısı transfer katsayısının artmasıdır [78].



a)

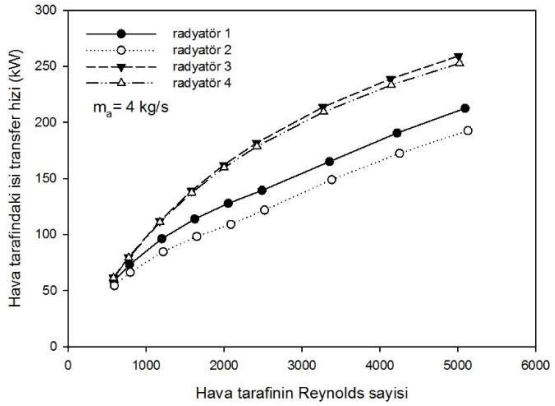


b)

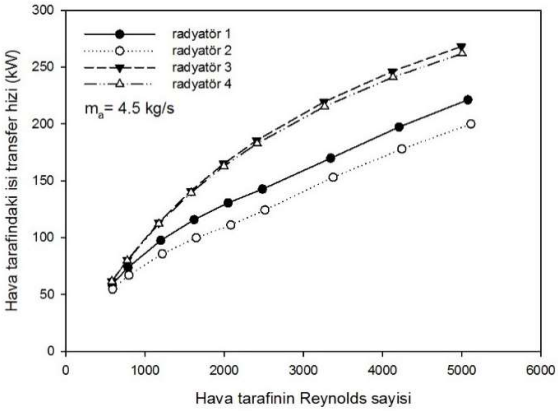


c)

Şekil 4.19 Akışkan debisi sabit ve a) 2.5 kg/s b) 3 kg/s c) 3.5 kg/s iken değişen hava tarafı Reynolds sayıları ile hava tarafı ısı transferinin karşılaştırılması



a)

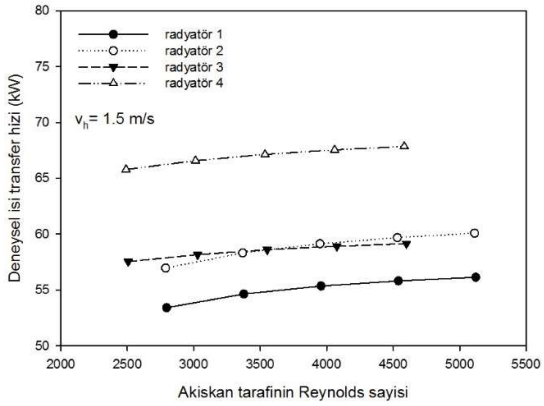


b)

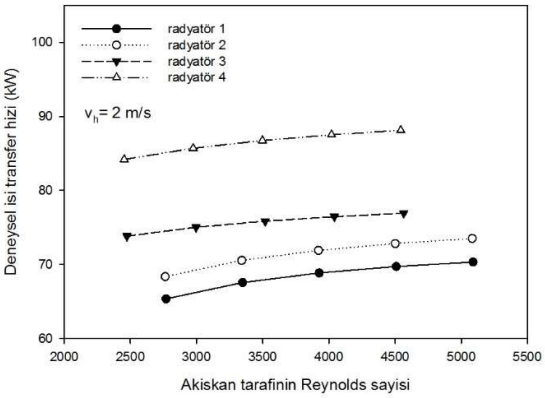
Şekil 4.20 Akışkan debisi sabit ve a) 4 kg/s b) 4.5 kg/s kg/s iken değişen hava tarafı Reynolds sayıları ile hava tarafı ısı transferinin karşılaştırılması

4.8 Akışkanın Reynolds Sayısının Akışkan Tarafı Isı Transfer Hızına Etkisi

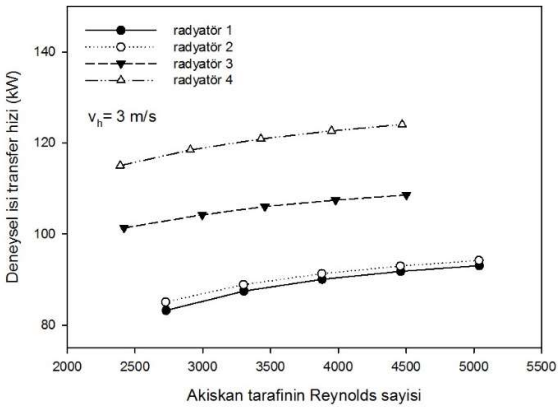
Şekil 4.21- Şekil 4.23'te, akışkan debisinin ısı transfer hızına etkileri dört farklı radyatör tipi için yorumlanmıştır. Bu deneyler yapılırken, hava hızları sırası ile, 1.5, 2, 3 , 4, 5, 6, 8, 10 ve 12 m/s sabit hızlarında radyatörlere üflenmektedir. Ağırlıkça %50 etilen glikol ve %50 su karışımı olan soğutucu akışkanının sırasıyla 2.5, 3, 3.5, 4 ve 4.5 kg/s değerlerine getirilerek akışkan tarafındaki ısı transferi hızlarının değerlerine ulaşılmıştır. Akışkanın akış rejimini etkileyecek şekilde özel yapılmış olan borular nedeniyle 3 ve 4 numaralı radyatörlerin Reynolds sayılarında önemli bir fark gözlemlenmektedir. Sabit hava hızında akışkanın debisi arttırıldığı zaman, su tarafının Reynolds sayısının artması nedeniyle, ısı taşınım katsayısının, toplam ısı transfer katsayısının ve oluşan türbülansın arttığı görülmektedir. [78] Böylece deneylerde kulanılan akışkanın Reynolds sayısı yükseldikçe, ısı tranfer hızındaki iyileşmesinin aşikâr olduğunu görmekteyiz.



a)

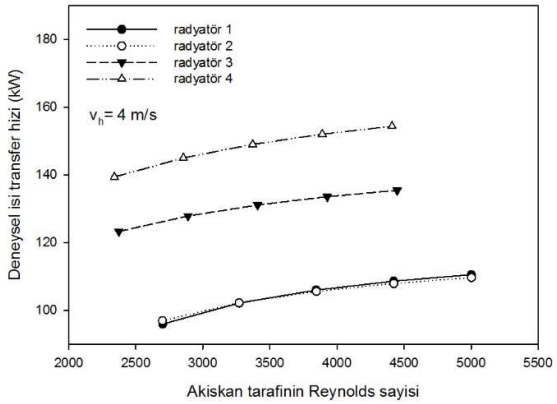


b)

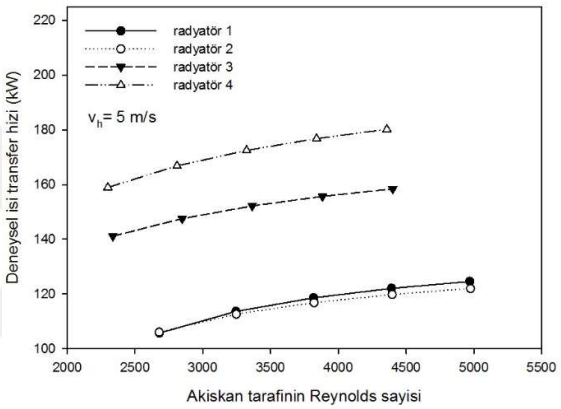


c)

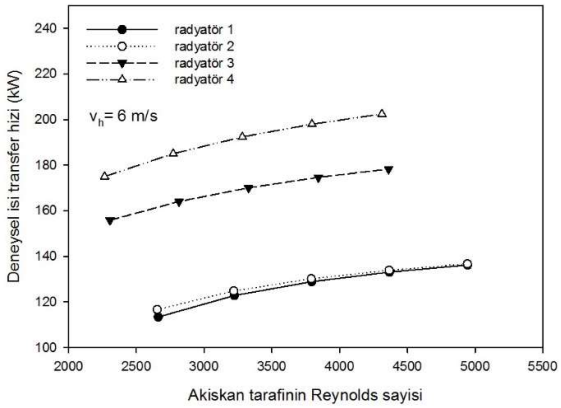
Şekil 4.21 Hava hızları sabit ve a) 1.5 m/s b) 2 m/s c) 3 m/s iken değişen akışkan tarafı Reynolds sayısının deneysel ısı transfer hızlarına etkisinin dört farklı radyatör tipiyle karşılaştırılması



a)

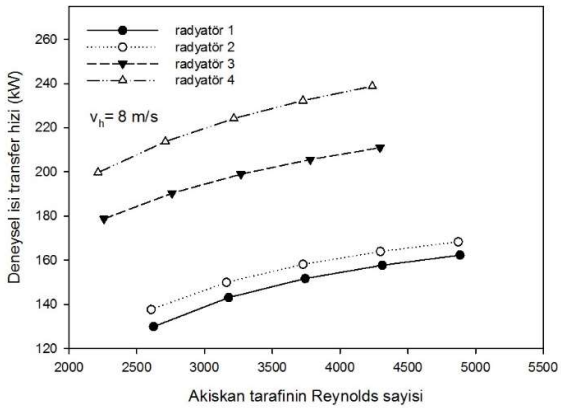


b)

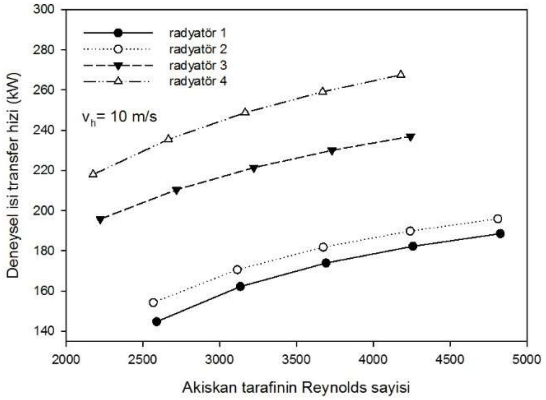


c)

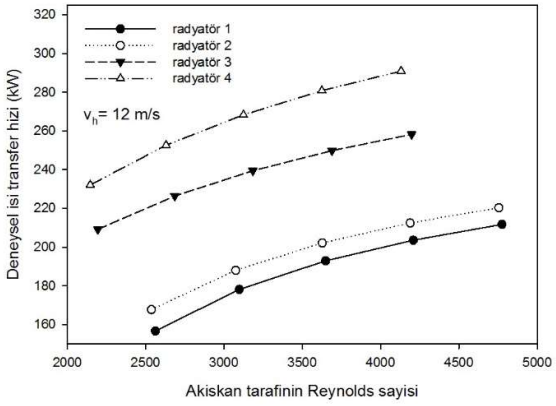
Şekil 4.22 Hava hızları sabit ve a) 4 m/s b) 5 m/s c) 6 m/s iken değişen akışkan tarafı Reynolds sayısının deneysel ısı transfer hızlarına etkisinin dört farklı radyatör tipiyle karşılaştırılması



a)



b)



c)

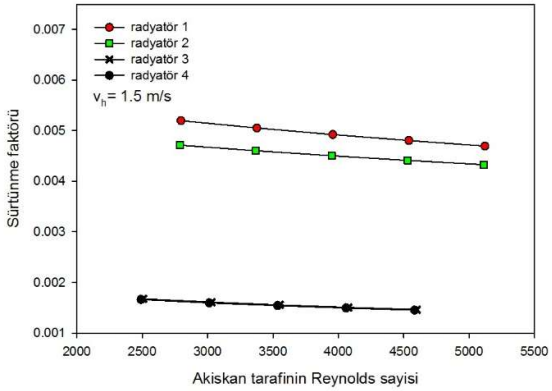
Şekil 4.23 Hava hızları sabit ve a) 8 m/s b) 10 m/s c) 12 m/s iken değişen akışkan tarafı Reynolds sayısının deneysel ısı transfer hızlarına etkisinin dört farklı radyatör tipiyle karşılaştırılması

4.9 Akışkanın Reynolds Sayısının Sürtünme Katsayısıyla İlişkisi

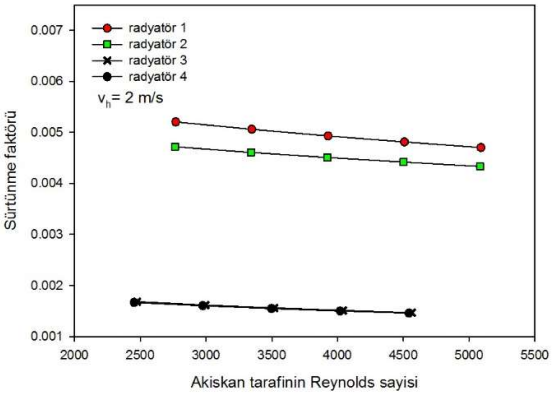
Şekil 4.24- Şekil 4.26'da, akışkan debisi ile sürtünme katsayısı arasındaki ilişki dört farklı radyatör tipi için yorumlanmıştır. Bu deneyler yapılırken, hava hızları sırası ile, 1.5, 2, 3 , 4, 5, 6, 8, 10 ve 12 m/s sabit hızlarında radyatörlere üflenmektedir. Ağırlıkça %50 etilen glikol ve %50 su karışımı olan soğutucu akışkanının sırasıyla 2.5, 3, 3.5, 4 ve 4.5 kg/s değerlerine getirilerek sürtünme katsayısı değerlerine ulaşılmıştır.

Eşitlik (3.5)'i referans alarak akışkanın sürtünme faktörünün, akışkanın geçtiği radyatör borularının hidrolik çapına, akışkanın geçtiği radyatör borularının uzunluğuna, akışkanın geçtiği radyatör borularının sayısına, akışkanın yoğunluğuna, akışkanın hızına ve radyatördeki basınç düşümüne bağlı olduğunu belirlenir. 1 ve 2 numaralı radyatörlerdeki basınç düşümünün, 3 ve 4 numaralı radyatörlerdeki basınç düşümünden daha az olduğu görülmektedir. Bunun nedeni 1 ve 2 numaralı radyatörlerdeki boru sayılarının ve boruların içinden geçen akışkanın hızının daha az olması ve 3 ve 4 numaralı radyatörlerin özel şekillerinden dolayı hidrolik çaplarının daha düşük olmasıdır.

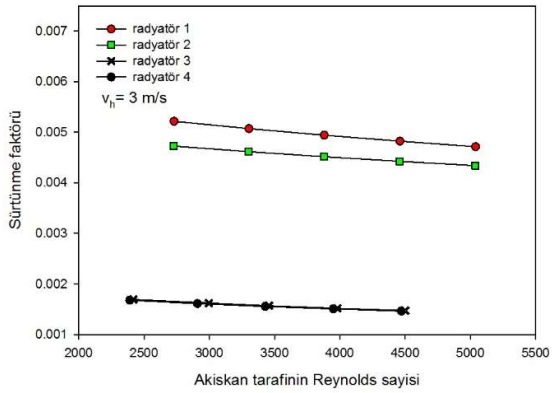
Açıkça görülüyor ki, sürtünme faktörü Reynolds sayısı arttıkça azaldı. Düşük Reynolds sayısı için sürtünme faktörü temel olarak akışkan viskozitesi ile orantılıdır. Ancak daha yüksek bir Reynolds sayısında bu mekanizma baskın değildir. Başka bir deyişle, daha yüksek Reynolds sayısında, sürtünme faktörü, çalışan akışkanın viskozitesine ve akış düzenine önemli bir bağımlılığa sahip değildir ve hız, sürtünme faktörünün arttırılmasında en önemli rolü oynamıştır. Bu nedenle viskozitenin etkisi daha az belirginleşmiştir. [21] Serbest akış hızındaki artışla, eylemsizlik kuvvetlerin artması göreceli olarak sağlanırken sürtünme kuvveti azalacaktır. Daha az sürükleme kuvveti oluşturması için tercih edilen boruların aerodinamik şekli önemlidir. [72]



a)

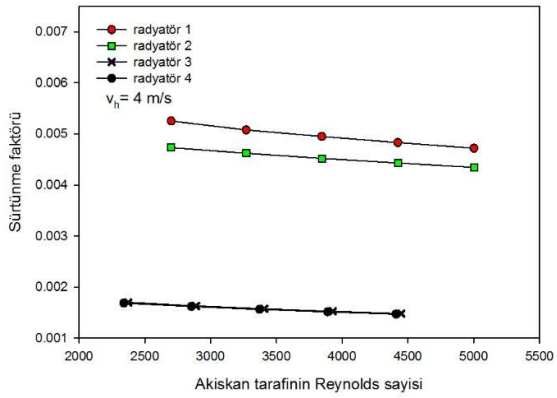


b)

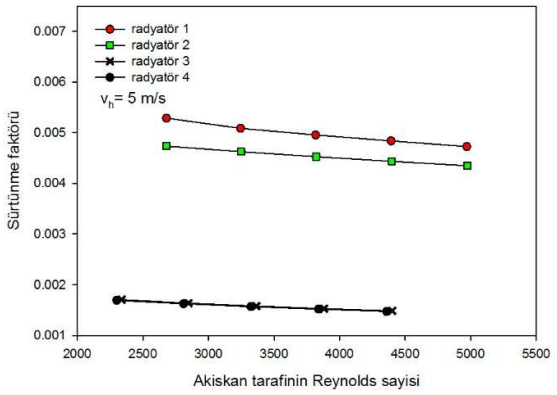


c)

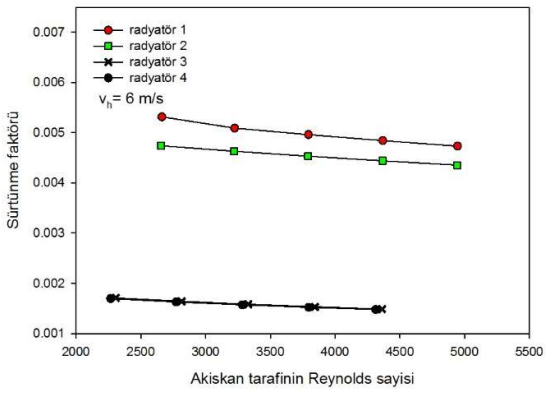
Şekil 4.24 Hava hızları sabit ve a) 1.5 m/s b) 2 m/s c) 3 m/s iken değişen akışkan tarafı Reynolds sayıları ile sürtünme faktörü arasındaki ilişkinin dört farklı radyatör tipiyle karşılaştırılması



a)

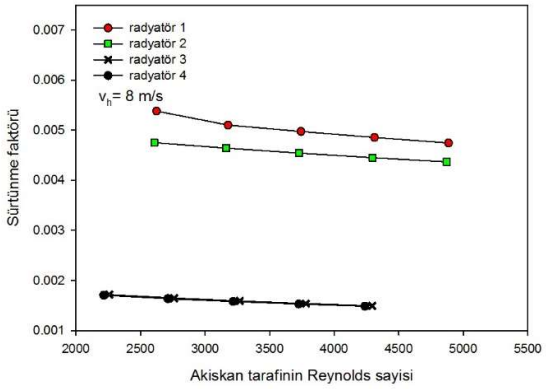


b)

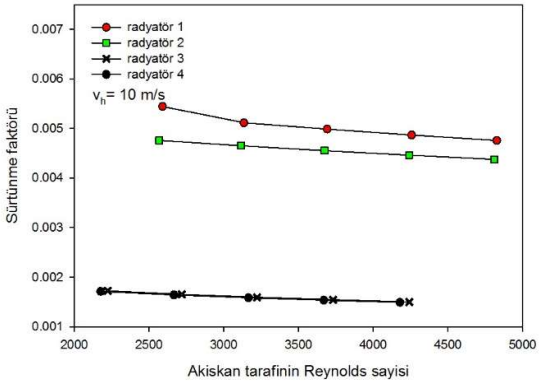


c)

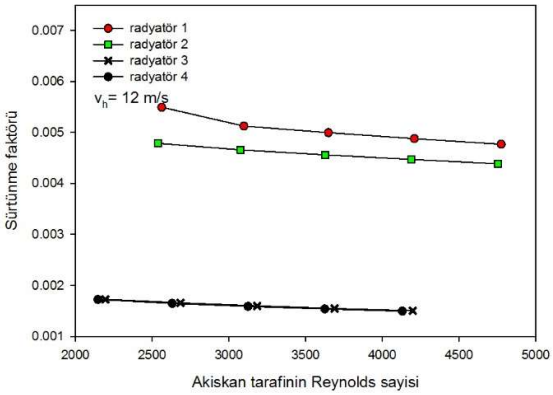
Şekil 4.25 Hava hızları sabit ve a) 4 m/s b) 5 m/s c) 6 m/s iken değişen akışkan tarafı Reynolds sayıları ile sürtünme faktörü arasındaki ilişkinin dört farklı radyatör tipiyle karşılaştırılması



a)



b)



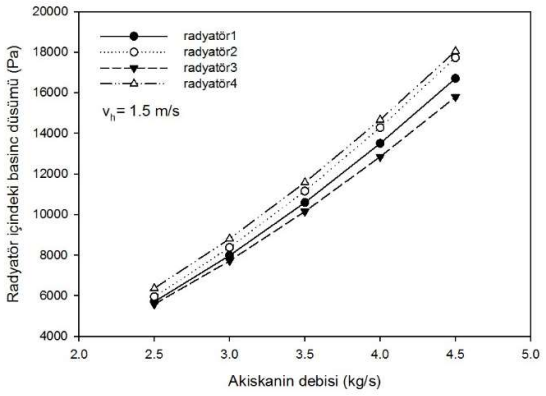
c)

Şekil 4.26 Hava hızları sabit ve a) 8 m/s b) 10 m/s c) 12 m/s iken değişen akışkan tarafı Reynolds sayıları ile sürtünme faktörü arasındaki ilişkinin dört farklı radyatör tipiyle karşılaştırılması

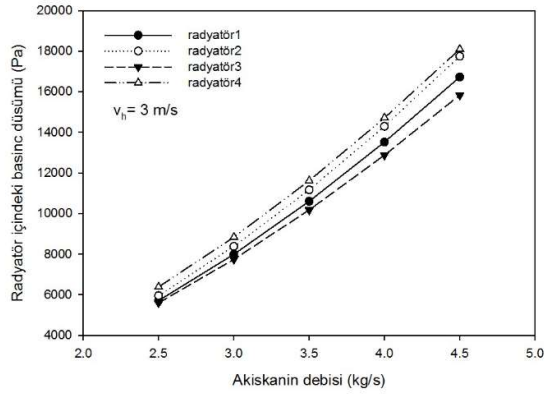
4.10 Akışkanın Debisinin Basınç Düşümü Üzerine Etkisi

Şekil 4.27- Şekil 4.29'da, akışkan debisinin basınç düşümü üzerine etkileri dört farklı radyatör tipi için yorumlanmıştır. Bu deneyler yapılırken, hava hızları sırası ile, 1.5, 2,3,4,5,6,8,10 ve 12 m/s sabit hızlarında radyatörlere üflenmektedir. Ağırlıkça %50 etilen glikol ve %50 su karışımı olan soğutucu akışkanının sırasıyla 2.5, 3, 3.5, 4 ve 4.5 kg/s değerlerine getirilerek basınç düşümü değerlerine ulaşılmıştır.

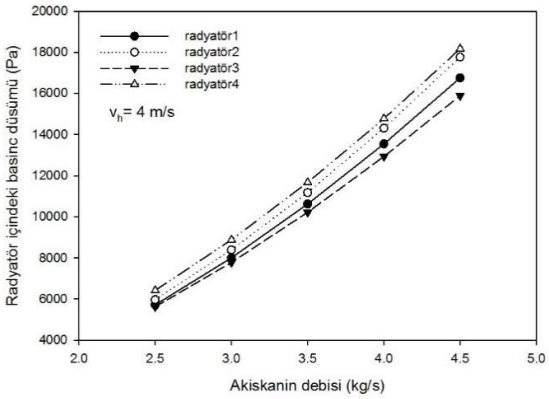
Eşitlik (3.5)'i referans alarak akışkanın basınç düşümünün, akışkanın geçtiği radyatör borularının hidrolik çapına, akışkanın geçtiği radyatör borularının uzunluğuna, akışkanın geçtiği radyatör boruların sayısına, akışkanın yoğunluğuna, akışkanın hızına ve sürtünme faktörüne bağlı olduğu belirlenir. Şekil 4.27- Şekil 4.29'da 1 ve 3 numaralı radyatörlerdeki basınç düşümünün, 2 ve 4 numaralı radyatörlerdeki basınç düşümünden daha az olduğu görülmektedir bunun nedeni 1 ve 3 numaralı radyatörlerdeki boruların boyunun 660 mm, 2 ve 4 numaralı radyatörlerdeki boruların boyunun 760 mm olmasının etkisini görmekteyiz. Şekil 4.27- Şekil 4.29'da de akışkanın debisi arttıkça, basınç düşümünün önemli seviyede artacağı görülmektedir.



a)

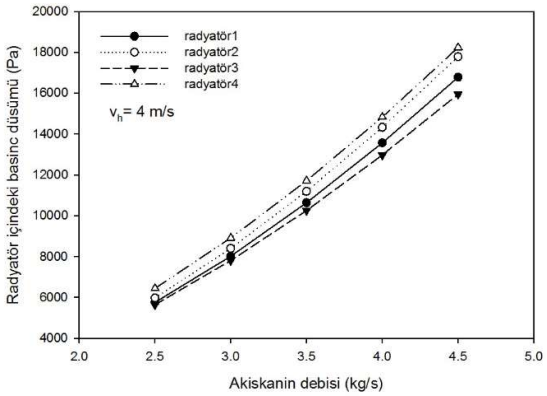


b)

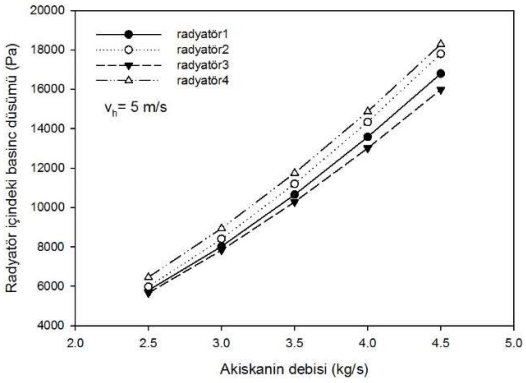


c)

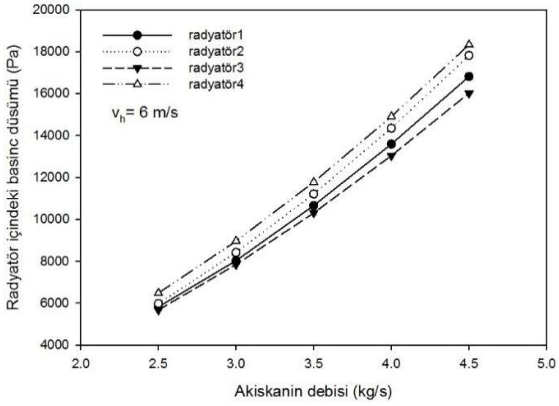
Şekil 4.27 Hava hızları sabit ve a) 1.5 m/s b) 2 m/s c) 3 m/s iken akışkanın debisinin arttırılmasının, basınç düşümünün üzerindeki etkisinin dört farklı radyatör tipiyle karşılaştırılması



a)

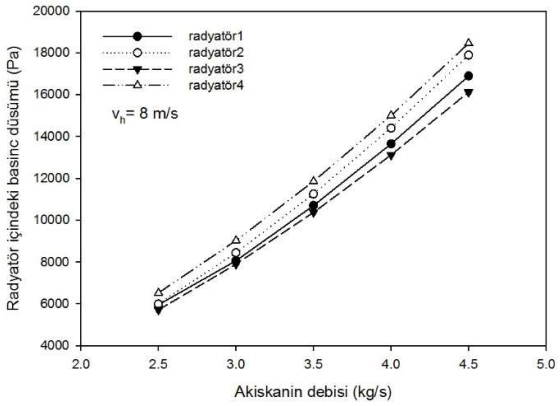


b)

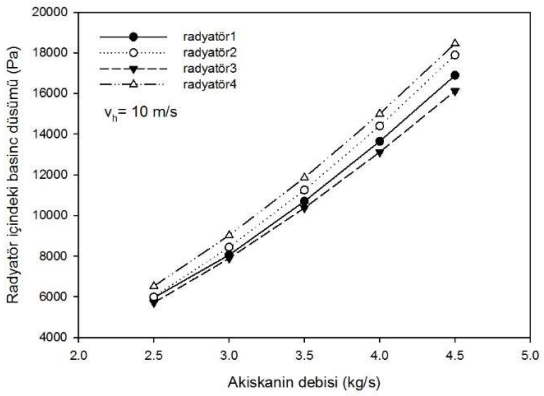


c)

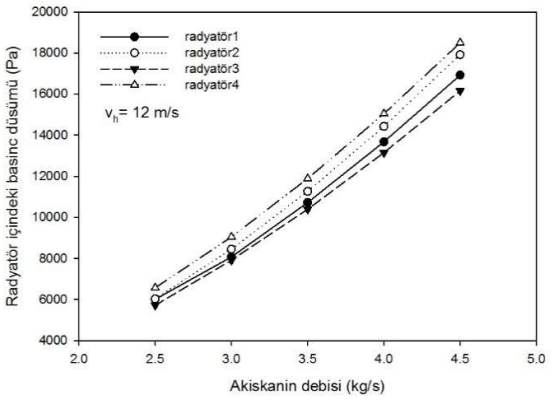
Şekil 4.28 Hava hızları sabit ve a) 4 m/s b) 5 m/s c) 6 m/s iken akışkanın debisinin arttırılmasının, basınç düşümünün üzerindeki etkisinin dört farklı radyatör tipiyle karşılaştırılması



a)



b)



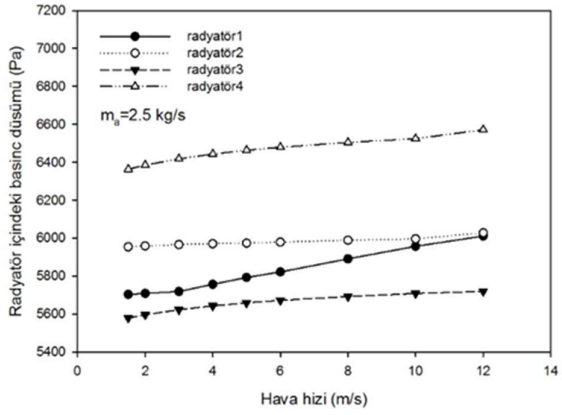
c)

Şekil 4.29 Hava hızları sabit ve a) 8 m/s b) 10 m/s c) 12 m/s iken akışkanın debisinin arttırılmasının, basınç düşümünün üzerindeki etkisinin dört farklı radyatör tipiyle karşılaştırılması

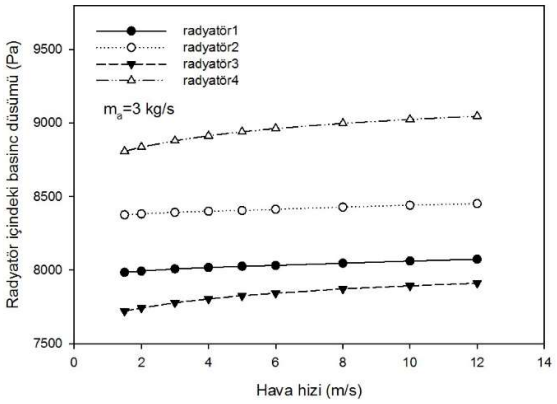
4.11 Havanın Hızının Basınç Düşümü Üzerine Etkisi

Şekil 4.30- Şekil 4.31'de, hava hızının basınç düşümüne etkileri dört farklı radyatör tipi için yorumlanmıştır. Bu deneyler yapılırken, ağırlıkça %50 etilen glikol ve %50 su karışımı olan soğutucu akışkanının 2.5, 3, 3.5, 4 ve 4.5 kg/s sabit debilerinde sistemde sirküle edilmektedir. Hava hızı sırası ile, 1.5, 2,3,4,5,6,8,10 ve 12 m/s değerlerine getirilerek basınç düşümlerine ulaşılmıştır. Şekil 4.30- Şekil 4.31'de, hava hızının basınç düşümüyle orantılı olduğu ama akışkanın debisinin etkisi kadar basınç düşümü üzerinde etkili olmadığı gösterilmiştir.

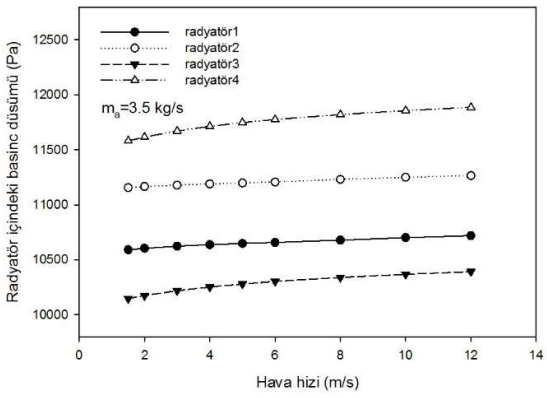
Basınç düşümü; radyatörün çekirdek bölgesindeki sürtünmesinden, akış hızlanmasından, girişteki ve çıkıştaki basınç kayıp katsayılarından, giriş havası yoğunluğundan ve giriş havası hızından etkilenir. Radyatör üzerinden geçen hava hızının arttırılması, basınç düşümünün arttırılmasına neden olacaktır, çünkü hava akımını radyatör kanatçıkları arasında daha türbülanslı kılar ve dolayısıyla çekirdek bölgesindeki sürtünmenin etkisi önemli ölçüde ortaya çıkacaktır. Radyatör kanatçıkları arasındaki karmaşık akış davranışı nedeniyle birçok parametreden etkilenen basınç düşümü için önemli parametreler aracın kendi hızı veya radyatör üzerinden geçen havanın hızıdır. [19] Havanın akış hızını arttırarak, radyatör içindeki basınç düşümünün bir miktar arttığı görülmüştür.



a)

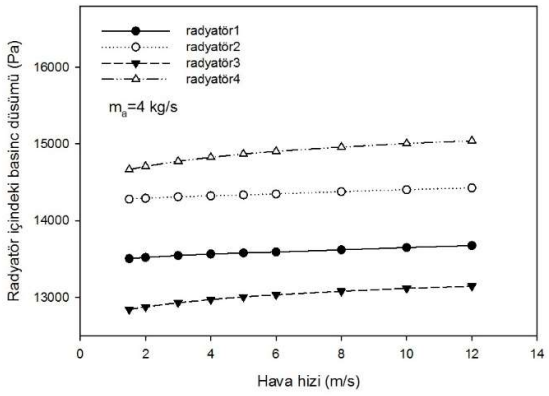


b)

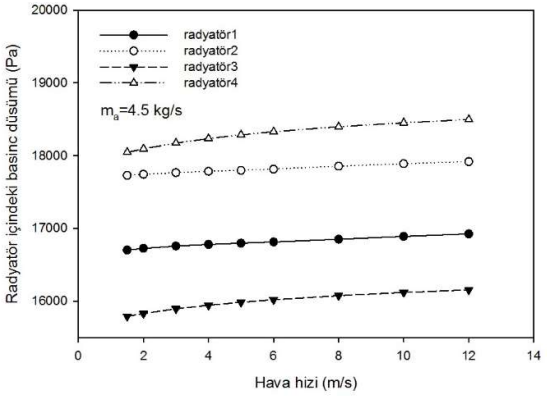


c)

Şekil 4.30 Akışkan debisi sabit ve a) 2.5 kg/s b) 3 kg/s c) 3.5 kg/s iken değişen hava hızlarının basınç düşümüne etkisinin karşılaştırılması



a)

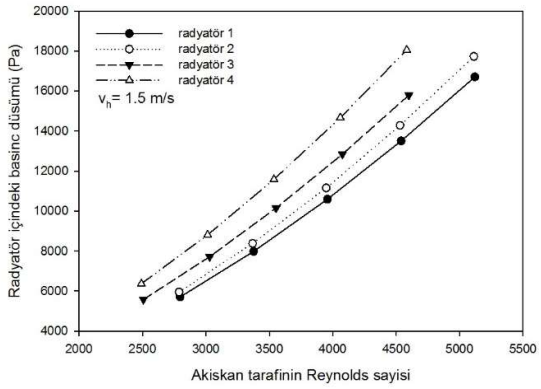


b)

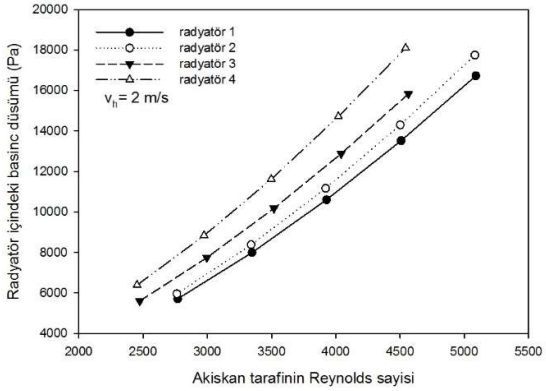
Şekil 4.31 Akışkan debisi sabit ve a) 4 kg/s b) 4.5 kg/s iken değişen hava hızlarının basınç düşümüne etkisinin karşılaştırılması

4.12 Akışkan Tarafının Reynolds Sayısı ile Basınç Düşümü İle İlişkisi

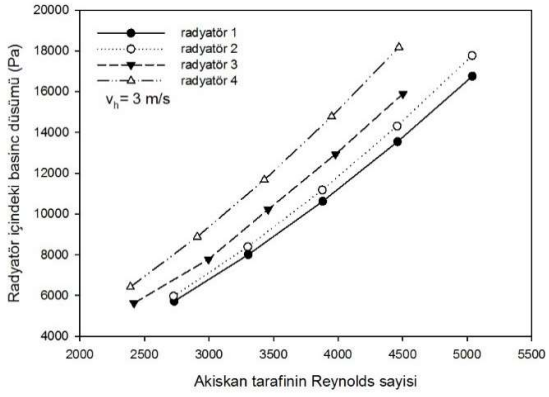
Şekil 4.32- Şekil 34'de, akışkan tarafının Reynolds sayısı ile basınç düşümü ile ilişkisi dört farklı radyatör tipi için incelenmiştir. Bu deneyler yapılırken, hava hızları sırası ile, 1.5, 2,3,4,5,6,8,10 ve 12 m/s sabit hızlarında radyatörlere üflenmektedir. Ağırlıkça %50 etilen glikol ve %50 su karışımı olan soğutucu akışkanının sırasıyla 2.5, 3, 3.5, 4 ve 4.5 kg/s değerlerine getirilerek Reynolds sayıları ve basınç düşümü değerlerine ulaşılmıştır. Şekil 4.32- Şekil 4.34'de, basınç düşümünün ve Reynolds sayısının, tüp içindeki artan akış hızının bir sonucu olarak artan yönelimde olduklarına dikkat çekildi. Akışkanın debisi arttırılarak, Reynolds sayısının artmasından dolayı basınç düşümünün neredeyse doğrusal olarak arttığı açıktır. Serbest akış hızındaki artışla, eylemsizlik kuvvetlerin artmasını göreceli olarak sağlanırken basınç düşümü artacaktır. Daha az sürükleme kuvveti oluşması tercih edilen boruların aerodinamik şekline bağlanabilir. [72]



a)

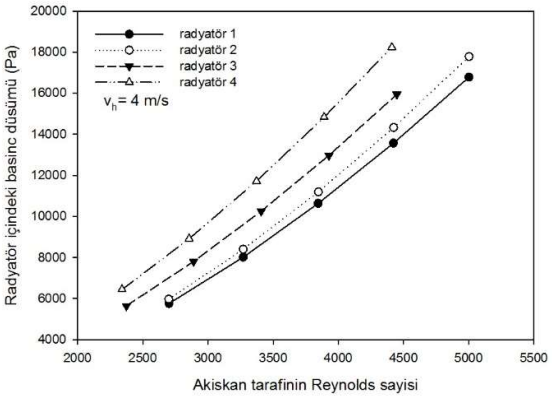


b)

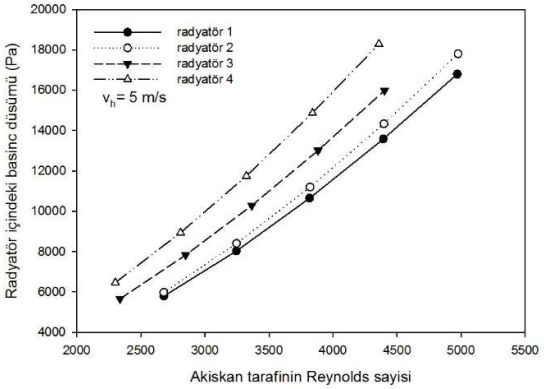


c)

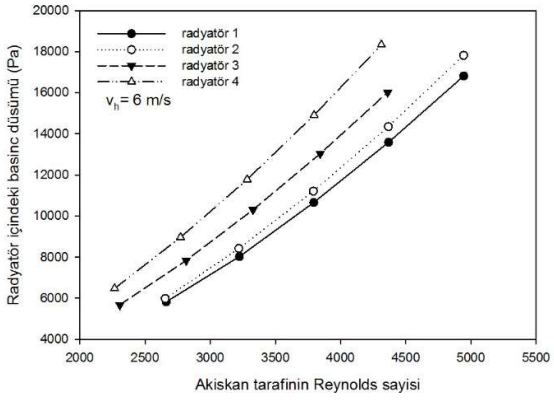
Şekil 4.32 Hava hızları sabit ve a) 1.5 m/s b) 2 m/s c) 3 m/s iken Reynolds sayısı ile basınç düşümünün ilişkisinin dört farklı radyatör tipiyle incelenmesi



a)

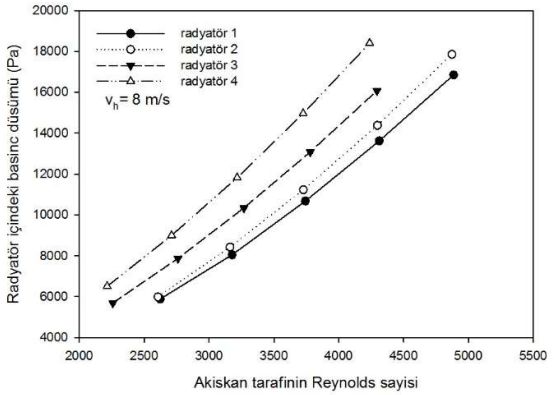


b)

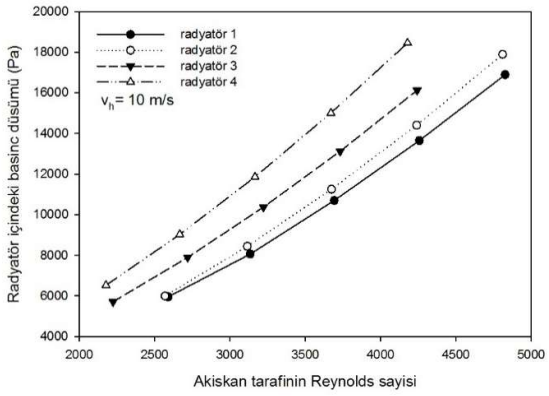


c)

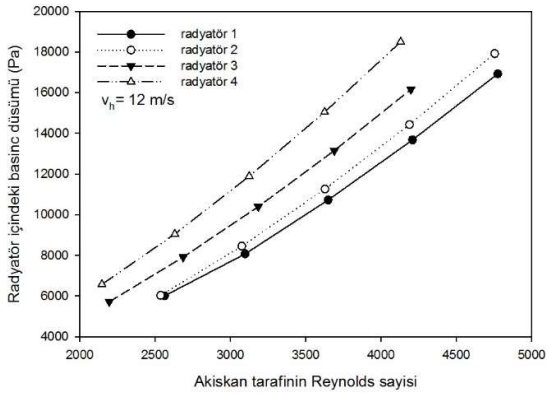
Şekil 4.33 Hava hızları sabit ve a) 4 m/s b) 5 m/s c) 6 m/s iken Reynolds sayısı ile basınç düşümünün ilişkisinin dört farklı radyatör tipiyle incelenmesi



a)



b)

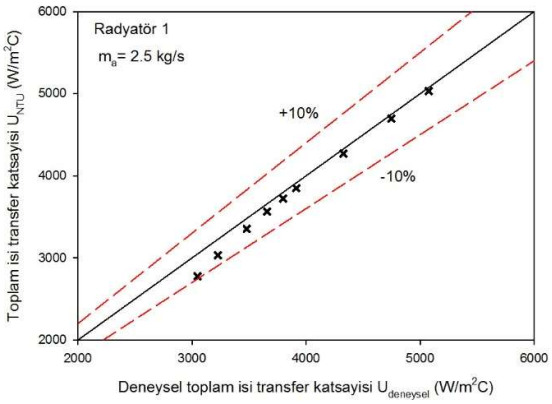


c)

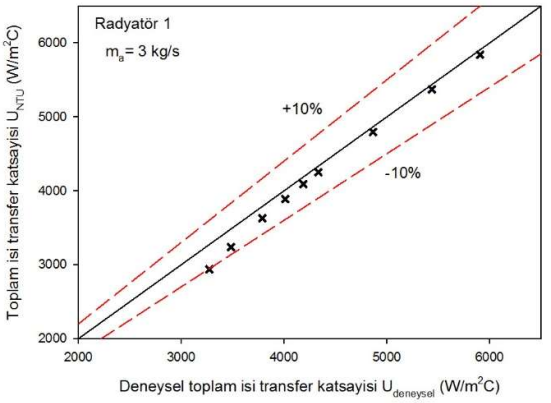
Şekil 4.34 Hava hızları sabit ve a) 8 m/s b) 10 m/s c) 12 m/s iken Reynolds sayısı ile basınç düşümünün ilişkisinin dört farklı radyatör tipiyle incelenmesi

4.13 Deneysel Toplam Isı Transfer Katsayısı İle Etkinlik-NTU Yöntemiyle Bulunan Toplam Isı Transfer Katsayısının Karşılaştırılması

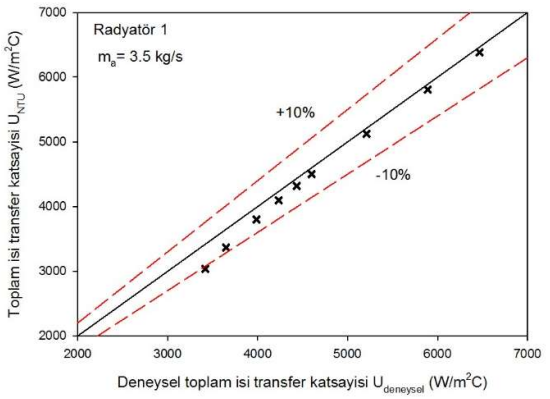
Şekil 4.35- Şekil 4.42'de, deneysel toplam ısı transfer katsayısı ile etkinlik-NTU yöntemiyle bulunan toplam ısı transfer katsayısının ilişkisi dört farklı radyatör tipi için incelenmiştir. Bu deneyler yapılırken, ağırlıkça %50 etilen glikol ve %50 su karışımı olan soğutucu akışkanının 2.5, 3, 3.5, 4 ve 4.5 kg/s sabit debilerinde sistemde sirküle edilmektedir. Hava hızı sırası ile, 1.5, 2 ,3 ,4 ,5 ,6 ,8 ,10 ve 12 m/s değerlerine getirilerek basınç düşümlerine ulaşılmıştır. Eşitlik (3.8) ile deneysel toplam ısı transfer katsayısı hesaplanırken, eşitlik (3.18) ile deneysel toplam ısı transfer katsayısı hesaplanmıştır. Değerlerin yüzde on hata payının içerisinde kaldığı görülmektedir.



a)

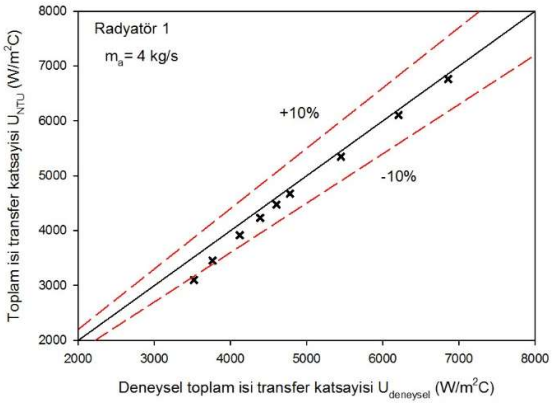


b)

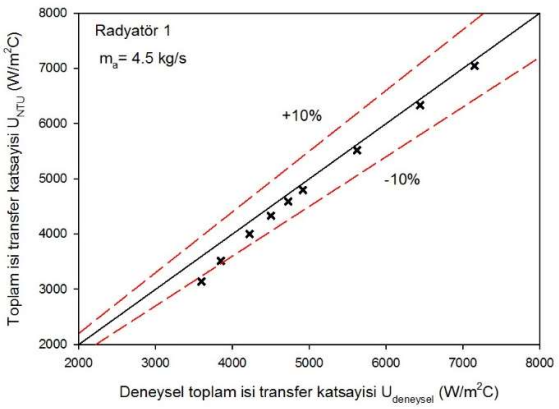


c)

Şekil 4.35 Akışkan debisi sabit ve a) 2.5 kg/s b) 3 kg/s c) 3.5 kg/s iken deneysel toplam ısı transfer katsayısı ile etkinlik-NTU yöntemiyle bulunan toplam ısı transfer katsayısının karşılaştırılması (radyatör 1)

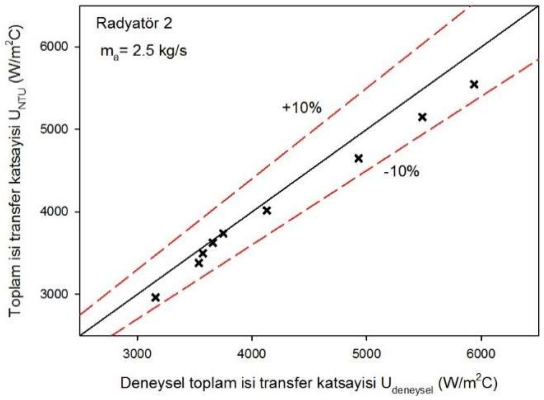


a)

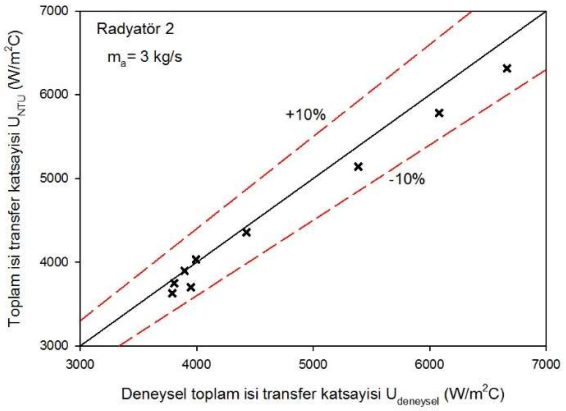


b)

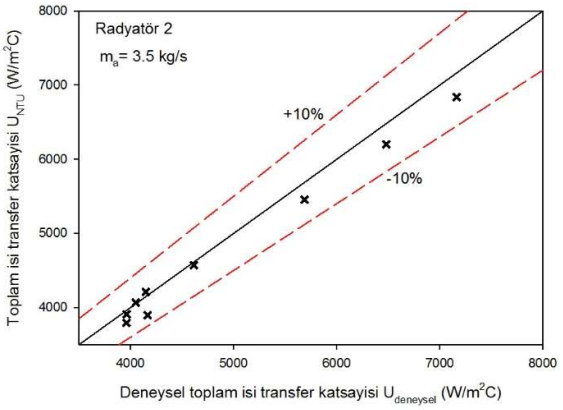
Şekil 4.36 Akışkan debisi sabit ve a) 4 kg/s b) 4.5 kg/s iken deneysel toplam ısı transfer katsayısı ile etkinlik-NTU yöntemiyle bulunan toplam ısı transfer katsayısının karşılaştırılması (radyatör 1)



a)

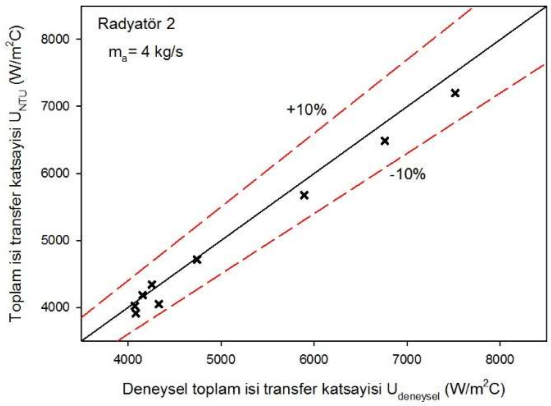


b)

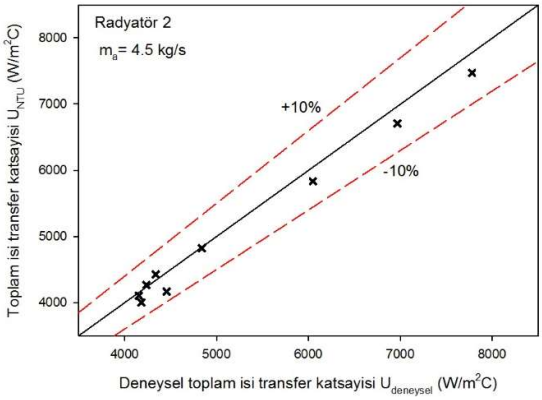


c)

Şekil 4.37 Akışkan debisi sabit ve a) 2.5 kg/s b) 3 kg/s c) 3.5 kg/s iken deneysel toplam ısı transfer katsayısı ile etkinlik-NTU yöntemiyle bulunan toplam ısı transfer katsayısının karşılaştırılması (radyatör 2)

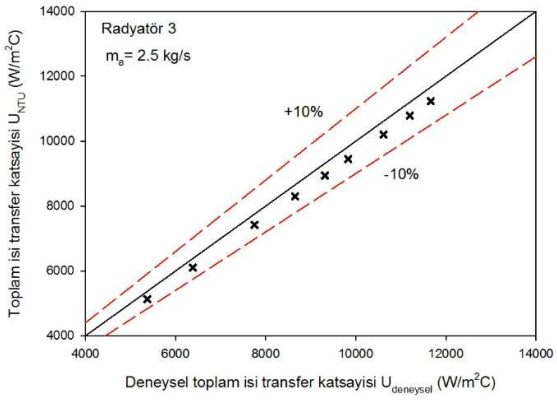


a)

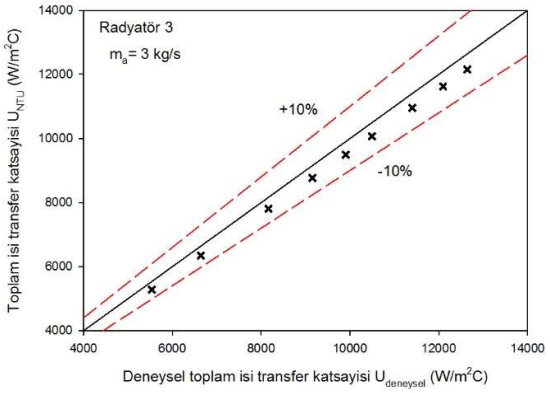


b)

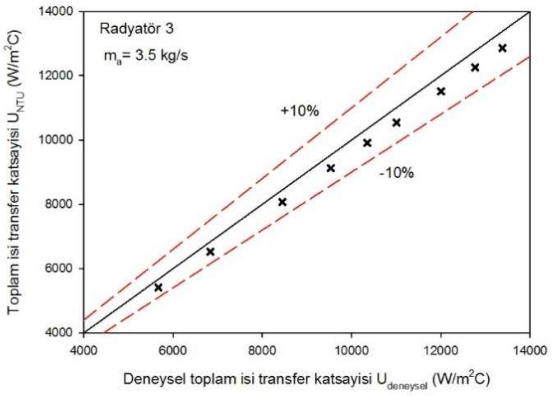
Şekil 4.38 Akışkan debisi sabit ve a) 4 kg/s b) 4.5 kg/s iken deneysel toplam ısı transfer katsayısı ile etkinlik-NTU yöntemiyle bulunan toplam ısı transfer katsayısının karşılaştırılması (radyatör 2)



a)

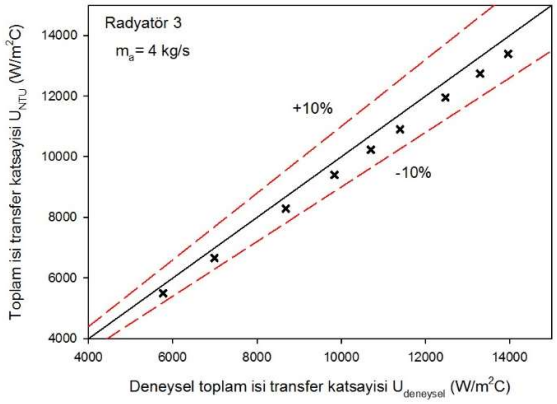


b)

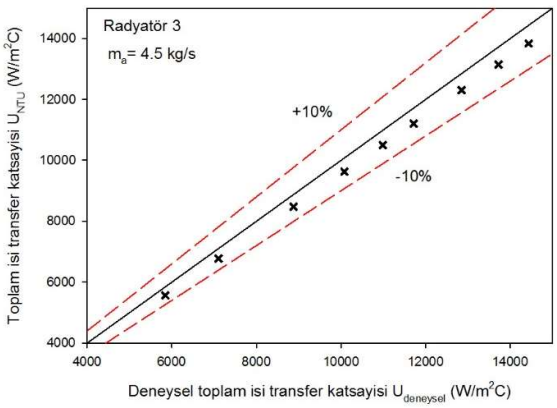


c)

Şekil 4.39 Akışkan debisi sabit ve a) 2.5 kg/s b) 3 kg/s c) 3.5 kg/s iken deneysel toplam ısı transfer katsayısı ile etkinlik-NTU yöntemiyle bulunan toplam ısı transfer katsayısının karşılaştırılması (radyatör 3)

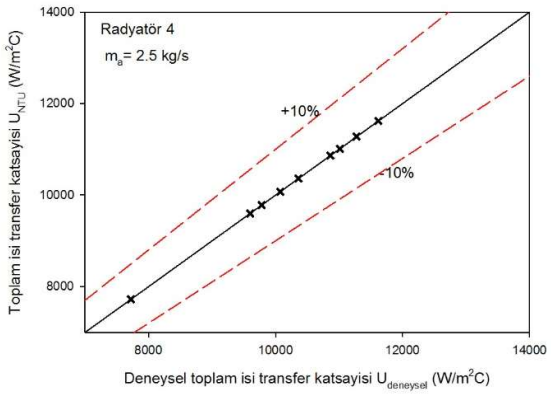


a)

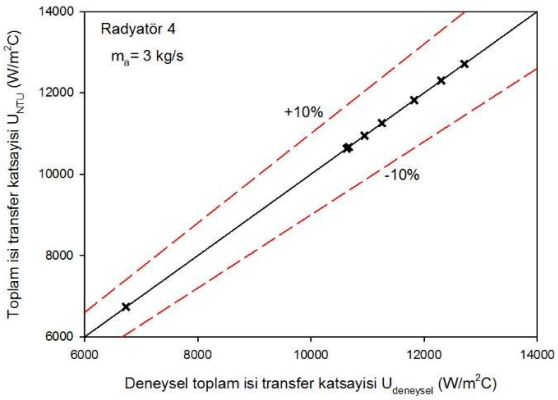


b)

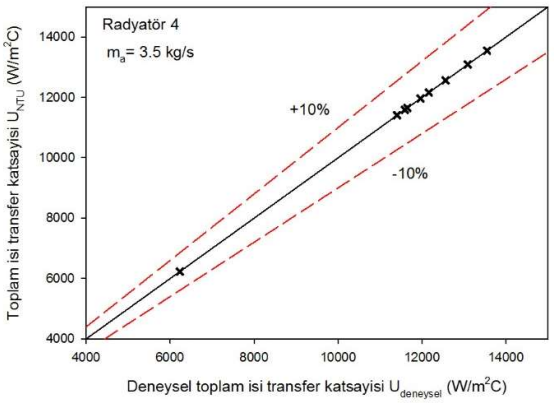
Şekil 4.40 Akışkan debisi sabit ve a) 4 kg/s b) 4.5 kg/s iken deneysel toplam ısı transfer katsayısı ile etkinlik-NTU yöntemiyle bulunan toplam ısı transfer katsayısının karşılaştırılması (radyatör 3)



a)

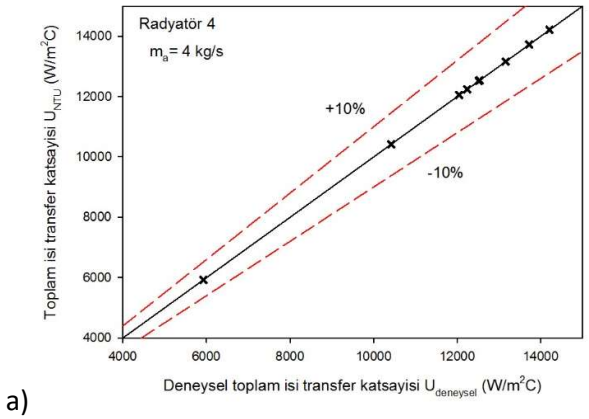


b)

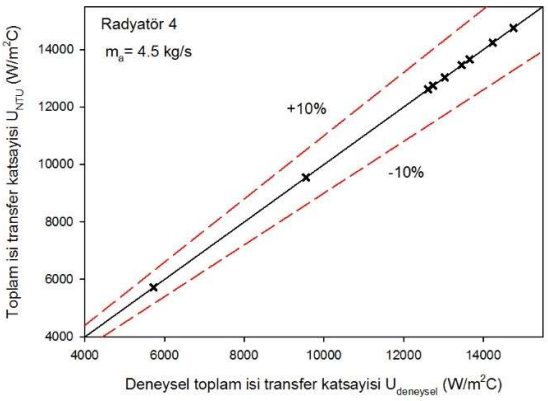


c)

Şekil 4.41 Akışkan debisi sabit ve a) 2.5 kg/s b) 3 kg/s c) 3.5 kg/s iken deneysel toplam ısı transfer katsayısı ile etkinlik-NTU yöntemiyle bulunan toplam ısı transfer katsayısının karşılaştırılması (radyatör 4)



a)



b)

Şekil 4.42 Akışkan debisi sabit ve a) 4 kg/s b) 4.5 kg/s iken deneysel toplam ısı transfer katsayısı ile etkinlik-NTU yöntemiyle bulunan toplam ısı transfer katsayısının karşılaştırılması (radyatör 4)

BÖLÜM 5

SONUÇ VE ÖNERİLER

Yapılan deneysel çalışmada, ağırlıkça %50 etilen glikol ve %50 su karışımı olan soğutucu akışkanının dört farklı kompakt radyatörün hava ile soğutulması durumundaki ısıl kapasiteleri incelenmiştir. Isı değiştiricilerindeki borular ve panjurlu kanatlar alüminyum olarak üretilmiş borular silindirik şekillerde olmayıp, akışın şeklini değiştirerek, ısı transferini iyileştirebilmek için özel olarak üretilmişlerdir. Yani hidrolik çaplarının değişimi ile borulardan geçen akışkanın hızına etki edilecek ve bunun Reynolds sayısına da etkisi olacaktır. Bu nedenle akışkanın akış rejimi ile oynanmıştır. Bu borulardan radyatörlerin iki tanesinde 80 ve diğer iki tanesinde 86 adet mevcuttur. Deneyler sırasında, akışkanın radyatörlere giriş sıcaklığı 107 °C ve fandan gelen havanın giriş sıcaklığı 40 °C'de sabit tutulmuştur. Borulardan geçen akışkanın debisi 2,5 kg/s ile 4,5 kg/s arasında değiştirilmiştir. Geçen havanın hızı ise 1,5 m/s ile 12 m/s arasında değiştirilmiştir. Temel bağıntılar kullanılarak ısıl kapasiteleri hesaplanmış ve deneysel olarak elde edilen verilerle karşılaştırılmıştır.

Hava hızları sabit tutulup, akışkan debilerinin değiştirilmesi durumunda 4 numaralı radyatörde en yüksek basınç düşümü ve ısı transfer hızı gözlenmiştir. Ayrıca akışkanın debilerinin sabit tutulup, hava hızlarının değiştirilmesi durumunda yine 4 numaralı radyatörde en yüksek basınç düşümü ve ısı transfer hızı gözlenmiştir. Hava hızları sabit tutulup, akışkan debilerinin değiştirilmesi durumunda 4 numaralı radyatörden çıkan akışkanın sıcaklığı en düşük olarak gözlenmiştir ki bu da ısıl kapasitesinin en yüksek olduğunu tekrar vurgulamaktadır. Yine akışkanın debilerinin sabit tutulup, hava hızlarının debilerinin değiştirilmesi durumunda 4 numaralı radyatörden çıkan akışkanın sıcaklığı en düşük olarak gözlenmiştir.

Birbirinden farklı dört radyatör ile yapılan deneyler sonucunda ve teorik bulguların ışığında, dördüncü radyatörün ağır ticari araçlarda kullanılmasına karar verilmiştir.

Ağır ticari araçlarda kullanılan radyatörlerin ısıl kapasitelerinin ve performanslarının anlaşılması adına, özellikle ısı transferini ve basınç düşümünü etkileyen parametreler ve bu parametrelerin birbirlerine olan etkileri de göz önüne alınarak değerlendirilebilmesi için bu konu üzerine çalışmalar devam etmelidir. Bunun yanında, çevre dostu teknolojilerin geliştirilmeye çalışıldığı günümüzde, nano akışkanların, geleneksel soğutucu sudan ve ağırlıkça %50- etilen glikol %50 sudan oluşan karışımdan daha yüksek ısı transfer özelliklerine sahip oldukları, genel ısı transfer katsayısının nano akışkanlar için sudan çok daha yüksek olduğunu ve nano partiküllerin hacim oranının artması ile azaldığı görülmektedir ve bu nedenler dolayısıyla ağır ticari araçlarda da nano akışkanların kullanımı ile ilgili çalışmalar arttırılmalıdır. Ayrıca bu çalışmaların deneyler ile yapılacak olan doğrulanmaları uzun süreceği ve yüksek maliyetli olmaları nedeniyle, hesaplamalı akışkanlar mekaniği simülasyonları kullanılarak kısa sürede ve daha az maliyetli olarak, detaylı veriler alınıp, yeni nesil radyatörler üzerinde yapılacak araştırmalar yoğunlaştırılabilir.

KAYNAKLAR

[1] Tijing, L. D., Pak, B. C., Baek, B. J., and Lee, D. H., (2006). "A study on heat transfer enhancement using straight and twisted internal fin inserts", Int. Commun. Heat Mass Transf., 33(6): 719–726.

[2] Naphon, P., (2006). "Effect of coil-wire insert on heat transfer enhancement and pressure drop of the horizontal concentric tubes", Int. Commun. Heat Mass Transf., 33(6):753–763.

[3] Sahin, B. and Demir, A., (2008). "Performance analysis of a heat exchanger having perforated square fins", Appl. Therm. Eng., 28(5–6):621–632.

[4] Zhnegguo, Z., Tao, X. and Xiaoming, F., (2004). "Experimental study on heat transfer enhancement of a helically baffled heat exchanger combined with three-dimensional finned tubes", Appl. Therm. Eng., 24(14–15):2293–2300.

[5] Wen, M. Y. and Ho, C. Y., (2009). "Heat-transfer enhancement in fin-and-tube heat exchanger with improved fin design", Appl. Therm. Eng.,29(5–6):1050–1057.

[6] Hashemabadi, S. H. and Etemad, S. G., (2006). "Effect of rounded corners on the secondary flow of viscoelastic fluids through non-circular ducts", Int. J. Heat Mass Transf., 49(11–12):1986–1990.

[7] Hashemabadi, S. H., Etemad, S. G., Golkar Naranji, M. R. and Thibault, J., (2003). "Laminar flow of non-newtonian fluid in right triangular ducts", Int. Commun. Heat Mass Transf., 30(1):53–60.

[8] Yakut, K. and Sahin, B.,(2004). "Flow-induced vibration analysis of conical rings used for heat transfer enhancement in heat exchangers", Appl. Energy,78(3):273–288.

[9] Laohalertdecha, S. And Wongwises, S.,(2006). "Effects of EHD on heat transfer enhancement and pressure drop during two-phase condensation of pure R-134a at high mass flux in a horizontal micro-fin tube", Exp. Therm. Fluid Sci., 30(7):675–686.

[10] Paschkewitz, J. S. and Pratt, D. M., (2000). "The influence of fluid properties on electrohydrodynamic heat transfer enhancement in liquids under viscous and electrically dominated flow conditions", Exp. Therm. Fluid Sci., 21(4):187–197.

[11] Umeda, N. and Takahashi, M., (2000). “Numerical analysis for heat transfer enhancement of a lithium flow under a transverse magnetic field”, Fusion Eng. Des., 51–52:899–907.

[12] Carl, M., Guy, D., Leyendecker, B., Miller, A. and Fan, X., (2012). “The Theoretical and Experimental Investigation of the Heat Transfer Process of an Automobile Radiator”, 2012 ASEE Gulf Southwest Annu. Conf., 1(128):1–12.

[13] Kiatsiriroat, T., Nuntaphan, A. and Tiansuwan, J., (2000). “Thermal performance enhancement of thermosyphon heat pipe with binary working fluids”, Exp. Heat Transf., 13(2):137–152.

[14] Chang, Y. J., Chang, W. J., Li, M. C. and Wang, C. C., (2006). “An amendment of the generalized friction correlation for louver fin geometry”, Int. J. Heat Mass Transf., 49(21–22):4250–4253.

[15] Leong, K. Y., Saidur, R. , Kazi, S. N. and Mamun, A. H., (2010). “Performance investigation of an automotive car radiator operated with nanofluid-based coolants (nanofluid as a coolant in a radiator)”, Appl. Therm. Eng., 30(17–18):2685–2692.

[16] Esmaeili Sany, R., Saidi, M. H. and Neyestani, J., (2010). “Experimental Prediction of Nusselt Number and Coolant Heat Transfer Coefficient in Compact Heat Exchanger Performed with ε-NTU Method”, J. Engine Res., 18:62–70.

[17] Peyghambarzadeh, S. M., Hashemabadi, S. H., Hoseini, S. M. and Seifi Jamnani, M., (2011). “Experimental study of heat transfer enhancement using water/ethylene glycol based nanofluids as a new coolant for car radiators”, Int. Commun. Heat Mass Transf., 38(9):1283–1290.

[18] Peyghambarzadeh, S. M., Hashemabadi, S. H., Naraki, M. and Vermahmoudi, Y., (2013). “Experimental study of overall heat transfer coefficient in the application of dilute nanofluids in the car radiator”, Appl. Therm. Eng., 52(1):8–16.

[19] Krásný, I., Astrouski, I. and Raudenský, M., (2016). “Polymeric hollow fiber heat exchanger as an automotive radiator”, Appl. Therm. Eng., 108:798–803.

[20] Saidi, M. H., Mozafari, A. A., Sany, A. R. E. and Neyestani, J., (2016). “ICES2006-1333”,1:1–7.

[21] Samira, P., Saeed, Z. H., Motahare, S. and Mostafa, K., (2015). “Pressure drop and thermal performance of CuO/ethylene glycol (60%)-water (40%) nanofluid in car radiator”, Korean J. Chem. Eng., 32(4):609–616.

[22] Vasu, V., Krishna, K. R. and Kumar, C. S., (2008). “Application of Nanofluids in Thermal Design of Compact Heat Exchanger”, Int. J. Nanotechnol. Appl., 2(1):75–87.

[23] Astolfi-Filho, Z., Telis, V. R. N., de Oliveira, E. B., dos R. Coimbra, J. S. and Telis-Romero, J., (2011). “Rheology and fluid dynamics properties of sugarcane juice”, Biochem. Eng. J., 53(3):260–265.

[24] Beatenbough, P. K., (2010). “Engine Cooling Systems for Motor Trucks”, SAE Tech. Pap. Ser., 1.

[25] Katsanos, C., Hountalas, D., Zannis, T. and Yfantis, E., (2010). “Potentiality for Optimizing Operational Performance and Thermal Management of Diesel Truck Engine Rankine Cycle by Recovering Heat in EGR Cooler”, SAE Tech. Pap. Ser., 1.

[26] Stratton, D. G., Stringer, R. E. and Taylor, S. R. G., (2010). “Engine Cooling System Design and Development”, Proc. Inst. Mech. Eng. Automob. Div., 180(1):221–235.

[27] Olson, M. E., (2010). “Aerodynamic Effects of Front End Design on Automobile Engine Cooling Systems”, SAE Tech. Pap. Ser., 1:883–892.

[28] Schaub, U. W. and Charles, H. N., (2010). “Ram Air Effects on the Air Side Cooling System Performance of a Typical North American Passenger Car”, SAE Tech. Pap. Ser., 1.

[29] Schaub, U. W. and Charles, H. N., (2010). “Ram Air Effects on the Air Side Cooling System Performance of a Typical North American Passenger Car”, SAE Tech. Pap. Ser., 1.

[30] Çengel, Y.A., (2002). “Heat Transfer: A Practical Approach, Second Edition”, McGraw Hill, New York.

[31] Blundell, S. J. and Blundell, K. M., (2010). “Concepts in Thermal Physics”, Concepts Therm. Phys., 9780199562091: 1–512.

[32] Webb, R. L., (2000). “Advances in air-cooled heat exchanger technology”, 365.

[33] Yuan, Y., Jackson, A. and Nelson, M., (2010). “CFD Simulation of Flow and Heat Transfer in Airways”, SAE Tech. Pap. Ser., 1(724).

[34] Tafti, D. K. and Zhang, X., (2001). “1-s2.0-S0017931001000795-main.pdf”, 44:4195–4210.

[35] Henriksson, L., (2015). “Performance of Compact Heat Exchanger in Non-Perpendicular Cooling Airflows”.

[36] Kays, W. M., (1998). “A. L. London-Compact Heat Exchangers”, Krieger Publishing Company.

[39] Gullberg, P. V., (2011). “Optimisation of the Flow Process in Engine Bays - 3D Modelling of Cooling Airflow”.

[40] Wong, J. Y., (2001). “Theory of Ground Vehicle, 3rd ed”, John Wiley & Son, Inc..

[41] Lögdberg Ola, (2008). “Turbulent boundary layer separation and control”, (December):39.

[42] Martini, H., Bergqvist, B., Hjelm, L. and Löfdahl, L., (2011). “Influence of Different Truck and Trailer Combinations on the Aerodynamic Drag”, SAE Tech. Pap. Ser., 1.

[43] Vinjamoor, H., Patil, C., Tsourapas, V. and Dorobantu, M., (2014). “Analysis of Hybrid Heavy Duty Powertrains for Commercial Vehicles in the Face of Advanced Vehicle and Exhaust Energy Recovery Technologies”, SAE Tech. Pap. Ser., 1.

[44] Teng, H., Klaver, J., Park, T., Hunter, G. L. and van der Velde, B., (2011). “A Rankine Cycle System for Recovering Waste Heat from HD Diesel Engines - WHR System Development”, SAE Tech. Pap. Ser., 1.

[45] Arunachalam, P. N., Shen, M., Tuner, M., Tunestal, P. and Thern, M., (2012). “Waste Heat Recovery from Multiple Heat Sources in a HD Truck Diesel Engine Using a Rankine Cycle - A Theoretical Evaluation”, SAE Tech. Pap. Ser., 1.

[46] Furukawa, T., Nakamura, M., Machida, K. and Shimokawa, K., (2014). “A Study of the Rankine Cycle Generating System for Heavy Duty HV Trucks”, SAE Tech. Pap. Ser., 1.

[47] Henner, M., Moreau, S., Neal, D. and De Laborderie, J., (2007). “Validation of 3D Rotor-Stator URANS in Automotive Engine Cooling Fan Systems”.

[48] Oliet, C., Oliva, A., Castro, J. and Pérez-Segarra, C. D., (2007). “Parametric studies on automotive radiators”, Appl. Therm. Eng., 27(11-12):2033–2043.

[49] Yadav, J. P. and Singh, B. R., (2015). “Study on Performance Evaluation of Automotive Radiator”, SAMRIDDHI A J. Phys. Sci. Eng. Technol., 2(2):47–56.

[50] Trivedi, P. K. and Vasava, N. B., (2012). “Effect of Variation in Pitch of Tube on Heat Transfer Rate in Automobile Radiator by CFD Analysis”, Int. J. Eng. Adv. Technol., 1(6):180–183.

[51] Chavan, P. D. K. and Tasgaonkar, P. G. S., “Thermal Optimization of Fan assisted Heat Exchanger (Radiator) by Design Improvements”, 1:225–228.

[52] Vetrovec, J., (2010). “Engine Cooling System with a Heat Load Averaging Capability”, SAE Tech. Pap. Ser., 1(724).

[53] Salah, M. H., Frick, P. M., Wagner, J. R. and Dawson, D. M., (2009). “Hydraulic actuated automotive cooling systems-Nonlinear control and test”, Control Eng. Pract., 17(5):609–621.

[54] Sarma, P. K., Chada, K., Dharma Rao, V., Kishore, P. S., Subrahmanyam, T.and Bergles, A. E., (2010). “Evaluation of momentum and thermal eddy diffusivities for turbulent flow in tubes”, Int. J. Heat Mass Transf., 53(5–6):1237–1242.

[55] Amrutkar, Pawan S. and Patil, S. R., (2013). “Automotive Radiator Performance – Review”, Int. J. Eng. Adv. Technol., 2(3):563–565.

[56] Therapy, O. and Mccoll, M. A., (2011). “Book Review | Revue de Livre”, 18(8):2015.

[57] Thulukkanam, K., (2013). “Heat Exchanger Design Handbook”.

[58] Zhong, Y., Xia, Y. and Jacobi, A. M., (2007). “An Experimental Study of Louver- , Wavy- and Plain-Fin Flat-Tube Heat Exchanger Performance Under Frosting Conditions”, Energy, (2006):1–8.

[59] Ashraf, A., (2015). “The design and development of the radiator test rig”, (November).

[60] Davis, S. C., Diegel, S. W. and Boundy, R. G., (2010). “Energy and Transportation Science Division TRANSPORTATION ENERGY DATA BOOK : EDITION 29”, Vehicle Technologies Program, 6985.

[61] Stanton, D. W., (2013). “Systematic Development of Highly Efficient and Clean Engines to Meet Future Commercial Vehicle Greenhouse Gas Regulations”, SAE Int. J. Engines, 6(3):1395–1480.

[62] Lin, W., (2014). “Modeling and Performance Analysis of Alternative Heat Exchangers for Heavy Vehicles”, (June).

[63] Sahnoun, A. and Webb, R. L., (2008). “Prediction of Heat Transfer and Friction for the Louver Fin Geometry”, J. Heat Transfer, 114(4):893.

[64] bum Kim, K., wook Choi, K., jin Kim, Y., hyung Lee, K. and soo Lee, K., (2009). “Feasibility study on a novel cooling technique using a phase change material in an automotive engine”, Energy, 35(1):478–484.

[65] Lin, W., Sundén, B. and Yuan, J., (2013). “A performance analysis of porous graphite foam heat exchangers in vehicles”, Appl. Therm. Eng., 50(1):1201–1210.

[66] Klett, J., Ott, R. and Mcmillan, A., (2010). “Heat Exchangers for Heavy Vehicles Utilizing High Thermal Conductivity Graphite Foams”, SAE Tech. Pap. Ser., 1(724).

[67] Yu, Q., Straatman, A. G. and Thompson, B. E., (2006). “Carbon-foam finned tubes in air-water heat exchangers”, Appl. Therm. Eng., 26(2–3):131–143.

[68] Vdovin, A., (2010). “Cooling performance simulations in GT-Suite”.

[69] Holman, J.P. (2011). “Experimental Methods for Engineers Eighth Edition”, McGraw Hill, New York.

[70] Oliveira, G. A., Cardenas Contreras, E. M. and Bandarra Filho, E. P. (2017). “Experimental study on the heat transfer of MWCNT/water nanofluid flowing in a car radiator”, Appl. Therm. Eng., 111:1450–1456.

[71] Kwon, D., Jin, L., Jung, W. S. and Jeong, S., (2018). “Experimental investigation of heat transfer coefficient of mini-channel PCHE (printed circuit heat exchanger)”, Cryogenics (Guildf)., 92:41–49.

[72] Tahseen, T. A., Rahman, M. M. and Ishak, M., (2015). “Experimental study on heat transfer and friction factor in laminar forced convection over flat tube in channel flow”, Procedia Eng., 105(Icte 2014):46–55.

[73] Min, J. C., Su, M. and Wang, L., (2012). “Experımental and theoretıcal ınvestıgatıons of membrane-based energy recovery ventılator performance”, 20.

[74] Yau, Y. H. and Ahmadzadehtalatapeh, M., (2010). “A review on the application of horizontal heat pipe heat exchangers in air conditioning systems in the tropics”, Appl. Therm. Eng., 30(2–3):77–84.

[75] Technology, B., (1998). “T s - Ti T r - Ti,” Science (80-.)., 18(97):121–130.

[76] Mardiana-Idayu, A. and Riffat, S. B., (2011). “An experimental study on the performance of enthalpy recovery system for building applications”, Energy Build., 43(9):2533–2538.

[77] Ahmad, M. I., Yatim, Y. M. and Masitah, A. R. S., (2015). “Heat Transfer and Effectiveness Analysis of a Cross-Flow Heat Exchanger for Potential Energy Recovery Applications in Hot-Humid Climate”, Energy Res. J., 6(1):7–14.

[78] Z. K., M. S., and A. Y., “Effect of Integral Finned Tube on Heat Transfer Characteristics for Cross Flow Heat Exchanger”, Int. J. Comput. Appl., 139(3):20–25.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Hüseyin Furkan SÖNMEZ

Doğum Tarihi ve Yeri : 25.03.1986, İstanbul

Yabancı Dili : İngilizce

E-posta : snmz_furkan@hotmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Yüksek Lisans	İşletme	İstanbul Bilgi Üniversitesi	2019
Lisans	Makine Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	2010
Lise	Sayısal	Çağrıbey Anadolu Lisesi	2004