

**ASKERİ ARAÇLARDA ISITMA SİSTEMİ OPTİMİZASYONU VE
TASARIM ARACININ GELİŞTİRİLMESİ**

UĞURTAN DEMİRTAŞ

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ**

**TOBB EKONOMİ VE TEKNOLOJİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

NİSAN 2015

ANKARA

Fen Bilimleri Enstitü onayı

Prof. Dr. Osman EROĞUL

Müdür

Bu tezin Yüksek Lisans derecesinin tüm gereksinimlerini sağladığını onaylarım.

Doç. Dr. Murat Kadri AKTAŞ

Anabilim Dalı Başkanı

Uğurtan DEMİRTAŞ tarafından hazırlanan ASKERİ ARAÇLARDA ISITMA SİSTEMİ OPTİMİZASYONU VE TASARIM ARACININ GELİŞTİRİLMESİ adlı bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Yrd. Doç. Dr. Sıtkı USLU

Tez Danışmanı

Tez Jüri Üyeleri

Başkan: Prof. Dr. Sadık KAKAÇ _____

Üye : Prof. Dr. Ünver KAYNAK _____

Üye : Prof. Dr. Nuri YÜCEL _____

Üye : Doç. Dr. Selin ARADAĞ ÇELEBİOĞLU _____

Üye : Yrd. Doç. Dr. Sıtkı USLU _____

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada orijinal olmayan her türlü kaynağa eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

(İmza)

Uğurtan DEMİRTAŞ

Üniversitesi : TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi
Enstitüsü : Fen Bilimleri
Anabilim Dalı : Makine Mühendisliği
Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Sıtkı Uslu
Tez Türü ve Tarihi : Yüksek Lisans – Nisan 2015

UĞURTAN DEMİRTAŞ

**ASKERİ ARAÇLARDA ISITMA SİSTEMİ OPTİMİZASYONU VE
TASARIM ARACININ GELİŞTİRİLMESİ**

ÖZET

Geliştirilmiş Zırhlı Muharebe Aracı (ZMA) projelerine, Savunma Sanayi Müsteşarlığı (SSM) tarafından Türkiye'nin içinde bulunduğu coğrafi ve iklimsel şartlara uygun olacak şekilde yeni proje yükümlülükleri eklenmiştir. NATO üyesi ülkeler tarafından kullanılan iklim standardı STANAG 2895'e göre Türkiye A1 (32 – 49°C) ve C1 (-32 – -21°C) iklim bölgelerinde bulunmaktadır. ASELSAN ana, FNSS alt yükleniciliğinde yürütülmekte olan Kundağı Motorlu Namlulu Alçak İrtifa Hava Savunma ve Silah Sistemi (KMNAIHSSS) projesinde bu yükümlülükler neticesinde, 48 saat boyunca -32°C sıcaklığa şartlanmış ortamda 30 dakika içerisinde araç motorunun çalışması ve bunu müteakiben 60 dakika içerisinde kabin içi sıcaklığın +10°C'ye ulaşması gerekmektedir. Araç motorunun -32°C'de çalışmaması nedeniyle, motorun soğutma hattına entegre, kerosen bazlı arktik dizel yakıtla (JP-8, F34 NATO Kodlu) çalışan harici bir ısıtıcı ve elektrikle çalışan santrifüjlü bir su pompasından müteşekkil bir motor soğutma suyu ısıtıcı sistemi tasarlanmıştır. Bu sistem aynı zamanda, elektrikli ısı değiştergeçlerinden oluşan personel ısıtıcı sistemine de sıcak su sağlamaktadır. Tasarım süreci boyunca, farklı konfigürasyonlar tasarlanmış ve test edilmiştir. Bu tezin amacı, gereksinimleri karşılayacak şekilde, aracın ısıtma sistemini optimize etmek ve test edilmiş konfigürasyon sonuçlarına ait test değerleriyle uyumlu bir tasarım aracı geliştirmektir.

Anahtar Kelimeler: Motor Isıtma, Kabin Isıtma, Zırhlı Muharebe Araçlarında Isıtıcı Sistemi

University : TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi
Institute : Institute of Natural and Applied Sciences
Science Programme : Mechanical Engineering
Supervisor : Assist. Prof. Dr. Sıtkı Uslu
Degree Awarded and Date : M. Sc. – April 2015

UĞURTAN DEMİRTAŞ

**THE HEATING SYSTEM OPTIMIZATION AND DESIGN TOOL
DEVELOPMENT IN MILITARY VEHICLES**

ABSTRACT

In the upgraded Armored Combat Vehicle (ACV) projects, new project requirements are added, which are expected to be in accordance with the geographic and climatic conditions of Turkey. According to the military climatic standard of NATO STANAG 2895, Turkey is located in the climate zones of A1 (32 – 49°C) and C1 (-32 – -21°C). For this reason, it is expected that the engine of the vehicle can be ignited in 30 minutes, subsequently the internal cabin temperature can be increased up to +10°C in a conditioned environment at -32°C as a requirement of the KMNAIHSSS (Self-Propelled Low Altitude Air Defence Gun System Project) project which is conducted under the prime/sub contractorship of ASELSAN/FNSS. Since the engine cannot be ignited at an ambient temperature of -32°C, the engine coolant liquid heater system is designed which is integrated to engine cooling circuit and constitutes from a heater that can be functioned with kerosene based arctic diesel fuel (JP-8, F34 NATO Code) and an electrically driven centrifugal water pump. At the same time, this system provides hot water to the heat exchangers of the personnel heater system. Throughout the design stage, different configurations have been designed and tested. The scope of master thesis is to optimize the heater system of vehicle by meeting project requirements, to develop a design tool which is compatible with the results of tested configurations.

Keywords: Engine Heating, Cabin Heating, Heating System in Armored Combat Vehicles

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans çalışmalarım süresince bilgisi ve tecrübesiyle bana yol gösteren hocam Yrd. Doç. Dr. Sıtkı USLU'ya ve sağladıkları Araştırma Bursu nedeniyle TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi'ne en içten teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca, testler ve tasarım konusunda yardım ve işbirlikleri sebebiyle FNSS Savunma Sistemleri A.Ő. 'ye, Kıdemli Tasarım Mühendisi Ersan AKYAZI'ya ve Kıdemli Test Mühendisi Çağdaş İnan'a teşekkürü bir borç bilirim. Son olarak, eğitim hayatım boyunca benden maddi ve manevi hiçbir desteğini esirgemeyen anneme ve babama sonsuz teşekkürler.

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	v
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	vii
İÇİNDEKİLER	viii
ÇİZELGELER LİSTESİ.....	xi
ŞEKİLLER LİSTESİ	xii
KISALTMALAR	xiii
SEMBOL LİSTESİ.....	xiv
1. GİRİŞ	1
1.1. Isıtıcı Sistemi Temel Gereksinimleri	2
1.2. Isıtıcı Sisteminin Temel Elemanları.....	2
1.2.1. Su Isıtıcı	2
1.2.2. Su Pompası	4
1.2.3. Elektrikli Isı Değiştirgeci.....	5
1.2.4. Kuru Tip Kabin Isıtıcı.....	7
1.3. Isıtıcı Sistemi Çalışma Prensipleri	8
1.4. Araştırmanın Amacı ve Önemi	9
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	10
3. ISITMA SİSTEMİ MODELİ.....	22
3.1. Su Debisi Simülasyonu	22
3.1.1. Su Debisi Simülasyonu Matematiksel Modeli	22
3.1.2. Su Debisini Etkileyen Tasarım Parametreleri.....	30
3.1.2.1. Devir Daim Pompası.....	30
3.1.2.2. Toplam Hat Uzunluğu.....	32
3.1.2.3. İç Çap ve Pürüzlülük.....	32
3.1.2.4. Isı Değiştirgeci Sayısı	34
3.1.3. Su Debisi Modeline ait Parametrik Çalışmalar	35
3.1.3.1. Hortum İç Çaplarının ve Toplam Uzunluğunun Su Debisine Etkisi	36
3.1.3.2. Su Pompasının Su Debisine Etkisi.....	38
3.2. Su Sıcaklık Simülasyonu	40

3.2.1. Isı Değiştirgeci Matematiksel Modeli	41
3.2.1.1. Nusselt, Prandtl ve Peclet Sayısı.....	41
3.2.1.2. Çalkantılı İ Akışlarda Nusselt Sayısı	43
3.2.1.3. Isı Değiştirgecinde Kullanılan Denklemler	46
3.2.2. Su Isıtıcı alışma Rejimi ve Su Sıcaklığı Simülasyonu	54
3.2.3. Su Sıcaklık Simülasyonunu Etkileyen Tasarım Parametreleri	56
3.2.3.1. Sistemdeki Su Debisi	56
3.2.3.2. Isıtıcı Döngüsündeki Toplam Su Kütlesi.....	57
3.2.3.3. Isı Değiştirgeci Sayısı	57
3.2.4. Su Sıcaklık Simülasyonuna ait Parametrik alışmalar	58
3.2.4.1. Sistemdeki Su Debisinin Isı değiştirgeci Etkinliliğine Etkisi	58
3.2.4.2. Sistemdeki Toplam Su Kütlesinin Su Isıtıcı Rejimine Etkisi	60
3.3. Araç İçi Sıcaklık Değişimi Simülasyonu	61
3.3.1. ΔT ve Termal Kapasitans Modeli	62
3.3.2. KMNAIHSSS Araç Termal Modeli	62
4. TEST VE SİMÜLASYON SONUÇLARI.....	63
4.1. Simülasyon sonuçları	63
4.1.1. Su Debisi Simülasyon Sonuçları	63
4.1.1.1. 1 adet Isı Değiştirgeçli 12 mm Hortum İ aplı Konfigürasyon.....	63
4.1.1.2. 2 adet Isı Değiştirgeçli 12 mm Hortum İ aplı Konfigürasyon.....	65
4.1.1.3. 2 adet Isı Değiştirgeçli 38 mm Hortum İ aplı Konfigürasyon.....	67
4.1.2. Su Sıcaklık Simülasyon Sonuçları.....	69
4.1.2.1. 1 adet Isı Değiştirgeçli 12 mm Hortum İ aplı Konfigürasyon.....	69
4.1.2.2. 2 adet Isı Değiştirgeçli 12 mm Hortum İ aplı Konfigürasyon.....	71
4.1.2.3. 2 Adet Isı Değiştirgeçli 38 mm Hortum İ aplı Konfigürasyon.....	72
4.1.3. Araç Kabini Sıcaklık Simülasyon Sonuçları	74
4.1.3.1. 1 adet Isı Değiştirgeçli 12 mm Hortum İ aplı Konfigürasyon.....	74
4.1.3.2. 2 adet Isı Değiştirgeçli 12 mm Hortum İ aplı Konfigürasyon.....	75
4.1.3.3. 2 adet Isı Değiştirgeçli 38 mm Hortum İ aplı Konfigürasyon.....	76

4.2. Test Sonuçları ve Simülasyon Sonuçlarıyla Karşılaştırılması	77
4.2.1.1 adet Isı Değiştirgeçli 12 mm Hortum İ aplı Konfigürasyona ait Test ve Simülasyon Sonuçları	78
4.2.2.2 adet Isı Değiştirgeçli 12 mm Hortum İ aplı Konfigürasyona ait Test ve Simülasyon Sonuçları	79
4.2.3.2 adet Isı Değiştirgeçli 38 mm Hortum İ aplı Konfigürasyona ait Test ve Simülasyon Sonuçları	80
4.3. Test ve Simülasyon Sonuçlarının zeti	81
5. TARTIşMA VE GELECEK ALIşMALAR.....	83
KAYNAKLAR	85
EKLER.....	88
ZGEMİş	92

ÇİZELGELER LİSTESİ

Çizelge 3.1: 4 Metre Hortum Uzunluğunda Farklı Hortum Çaplarına ait Sonuçlar ..	37
Çizelge 3.2: 40 Metre Hortum Uzunluğunda Farklı Hortum Çaplarına ait Sonuçlar	38
Çizelge 3.3: Farklı Su Pompaları için Su Debisi Simülasyonları	40
Çizelge 3.4: Farklı Bağıntılara ait Nusselt Sayısı Sonuçları	46
Çizelge 3.5: 820 lt/sa Hacimsel Su Debisinde Termal Rezistanslar	54
Çizelge 3.6: Artan Hacimsel Su Debilerinde Nusselt Sayısı ve Isı Transfer Katsayısı	58
Çizelge 3.7: Farklı Hacimsel Su Debilerinde Isı Değiştirgeci Modeli	59
Çizelge 3.8: Farklı Su Kütlelerinde Isıtıcı Çalışma Rejimi Simülasyonu.....	60
Çizelge 4.1: 1 adet ısı değiştirgeçli, 12 mm hortum iç çapına sahip konfigürasyona ait Simülasyon Sonuçları	64
Çizelge 4.2: 2 adet ısı değiştirgeçli, 12 mm hortum iç çapına sahip konfigürasyona ait Simülasyon Sonuçları	66
Çizelge 4.3: 2 adet ısı değiştirgeçli, 12 mm hortum iç çapına sahip konfigürasyona ait toplam basınç kayıpları	67
Çizelge 4.4: 2 adet ısı değiştirgeçli, 38 mm hortum iç çapına sahip konfigürasyona ait Simülasyon Sonuçları	68
Çizelge 4.5: 2 adet ısı değiştirgeçli, 38 mm hortum iç çapına sahip konfigürasyona ait toplam basınç kayıpları	69
Çizelge 4.6: 1 adet ısı değiştirgeçli, 12 mm hortum iç çapına sahip konfigürasyona ait Performans Verileri.....	70
Çizelge 4.7: 2 adet ısı değiştirgeçli, 12 mm hortum iç çapına sahip konfigürasyona ait Performans Verileri.....	72
Çizelge 4.8: 2 adet ısı değiştirgeçli, 38 mm hortum iç çapına sahip konfigürasyona ait Performans Verileri.....	73
Çizelge 4.9: Tasarım Konfigürasyonlarına ait Sonuçlar	82

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1: Hydronic L Serisi Isıtıcı.....	2
Şekil 1.2: Su Isıtıcı Ara yüzleri.....	3
Şekil 1.3: Flowtronic 6000 SC Su Pompası.....	4
Şekil 1.4: Su Pompasına ait ΔP (Basınç Farkı) – Q (Debi) Grafiği.....	5
Şekil 1.5: MCC Elektrikli Isı Değiştirgeci.....	6
Şekil 1.6: Isı değiştirgeci üzerindeki elektrikli hava fanları	7
Şekil 1.7: Isı değiştirgeci üzerindeki fin yapısı.....	7
Şekil 1.8: KMNAIHSSS Isıtma Sistemi Devre Şeması.....	8
Şekil 2.1: Araca ve sürücüye ait CAD modeli[1]	10
Şekil 2.2: Hava (a) ve Su (b) debilerinin Soğutma Kapasitesine Etkisi[3].....	11
Şekil 2.3: Havanın giriş sıcaklığının radyatör kapasitesine etkisi[3].....	12
Şekil 2.4: Standart Alüminyum ve Karbon finli Radyatör Performansları[5]	14
Şekil 2.5: Farklı Soğutucu Debilerinde Radyatör Performansı[7].....	15
Şekil 2.6: NTU-etkinlik ve HAD modeli sonuçlarının karşılaştırılması[14].....	19
Şekil 2.7: Farklı oranlardaki Su-TiO ₂ karışımının kimyasal özellikleri[18].....	20
Şekil 3.1: Su Pompası Modeline ait ΔP – Q Grafiği.....	31
Şekil 3.2: Isıtıcı Sistemi Nihai Konfigürasyonuna ait CAD Modeli.....	34
Şekil 3.3: Paralel bağlı eş değer direnç benzerliği	35
Şekil 3.4: 4 Metre Hortum Uzunluğunda Farklı Hortum Çaplarına ait ΔP –Q Grafiği	36
Şekil 3.5: 40 Metre Hortum Uzunluğunda Artan Hortum Çaplarına ait ΔP –Q Grafiği	37
Şekil 3.6: Farklı Pompa Eğrileri için ΔP - Q Grafiği.....	39
Şekil 4.1: 1 adet ısı değiştirgeçli, 12 mm hortum iç çapına sahip konfigürasyona ait ΔP – Q Grafiği.....	64
Şekil 4.2: 2 adet ısı değiştirgeçli, 12 mm hortum iç çapına sahip konfigürasyona ait ΔP – Q Grafiği.....	65
Şekil 4.3: 2 adet ısı değiştirgeçli, 38 mm hortum iç çapına sahip konfigürasyona ait ΔP – Q Grafiği.....	67
Şekil 4.4: 1 adet ısı değiştirgeçli, 12 mm hortum iç çapına sahip konfigürasyona ait Su Sıcaklık Simülasyonu	70

Şekil 4.5: 2 adet ısı değiştirgeçli, 12 mm hortum iç çapına sahip konfigürasyona ait Su Sıcaklık Simülasyonu.....	71
Şekil 4.6: 2 adet ısı değiştirgeçli, 38 mm hortum iç çapına sahip konfigürasyona ait Su Sıcaklık Simülasyonu.....	73
Şekil 4.7: 1 adet ısı değiştirgeçli, 12 mm hortum iç çapına sahip konfigürasyona ait Kabin Sıcaklık Simülasyonu	74
Şekil 4.8: 2 adet ısı değiştirgeçli, 12 mm hortum iç çapına sahip konfigürasyona ait Kabin Sıcaklık Simülasyonu	75
Şekil 4.9: 2 adet ısı değiştirgeçli, 38 mm hortum iç çapına sahip konfigürasyona ait Kabin Sıcaklık Simülasyonu	76
Şekil 4.10: Sürücü Koltuğuna Yerleştirilen Isıl Çiftler.....	77
Şekil 4.11: 1 adet Isı Değiştirgeçli 12 mm İç Çaplı Tasarım Konfigürasyonuna ait Test ve Simülasyon Sonuçları	78
Şekil 4.12: 2 adet Isı Değiştirgeçli 12 mm İç Çaplı Tasarım Konfigürasyonuna ait Test ve Simülasyon Sonuçları	79
Şekil 4.13: 2 adet Isı Değiştirgeçli 38 mm İç Çaplı Tasarım Konfigürasyonuna ait Test ve Simülasyon Sonuçları	81

KISALTMALAR

KMNAIHSSS: Kundağı Motorlu Namlulu Alçak İrtifa Hava Savunma ve Silah Sistemi

SSM: Savunma Sanayi Müsteşarlığı

KBRN: Kimyasal Biyolojik Radyoaktif Nükleer

NTU: Number of Transfer Units (Transfer Birim Sayısı)

TSK: Türk Silahlı Kuvvetleri

ZMA: Zırhlı Muharebe Aracı

CAD: Computer Aided Design (Bilgisayar Destekli Tasarım)

HAD: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

MCC: Mobile Climate Control (Kanadalı Isı Değiştirgeci Üretici Firma)

ABC: Artificial Bee Colony Algorithm (Yapay Arı Kolonisi Algoritması)

FEM: Finite Element Method (Sonlu Elemanlar Yöntemi)

SEMBOL LİSTESİ

Re: Reynolds Sayısı

Pr: Prandtl Sayısı

Nu: Nusselt Sayısı

Pe: Peclet Sayısı

St: Stanton Sayısı

Ra: Rayleigh Number

Q: Hacimsel Su Debisi

q: Isı

\dot{q} : Isı Transfer Oranı

\dot{q}_{\max} : Teorik olarak elde edilebilecek maksimum ısı transfer oranı

dq: Sonsuz küçüklikte ısı birimi

T: Sıcaklık

dT: Sonsuz küçüklikte sıcaklık farkı

P: Basınç

ΔT : Sıcaklık Farkı

ΔT_m : Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı

ΔP : Basınç Farkı

ϵ : Yüzey Pürüzlülüğü

ϵ_{HEX} : Isı Değiştirgeci Etkinliliği

m: Kütle

T_{h1} : Isı değiştirgeci Su giriş sıcaklığı

T_{h2} : Isı değiştirgeci Su çıkış sıcaklığı

T_{c1} : Isı değiştirgeci Hava giriş sıcaklığı

T_{c2} : Isı değiştirgeci Hava çıkış sıcaklığı

T_{ortam} : Ortam Sıcaklığı

T_{per} : Personel Sıcaklığı
 D_{hat} : Su hatlarında kullanılan hortum çapı
 D_{exc} : Isı değiştirgeci içindeki boru çapı
 f : Moody Sürtünme Faktörü
 ρ : Yoğunluk
 C_p : Sabit Basınçta öz ısı
 C_v : Sabit Hacimde öz ısı
 C_{min} : Isıl Kapasitesi düşük olan akışkan
 C_{max} : Isıl Kapasitesi büyük olan akışkan
 C_r : Isıl Kapasite oranı
 $n_{büküm}$: Su hattındaki 90'lık dirsek sayısı
 n_{exc} : Isıtma hattındaki ısı değiştirgeci sayısı
 ϕ : Visköz Isı Yayınım Oranı
 ν : Kinematik Visközite
 μ : Dinamik Visközite
 α : Termal Yayınım Oranı
 k : Termal İletim Katsayısı
 h : Konvektif Isı Transfer Katsayısı
 h_a : Havaya ait Konvektif Isı Transfer Katsayısı
 h_w : Suya ait Konvektif Isı Transfer Katsayısı
 K_L : Süreksiz kayıp katsayısı
 h_L : Toplam Yük Kaybı
 $h_{L,minör}$: Süreksiz Yük Kaybı
 $h_{L,majör}$: Sürekli Yük Kaybı
 g : Yerçekimi İvmesi
 L_{hat} : Su Hattındaki Toplam Uzunluğu
 L_{exc} : Isı Değiştirgecindeki Toplam Hat Uzuluğu

V_{ort} : Ortalama Su Hızı

π : Pi Sayısı

C_f : Yüzey Sürtünme Katsayısı

U : Toplam Isı Transfer Katsayısı

A : Toplam Isı Transfer Alanı

$R_{t,cond}$: İletimsel Termal Rezistans

$R_{t,conv}$: Konvektif Termal Rezistans

$R_{araç}$: Araca Ait Termal Rezistans

1. GİRİŞ

Geliştirilmiş Zırhlı Muharebe Araçlarında, (ZMA) Türk Silahlı Kuvvetleri'nin talepleri doğrultusunda, gerek araçların farklı coğrafi koşullarda operasyonel kabiliyetlerini üstün tutmak, gerekse araç personelinin konforunu yükseltmek amacıyla yeni talepler doğmuştur. Bu talepler ışığında, Savunma Sanayii Müsteşarlığı (SSM) tarafından açılan yeni sözleşmelerde farklı proje gereksinimleri oluşmuştur. Bu gereksinimler arasında, modernize edilen güç gruplarının performans testleri önemli bir yer tutmaktadır. Bu testler arasında, azami muharebe ağırlığına ulaşmış aracın her ortam sıcaklığında gereken değerleri hem güç grubu performansı hem de soğutma performansı olarak yakalayabilmesi beklenmektedir. Bu beklentiler ışığında, tasarımı ve prototipleri tamamlanmış araçların belirlenen ortam koşullarında testleri gerçekleştirilmektedir. Bu yüzden, aşırı soğuk ortamlarda da, gerek güç grubunun operasyonel kabiliyetlerinin korunması, gerekse araç personelinin çalışmasını kolaylaştıracak termal konfor ortamının sağlanabilmesi çok büyük önem arz etmektedir.

Özellikle büyük çaplı iş makinalarında ve ZMA'larda sıklıkla kullanılan ağır hizmet dizel motorların düşük sıcaklıklarda motor yağlarında oluşan yüksek viskozite artışı nedeniyle çalışması mümkün olmamaktadır. Bu duruma ek olarak, dizel yakıtlar yüksek yanma sıcaklığı dolayısıyla aşırı düşük sıcaklıklarda motorun çalışmasına karşı ciddi bir atalet yaratmaktadır. Bu sorunu çözmek amacıyla, yeni nesil ZMA'larda araç motoru için bir ısıtıcı sistemi de tasarlanmaktadır. Araç motorunun soğutma sistemi hattına entegre bir şekilde çalışan motor suyu ısıtıcı sistemi aşırı düşük sıcaklıklarda soğutma suyunu ısıtarak motorun içindeki soğutma kanallarında çevirmektedir. Böylece motor bloğu ve pistonların sıcaklığı yükseltilerek daha kolay bir şekilde aracın çalıştırılması hedeflenmiştir. Mevcut motor suyu ısıtıcı sisteminin, araç motoru çalışır halde olduğu zamanlardaysa, personel ısıtıcı için sıcak su sağlamasının hem maliyet azaltma, hem de alt sistem geliştirme açısından daha efektif olacağı öngörülmüştür. Daha önce hiçbir ZMA geliştirme projesinde denenmemiş bu tasarımın, tasarım geliştirme süreci boyunca, proje isterlerini sağlamak amacıyla farklı konfigürasyonlarda denenmesi gerekmiştir. Bu nedenle, test edilmiş konfigürasyonlara ait bilgiler kullanılarak bir ısıtıcı sistemi modeli ve bir kullanıcı arayüzü de olan ısıtıcı sistemi tasarım aracı geliştirilmiştir.

1.1. Isıtıcı Sistemi Temel Gereksinimleri

Kundağı Motorlu Namlulu Alçak İrtifa Hava Savunma ve Silah Sistemi (KMNAIHSSS) proje sözleşmesine göre, ZMA -32°C ortam sıcaklığında 48 saat boyunca bekletildikten sonra, 30 dakika içerisinde araç motorunun çalıştırılması ve bunu müteakiben 1 saat içerisinde kabin içi sıcaklığın +10°C'ye yükseltilmesi gerekmektedir. Bu gereksinimleri karşılamak amacıyla araçta, hem motoru hem de kabini ısıtabilecek bir ısıtma sistemi tasarlanmıştır.

1.2. Isıtıcı Sisteminin Temel Elemanları

KMNAIHSSS Isıtıcı Sistemi valf, hortum, boru, bağlantı elemanları haricinde temel olarak 4 adet elemandan oluşmaktadır. Bu elemanlar; sistemde çevrilen suyu ısıtan su ısıtıcı, suyu hat boyunca çeviren su pompası, sistemde çevrilen suyun üzerinden ısıyı havaya aktaran elektrikli ısı değiştirgeci ve su hattından bağımsız çalışabilen kuru tip ısıtıcıdan oluşmaktadır.

1.2.1. Su Isıtıcı

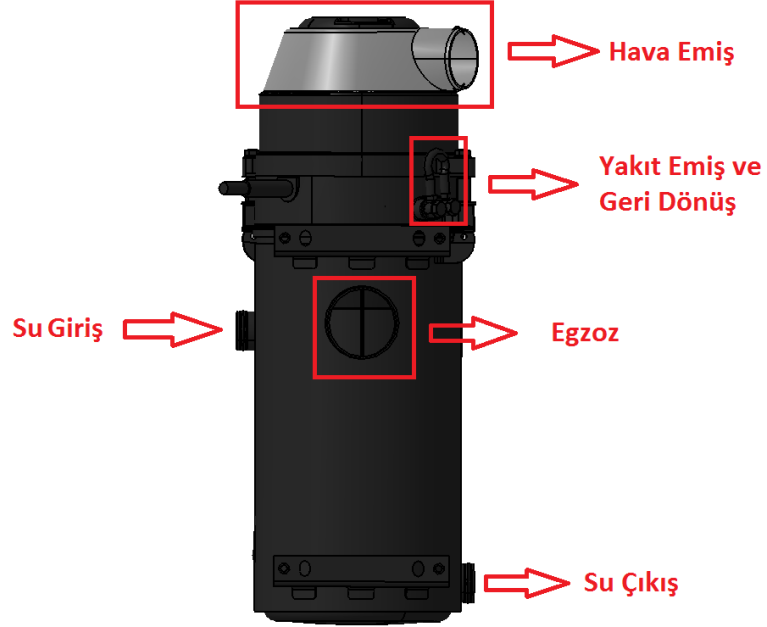
Su ısıtıcının temel görevi sisteme sıcak su sağlamaktır. Isıtıcı sisteminin çalışma şartları göz önünde bulundurularak, Eberspächer marka 35 kW kapasiteli, Hydronic L35 ısıtıcı seçilmiştir. -40°C ortam sıcaklığında çalışabilen ve minimum 2000 l/sa'lik su debisi gereksinimi olan ısıtıcının yakıt tüketimi -10°C ortam sıcaklığında yaklaşık olarak 2.9 l/sa olarak verilmiştir. Şekil 1'de ısıtıcı görülebilir.



Şekil 1.1: Hydronic L Serisi Isıtıcı

İlk tasarım konfigürasyonlarında, 24 kW'lık ısıtıcı kullanılmasına rağmen daha sonra kapasite büyütülerek 35 kW ısıtıcı denenmiştir. Hacim olarak ısıtıcılar arasında herhangi bir fark olmayıp, aradaki tek fark elektronik devreden kaynaklanmaktadır.

Şekil 1.1'de görüldüğü gibi ısıtıcının; hava emiş, egzoz, yakıt emiş, yakıt geri dönüş, su giriş ve su çıkış olmak üzere 6 adet bağlantı arayüzü vardır. Hava emiş arayüzü, ısıtıcının araç mazgallarına bağlanmış olan bir hortum aracılığıyla yakacağı havayı almasını, egzoz ise yanmış gazların araç mazgallarına bağlanmış başka bir arayüzle dışarı atılmasını sağlamaktadır. Yakıt filtresinden geçirilen ısıtıcı yakıtı, yakıt emiş hattından geçmekte ve kullanılmayan yakıt geri dönüş hattına verilerek yakıt tankına geri gönderilmektedir. Su pompası tarafından ısıtıcıya basılan su, su giriş arayüzünden geçerken ısıtılarak su çıkış arayüzünden ısıtıcıyı terk etmektedir.



Şekil 1.2: Su Isıtıcı Ara yüzleri

Isıtıcıya ait temel tüketim ve gereksinim değerleri aşağıda verilmiş olup, EK-A'da daha detaylı teknik değerler bulunabilir.

Ağırlık/Islak Ağırlık	: 18 / 20.5 kg ± %5
Soğutma Sıvısı	: Hacmen %50 antifriz-su karışımı
Nominal Voltaj	: 24 Volt DC
Yakıt Tüketimi	: 2.9 lt/saat (-10°C ortam sıcaklığında)

İzin verilen ortam sıcaklığı	: -40 °C / +90°C
Boyutlar	: 588 x 210 x 200 mm
Koruma Türü	: IP 54

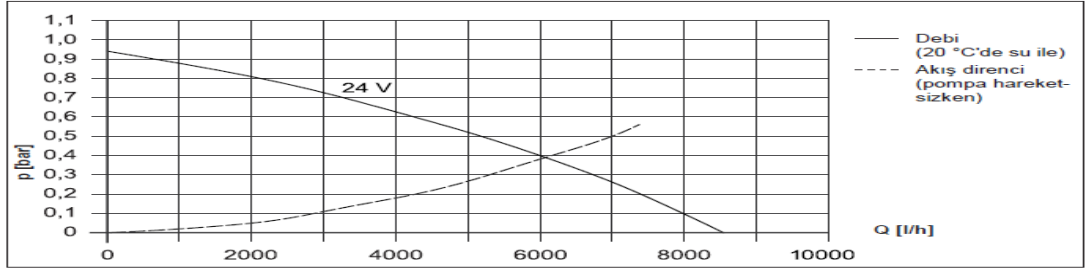
1.2.2. Su Pompası

Su pompasının temel görevi sistemdeki suyu çevirmektir. Sistemin tasarımındaki yüksek basınç kayıpları göz önünde bulundurularak, Eberspächer tarafından önerilen en yüksek kapasiteli santrifüj pompa, Flowtronic 6000 SC seçilmiştir. Şekil 1.3'te su pompasının resmi görülebilir. 0,4 bar dağıtım basıncı altında 6000 l/sa'lık bir debi sağlayabilen santrifüj pompanın yaklaşık elektrik tüketimi 210 Watt'tır.



Şekil 1.3: Flowtronic 6000 SC Su Pompası

Flowtronic 6000 SC su pompasına ait grafik Şekil 1.4'te görülebilir. Bu grafik baz alınarak, bir su pompası modeli tasarlanmıştır. $\Delta P - Q$ grafiği, su pompasının karşısında göreceği yük kaybının basınç şeklinde ifade edilmiş büyüklüğü ile sistemdeki akışkan debisinin ilişkisini göstermektedir. Grafiğin üstel azalan şekilde olması, pompanın karşısında göreceği kayıptaki artışa karşılık sistemdeki akışkan debisindeki düşüşü göstermektedir.



Şekil 1.4: Su Pompasına ait ΔP (Basınç Farkı) – Q (Debi) Grafiği

Su pompasına ait temel tüketim ve gereksinim değerleri aşağıda verilmiş olup, EK-B'de daha detaylı teknik değerler bulunabilir.

Ağırlık	: 2,5 kg \pm %10
Soğutma Sıvısı	: Hacmen %50 antifriz-su karışımı
Nominal Voltaj	: 24 Volt DC
İhtiyaç Duyulan Elektriksel Güç	: 210 Watt \pm %10
İzin verilen ortam sıcaklığı	: -40 °C / +90 °C
Boyutlar	: 230 x 125 x 125 mm
Koruma Türü	: DIN 40 050, Kısım 9 IP 25

1.2.3. Elektrikli Isı Değiştirgeci

Elektrikli Isı değiştirgeçleri, kabin ve personelin ısınma ihtiyaçlarını karşılamak amacıyla araç ısıtma sisteminde bulunan sistem elemanıdır. Üzerindeki elektrikli fan aracılığıyla içindeki borulardan geçen sıcak su üzerinden hava geçirerek, kabin ısıtma ihtiyacını karşılamaktadır. Kabin içi yerleşim, aracın ısınma gereksinimleri ve personel konumaları gibi parametreler göz önünde bulundurularak, Kanada menşeli MCC (Mobile Climate Control) firmasına ait elektrikli ısı değiştirgeci araçta kullanılmıştır. Isıtıcının 1'er adet su giriş çıkışı ve elektrik bağlantı arayüzleri, Şekil 1.5'te görülebilir.



Şekil 1.5: MCC Elektrikli Isı Değiştirgeci

Isı Değiştirgecine ait temel tüketim ve gereksinim değerleri aşağıda verilmiş olup, EK-C’de daha detaylı teknik değerler bulunabilir.

Ağırlık	: 7,9 kg ± %10
Soğutma Sıvısı	: Hacmen %50 antifriz-su karışımı
Nominal Voltaj	: 27 Volt DC
İhtiyaç Duyulan Elektriksel Güç	: 198 Watt ± %10
İzin verilen ortam sıcaklığı	: -40 °C / +40 °C
Boyutlar	: 290 x 181 x 433 mm
Kapasite	: 15,5 kW (820 lt/sa ve ΔT 100 °C)

Elektrikli ısı değiştirgeci, arkasında bulunan ve elektrikle çalışan fanların, sıcak su borularının ve boruların arasındaki finlerin üzerinden geçerek ısıyı havaya aktarması prensibiyle çalışır. Şekil 1.6’da ısı değiştirgeci üzerindeki elektrikli hava fanları görülebilir.



Şekil 1.6: Isı değiştirgeci üzerindeki elektrikli hava fanları

Elektrikli fanlardan sağlanan hava akışının su borularının ve aralarındaki finlerin üzerinden geçerek ısınması ve kabin sıcaklığını artırması mümkün olmuştur. Sıcak hava için 2 farklı çıkış portunun yer aldığı ısı değiştirgecinde, Şekil 1.7’de de görülebileceği gibi, fin yapısı gösterilmektedir.



Şekil 1.7: Isı değiştirgeci üzerindeki fin yapısı

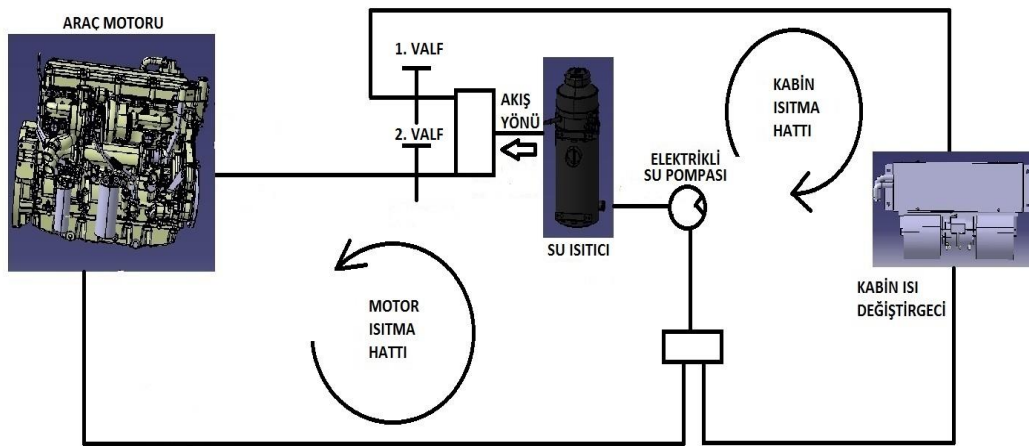
1.2.4. Kuru Tip Kabin Isıtıcı

Elektrikli kabin ısıtıcı, aracın daha yüksek sıcaklıklardaki ısınma gereksinimini karşılamak ve -32°C gibi aşırı soğuk ortamlarda kabin ısınma ihtiyacına destek olmak amacıyla ısıtıcı sistemine eklenmiş bir elemandır. Bu elemanın tek başına kabini ısıtma gibi bir amacı olmadığından dolayı, araç içi yerleşimin zorluğu da göz önünde bulundurularak, 5 kW kapasiteli Alman menşeiili Webasto firmasına ait, kuru tip ısıtıcı kullanılmıştır. Düşük kapasiteli ısıtıcı seğilmesinin bir başka nedeniyse, askeri araçlarda kullanılacak kuru tip ısıtıcıların araçlarda bulunan KBRN

(Kimyasal-Biyolojik-Radyoaktif-Nükleer) koruma sistemiyle uyumlu çalışmak zorunda olmasıdır. Bu nedenle, TSK tarafından araçlarda bulunması istenmesine rağmen kapasiteleri ısıtıcı sistemine destek olacak ve düşük olarak seçilir. Ayrıca yüksek kapasiteli askeri standartlara uygun kuru tip ısıtıcılarınsa, hem kompakt olmayan geniş boyutları karmaşık araç içi yerleşim nedeniyle araca entegrasyonunda problem yaratmakta, hem de maliyet açısından elektrikli ısı değiştirgeçlerine oranla çok pahalı olmaktadır.

1.3. Isıtıcı Sistemi Çalışma Prensibi

Şekil 1.8’de gösterildiği gibi, araç motoru ısıtma gereksinimi duyulduğu durumda 2. valf açılarak, 1. valf kapalıyken su ısıtıcı sistemi çalıştırılır. Bu durumda su pompası ısıtıcı içerisinde ısınan motor suyunu motor bloğu içerisine pompalayarak motor bloğunun ve yağının ısınmasını sağlar. Kabin ısıtma ihtiyacı duyulduğu durumda ise 1. valf açılarak, 2. valf kapalıyken, su ısıtıcı sistemi çalıştırılır. Bu durumda su pompası ısıtıcı içerisinde ısınan motor suyunu kabin içerisinde bulunan, arka taraftaki fan aracılığıyla üzerinden hava geçiren, ısı değiştirgeçlerine pompalayarak kabinin ısınmasını sağlar. Askeri şartlar gereği, araç motorunun mümkün olan en kısa sürede çalışır hale getirilmesi gerektiğinden dolayı, ısıtıcı sisteminin araç motorunu ve kabini aynı anda ısıtmasını gerektirecek bir durum söz konusu değildir.



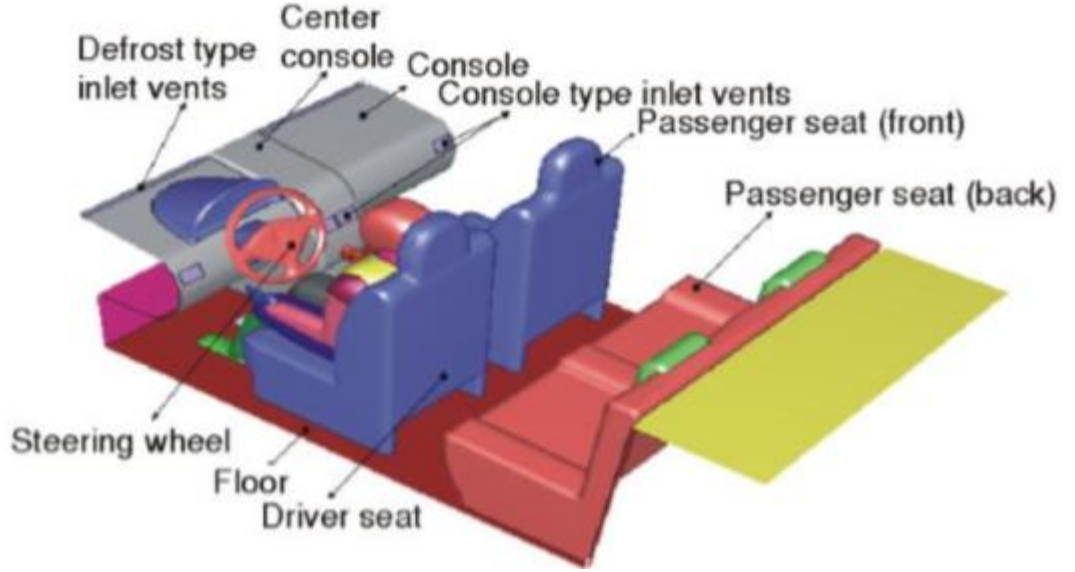
Şekil 1.8: KMNAIHSSS Isıtma Sistemi Devre Şeması

1.4. Araştırmanın Amacı ve Önemi

Bu araştırmada amaçlanan, tasarım doğrulama sırasında gerçekleştirilen testlerle uyumlu olacak bir Isıtıcı Modeli ortaya çıkarmaktır. Daha önce gerçekleştirilen projelerde, herhangi bir ısıtıcı modeli oluşturulmadığından dolayı, proje gereksinimlerini sağlama amacıyla 4 farklı ısıtıcı sistemi tasarımı üzerine çalışılmış ve test süreçlerine girilmiştir. Bu sebeple ortaya çıkan işgücü kayıplarının önüne geçmek amacıyla, böyle bir ısıtıcı modelinin oluşturulması önem arz etmektedir. Gelecekte yapılacak olan projelerin ön tasarım faaliyetleri sırasında, ısıtıcı sistem elemanlarının seçimi konusunda belirleyici olarak, farklı tasarımlar için harcanan işgücü ve maliyet kayıplarının önüne geçmeyi sağlayacaktır.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Günümüzde geliştirilen askeri kara sistemlerinde personelin konforu da göz önünde bulundurulmaya başlanmış ve bu durum proje sözleşmelerinde konfora ait standartların da kullanılmasını beraberinde getirmiştir. Sivil uygulamalarda konfor daha fazla ön planda bulunduğundan dolayı, literatür çalışmaları da sivil uygulama ağırlıklıdır.



Şekil 2.1: Araca ve sürücüye ait CAD modeli[1]

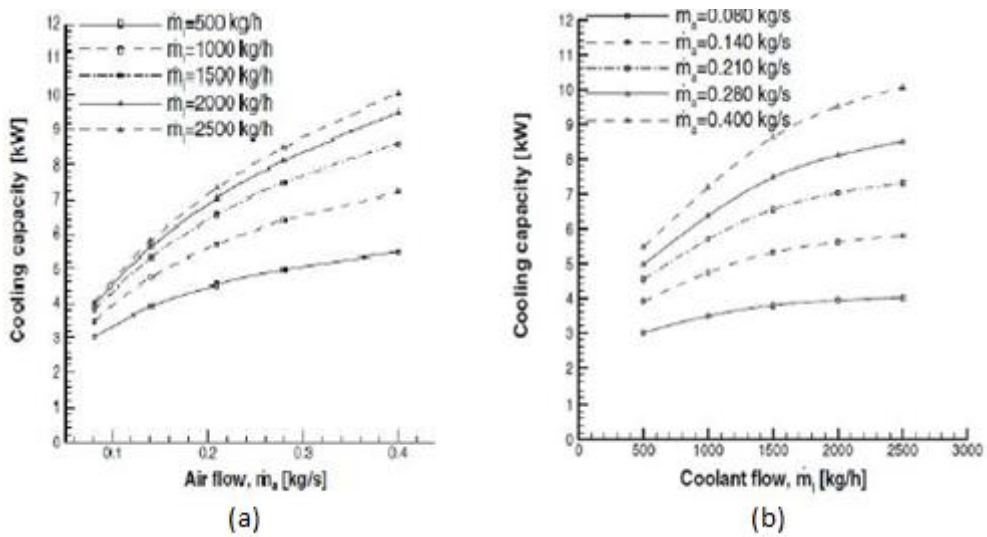
Uludağ Üniversitesi'nden Muhsin Kılıç ve Gökhan Sevilgen, kararlı ve kararsız durumlar için bir otomobil kabinin içindeki sıcaklık dağılımını Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) teknikleri kullanarak hesaplamışlardır [1]. Bu çalışmada 2005 model, motor hacmi 1600 cm³ olan FIAT Albea aracının CAD (Bilgisayar Destekli Tasarım) Modeli kullanılmıştır. İnsan vücudu ise, bir Manken CAD modeli kullanılarak, araç modeli içine yerleştirilmiştir. Kullanılan insan modelinin boyu 170 cm, toplam yüzey alanı ise sürücü koltuğunda oturma pozisyonunda 1.81 m² kabul edilmiştir. Şekil 2.1'de, araca ve insana ait CAD model görülebilir.

Bu analizde sürücüye ait sınır koşulları belirlenirken, insan vücudunun termofizyolojik davranışları göz önünde bulundurulmuştur. Sürücünün kıyafetlerinin olmadığı kafa ve eller gibi vücut bölgeleri için yüzey sıcaklığı 33.7°C olarak kabul edilmiştir. Öngörülebilirliği artırmak amacıyla, sürücüye ait kalan kıyafetlerin olduğu diğer yüzeylerin sıcaklığıysa her nokta için 24.4°C olarak kabul edilmiştir. Bu

durumda, kıyafetlere ait alana bağlı termal rezistans yaklaşık olarak $0.155 \text{ m}^2\text{K/W}$ olarak alınmıştır. Isıtıcı sisteminden ziyade araç içi sıcaklık dağılımı hedeflendiği için, üfleçlerden geçen hava hızı ve sıcaklığı ölçümlerden elde edilen veriler kullanılmıştır. Numerik çözümlerde, türbülans modeli olarak k- ϵ modeli seçilerek daha yüksek isabet ve tutarlılık hedeflenmiştir.

Kullanım amacı soğutma sistemine ait radyatörden farklı olmasına rağmen, sulu tip kabin ısıtıcılarla radyatörün çalışma mekanizması arasında herhangi bir fark yoktur. Her iki ısı değiştirgeci de, motor suyunun üzerinden akan hava aracılığıyla suyu soğutmak üzerine tasarlanan çapraz akışlı ısı değiştirgeçlerindedir. Hindistan'ın Pune Üniversitesi'nde, Pawan Amrutkar otomotiv radyatörlerinde yaptığı testlerle gerçekleştirdiği modelin simülasyon sonuçlarını karşılaştırdığı çalışmada teorik hesaplamalardan ziyade, geliştirilen radyatör modelinin test sonuçlarıyla daha doğru sonuçlar ürettiğini ortaya koymuştur[2]. Beklendiği gibi, araç hızı arttıkça artan motor devriyle beraber hem motorun ısı atım değerleri yükselmiş, hem de motor tarafından kayışla sürülen su pompasının kapasitesi artarak, motor suyunun hacimsel debisi artmıştır.

C. Oliet, A. Olivia, J. Castro ve C. D. Pérez-Segerra otomotiv radyatörleri üzerine yaptıkları parametrik çalışmalarda, radyatör performansının su debisi, hava debisi, radyatör girişindeki hava sıcaklığı ve fin yoğunluğu olmak üzere 4 temel parametreye göre ciddi biçimde değiştiğini ortaya koymuştur[3].

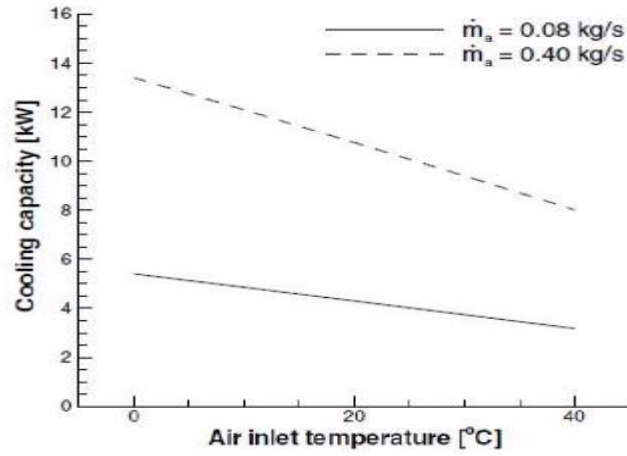


Şekil 2.2: Hava (a) ve Su (b) debilerinin Soğutma Kapasitesine Etkisi[3]

Şekil 2.2’de sabit sıcaklık farkında değişen su ve hava debilerine göre radyatör soğutma kapasitelerindeki değişim gösterilmektedir. Şekil 2.2’de de görülebileceği gibi, düşük hava debilerinde, su debisindeki artışın toplam soğutma kapasitesine ciddi bir etkisi bulunmamaktadır. Aynı durum, düşük su debilerinde hava debisinde yaşanan artışlar için de geçerlidir.

Bu durumun temel nedeni ise, akışkanlardan herhangi birinin ısı kapasite oranlarının diğerine oranın çok düşmesi durumunda, ısı değiştirgecine ait etkinlik oranının %90 üzerine çıkararak, etkinlik artışından elde edilebilecek soğutma kapasitesini sınırlamasıdır.

Radyatör performansını belirleyen bir diğer parametre ise radyatördeki havanın giriş sıcaklığıdır. Artan hava giriş sıcaklığı, su ile hava arasındaki sıcaklık farkında düşüşe neden olduğundan dolayı, radyatörün soğutma kapasitesinde düşüşe yol açmaktadır. Isı transferi sıcaklık farkıyla artarak değiştiğinden dolayı, havanın giriş sıcaklığıyla radyatörün soğutma kapasitesi arasında bir doğru orantı vardır. Şekil 2.3’te havanın giriş sıcaklığıyla, radyatörün soğutma kapasitesi arasındaki ilişki gösterilmektedir.



Şekil 2.3: Havanın giriş sıcaklığının radyatör kapasitesine etkisi[3]

Radyatör kapasitesini etkileyen bir diğer parametre ise radyatör içindeki toplam alanı artıran fin yoğunluğudur. Yüzey alanını artıran fin sayısı arttıkça bir yandan toplam yüzey alanı artarak ısı transferi yükselirken, bir yandan hava akışındaki basınç kaybı yükselerek ısı transfer oranı düşecektir. Yine de, aynı hava debisi sağlanabildiği sürece, radyatör kapasitesi fin yoğunluğuyla paralel şekilde artacaktır.

Malaya Üniversitesi'nden S.C. Pang, M.A. Kalam, H.H. Masjuki ve M.A. Hazrat 2012 yılında yaptıkları çalışmada, kaput altındaki ısı değiştirgeçlerindeki hava debisini ve sivil araçların soğutma sistemi devresinin soğutma performansına etkisini incelemişlerdir[4]. Bu araştırma sırasında radyatör performansına da değinilmiştir. Radyatör modellerinde genel olarak kabul gören yaklaşım radyatör termal rezistans modelidir. Kirlenme faktöründen kaynaklanan rezistanslar ihmal edilirse, radyatörde gerçekleşen termal rezistans, Denklem 2.1'de gösterildiği gibidir.

$$R_{th} = \frac{1}{UA_t} = \underbrace{\frac{1}{h_c A_t}}_{\text{coolant side}} + \underbrace{\frac{x}{k A_t}}_{\text{tube}} + \underbrace{\frac{1}{h_a \eta A_o}}_{\text{air side}} \quad (2.1)$$

Bugüne kadar yapılan uygulamalarda, radyatördeki toplam termal rezistansın yaklaşık %90'ının hava tarafında gerçekleştiği görülmüştür. Bu nedenle, radyatör tasarımında bugüne kadar geliştirme için harcanan efor çoğu zaman havaya ait termal rezistansı düşürmek için sarf edilmiştir.

S.C. Pang ve diğerleri, yaptığı çalışmada düz yüzeyli sınır koşullarında en yüksek ısı transfer katsayısının, yüzeyin başlangıç noktasında olduğunu ortaya koymuştur. Bu görüngenü aynı zamanda 'giriş etkisi' olarak da tanımlanabilir.

Aynı araştırmada varılan bir diğere sonuça, 5000'den küçük Reynolds sayılarında ve düşük sıralı tüplerde finler arasındaki boşluk azaldıkça ısı transfer performansının iyileştiğidir. Daha büyük Reynolds sayılarında ise önem kazanan girdap vektöründen dolayı kayda değere bir iyileştirme gözlenmemiştir.

Hava-su ısı değiştirgeçlerinde havaya ait termal rezistans düşürmeye yönelik çalışmalar özellikle süngerimsi yapılı finlerin kullanıldığı araştırmaların hız kazanmasını sağlamıştır. Qijun Yu, Anthony G. Straatman ve Brian E. Thompson yaptıkları çalışmada karbon süngerimsi yapılı finlerin hava-su ısı değiştirgeçlerinde performansı artırmaya yönelik çalışmalarını incelemişlerdir[5]. Konvensiyonel hava-su ısı değiştirgeçlerinde havanın geçişin engelleyen metal (alüminyum veya bakır) finler kullanılmaktadır. Bu durum ısı transferinin gerçekleşebileceği yüzey alanının artmasını sağlarken aynı zamanda havanın akımı üzerinde bir direnç oluşturarak, hava akımının uğrayacağı basınç kaybını artıracaktır.

Bu durum, hava-su ısı değiştirgeci tasarımlarının temel problemini oluşturan, termal rezistans (konvektif ısı transferi) ile hidrodinamik rezistans (basınç kaybı) arasında

optimum denge arayışına yol açmaktadır. Karbon süngerimsi yapılı finlerin geleneksel metal finlere karşı en büyük avantajı, delikli yapısı sayesinde etkin fin yüzey alanını artırırken, sisteme ilave basınç kaybı eklememesidir. Süngerimsi karbon yapı, Oak Ridge Milli Laboratuvarında geliştirilen bir malzemedir. Bu malzemede geliştirilen ve ısı transferini kolaylaştıran temel olarak 2 nokta vardır. Birincisi daha gözenekli bir malzeme olan karbon süngerimsi malzemede birim hacimdeki toplam yüzey alanı 5000'den 50000 m²/m³'e kadar artırılabilir. İkincisi ise, ısı iletim katsayısı yaklaşık 40-180 W/m²K aralığında olan karbon süngerimsi yapının, alüminyum muadillerinin 5-20 W/m²K aralığındaki ısı iletim katsayısının hayli üzerinde olarak radyatöre ait iletimsel termal rezistansın düşmesini sağlamasıdır.

Q. Yu ve diğerleri, yaptıkları çalışmada hem hidrodinamik ve termal bir model oluşturarak testlerle bu modeli onaylamış; hem de radyatör performansındaki gelişimi ölçebilmek için aynı şartlarda standart alüminyum finlerden oluşmuş bir kontrol grubuyla model sonuçlarını karşılaştırmıştır.

Items	Standard aluminum fin	Carbon foam fin	Improvement
Water in temp. (°C)	79.9	79.9	–
Water out temp. (°C)	63.1	60.6189	–2.4811 °C
Water flow (kg/s)	0.26	0.26	–
Water pressure loss (kPa)	N/A	2.1	–
Air in temp. (°C)	39.5	39.5	–
Air flow (kg/s)	0.74	0.74	–
Air pressure loss (mm H ₂ O)	14.2 ^a	14.15	–
Heat load (kW)	16.555	19.0275	1.1494

Şekil 2.4: Standart Alüminyum ve Karbon finli Radyatör Performansları[5]

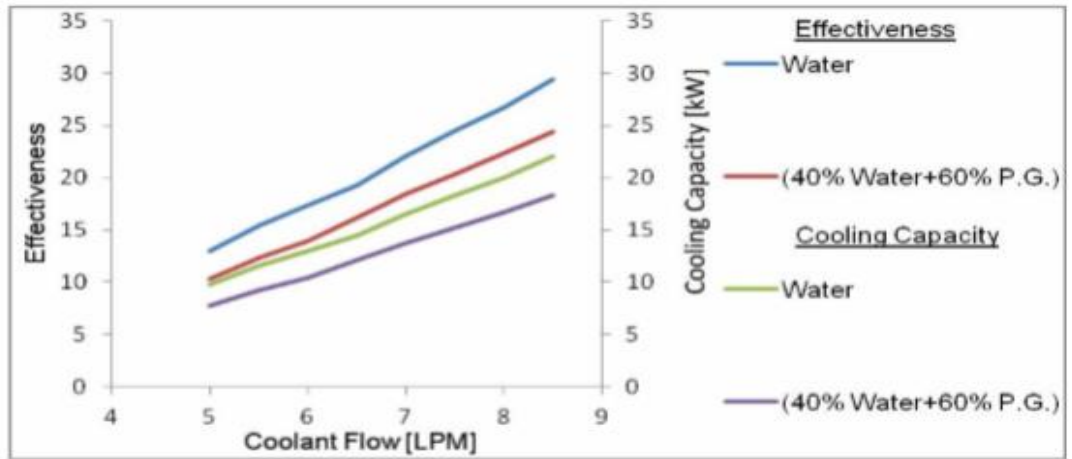
Şekil 2.4'te bu karşılaştırmalara ait sonuçlar gösterilmektedir. Havaya ait aynı basınç kaybında beklendiği gibi, hava debisi arttığından dolayı, havaya ait termal rezistansta yaşanan düşüş radyatörün toplam performansında yaklaşık %15'lik bir artış sağlamıştır. Karbon yapılı radyatörlerin alüminyum radyatörlerden daha hafif olması da, bu radyatörlerin diğer bir avantajıdır.

N. Luo, W.G. Weng, M. Fu, J. Yang ve Z.Y. Han, 2014 yılında yaptıkları bir çalışmada, insan hareketinin insan vücudyla çevresi arasındaki konvektif ısı transfer

katsayısına etkisini deneysel olarak incelemişlerdir[6]. Luo ve diğerleri, 24 metre uzunluğunda bir rüzgar tünelinin içindeki cansız mankenin vücudunun farklı noktalarına yerleştirdikleri ısı çiftleri aracılığıyla farklı hava hızlarında oluşan sıcaklık dağılımını ölçmüşlerdir. Kullanılan mankenin içinde elektrikle kontrol edilen ısıtıcılar mevcuttur ve bunlara ek olarak deri yüzeyine gömülü olarak birçok ısı çifti aracılığıyla sıcaklık ölçülmektedir.

J.P. Yadav ve B.R. Singh yaptıkları bir çalışmada, otomotiv radyatörlerinde kullanılan antifriz (etilen-glikol ve türevleri) su karışımlarındaki antifriz oranının radyatör performansına olan etkilerini araştırmışlardır[7]. Yadav ve Singh bir deney düzeneği kurarak, saf su ve hacmen 60-40 oranında saf su-propilen glikol karışımıyla soğutma fanı kullanarak ve kullanmadan çeşitli ölçümler yapmışlardır.

Santrifüjlü bir pompa aracılığıyla sisteme basılan soğutma sıvısının radyatör giriş ve çıkışında ısı çiftleri vasıtasıyla sıcaklıkları ölçülerek, radyatör kapasiteleri hesaplanmıştır.



Şekil 2.5: Farklı Soğutucu Debilerinde Radyatör Performansı[7]

Kullanılan soğutma fanı sabit devirde dönerek 1.49 kg/s'lik bir kütleli hava debisi sağlamaktadır. Şekil 2.5'te farklı debilerde ve 80°C sabit giriş sıcaklığında radyatörün soğutma kapasitesi ve etkinliği saf su ve propilen glikol-su karışımı için gösterilmektedir. Şekil 2.5'te görüldüğü gibi, radyatör üzerinde havanın termal kapasitesi sudan çok daha fazladır. Bu nedenle, su debisi yükseldikçe radyatör etkinliğinde ve soğutma kapasitesinde de artışlar yaşanmaktadır. Şekil 2.5'te dikkat çeken başka bir nokta ise, saf suyla gerçekleştirilen testlerdeki performansın, propilen glikol-su karışımının performansının oldukça üzerinde olmasıdır. Bu

durumun nedeni saf suyun öz ısısının karışımın öz ısısından yaklaşık %23 daha yüksek olmasıdır. Su daha yüksek özısıya sahip olduğundan dolayı üzerinden daha çok ısı havaya aktarılırken sıcaklığı karışımındaki kadar düşmediğinden dolayı ısı transferi sekteye uğramamaktadır. Başka bir deyişle, suyun Prandtl sayısı karışımın Prandtl sayısından daha yüksek olduğu için aynı su debisinde Nusselt sayısı daha yüksek çıkacak ve bu durum da daha yüksek konvektif ısı transfer sayısına ve daha düşük termal rezistansa yol açacaktır.

Bütün bu avantajlarına rağmen, motor soğutma sistemlerinde saf su kesinlikle kullanılmamaktadır. Bu durumun temel olarak 2 nedeni vardır. Birincisi, saf su içinde barındırdığı tuzlu mineraller nedeniyle motor bloğuna zarar vererek, bloğun korozyona uğrama sürecini hızlandırmaktadır. İkincisi ise, saf suyun donma sıcaklığı 0°C olduğu için soğuk havalarda donarak motoru çalışmaz hale getirmektedir. 50-50 hacmen antifriz su karışımı ise EK-D'de görülebileceği -40°C'ye kadar donmaya karşı koruma sağlayabilmektedir. Yine de, bu konuda birtakım iyileştirmeler yapılmaktadır. Özellikle motor firmaları, yaz koşullarında kullanılacak antifriz oranını düşürerek (65-35) daha yüksek ısı kapasitesi olan karışımın kullanılmasına izin verebilmektedir.

L.A. Sphaier ve W.M. Worek, yaptıkları bir çalışmada, ısı ve kütle rejeneratörlerinde NTU-etkinlik metodunu kullanarak, parametrik analizler gerçekleştirmişlerdir[8]. Bu çalışmada, ısı transferi ile kütle taşınımı arasındaki değişimi inceleyen Sphaier ve Worek, ısı rejenatörlerinde kullanılan tekerleklerin açılma hızı arttıkça bunun ısı ve kütle transferine olan etkisini, NTU-etkinlik metodunu kullanarak incelemişlerdir.

B. Parikshit, K.R. Spandana, V. Krishna, T.R. Seetharam ve K.N. Seetharamu, 2014 yılında yaptıkları bir çalışmada, sonlu elemanlar yöntemini kullanarak kabuk ve tüp tip ısı değiştirgeçlerinde kabuk tarafındaki akışkanın basınç kaybını hesaplamak için basit bir yöntem geliştirmişlerdir[9].

Parikshit ve diğerleri, yaptıkları çalışmada kabuk tarafındaki akışı ana akış, baypas akışı ve sızıntı akışı olmak üzere üçe ayırarak, sonlu elemanlar analizi yöntemini oluşturmuşlardır. Daha sonra elde ettikleri kabuk tarafındaki akışa ait basınç kaybı sonuçlarını test sonuçlarıyla karşılaştırarak modelin gerçekliğini ortaya koymuşlardır. Bu çalışmada farklı çalışmalara ait düzeltme faktörlerini kullandıktan sonra kendi düzeltme faktörlerini de kullanan Parikshit ve diğerleri, 10⁶'ya kadar

olan Reynolds sayılarında en fazla %12.5'lik bir sapma ile deney sonuçlarını yakalamışlardır

B.S. Alqaity, Salem A. Al-Dini ve Syed M. Zubair, yaptıkları bir çalışmada NTU-etkinlik metodunu kullanarak, ısı kaybının ve kinetik enerji değişimlerinin paralel akışlı bir ısı değiştirgecinde etkinliliği nasıl değiştirdiğini incelemişlerdir[10]. Alqaity ve diğerleri, bu çalışmada; hem ısı değiştirgeci boyunca sıcaklık değişimine bağlı olarak değişen viskozite sonucu ortaya çıkan hız gradyanının, hem de ısı değiştirgeci ile dış ortam arasında gerçekleşen ısı transferinin ısı değiştirgecine olan etkisini incelemişlerdir. Alqaity ve diğerleri; hem kinetik enerji değişimini, hem de ısı kaybını boyutsuzlaştırarak oluşturduğu modeli test sonuçlarıyla da doğrulamıştır. Alqaity ve diğerleri oluşturdukları modeli analitik sonuçlarla onayladıktan sonra, farklı ısı kapasite ve ısı sızıntısı oranlarında ısı değiştirgecindeki etkinliliğin nasıl değiştiğini de çalışmalarında ortaya koymuşlardır. Isı sızıntısının soğuk akışkanda gerçekleştiği durumda azalan sıcaklık gradyanı nedeniyle, boyutsuz sıcaklık oranı azalmış, tersi durumda ise sabit kalmıştır.

N.A.M. Amin, M. Belusko ve F. Bruno, yine NTU-etkinlik modelini kullanarak faz değişim malzemesine ait bir sistemin modelini oluşturmuşlardır[11]. Amin ve diğerleri, bu çalışmada bir tankın içine yerleştirilen ve faz değişimi hedeflenen malzemedeki tankın dış yüzeyinden sıcak bir akışkan geçirilerek bir sistem oluşturulmuştur. Fiziksel olarak küre şeklinde olan PCM malzemesini silindir şeklinde tanklara koyarken modele 0 ile 1 arasında değişen bir p sayısı da eklenmiştir. Bu sayı sistemden ısının ne kadar homojen aktığını belirtmekte olup, malzemenin ve kürenin çapına ve boyuna göre değişmektedir. Başka bir deyişle, p sayısı, 1'e yaklaştıkça ısının daha homojen bir şekilde aktığı sonucuna varılabilir.

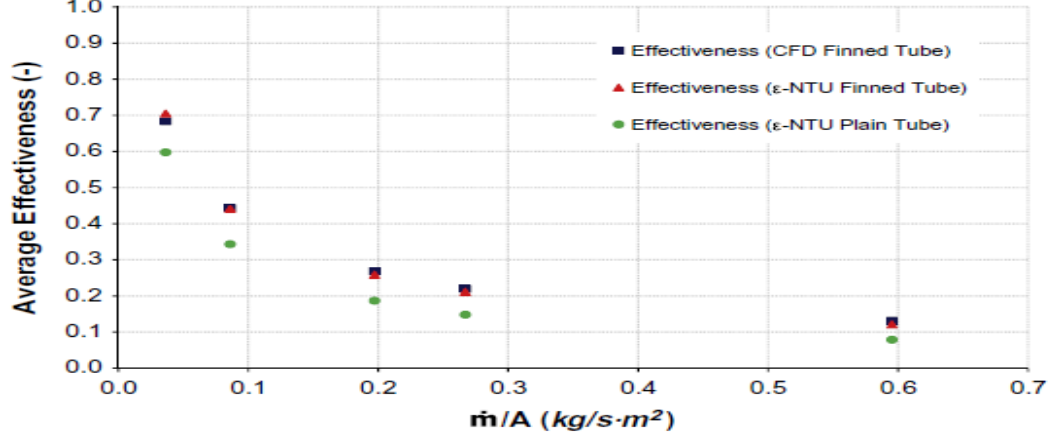
Arzu Şencan Şahin, Bayram Kılıç ve Ulaş Kılıç, yaptıkları bir çalışmada yapay arı kolonisi (ABC) algoritmasını kullanarak kabuk ve tüp tipli ısı değiştirgeçlerinde tasarımın optimum noktaya ulaşacağı noktayı hesaplamışlardır[12]. Daha sonra, literatürdeki sonuçlarla algoritma sonuçlarını karşılaştırarak algoritmanın sonuçlarını doğrulamışlardır. ABC Algoritması ilginç bir şekilde arıların davranışının gözlenmesi sırasında oluşturulmuştur. Sürü halinde hareket eden arılar ayrıldıklarında, çiçeklerden nektar toplarken nektar oranı en yüksek olan çiçeği hafızalarına kaydederler. Nektar oranı daha yüksek bir çiçek bulduklarında ise

değerini hafızalarından silerek daha yüksek nektar oranlı bir çiçek bulmadıkça mevcut çiçeği hafızalarında tutarlar. Bundan esinlenen ABC Algoritması, çok değişkenli mühendislik problemlerinde, tüm kombinasyonlarını sırayla denerken sürekli istenen optimum değerleri hafızasında tutarak çözüm sağlamayı hedeflemektedir. Şencan ve diğerleri; akışkanların, sıcaklıklarının ve debilerinin değiştiği 3 farklı durum için ABC Algoritmasından elde edilen sonuçları, literatürde bu durumlar için elde edilmiş sonuçlarla karşılaştırmışlardır. Bu çalışmada ABC Algoritması maliyet optimum olacak şekilde geliştirildiğinden dolayı, ısı değiştirgecine ait teknik performans sonuçları optimum seviyede olmasa da, maliyet açısından ABC Algoritmasının en iyi performansı sunduğu görülebilir. Gelecek çalışmalarda bu algoritma farklı optimum değerlere göre tanımlanarak performans ve etkinlik odaklı çalışmalar da uygulanabilir.

Mariusz Markowski, Marian Trafczynski ve Krzysztof Urbaniec, yaptıkları bir çalışmada kirlenme faktörünün kabuk ve tüp tipi ısı değiştirgeçlerinde yarattığı termal rezistansı doğruladıkları bir yöntem geliştirmişlerdir[13]. Markowski ve diğerleri, bu çalışmada kirlenme rezistansını ölçebilmek için uzun bir süre boyunca aynı koşullarda teste tabi tuttıkları ısı değiştirgecinin testlerine ait sonuçları kullanmışlardır. Test sonuçlarındaki değerleri direkt olarak kullanmak yerine, aynı testleri defalarca gerçekleştirerek, modele temel oluşturacak olan test sonuçlarını ön işlemeye tabi tutmuşlardır. Böylece, ölçüm aletlerindeki sapma ve hataları minimize etmek mümkün olmuştur.

N.H.S. Tay, M. Belusko, A. Castell, L.F. Cabeza ve F. Bruno, yaptıkları bir çalışmada finli boruların kullanıldığı bir faz değiştirme sistemini 2 boyutlu NTU-etkinlik yöntemiyle karakterize ettikleri sistemi HAD modeli ile doğrulamışlardır[14].

Şekil 2.6'da, finli ve finsiz boruların kullanıldığı NTU-etkinlik modeline ait sonuçlar HAD modeli ile karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Ayrıca, finli borunun faz değiştirme sistemine ait toplam etkinliğe olan etkisini göstermesi açısından bu çalışma önem arz etmektedir. Faz değiştirme sistemlerinin çoğunda olduğu gibi, ısı kapasitesi düşük olan sıcak akışkan olduğundan dolayı, akışkanın kütlesi arttıkça artan ısı kapasite oranı nedeniyle toplam etkinlik düşmüştür.



Şekil 2.6: NTU-etkinlik ve HAD modeli sonuçlarının karşılaştırılması[14]

Sepehr Sanaye, Masoud Dehghandokht ve Amir Fartaj, yaptıkları bir çalışmada bir otomobil kabini içindeki sıcaklığı termal olarak modellemiş ve belirsiz (fuzzy) bir kontrol sistemiyle kontrol etmiştir. İlk olarak araç kabininin ısı yükleri için ilk tahminde bulunularak, kabine ait temel denklemler numerik olarak çözümlenerek termal bir model oluşturulmuştur. Daha sonra, bu model testlerle doğrulanmıştır. İkinci kısımda ise, mevcut modele belirsiz bir kontrolör eklenerek kabin sıcaklığı kontrol edilmiştir. Bu noktada amaç, doğrusal olmayan termal modele ait denklemler nedeniyle PID kontrolör kullanmak yerine belirsiz kontrolörle daha başarılı bir kontrol sistemi oluşturmaktır. Bulanık kontrol sistemi, hem sürücü tarafından istenen sıcaklık ile kabin sıcaklığı arasındaki farkı, hem de kabin içindeki havanın kirlilik oranına göre havalandırma sistemini kontrol etmektir. Bulanık adının verilmesinin nedeni, kontrolörün sürekli bu 2 çıktıyı kontrol ederek, sistem girdilerini kontrol etmesidir.

M. Hatami, M. Jafaryar, D.D. Ganji ve M. Gorji-Bandpy yaptıkları bir çalışmada, 10 farklı tasarım için yarattıkları HAD modeli ile dizel bir motorun ısı değiştirgeci tasarımını optimize etmişlerdir[16]. Kütle, momentum ve enerji denklemlerini k-ε modeliyle çözdükleri HAD modellerinde hem farklı k-ε teknikleri kullanmış, hem de farklı tasarımların bu tekniklerle sağladıkları sonuçları karşılaştırmışlardır.

Ahmad Ghizatloo, Alimorad Rashidi ve Mojtaba Shariaty-Niassar, yaptıkları bir çalışmada grafen bazlı nano akışkan katkı maddesi kullandıkları bir kabuk ve tüp tipli ısı değiştirgecinde konvektif ısı transferinde gelişme yakalamışlardır[17]. Laminer akış rejimine sahip bir test düzeneğinde yapılan çalışmada, giriş bölgesinde

ve tam gelişmiş bölgede farklı hesaplamalar kullanılmıştır. Ghosatloo ve diğerleri yaptıkları çalışmada, hacmen farklı oranlarda grafen ekledikleri saf su karışımının kimyasal özelliklerini ölçmüş ve bunun konvektif ısı transfer katsayısı üzerine olan etkilerini incelemiştir.

Rohid S. Khedkar, Shriram S. Sonawane ve Kailas L. Wasewar ise grafen yerine TiO₂-su bazlı bir nano akışkan kullanarak, bunun konsentrik tüplü bir ısı değiştirgeci üzerindeki performansa etkisini incelemiştir[18]. Şekil 2.7’de, Khedkar ve diğerlerinin bu çalışmadaki testlerde denedikleri karışımlara ait kimyasal özellikler gösterilmektedir.

Thermophysical properties of working fluids and nanoparticles.

Sr. no	Nanoparticles/ coolant/ nanofluid	Thermal conductivity (W/mK)	Viscosity (cP)	Density g/m ³	Specific heat (kJ/kg K)
1	TiO ₂	8.4		4230	0.17
2	Water	0641	0.894	1000	4.197
3	2% nanofluids	0.646	0.9387	1061.7	4.09
4	3% nanofluids	0.664	0.9610	1094.0	4.053

Şekil 2.7: Farklı oranlardaki Su-TiO₂ karışımının kimyasal özellikleri[18]

Şekil 2.7’den anlaşılacağı gibi, TiO₂ oranı arttıkça ısı iletim katsayısı ve dinamik viskozite artmaktadır. Farklı oranlardaki soğutucu akışkanların kullanıldığı çalışmada en iyi performansın %3’lük karışımda elde edilmesi beklenmektedir. Khedkar ve diğerleri, yaptıkları testlerde en yüksek toplam ısı transfer katsayısını farklı Reynolds sayılarında, beklendiği gibi %3’lük karışımda elde edilmiştir.

Roghayeh Lotfi, Ali Morad Rashidi ve Azadeh Amrollahi, deneysel bir çalışma yaparak karbon nano ölçekli boruların kullanıldığı bir kabuk ve tüp tipli ısı değiştirgecinde performans gelişimini incelemiştir[19]. Lotfi ve diğerleri, kobalt molibden alaşımını kullanarak elde ettikleri karbon nanotüpleri kabuk ve tüp tipli ısı değiştirgecinde kullanarak ciddi bir performans gelişimi sağlamışlardır. Soğutucu akışkanın içine karıştırılan karbon nanotüpler, soğutucunun Prandtl sayısını artırarak ısı değiştirgecindeki toplam ısı transfer katsayısını artırmışlardır.

A.V. Kuznetsov ve D.A. Nield yaptıkları bir çalışmada dikey bir plakanın üzerinde bir nano akışkanın oluşturduğu doğal konveksiyon sonucu oluşan sınır tabakayı incelemişlerdir[20]. Klasik doğal konveksiyon probleminde olduğu gibi, plaka sıcaklığı sabit kabul edilmiş ve sıcaklık gradyanından dolayı oluşan basınç gradyanı sonucu oluşan akış modellenmiştir. Rayleigh sayısını analitik denklemlerden türeterek elde edilen indirgenmiş Nusselt sayısını, Termoforesis etkisini göz önünde bulunarak incelemişlerdir.

Barbara Torregrosa-Jaime, Filip Bjurling, Jose M. Corberan, Fausto di Sciullo ve Jorge Paya, yaptıkları bir çalışmada kararsız bir termal model oluşturarak, değişken çevre koşullarında doğrulanan bir aracın kabinini incelemişlerdir[21]. Bjurling ve diğerleri, yaptıkları çalışmada oluşturulan modeli testlerle doğrulayarak araca ait anlık ortam değişikliklerinde ihtiyaç duyulan soğutma yükünü hesaplamışlardır.

Jan Pokorny, Jan Fiser ve Miroslav Jicha, yaptıkları bir çalışmada, farklı tip araçlar ve dış ortamlar için Matlab kullanarak kabin sıcaklığını simüle eden bir yazılım geliştirmişlerdir[22]. Pokorny ve diğerleri, yaptıkları bu çalışmayla farklı araç tasarımlarının, kavramsal tasarım süreçlerinde kullanılarak, araç termal konfor sistemlerine ait temel elemanların seçimine önemli katkılar sağlamışlardır.

F. Vera-Garcia ve diğerleri yaptıkları bir çalışmada, kabuk ve tüp tipli ısı değiştirgeçlerine ait basitleştirilmiş bir model oluşturmuşlardır[23]. Diğer çalışmalardan farklı olarak, farklı iklimlendirme sistemleri üzerinde yaptıkları testlerle, oluşturdukları modeli doğrulamışlardır. Bunlar arasında, soğutma çevrimindeki kondenserler ve klima sistemlerindeki evaporatörler bulunabilir. Seçilen temel elemanların katalog değerlerindeki performans değerlerini kullanarak, ilk etkinlik tahmini yapılan modelde, sonuçlar yakınsayana kadar termal kapasite iteratif tekniklerle çözülmüştür.

3. ISITMA SİSTEMİ MODELİ

Isıtma sistemi modeli, araçta hangi tasarım parametrelerinin kullanıldığına bağlı olarak; araç içindeki sıcaklık dağılımını, araç içindeki ısı değiştirgeçlerinden alınan ısıtma kapasitesini, ısıtma sistemi içinde devir daim eden su debisini ve su ısıtıcının çalışma rejimini simüle etmektedir. MATLAB programı kullanılarak oluşturulan ısıtıcı modeli, kullanımı kolaylaştırmak amacıyla geliştirilen bir grafiksel kullanıcı arayüzüyle birlikte oluşturulmuştur. Bu arayüz sonuçlarda; hattaki toplam su debisine ait $\Delta P - Q$ grafiğini, hattaki su sıcaklığının ve kabin içi sıcaklığın zamana göre değişim grafiğini de sonuçlarda göstermektedir.

Isıtma sistemi modeli temel olarak; Su Debisi Simülasyonu, Araç İçi Sıcaklık Değişimi Simülasyonu, Su sıcaklık Simülasyonu olmak üzere 3 alt başlıkta incelenebilir.

3.1. Su Debisi Simülasyonu

Bu simülasyonda amaçlanan, farklı tasarım parametrelerine göre kabin ısıtma döngüsü içinde su debisinin kaç lt/sa olacağını ve tasarım girdilerine göre nasıl değişeceğini gösterilmesidir. Su debisi simülasyonu 4 alt başlıktan oluşmaktadır.

İlk alt başlıkta, akışkanlar mekaniği teori ve denklemlerine göre türetilmiş olan matematiksel model açıklanmıştır.

İkinci alt başlıkta, su debisinin sonuçlarını etkileyebilecek tasarım parametreleri belirtilmiş ve bu parametrelerin hangi değişkeni ne şekilde etkileyeceği açıklanmıştır.

Üçüncü alt başlıkta, tasarım konfigürasyonlarında test edilmemiş tasarım değişkenleri girdi olarak kullanılarak, hacimsel su debisi sonuçlarının bu değişkenlere göre parametrik değişimi ve bu değişimlerin fiziksel dünyada tutarlılıkları göz önünde bulundurulmuştur.

3.1.1. Su Debisi Simülasyonu Matematiksel Modeli

Su debisi simülasyonlarında borularda visköz akış temel alınmış olup, Bernoulli Denkleminden faydalanılmıştır. Bernoulli Denklemi, kararlı akış için en genel haliyle yazılacak olursa,

$$P_1 + \frac{\rho \cdot V_1^2}{2} + \rho \cdot g \cdot h_1 = P_2 + \frac{\rho \cdot V_2^2}{2} + \rho \cdot g \cdot h_2 + \rho \cdot g \cdot h_L \quad (3.1)$$

Denklem 3.1'deki gibi olduğu görülür. Kapalı bir çevrim olduğu için, herhangi bir gravitasyonel farklılık bulunmadığından dolayı, statik basınç terimleri ihmal edilebilir. Akış kararlı olduğu için herhangi bir hız gradyanı da söz konusu olmayacağından dolayı, $V_1=V_2$ olarak kabul edilebilir. Bu durumda pompanın yaratacağı basınç gradyanı, sistemde oluşacak visköz kayıpları kompanse etmek durumunda kalacaktır. Bu gerçekler ışığında, Bernoulli Denklemi, Denklem 3.2'deki gibi yazılabilir.

$$\Delta P = \rho \cdot g \cdot h_L \quad (3.2)$$

Yük kaybı h_L , akışkanın boru ve hortumlardaki akışı sırasında oluşan basınç kaybıdır. Sürekli ve lokal kayıp olmak üzere ikiye ayrılır ve yük kaybı bu ikisinin toplamına eşittir.

Sürekli kayıp, boru ve akışkan arasında, akış nedeniyle oluşan kesme gerilmesinden dolayı oluşan kayıptır. Temel olarak borunun pürüzlülüğüne ve akışın sahip olduğu Reynolds sayısına bağlıdır. Sürekli kayıpların hesaplanmasında Darcy-Weisbach denklemi kullanılmıştır. Denklem 3.3'te Darcy-Weisbach denklemi görülebilir. Denklem 3.3'te, h_f (m), sürekli kaybı göstermektedir. Bu oluşturulan tasarım boyunca akışkanın visköz kayıplar nedeniyle göstereceği dirençtir.

$$h_f = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{\bar{V}^2}{2g} \quad (3.3)$$

f , sürtünme faktörü olarak adlandırılır ve boyutsuz bir büyüklük olup, Reynolds sayısı ve yüzey pürüzlülüğüne bağlıdır. L (m), hattın toplam uzunluğunu, D (m) ise boru iç çapını gösterir. \bar{V}^2 , (m^2/s^2) boru içindeki ortalama akış hızının karesi ve g (m/s^2) ise yerçekimi ivmesidir.

Reynolds sayısı boyutsuz bir terim olup, bir akışın sahip olduğu eylemsizlik kuvvetlerinin, bu kuvvetlere karşı gelecek olan visköz kuvvetlere oranını belirleyen bir sayıdır. En basit haliyle, borulardaki akış için Reynolds sayısı Denklem 3.4'te gösterildiği gibidir[24].

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot D \cdot V}{\mu} \quad (3.4)$$

Denklem 3.4'te, ρ akışkanın yoğunluğu (kg/m^3), D boru iç çapı (m), V akışkanın ortalama hızı (m/s) ve μ akışkanın dinamik viskozite ($\text{Pa}\cdot\text{s}$) değeridir. Boru içindeki kararlı ve dinamik olarak tam gelişmiş akışlar için, akış rejimi Reynolds sayısına bağlıdır.

Reynolds sayısının 2100'den küçük olduğu durumlarda, akış laminer rejimdedir ve hız profili düzensizdir. Laminer rejimli akışlar, analitik olarak çözülebilir ve boru içindeki maksimum hız merkezde olmak üzere, parabolik bir hız profili vardır. Laminer rejimli akışlar için sürtünme faktörü f , Denklem 3.5'teki formülle hesaplanabilir. Bu durumda sürtünme faktörü, sadece Reynolds sayısına bağlı olup, yüksek viskoz etkiler nedeniyle borunun yüzey pürüzlülüğünden bağımsızdır.

$$f = \frac{64}{\text{Re}} \quad (3.5)$$

Reynolds sayısının 2100 ile 3000 arasında olduğu durumlarda, akış rejimi hem laminer hem de çalkantılı olabilir. Bu aralıkta akış rejimini belirleyecek olan temel parametre, borunun yüzey pürüzlülüğüdür; fakat geçiş aralığında, akış rejiminin, çalkantılı akışta aniden yükselen sürtünme faktörü nedeniyle sürekli değişmesi, bu bölgedeki sürtünme faktörünü test yapmadan hesaplanması zor bir hale getirmiştir. Farklı tasarımlar için yapılan bütün testlerde Reynolds sayıları, 20000 ile 80000 arasında değişen değerlerde hesaplandığından dolayı, bütün hesaplamalarda akış rejimi çalkantılı kabul edilmiştir.

3000'in üzerindeki Reynolds sayılarına sahip akışlarda, akış kesinlikle çalkantılı rejimde olacağından dolayı, sürtünme faktörünü hesaplayabilmek için farklı teknikler geliştirilmiştir.

Hassas sonuçlara ihtiyaç duyulmayan durumlarda ve konsept tasarım süreçlerinde Moody tablosu kullanılarak, sürtünme faktörü hesaplanabilir. Bu diagrama göre, sürtünme faktörü göreceli pürüzlülük (ϵ/D) ve Reynolds sayısına bağlıdır. Göreceli pürüzlülük, kullanılan boru veya hortum malzemesinin sahip olduğu pürüzlülük değerinin, iç çapına oranıyla (ϵ/D) elde edilen boyutsuz bir büyüklüktür. Göreceli

pürüzlülüğün kendisinden de anlaşılacağı üzere, boru iç çapı arttıkça, göreceli pürüzlülük azalmakta ve pürüzlülüğün akışa etkisi düşmektedir. Moody Diagramı'nda, öngörülen bir Reynolds sayısı ve göreceli pürüzlülük değerine göre, sürtünme faktörü hesaplanabilir. Moody Diagramı genellikle analitik çözümler sırasında kullanılmakla beraber, numerik çözümlerin yapıldığı iteratif yöntemlerde kullanım için uygun değildir[25].

Bir diğer sürtünme faktörü hesaplama yöntemi olarak, Colebrook denklemi kullanılabilir. Bu denklem, Reynolds sayısı 4000'den büyük olan akışlar için, Moody Diyagramı'nın matematiksel olarak ifade edilmiş halidir. Denklem 3.6'da Colebrook Denklemi görülebilir.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log_{10} \left(\frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{\text{Re} \cdot \sqrt{f}} \right) \quad (3.6)$$

Bu denklem sürtünme faktörü için örtük ve doğrusal olmadığından dolayı, iteratif açık bir çözüm elde edilemez. Bu yüzden, denklem ancak iteratif bir yöntemle çözülebilir. Farklı iteratif tekniklere, ilk tahmin değeri sağlama amacıyla, Colebrook denklemi için çeşitli yaklaşık sonuç veren denklemler türetilmeye çalışılmıştır. 1983 yılında, S. E. Haaland kendi adıyla bilinen Haaland Yaklaşımını geliştirmiştir. Denklem 3.7'de bu yaklaşım görülebilir. Haaland yaklaşımından elde edilen sürtünme faktörü değeri, Colebrook Denklemine çözümünde ilk tahmin olarak kullanılmıştır. Colebrook Denklemi, bu ilk tahmin değeri kullanılarak Newton – Raphson tekniği ile çözülmüştür.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 \cdot \log_{10} \left[\left(\frac{\varepsilon/D}{3.7} \right)^{1.11} + \frac{6.9}{\text{Re}} \right] \quad (3.7)$$

Newton – Raphson, analitik olarak çözümü kolay olmayan gerçek değer problemlerinin kökünü bulmak amacıyla, Taylor Teoreminden türetilmiş sıklıkla kullanılan bir numerik yöntemdir.

Taylor Teoremine göre, eğer bir fonksiyon α noktasında k kez türevlenebilirse, $h_k(x)$ şeklinde bir fonksiyonunun varlığı söz konusudur. Taylor Teoremi en temel haliyle Denklem 3.8'de gösterilmiştir.

$$f(x) = f(\alpha) + f'(\alpha)(x-\alpha) + \frac{f''(\alpha)}{2!}(x-\alpha)^2 + \dots + \frac{f^{(k)}(\alpha)}{k!}(x-\alpha)^k + h_k(x)(x-\alpha)^k \quad (3.8)$$

Taylor Teoremine göre, herhangi bir $f(x)$ fonksiyonunun, sürekli bir 2. türevi olduğu varsayılırsa, $f(x)$ fonksiyonu Denklem 3.9'da ifade edildiği gibi yazılabilir.

$$f(x) = f(\alpha) + f'(\alpha)(x-\alpha) + \frac{f''(\xi)}{2!}(x-\alpha)^2 \quad (3.9)$$

Bu durumda, x değeri fonksiyonun kökü olan α değerine yakınsadıkça hata değeri karesiyle orantılı olarak 0'a yakınsayacaktır. Kökü α olan fonksiyon için, $f(\alpha)=0$ kabulü yapılarak, denklem iteratif olarak çözüldüğündeyseniz Denklem 3.10'da gösterilen Newton – Raphson yaklaşımı elde edilecektir.

$$x_{n+1} = x_n - \frac{f(x_n)}{f'(x_n)} \quad (3.10)$$

Sonuç olarak, Haaland yaklaşımından elde edilen sürtünme faktörü değeri, Colebrook denkleminin Newton – Raphson tekniğiyle çözümünde ilk tahmin olarak kullanılarak, sürtünme faktörü hesaplanmıştır.

Denklem 3.13'de kullanılan pompaya ait $\Delta P - Q$ grafiği üzerine aynı şekilde farklı su debileri için hesaplanan sürtünme faktörü değerlerine göre akışın yaratacağı ΔP değerleri de hesaplanmış ve çizilmiştir. 2 fonksiyonun kesiştiği noktadaysa her tasarımın özelliklerine göre farklı bir su debisi hesaplanmıştır. Hesaplanan debi değeri ayrıca her tasarım için grafikte de gösterilmiştir.

Lokal kayıp, hatta kullanılan elemanların oluşturduğu basınç kaybıdır. Akışkanın borulara girişi ve çıkışı, kesit alanı değişimi, vana, rezervuar giriş çıkışları, su sayacı, dirsek, manşon vb. elemanlar borulardaki akışa direnç göstererek kesme gerilmesi oluşmasına veya kinetik enerji yayınımına neden olur. Temel olarak akışın sahip olduğu Reynolds sayısına ve tesisat elemanlarının geometrisine göre değişmektedir. Denklem 3.11'de gösterildiği gibi bir sistemde oluşacak lokal basınç kaybı, o elemana ait lokal kayıp katsayısının dinamik basınç değeriyle çarpılmasından elde edilir. Burada gösterilen lokal kayıp katsayısı, sistem elemanına göre ele alınmalıdır. V akışkanın hızı (m/s), g ise yer çekimi ivmesini (9.81 m/s^2) göstermektedir.

$$h_{L,\min\ddot{o}r} = K_L \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (3.11)$$

Lokal kayıp katsayısı K_L , ağırlıklı olarak lokal kaybı yaratan sistem elemanının geometrisine bağlıdır. Bununla beraber, bazı durumlarda Reynolds sayısına da bağlı olabilir. Fakat gerek test edilen tasarımlarda, gerekse mühendislik uygulamalarının çoğunda Reynolds sayısı o kadar büyük olur ki, akış üzerindeki eylemsizlik kuvvetleri visköz kuvvetlerin önemini ikinci plana iter. Eylemsizlik kuvvetleri tarafından domine edilen akışlarda bu nedenle kayıplar sadece dinamik basınca bağımlı olarak değişir. Bu yüzden, Şekil 3.1’de gösterilen Moody Diagram’ında da olduğu gibi, Reynolds sayısı yeteri kadar büyük olan akışlarda, sürtünme faktörü f , Reynolds sayısından ve visköz etkilerden bağımsız hale gelir. Böylece pratikteki birçok uygulamada, lokal kayıp katsayıları sadece dinamik basınca, başka bir deyişle sadece lokal kaybı yaratan sistem elemanının geometrisine bağlı olarak değişir. Araç üzerinde test edilen 3 temel tasarım konfigürasyonunda da, lokal kayıpları oluşturan temel olarak 3 tasarım parametresi vardır.

Bunlardan ilki, araç içi yerleşimin kompakt olmasından dolayı, hortum hatlarında kullanılan 90 derecelik dirseklerdir. Bu durum göz önünde bulundurularak tasarımlardaki dirsek büküm radyusları, boru iç çapının en az 2 katı bir radyusla bükülmüştür. Lokal kayıplar geometriye bağlı olduğundan dolayı, hesaplar empirik kabullere göre şekillenmiştir.

90 derecelik dirseklerde, geometrik parametre dirsek büküm radyusunun (R), boru iç çapına oranıyla elde edilir. Mevcut tasarımlarda bu oranın 2 olmasını sağlayacak hortumlar seçilmiştir. İlk 3 tasarımda 12 mm olan hortum iç çapı, son tasarımda 38 mm’ye çıkarılmıştır, fakat her 2 durumda da göreceli pürüzlülük değeri (ϵ/D) 10^{-4} ’ün altında kaldığından dolayı, bütün tasarımlarda lokal kayıp katsayısı K_L , 0.2 olarak alınmıştır.

Tasarımlarda oluşan bir diğer lokal kayıp ise ısıtıcının giriş ve çıkışlarında oluşmaktadır. Şekil 1.2’de de gösterildiği gibi, ısıtıcının giriş ve çıkışlarında 34 mm iç çaplı borular, yaklaşık hacmi 2,5 litre olan ısıtıcı kazanının içine girmekte ve çıkmaktadır. Bu durumda ısıtıcının kazanı büyük bir rezervuar olarak ele alınabilir. Şekil 1.1’de de görüldüğü gibi, ısıtıcının giriş ve çıkış portları 34 mm’lik boruların

gövdeye kaynatılmasıyla üretildiğinden dolayı, iç yüzeyde keskin uçlu ve birbirine 90 derece açı yapan bir çıkış geometrisi vardır. Giriş kesidine ait radyus mevcut ısıtıcı da 0 alınabilir. Bu durumda, r değeri 0 olarak alındığında, lokal kayıp katsayısı K_L 0.5 olarak kabul edilecektir.

Isıtıcının girişindeyse, akışkan belli bir hızla büyük bir rezervuara girdiği için rezervuarın uzak bir noktasında hız 0 kabul edilebileceğinden dolayı, bütün kinetik enerjisinin dağılacığı beklenebilir. Gerçek durumda akış aynı hacimsel debiyle çıkış portuna ulaşacağından dolayı ısıtıcı kazanı içerisinde bir akış ve kinetik enerji yayılımı beraber gerçekleşecektir. Ne var ki, en kötü senaryo olarak tamamen kinetik enerji yayılımı gerçekleştiği düşünülürse, ısıtıcı girişinde K_L değerinin 1 olarak alınması gerçekçi olacaktır. Bunlara ek olarak, geniş iç çapından dolayı ısıtıcı içerisinde akışkan hızları, hattın diğer noktalarına nazaran daha düşük olduğundan dolayı ciddi bir basınç kaybı da beklenmemektedir.

Tasarımlarda gözlenen son lokal kayıpsa, hortum çaplarıyla, ısı değiştirgeç çapları arasındaki farktan dolayı sistem tasarımına eklenen redüktörlerde yaşanmaktadır. İlk 3 tasarım konfigürasyonunda herhangi bir redüktör kullanılmamıştır. Bunun nedeni, ısı değiştirgecinin içerisinde 12 mm olan giriş çapının 10 mm'ye düşmesidir. Isı değiştirgecinin giriş ve çıkışında tamamen aynı redüktör kullanılmasına rağmen, bu parça ısı değiştirgeci girişinde nozül, ısı değiştirgeci çıkışındaysa difüzör gibi davranmaktadır. Isıtıcı tankının girişiyle de benzer analogi kurulabileceği gibi, difüzör kısmındaki lokal kayıplar çok daha yüksek olmaktadır. Bunun nedeni, çap artışının neden olduğu akış ayrılmasıdır. Ayrılan bu akış sonucunda kinetik enerji yayılımı gerçekleşmekte ve bu durum daha yüksek süreksiz kayıp katsayılarına neden olmaktadır. 50 mm'lik bir x kesidi boyunca 12 mm'den 38 mm'ye çıkan radyusa göre bu değer yaklaşık olarak 0.96 kabul edilmiş ve K_L 0.778 olarak hesaplanmıştır.

Nozül tarafındaysa, sadece duvar yüzeyinde oluşan visköz kuvvetler nedeniyle lokal bir kayıp yaşanacaktır. 30 derecelik redüktör açısında, lokal kayıp katsayısı yüksek hız tarafında yaklaşık olarak 0.02 olarak verilmektedir[25]. Buradan da anlaşılacağı gibi, nozül geometrisindeki tek etki visköz kuvvetlere karşı gerçekleştiğinden dolayı, yüksek bir lokal kayıp oluşmayacaktır. Fakat difüzörlerde (akışa dik alan vektörünün büyüdüğü durumlarda), akış ayrılması kinetik enerji yayılımına neden olmaktadır.

Bu durumda toplam katsayı 0.798 alınarak ilgili simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Bu redüktör sadece son tasarım konfigürasyonunda kullanıldığından ve diğer konfigürasyonlarda da redüktör kullanımı söz konusu olmadığından dolayı, K_L değeri farklı radyuslar için redüktör geometrisine göre kullanıcı tarafından belirlenmelidir.

Denklem 3.2 ve 3.3 birleştirilir ve lokal kayıplar da eklenirse, hat boyunca oluşacak basınç kaybı Denklem 3.12 ile ifade edilebilir.

$$\Delta P = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{\rho \cdot \bar{V}^2}{2} + 0.2n_{büküm} \cdot \frac{\rho \cdot \bar{V}^2}{2} + K_L \cdot \frac{\rho \cdot \bar{V}^2}{2} \cdot \left(\frac{D}{12}\right)^4 + 1.5 \cdot \frac{\rho \cdot (\bar{V} \cdot n)^2}{2} \cdot \left(\frac{D}{34}\right)^4 \quad (3.12)$$

Denklem 3.12’de ilk terim, sistemde oluşan sürekli kaybı göstermektedir. 2. terimdeki $n_{büküm}$ hatta bulunan 90 derecelik dirseklerin sayısını, 3. terimdeki K_L ısı değiştirgecindeki redüktöre aittir. Grafikten okunduğu için herhangi bir şekilde simüle edilmemiştir ve simülasyon sırasında kullanıcı tarafından belirlenmesi beklenmektedir. İlk 3 tasarım konfigürasyonu için de K_L değerinin 0 alınması sağlanmıştır. Ayrıca bu terimdeki radyus oranlarının 4. kuvveti alınarak, ısı değiştirgeci içindeki hızın karesinin alınması sağlanmıştır. Son terimdeki 1,5 katsayısı su ısıtıcı içine giriş ve çıkıştaki toplam katsayıları göstermektedir. Hız terimi ise ısı değiştirgeci sayısına göre belirlenen toplam hacimsel debiden elde edilen ısıtıcı portlarındaki akışkan hızının karesini, n sayısı ise sistemdeki toplam ısı değiştirgeci sayısını göstermektedir. Çoklu ısı değiştirgeçli tasarımlarda, Denklem 3.16’da da gösterildiği gibi, toplam debi değiştirgeç sayısına göre belirlendiği için ısıtıcı içerisindeki su debisi hesaplanırken bu durum dikkate alınmıştır.

Sistemde oluşan sürekli kayıplar temel olarak, ısı değiştirgeci içerisindeki kayıplar, hat boyunca oluşan kayıplar ve ısıtıcıda oluşan kayıplar olmak üzere üçe ayrılır. $\Delta P - Q$ grafiği temel olarak hacimsel debiyi esas aldığından ötürü, ΔP hesapları pompa fonksiyonunun barındırdığı aralık olan 0-8700 lt/sa hacimsel debi değerlerini kapsayan 1 lt/sa’lik entervaller arasında 8701 farklı nokta için hesaplanmıştır. Hız profilleri ısı değiştirgeci ve hat içinde farklı olacağından dolayı, ısı değiştirgeci içinde yükselen Reynolds sayısına rağmen düşen iç çaptan dolayı, sürekli kayıpların büyük çoğunluğu ısı değiştirgeci içerisinde gerçekleşmiştir.

3.1.2. Su Debisini Etkileyen Tasarım Parametreleri

Temel olarak su debisini etkileyecek 4 adet tasarım parametresi bulunmaktadır. Bunlar,

- Kullanılan santrifüjlü pompanın kapasitesi
- Isıtıcı döngüsüne ait toplam hat uzunluğu
- Hatlarda kullanılan boru ve hortumların iç çapı ve yüzey pürüzlülüğü
- Isıtıcı döngüsünde kullanılan ısı değiştirgeci sayısı

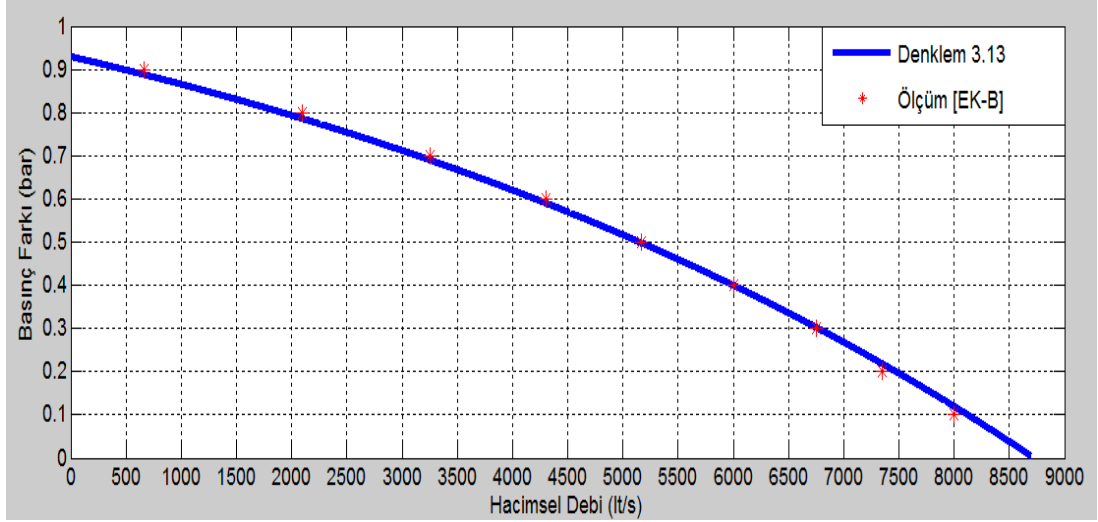
Şeklinde sıralanabilir.

3.1.2.1. Devir Daim Pompası

Su pompasına ait Şekil 1.4'te gösterilen grafik temel alınarak, pompanın fonksiyonu matematiksel olarak modellenmiştir. Bu modele göre pompanın fonksiyonu, Denklem 3.13'te gösterildiği gibidir. Bu denklemde basınç birimi bar (ΔP), akışkan debisi (Q) ise lt/sa olarak alınmalıdır. Bu fonksiyona ait grafik Şekil 3.1'de verilmiş olup, Şekil 1.4'te verilen pompa grafiği ile örtüştüğü görülebilir.

$$\Delta P = 1.4292 - 0.4992 \cdot e^{Q/8300} \quad (3.13)$$

Su pompası modelinde farklı fonksiyonlar da denenmesine rağmen, özellikle 6 ve daha yüksek dereceden polinomlarda, iterasyonlar sırasında çözüm alanının dışına çıkıldığında ve çözüm alanı içerisinde temel alınan noktalar arasında fonksiyonun alabileceği değerler daha kontrolsüz sapmalar göstermiştir. Ayrıca pompaya ait $\Delta P - Q$ grafiğini gösteren Şekil 1.4'te de görülebileceği gibi, üstel bir fonksiyon ile pompayı modellemenin noktalar arasındaki sapmaları minimize ederek daha gerçekçi bir model sağladığı açıktır.



Şekil 3.1: Su Pompası Modeline ait $\Delta P - Q$ Grafiği

Şekil 1.4'te gösterilen pompa grafiğinde verilen değerlerin, EK-B'de de görülebileceği gibi $\pm \%10$ 'luk bir sapmayla birlikte 18-22°C sıcaklıkta saf suya ait olduğu belirtilmiştir. Referans 1, tablo B1'de gösterildiği gibi bu durumda suya ait kinematik viskozite değerinin $1,014 \pm 0,52 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ aralığında değişmesi beklenebilir[1]. Sistemde kullanılan hacmen %50 antifriz (mono etilen glikol) su karışımına ait su sıcaklığının testlerde ortalama 80 °C olarak kabul edilerek 60-90 °C aralığında değiştiği göz önünde bulundurulabilir. 80°C sıcaklığa sahip antifriz su karışımının kinematik viskozitesinin $1,01 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ olduğu, EK-D'den görülebilir. Bu yüzden, mevcut pompa grafiğinin sistemdeki antifriz su karışımı için de geçerli olduğu kabul edilmiştir.

Daha yüksek debili pompa kullanmanın, veya mevcut devri daim pompasından 2 adet pompayı seri bağlayarak debiyi yükseltmek mümkün olabilir. Fakat, EK-A'da belirtilen ısıtıcıya ait maksimum basınç gereksinimleri, Eberspächer firmasının ısıtıcıyı başka bir pompa kullanılması durumunda garanti kapsamından çıkarması ve ikinci bir pompaya izin vermemesi, araç içi yerleşimde ikinci bir pompanın entegrasyonundan doğacak zorluklar neticesinde mevcut pompa kullanılmıştır. Yine de, yapılacak simülasyonlarda farklı pompalar için yeni modellemelerin gerçekleştirilmesinde ve farklı debi değerlerinin elde edilmesinde bir sakınca olmadığı açıktır.

3.1.2.2. Toplam Hat Uzunluğu

Farklı hat uzunlukları, bir devir daim döngüsünde oluşacak basınç kayıplarını hat uzunluğuyla doğru orantılı olacak şekilde artıracaktır. Bu nedenle, ilk tasarımda ısı değiştirgeçleri ısıtıcıya yakın mesafede konumlandırılarak, daha yüksek Reynolds sayılarına ulaşabilmek amaçlanmıştır. Fakat ısı değiştirgeç konumunun sürücü ve personelden uzak olacak şekilde konumlandırılmak zorunda kalındığı bu gibi durumlarda, ısı değiştirgeçinden çıkan hava kanallarının büyük bir hızla soğuduğu, personel ve sürücüyü ısıtmada oldukça yetersiz kaldığı testlerden önce fark edilmiştir. Bu nedenle, tasarımlarda ısı değiştirgeçleri personele yakın genellikle ayaklarının altında olacak şekilde konumlandırılmıştır.

Ayrıca, toplam hat uzunluğu su döngüsündeki toplam su kütlesini de belirleyen bir parametre olduğundan dolayı ısı değiştirgeçlerinden elde edilebilecek toplam ısı enerjisini de belirleyecektir. Bu konu Termal Simülasyon kısmında tekrar incelenecektir.

3.1.2.3. İç Çap ve Pürüzlülük

Tasarımda kullanılan boru veya hortum malzeme özelliklerine göre farklı pürüzlülük (ϵ) değerlerine sahiptir. Hesaplamalarda, hortumların kauçuk malzemedен yapıldığı göz önünde bulundurularak, hat boyunca pürüzlülük, 4,5 mikron, ısı değiştirgeçlerinde ise St-37 Standartı yapısal çelik borular kullanıldığından dolayı, 1,5 mikron alınarak hesaplanmıştır. Program yine de, hatta kullanılabilecek farklı malzemelere karşı, kullanıcıdan pürüzlülük değerini kendisinin girmesini isteyecektir, fakat farklı ısı değiştirgeci kullanılması farklı termal modellemeler gerektireceğinden dolayı, ısı değiştirgeçlerinin pürüzlülük değeri kullanıcıya açık değildir.

Daha önce de belirtildiği gibi, sistemde oluşan sürekli kayıpların büyük bir kısmı ısı değiştirgeci içerisinde gerçekleşmektedir. Bunun nedeni, borulardaki iç çapın küçük olduğu (12 mm) tasarımlarda toplam hat uzunluğunun değiştirgeç içindeki hat uzunluğuna nazaran daha kısa olması; borulardaki iç çapın büyütüldüğü (38 mm) geliştirilmiş tasarımlarda Reynolds sayısının değiştirgeç içerisinde çok yüksek değerlere ulaşmasıdır.

Su debisi simülasyonunda, pompa grafiğindeki debi değerlerine karşılık gelen boru çapları ve hat uzunluğuna göre farklı Reynolds sayıları hesaplanarak, bu Reynolds sayılarında iteratif yöntemlerle Colebrook Denklemi çözülmüştür. Bu noktada, hesaplanacak sürekli kayıplar, hatlarda oluşan sürekli kayıplar ve ısı değiştirgecinde oluşan sürekli kayıplar olmak üzere ikiye ayrılmıştır.

Hatlardaki sürekli kayıplar, kullanıcı tarafından girilen su hattına ait iç çap değerinin kullanılarak su içindeki ortalama hızın bulunarak Reynolds sayısının hesaplanmasında kullanılmıştır. Denklem 3.14'te de gösterildiği gibi hacimsel su debisi ortalama su hızının, hız vektörüne dik kesit alanıyla çarpımına eşittir.

$$Q = V_{ort} \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{4} \quad (3.14)$$

Isı değiştirgeci içindeki sürekli kayıpların hesaplanmasındaysa; hem ortalama hız, hem de pürüzlülük değerleri farklı olduğundan dolayı genel hacimsel debi formülünden gelecek hız değeri kullanılarak farklı bir çözüm alanında Colebrook denklemi yine iteratif olarak çözülmüştür. Bu noktada, sıkıştırılamaz akış için yoğunluk sabit kabul edilerek, kütle korunumu denklemi vasıtasıyla ısı değiştirgeci içerisindeki hız yeniden hesaplanmıştır. MCC firmasına ait ısıtıcının teknik resminde, ısı değiştirgeci içindeki boru iç çapının 10 ± 0.1 mm olduğu belirtilmiştir. Bu durumda en kötü senaryoya göre su iç çapı 9.9 mm olarak kabul edilerek, Denklem 3.14'teki gösterildiği ısı değiştirgeci içindeki ortalama su hızı yeniden hesaplanmıştır.

$$V_{exc} = V_{hat} \cdot \frac{D_{hat}^2}{D_{exc}^2} \quad (3.15)$$

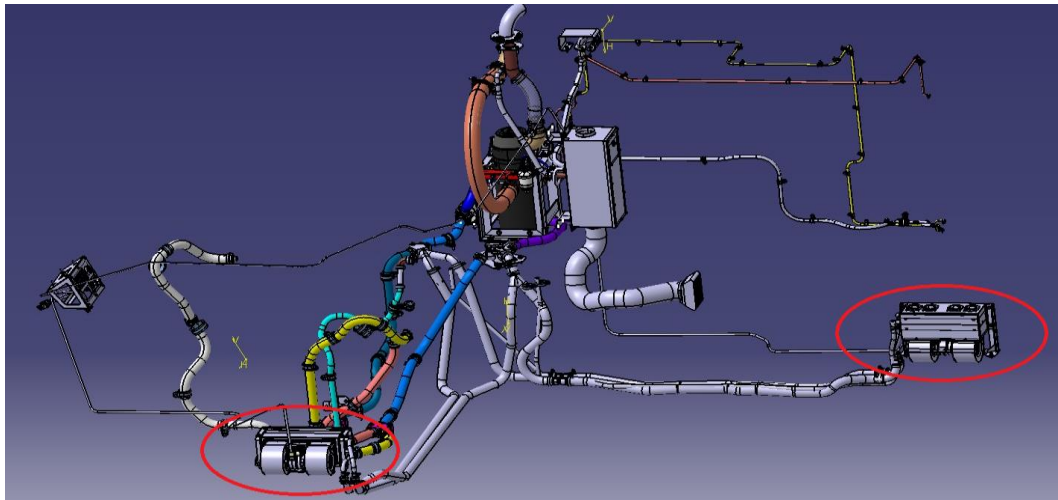
Denklem 3.15'te belirtilen V_{exc} (m/s), ısı değiştirgeci içindeki ortalama su hızını, V_{hat} (m/s), su hattı boyunca ortaya çıkacak olan su hızını, D_{hat} (m), ısıtıcıdan ısı değiştirgecine kadar olan hatta ait hortum iç çapını, D_{exc} (m) ise ısı değiştirgecinin içindeki boru iç çapını göstermektedir. Bu yüzden, dinamik basınç terimlerinin ($\rho V^2/2$) kullanıldığı sistem simülasyonlarında, çap oranlarının 4. kuvveti alınmıştır. Özellikle hortum çaplarının büyütüldüğü tasarımlarda, ısı değiştirgeci içindeki hızın çap oranının karesiyle doğru orantılı olmasından dolayı, sürekli kayıpların çok büyük bir kısmı ısı değiştirgecinin içinde gerçekleşmektedir. Simülasyon sonuçlarıyla da

doğrulan bu durum, tasarımda hortum çapı artırıldıkça ısı değiştirgeci içindeki sürekli kayıpların toplam sürekli kayıplar içindeki ağırlığının da arttığını göstermektedir.

3.1.2.4. Isı Değiştirgeci Sayısı

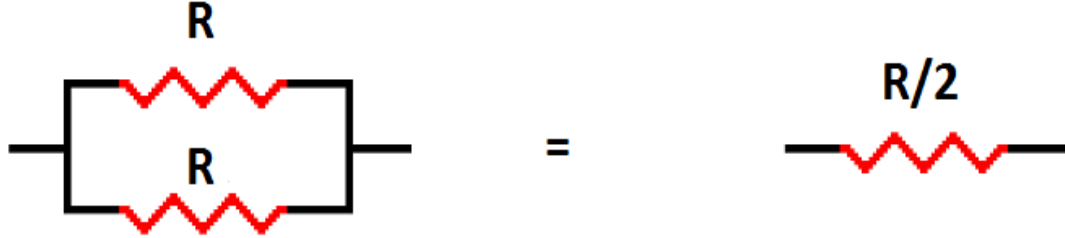
Konsept tasarım aşamasında, projede 1 adet ısı değiştirgeci kullanılmasının yeterli olacağı varsayımıyla hareket edilmiştir. Ne var ki, testler sırasında 1 adet ısı değiştirgecinin 1 saat sonunda kabin içerisinde 10 °C sıcaklığı sağlamada oldukça yetersiz kaldığı ve ilk test sonucuna göre sıcaklığın 1 saat sonunda yaklaşık -5 °C sıcaklıkta sabit kaldığı gözlenmiştir. Daha sonra farklı tasarımlarda 2 ve 3 adet ısı değiştirgeci kullanılarak farklı testler gerçekleştirilmiştir. Birden fazla ısı değiştirgeci kullanımında sistemde gerekli verimliliği sağlayabilmek için her ısı değiştirgecinden yaklaşık aynı su debisinin geçirilmesi önemlidir. Aksi takdirde, ısı değiştirgeçlerinden farklı ısı kapasiteleri elde edilmekte ve araç içi sıcaklık dağılımı farklılıklar göstermektedir. Ayrıca, her ısı değiştirgecinin aynı yükseklikte olmasına da dikkat edilmiştir.

şekil 3.2’de bütün ısıtıcı sistemine ait CAD modeli görülebilir. Birçok farklı tasarımdan sonra, ASELSAN’ın da katılımıyla tamamlanan ve başarıyla sonuçlanan testlerde kullanılan nihai konfigürasyona ait CAD modelinde kırmızı halka içerisine alınmış olan ısı değiştirgeçleri görülebilir. İki ısı değiştirgeci de personel ve sürücünün ayak hizasında konumlandırılmış olup, tasarımda kullanılan hortum boyları da aynıdır.



şekil 3.2: Isıtıcı Sistemi Nihai Konfigürasyonuna ait CAD Modeli

Teorik olarak yaklaşıldığında, çoklu ısı değıştirgeci kullanımında, ısı değıştirgeçleri aynı hortum boyları ve yükseklikte konumlandırılmışsa hat boyunca toplam su debisinin 2 katına çıkması beklenir. Eğer elektrik devreleriyle bir analogi kurulacak olursa, Şekil 3.3'te gösterildiği gibi paralel bağlanmış 2 eşdeğer ısı eşanjörü hattı arasındaki direncin yarıya inmesi beklenir.



Şekil 3.3: Paralel bağlı eş değer direnç benzerliği

Fakat, gerek ısıtıcı içinde oluşan kayıpların bu direncin içine eklenmemiş olmasından, gerekse hatları ikiye ve üçe ayıran ve tekrar birleştiren parçalarda oluşan basınç kayıplarından dolayı yapılan ölçümlerde çoklu ısıtıcı değıştirgeçli tasarımlarında su debisinin hesaplandığı gibi tam olarak iki ve üç katına çıkmadığı gözlenmiştir. Bunun nedeni, paralel bağlı ısı değıştirgeçleri için sisteme eklenen hat ayrıştırıcı Y bloklarda oluşan lokal basınç kayıplarındır. Test sonuçlarıyla uyumlu olmasına dikkat edilerek bu bloklardaki lokal kayıp katsayısı K , Denklem 3.16'da gösterildiği gibi hesaplanmaktadır.

$$K_L = 1.833 \cdot 1.2^{n-1} \quad (3.16)$$

Bu denklemde, K lokal kayıp katsayısını ve n ise toplam ısı değıştirgeci sayısını göstermektedir. Bu denklemin oluşturulmasında sadece bu 3 konfigürasyon dikkate alındığından dolayı bu denklemin farklı hortum iç çaplarındaki validasyonunun farklı tasarımlar için de yapılması önerilmektedir.

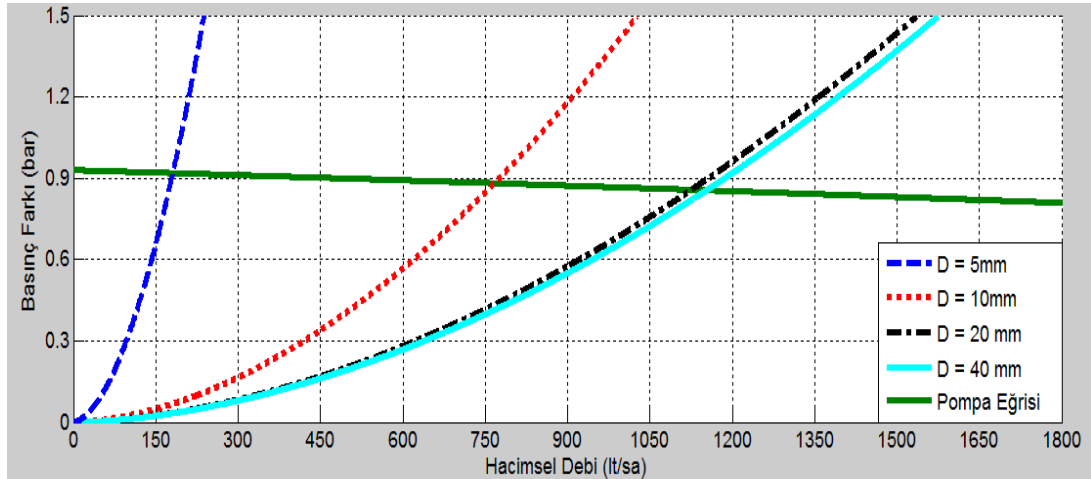
3.1.3. Su Debisi Modeline ait Parametrik Çalışmalar

Tasarım süreci boyunca testi yapılmış olan tasarımlara ait tasarım parametreleri girdi olarak kullanılarak, 4 adet tasarım konfigürasyonuna ait sonuçlar paylaşılmıştır. Su debisi modeli oluşturulurken, bu konfigürasyonlara ait sonuçların test sonuçlarıyla tutarlı olması beklenmiştir.

Parametrik çalışmalarda ise, tasarım konfigürasyonlarında denenmemiş tasarım parametreleri kullanılarak, farklı tasarım parametrelerinde sonuçların nasıl değişeceği ve bu değişimlerin hidrodinamik açıdan tutarlılıkları irdelenmiştir.

3.1.3.1. Hortum İç Çaplarının ve Toplam Uzunluğunun Su Debisine Etkisi

Daha önceki tasarım konfigürasyonlarında, 12 mm'lik hortum iç çaplarının 38 mm'ye çıkarılması durumunda su debisindeki değişim incelenmiştir. Bu parametrik çalışmada ise, ara noktalarda denenecek hortum çaplarında nasıl bir değişiklik olacağı incelenecektir. Daha tutarlı bir kontrol grubu oluşturmak amacıyla, 1 adet ısı değiştirgeci için toplam hortum boyu 4 metre, 90 derecelik dirsek sayısı ise 0 olarak alınmıştır. Dirsek sayısının sıfır alınmasının nedeni, hortum iç çaplarına göre sistemdeki lokal kayıpların artması nedeniyle hortum iç çapının tek başına olan etkisini ortaya koymayı zorlaştırmasıdır. Toplam hortum boyunun 4 metre olarak alınmasıyla, 4 tasarım konfigürasyonuna ait ortalama hortum uzunluklarına göre bir parametrik tasarım çalışması hedeflenmiştir.



Şekil 3.4: 4 Metre Hortum Uzunluğunda Farklı Hortum Çaplarına ait ΔP – Q Grafiği

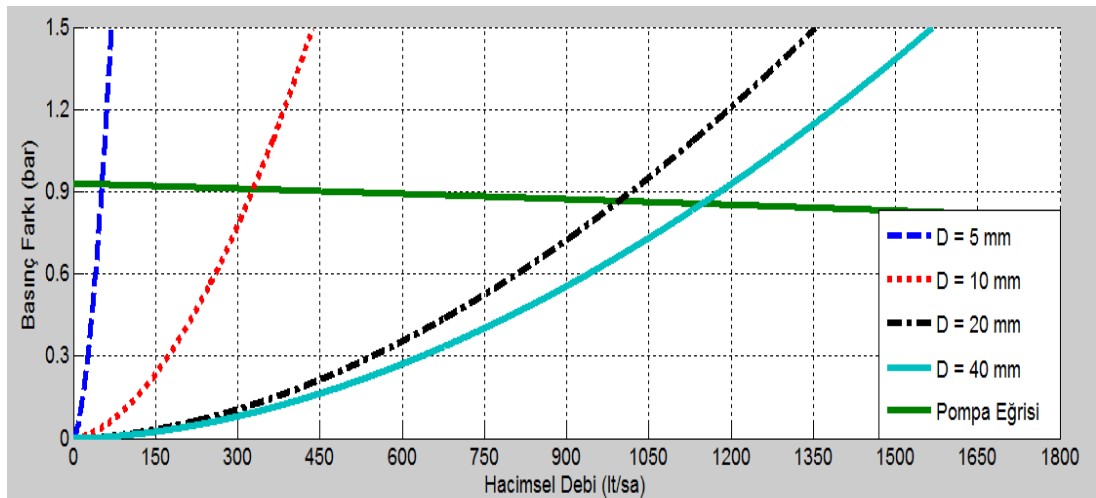
Şekil 3.4'te, 4 farklı hortum iç çapına ait simülasyon grafikleri gösterilmektedir. Hortum çapları sırasıyla 5, 10, 20 ve 40 mm olarak verilmiş olup, 20 mm'den sonra hortum çapını artırmanın sistemin temel yapısını değiştirmekten ve su debisini artırmaktan uzak olduğu görülmektedir. Bu durumun temel nedeni ise, ısı değiştirgeci içinde 9,9 mm'ye düşen iç çapın, hortum iç çapı arttıkça sistemdeki basınç kaybını yaratan temel unsur haline gelmesidir.

Çizelge 3.1’de görüleceği gibi, hortum çapı arttıkça ısı değiştirgeci içindeki basınç kaybının sistemdeki toplam basınç kaybına oranı %4’ten %99,8’e kadar yükselmiştir.

Çizelge 3.1: 4 Metre Hortum Uzunluğunda Farklı Hortum Çaplarına ait Sonuçlar

Hortum Çapı (mm)	L (m)	Q (lt/sa)	ΔP (bar)	Hat ΔP	ΔP_{exc}	$\Delta P_{exc}/\Delta P$
5	4	192	0,917	0,880	0,037	0,040
10	4	820	0,878	0,413	0,465	0,529
20	4	1135	0,856	0,027	0,829	0,968
40	4	1153	0,854	0,002	0,852	0,998

Şekil 3.5’te tasarım parametresi olarak 40 metre girilen tasarım konfigürasyonu için, aynı hortum iç çapları için sonuçlardaki değişim görülebilir. Her ne kadar, araçta uygulanacak tasarımlarda toplam hortum boyunun 40 metre olması fiziken mümkün olmasa da, özellikle hortum iç çapının 20 mm’den 40 mm’ye çıkarıldığı durumda, 4 metre hortum uzunluğuna göre daha ciddi bir değişim görülmektedir. Aynı şekilde, hortum iç çapı 5 mm iken, hacimsel su debisinde daha düşük bir sonuç elde edilmiştir.



Şekil 3.5: 40 Metre Hortum Uzunluğunda Artan Hortum Çaplarına ait ΔP – Q Grafiği

Bu durumun birinci nedeni, Denklem 3.3’te gösterildiği gibi toplam hortum uzunluğunun hortumlardaki sürekli kayıplarla doğru orantılı olmasıdır. İkinci nedeni ise, hatta oluşan toplam sürekli kayıplar içerisindeki ısı değiştirgecinin payının hacimsel debi yükseldikçe yükselmesidir.

Çizelge 3.2’de görüleceği gibi, hortum çapı arttıkça yine hacimsel su debisi artmaya devam etmiş, fakat hortum çapı büyüdükçe bu artış azalmaya eğilimi göstermiştir.

Çizelge 3.2: 40 Metre Hortum Uzunluğunda Farklı Hortum Çaplarına ait Sonuçlar

Hortum Çapı (mm)	L (m)	Q exc (lt/sa)	ΔP (bar)	Hat ΔP	ΔP exc	$\Delta P_{exc}/\Delta P$
5	40	52	0,917	0,913	0,004	0,004
10	40	328	0,907	0,814	0,093	0,103
20	40	996	0,866	0,209	0,657	0,759
40	40	1147	0,855	0,010	0,844	0,987

Bu durumun nedeni, bir önceki 4 metrelik hortum uzunluğu konfigürasyonlarında da olduğu gibi, ısı değiştirgeçleri içindeki sürekli basınç kaybının hortum içindeki sürekli basınç kayıplarına oranla düşmemesidir. Çizelge 3.1’le karşılaştırıldığında, Çizelge 3.2’de ısı değiştirgeçindeki basınç kayıp oranı %0,4’ten %98,7’ye yükselmiştir. 5 mm’lik 2 konfigürasyon arasında hacimsel su debisi 192 lt/sa’dan 52 lt/sa’ye düşmüştür. Bu farkın nedeni, toplam hortum uzunluğunun 4 metreden 40 metreye yükselmesidir.

40 metrelik temel hortum içi sürekli kayıp çarpanı 4 metrelik konfigürasyona göre 10 kat daha yüksek olduğu için hacimsel su debisi sonuçları daha düşük çıkmıştır. Ancak, hortum iç çapı yükseldikçe hortumlardaki sürekli basınç kayıpları düştüğünden dolayı, hortum çapı arttıkça aradaki fark azalmış ve 40 mm hortum iç çapı için aradaki fark %0,5’e kadar düşmüştür. Aynı hacimsel debi için akışkan hızının çap oranlarının karesiyle doğru orantılı olarak değiştiği göz önünde bulundurulacak olursa, bu durum beklentileri karşıladığı görülecektir.

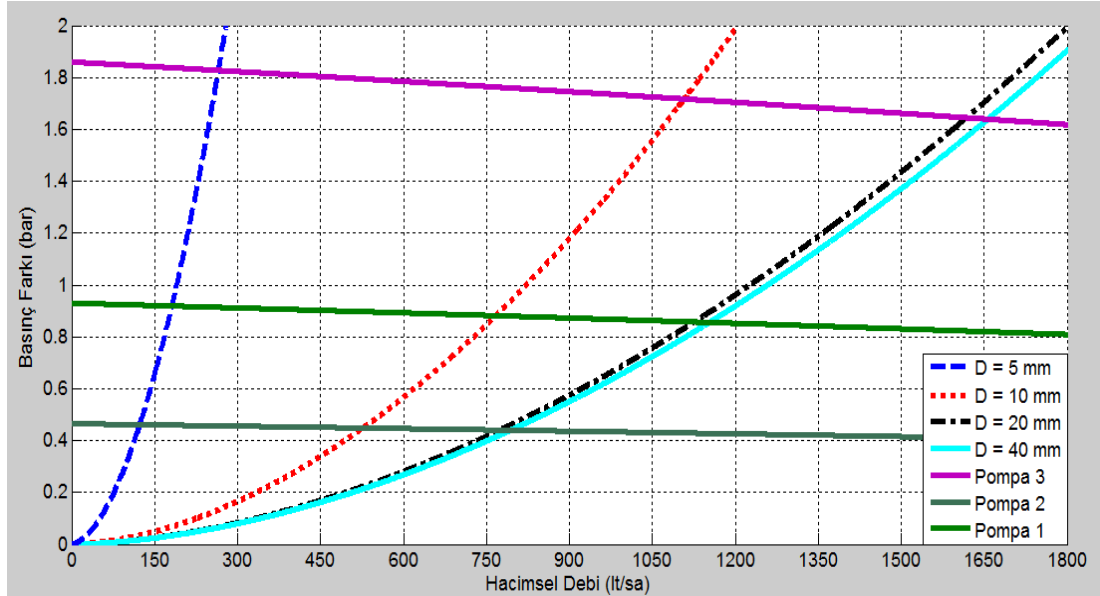
Su debisi simülasyon sonuçlarına göre, 4 metre toplam hortum uzunluğu için 20 mm’den sonra hortum iç çapını yükseltmenin su debisini artırıcı bir etkisi yoktur. Bu duruma rağmen, hortum iç çapı, toplam hortum uzunluğuyla beraber sistemdeki toplam su hacmini belirleyen bir parametre olduğundan dolayı, ısıtıcı çalışma rejimini belirleyen önemli bir parametredir.

3.1.3.2. Su Pompasının Su Debisine Etkisi

Daha önceki parametrik çalışmalarda, hortum çap ve uzunluğunun su debisine etkisi incelenmiştir. Her ne kadar, düşük hortum uzunluklarında, çap artışının ciddi bir fark yaratması söz konusu olmasa da, farklı çaplara ait basınç kaybı eğrileri hacimsel debi

arttıkça birbirlerinden farklılık gösterebilir. Bu durumun nedeni basınç kaybı eğrilerinin tasarım konfigürasyonunun kendine özgülüğünden kaynaklanan sürtünme faktörü arasındaki farklılıklardır.

Şekil 3.6'da mevcut pompaya ait $\Delta P - Q$ fonksiyonunun 2 katı ve yarısına ait farklı pompa fonksiyonları 4 metre hortum uzunluğu için çizilen Şekil 3.6 üzerine mevcut pompa fonksiyonuyla beraber çizilmiştir.



Şekil 3.6: Farklı Pompa Eğrileri için $\Delta P - Q$ Grafiği

Isı değiştirgeci içindeki boru iç çapının 9.9 mm olması nedeniyle, sisteme ait toplam eğriler en çok bu değere yakın noktalarda etkilenmektedir. Bu nedenle, hortum iç çapının 10 mm ve altında olduğu durumlarda, sistemdeki toplam basınç eğrisi çaptaki değişimlere karşı daha duyarlı hale gelmektedir. Şekil 3.6'da görüldüğü gibi, 5 mm hortum çapında, toplam sürtünme faktörünün (f) çok büyük olmasından dolayı sonuçlarda (5 mm'lik diğer sonuçlara göre) ciddi bir değişim gerçekleşmemiştir. Çap artışıyla birlikte, hızla düşmeye başlayan toplam sürtünme faktörü, ısı değiştirgeci içindeki iç çap ve hortum iç çapı arasındaki fark artmaya başladıkça düşüş hızını düşürmüş ve sabit bir değere yaklaşmıştır. Bu durum çap farkları 20 ve 40 mm olan sistem eğrilerinde de görülebilir. Denklem 3.3'te de belirtildiği gibi, basınç kayıp eğrisinin toplam akışkan hızının karesiyle doğru orantılı olmasından ve tam çalkantılı bölgede (complete turbulence) sabit bir değere ulaşan toplam sürtünme faktöründen dolayı, eğri bir parabol gibi davranmaya başlayacaktır. Yüksek hortum iç çaplarında

düşen göreceli pürüzlülüğten (ϵ/D) dolayı toplam sürtünme faktörü daha düşük çıkacaktır.

Çizelge 3.3'te mevcut su debisine ait fonksiyonun kendisine, yarı değerine ve 2 katına ait su pompa fonksiyonlarına ait simülasyon sonuçları gösterilmektedir. 5 mm hortum iç çaplı konfigürasyonlarda pompa fonksiyonuna göre hacimsel su debisi yaklaşık %115'lik bir artışla 123 lt/sa'den 265 lt/sa'ye yükselmiştir. Hortum iç çapları yükseldikçe bu artış sürse de kısmi bir düşüğe uğramış ve 40 mm hortum iç çaplı konfigürasyonda yaklaşık %105'lik artışla, 794 lt/sa'den 1657 lt/sa'ye yükselmiştir.

Çizelge 3.3: Farklı Su Pompaları için Su Debisi Simülasyonları

İç Çap (mm)	L (m)	Q (lt/sa)	ΔP (bar)	Q (lt/sa)	ΔP	Q (lt/sa)	ΔP
5	4	123	0,461	192	0,918	265	1,828
10	4	527	0,449	820	0,878	1107	1,718
20	4	775	0,441	1135	0,856	1618	1,645
40	4	794	0,440	1153	0,854	1657	1,639

Matematiksel olarak ifade etmek gerekirse, bir parabolün ikinci dereceden çarpanına ait katsayı olan sürtünme faktörünün daha küçük olduğu durumlarda basınç kaybı eğrisi daha yavaş artacak ve bu durum sistemi pompa eğrilerindeki farklılıklara karşı daha değişken hale getirecektir. Mühendislik uygulamalarında bu daha çok arzu edilen bir durumdur zira, sisteme iyileştirme olarak değiştirilen su pompası böyle durumlarda daha yüksek debi artışı sağlayacaktır.

3.2. Su Sıcaklık Simülasyonu

Bu simülasyonda amaçlanan, farklı tasarım parametrelerine göre kabin ısıtma döngüsü içinde su sıcaklığının nasıl değişeceğini ve su ısıtıcının çalışma rejimini belirlemektir. Bu simülasyonda öncelikle ısı değiştirgeci modeli oluşturulmuş, ve bu modele göre su için Nusselt Sayısı ve konvektif ısı transfer katsayısı hesaplanmıştır.

Isı değiştirgeci modelinden elde edilen bu değerlere göre, su sıcaklığının ısı değiştirgeci içinde uğrayacağı sıcaklık farkları hesaplanarak su ısıtıcı girişindeki su sıcaklıkları modellenmiştir.

Son olarak, bu sıcaklık değerlerine göre su ısıtıcının çalışma rejimi modellenerek döngüsel olarak kullanıcı tarafından belirlenecek tasarım konfigürasyonunda sistemin toplam ısı kapasitesi ve çalışma rejimi modellenmiştir.

3.2.1. Isı Değiştirgeci Matematiksel Modeli

Sistemdeki bütün tasarım konfigürasyonlarında, daha önce de belirtildiği gibi MCC marka ısı değiştirgeci kullanılmıştır. Ayrıca, bütün ısıtıcı testlerinde maksimum ısıtma kapasitesine ihtiyaç duyulduğundan dolayı, ısı değiştirgecinden geçen hava hızı en yüksek seviye olan üçüncü seviyede sabitlenmiştir.

Isı değiştirgeci modelinde temel olarak 3 adet varsayımda bulunulmuştur. Bunlardan birincisi, ısı değiştirgeci üzerinden geçen havanın bütün test ve konfigürasyonlarda aynı olması nedeniyle bunun su sıcaklığına etkisinin karşılaştırmalı olarak sabit kabul edilmesidir.

İkinci varsayım ise, sistem kararlı hale geldiğinde bütün ısı transferinin hava ve su arasında olduğu kabul edilerek, ısı değiştirgeci içinde herhangi bir ısı üretimi ve tüketimi olmadığı kabul edilmiştir.

Üçüncü olarak, ısı değiştirgeci içindeki fin yapısının modellenmesindeki zorluk göz önünde bulundurularak, fin yapısının yol açacağı termal rezistans da havaya dahil edilmiştir.

Son olarak, testlerde kullanılan ısı değiştirgeçleri ilk kez denendiğinden dolayı kirlenme etkileri tamamen ihmal edilerek, bunlardan kaynaklanan termal rezistanslar dikkate alınmamıştır.

3.2.1.1. Nusselt, Prandtl ve Peclet Sayısı

Nusselt sayısı bir akışkanın sahip olduğu konvektif ısı transfer oranının, iletimsel ısı transferine oranı olarak nitelendirilen ve ısı transferi açısından önem taşıyan bir sayıdır. Herhangi bir hıza sahip olmayan durağan bir akışkan için sadece iletimsel ısı transferi olacağından dolayı Nusselt sayısı 1 olur ve bu alabileceği en düşük değerdir. Denklem 3.17'de boru içindeki akışkanlar için Nusselt sayısı formülü gösterilmiştir.

$$Nu_D = \frac{h \cdot D}{k} \quad (3.17)$$

Denklem 3.17’de h konvektif ısı transferi katsayısını, D akışkanın aktığı borunun iç çapını, k ise herhangi bir maddenin kimyasal özelliklerinden dolayı sahip olduğu iletimsel ısı transfer katsayısını göstermektedir. İletimsel ısı transferi katsayısı (k), yapısal çelik için 43, antifriz su karışımı içinse 0.39 W/m·K alınarak hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. Konvektif ısı transfer katsayısı ise herhangi bir akışkanın sahip olduğu hızın vektörel ve skaler değerlerine bağlı olarak değişen ve aktığı yüzeyle akışkanın arasındaki ısı transferini sıcaklık farkı ve yüzey alanıyla birlikte etkileyen önemli bir parametredir.

Nusselt sayısının hesaplanmasında akış rejimi ve şartlarına göre farklı birçok teknik geliştirilmiş olsa da, Nusselt sayısı temel olarak Prandtl sayısı, Reynolds sayısı ve akış geometrisine göre değişen bir bağıntı faktörüne bağlıdır.

Prandtl sayısı, bir akışkanın sahip olduğu momentum yayılım katsayısının, termal yayılım katsayısına oranı şeklinde tanımlanabilir. Prandtl sayısı Denklem 3.18’de gösterildiği gibi hesaplanabilir. Bu denklemde, ν kinematik viskozite olarak momentum yayılım katsayısını, α ise termal yayılım katsayısını göstermektedir. k akışkanın sahip olduğu iletimsel ısı katsayısını, ρ akışkanın yoğunluğunu ve c_p ise akışkanın sahip olduğu öz ısıyı göstermektedir. Denklem 3.18’den de anlaşılacağı üzere, Prandtl sayısı akışkanın kimyasal özelliklerine bağlı bir sayıdır ve hiçbir akışkan için değeri sabit fiziksel koşullar altında değişmez. Saf su için Prandtl sayısı yaklaşık olarak 7 iken, hava için 0.7’dir. Simülasyonların ve testlerin gerçekleştirildiği sıcaklık aralığında antifriz su karışımı için Prandtl sayısı 8.95 olarak hesaplanmış ve bütün simülasyonlarda bu değer kullanılmıştır.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha}, \quad \alpha = \frac{k}{\rho \cdot c_p} \quad (3.18)$$

Termal modellemeler için önemli olan bir diğer sayısı ise Peclet (Pe) sayısıdır. Reynolds sayısı ile Prandtl sayısının çarpımından elde edilen Peclet sayısı, Denklem 3.19’da gösterilmiştir. Peclet sayısı, bir akışkanın sahip olduğu atalet kuvvetlerinin, akışkanın termal yayılımına oranı olarak tanımlanabilir.

$$Pe = Re \cdot Pr = \frac{V \cdot D}{\alpha} = \frac{\rho \cdot c_p \cdot V \cdot D}{k} \quad (3.19)$$

Peclet sayısı arttıkça, akışkanın daha etkili bir şekilde üzerindeki ısıyı atabileceği öngörülebilir. Yine de, birçok akış için Reynolds ve Prandtl sayılarının akış üzerindeki etkisi aynı olmadığından dolayı, Peclet sayısı termal modellemelerde tek başına kullanılmamaktadır.

3.2.1.2. Çalkantılı İç Akıslarda Nusselt Sayısı

Isı değiştirgecindeki Reynolds sayıları göz önüne alındığında bütün konfigürasyonlarda akış rejiminin çalkantılı olduğu kabul edilebilir. Bu durumda borularda çalkantılı akış için Nusselt Sayısı hesaplamada farklı yaklaşımlar bulunmaktadır[24].

Akışın sahip olduğu sürtünme katsayısı ve Nusselt sayısı arasında da sınır şartlar boyunca bir benzerlik kurulabilir. Prandtl sayısının 1 olduğu varsayımında bulunulursa, Reynolds Analojisi olarak bilinen Denklem 3.20 elde edilir[26].

$$St = \frac{C_f}{2}, \quad St = \frac{Nu}{Re \cdot Pr} \quad (3.20)$$

Denklem 3.20'de St Stanton sayısını göstermektedir. Denklem 3.20 Prandtl sayısının 1 olduğu ve basınç gradyanının sıfır olduğu noktalarda geçerlidir. Yine de, çalkantılı akıslarda basınç gradyanının akış şartlarına etkisi çok daha az olduğundan dolayı farklı Prandtl sayıları için bu denkleme bir düzeltme faktörü eklenirse bu analogiden her Prandtl sayısı için faydalanılabilir. Denklem 3.19'da gösterilen C_f , Fanning sürtünme katsayısını göstermektedir. Fanning sürtünme katsayısı, boru iç yüzeyinde oluşan kesme gerilmesinin, akışkanın dinamik basınç terimine oranını göstermektedir ve Denklem 3.21'de gösterilmiştir.

Bu noktada unutulmaması gereken, Fanning sürtünme katsayısının, Moody Diyagramı'ndan elde edilen Darcy sürtünme katsayısının 4'te biri olduğudur ve hesaplamalarda bu iki katsayının birbirine karıştırılmaması önemlidir.

$$C_f = \frac{f}{4} = \frac{\tau_w}{\rho V^2 / 2} \quad (3.21)$$

Denklem 3.22’de bu düzeltme faktörü eklenerek, Değiştirilmiş Reynolds Analojisi veya Chilton-Colburn Analojisi olarak bilinen denklem elde edilir.

$$\frac{C_f}{2} = St \cdot Pr^{2/3} \quad (3.22)$$

Çalkantılı akışlarda, Nusselt Sayısını hesaplamak için geliştirilen bağıntıların hemen hemen hepsi Chilton-Colburn Analojisinden türetilmiştir. Eğer bu analojiden yararlanılacak olursa, Nusselt Sayısı Denklem 3.23’teki şekliyle hesaplanabilir.

$$Nu_D = \left(\frac{f}{8} \right) \cdot Re_D \cdot Pr^{1/3} \quad (3.23)$$

Göreceli pürüzlülüğün düşük olduğu durumlarda Colebrook denkleminde de gösterildiği gibi, Darcy sürtünme faktörü sadece Reynolds sayısının bir fonksiyonu olacak şekilde yazılabilir. Denklem 3.24’te Petukhov’un pürüzsüz borular için geniş Reynolds aralığında geliştirdiği Darcy sürtünme faktörü görülebilir.

$$f = (0.790 \cdot \ln(Re_D) - 1.64)^{-2}, \quad 3000 < Re < 5 \times 10^6 \quad (3.24)$$

Colburn, bu denklemi basitleştirmek amacıyla kendi yaklaşımını geliştirmesine rağmen, bağıntı basitleştikçe denklem hata payı %25’e kadar yükselebilmektedir. Denklem 3.22 ve Petukhov yaklaşımı birleştirilerek, Denklem 3.25’te Colburn denklemi gösterilmektedir.

$$Nu_D = 0.023 \cdot Re_D^{0.8} \cdot Pr^{1/3} \quad (3.25)$$

Dittus-Boelter ise, Colburn Denklemine akışkanın ısınma ve soğuma durumuna göre özelleştirerek daha farklı bir bağıntı türetmiştir. Denklem 3.25’te gösterilen genel Dittus-Boelter Bağıntısında, Prandtl sayısının kuvveti n, akışkanın soğuduğu durumlarda 0.3, ısındığı durumlardaysa 0.4 alınmaktadır.

$$Nu_D = 0.023 \cdot Re_D^{0.8} \cdot Pr^n \quad (3.26)$$

Winterton daha sonraki yaklaşımlarında bu durumu koruyarak, ısınma ve soğuma durumlarında göre başlangıçtaki düzeltme faktörünü de değiştirmiştir[24]. Bu durumda soğuma durumunda bağıntının yeni düzeltme katsayısı 0.0265 olacaktır.

$$Nu_D = 0.0265 \cdot Re_D^{0.8} \cdot Pr^{0.3} \quad (3.27)$$

Petukhov Yaklaşımı'ndan dolayı, Reynolds sayısının 10000'den büyük olduğu durumlarda geçerli olan bu yaklaşım, boru uzunluğunun çapa oranının 10'dan büyük olduğu durumlarda geçerliliğini korumaktadır. Bunun nedeni, ısı değiştirgecine giriş bölgesinde (Entry Region), akışın ısıl olarak tam gelişmiş hale gelmesinin beklenmesinden kaynaklanmaktadır. Kullanılan ısı değiştirgecinde bu oranın yaklaşık olarak 450 olması nedeniyle herhangi bir problem yaratmayacağı öngörülmüştür. Ayrıca ısı değiştirgecine giriş ve çıkış arasındaki yığın sıcaklık farkının da 10°C veya daha altında olması nedeniyle bu varsayım geçerliliğini korumaktadır.

Gerek Colburn, gerek Dittus-Boelter bağıntıları, Darcy Sürtünme Faktörünü sadece Reynolds Sayısının bir formülü olarak yazarak Denklem 3.23'ü basitleştirmelerinden dolayı, her iki yaklaşımda da hata oranları %25'e kadar yükselebilmektedir.

Denklem 3.28'da Gnielinski bağıntısı gösterilmektedir. Bu bağıntıda, f Darcy Sürtünme Faktörünü, Re_D boru içindeki akışa ait Reynolds sayısını ve Pr Prandtl sayısını göstermektedir. Bağıntıyı uygulayabilmek için Colebrook Denklemine (3.6) çözmek gerektiğinden dolayı denklemin çözümü ancak numerik yöntemlerle mümkün olmaktadır

$$Nu_D = \frac{(f/8) \cdot (Re_D - 1000) \cdot Pr}{1 + 12.7 \cdot (f/8)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (3.28)$$

.Çizelge 3.4'te, Chilton-Colburn, Colburn, Dittus-Boelter ve Gnielinski bağıntılarına ait Nusselt Sayısı sonuçları verilmektedir. EK-C'deki ısı değiştirgecine ait teknik resimde de belirtildiği gibi, ısı değiştirgeci, içerisinden 820 lt/sa'lik hacimsel su debisi geçtiğinde ve hava ile su arasındaki giriş sıcaklık farkı 100 dereceye ulaştığında yaklaşık 16.1 kW'lık bir ısıtma kapasitesi sağlamaktadır. Bu değerlere göre yapılan hesaplamada, Reynolds sayısı 29195, sürtünme faktörü ise 0.0238 olarak hesaplanmıştır. Çizelge 3.4'te bu değerlere göre hesaplanmış olan Nusselt Sayısı değerleri verilmektedir.

Çizelge 3.4: Farklı Bağıntılara ait Nusselt Sayısı Sonuçları

	Reynolds Sayısı	Darcy Sürtünme Katsayısı	Nusselt Sayısı	Konvektif Isı Transfer Katsayısı (W/m ² •K)	Fark (%)
Chilton-Colburn	29195	0.0238	180.3	7102	0
Colburn	29195	0.0238	178.3	7024	-1.01
Dittus-Boelter	29195	0.0238	190.9	7520	5.89
Gnielinski	29195	0.0238	227.9	8978	26.4

Bu değerlere göre, Gnielinski Bağıntısı kullanılarak hesaplanan Nusselt sayısı diğer bağıntılara göre daha yüksek çıkmıştır. Bu noktadan sonra Denklem 3.17'deki formül kullanılarak, mevcut hacimsel su debisi için film katsayısı h_w , her bağıntıdan elde edilen Nusselt sayısına göre hesaplanmıştır.

Gerek Colburn, gerekse Dittus-Boelter bağıntılarını sürtünme faktörünü pürüzsüz borular için modelleyerek sadece Reynolds sayısına bağlı olarak çözdüğünden dolayı, Chilton-Colburn analojisinin termal modellemede kullanılması daha az hata payı içerecektir. Gnielinski bağıntısının ise, oldukça geniş bir Reynolds sayısı aralığında geçerli olması, bu bağıntıya ait sonuçlar hakkında daha yüksek belirsizlik yaratacaktır. Her simülasyon öncesinde hız profili hesaplanırken, sürtünme faktörü de hesaplandığından dolayı, Chilton-Colburn Analojisi kullanımında herhangi bir problem görünmemektedir. Bu nedenlerden ötürü, ısı değiştirgeci içinde Nusselt sayısı hesaplamalarında Chilton-Colburn Analojisi kullanılmıştır.

Bu durumda, Nusselt sayısı mevcut parametrelerde 180.3 olarak hesaplanmıştır. Laminer akış için geliştirilen analitik çözümlerde Nusselt sayısının, sabit ısı akısı sınır şartında 4.36 (48/11), sabit yüzey sıcaklığı sınır şartındaysa numerik çözümlerle 3.66 olarak hesaplandığı göz önüne alınacak olursa, çalkantılı akış rejiminin ve Reynolds sayısının ısı transferi katsayısını ne kadar yüksek oranda artırdığı daha iyi anlaşılacaktır.

3.2.1.3. Isı Değiştirgecinde Kullanılan Denklemler

Isı değiştirgecini modellerken akışkanların hareketinden dolayı sahip oldukları enerjinin korunumu denkleminde ve Fourier iletimsel ısı transferi kanunundan faydalanılmıştır. Bir akışkanın akış alanından dolayı sıcaklık gradyanının etkilenebileceği taşınım, iletim ve viskoz olmak üzere temel olarak üç yaygın şekli

vardır. Denklem 3.29'da sıkıştırılamaz bir akışkanın sahip olduğu enerji denklemi gösterilmiştir.

$$\rho \left[\frac{\partial h}{\partial t} + \nabla \cdot (h\vec{V}) \right] = \nabla \cdot (k\nabla T) + \phi \quad (3.29)$$

Denklem 3.29'da, herhangi bir kimyasal ya da nükleer tepkime sonucu oluşması beklenen ısı üretimi ve radyatif ısı transferi terimleri ihmal edilmiştir. Denklem 3.29'da sol taraftaki terim, taşınım ile aktarılan terimi göstermektedir ve akışkanın sahip olduğu entalpinin maddesel türevidir. Eşitliğin sağ tarafındaki terimse Fourier ısı iletim kuralından türetilen iletimsel ısı transferidir. Φ , ise viskoz kuvvetlere karşı yapılan işi gösteren termal yayılım fonksiyonudur. Visköz kuvvetler tarafından yapılan iş, tersinmez bir şekilde akışkanın iç enerjisine dönüşür ve entalpi değerini artırır.

Denklem 3.29, sıkıştırılamaz akış için türetilmiş olan enerjinin korunumu denklemdir ve bu denklemde sadece radyatif ısı transferi ve ısı üretimi ihmal edilmiştir. Isı değiştirgecinden geçen hava için ideal gaz yaklaşımında bulunulabilir. Bu durumda, akışkana ait entalpi Denklem 3.30'da gösterildiği gibi olacaktır. İdeal gazlar için, Denklem 3.30'da verilen sabit basınçtaki öz ısı c_p , sabit kabul edilebilir.

$$h = c_p T \quad (3.30)$$

İletimsel ısı transfer katsayısının da, sıcaklıkla değişmeyeceği ve sabit olduğu kabul edilirse; Denklem 3.29, Denklem 3.31'de verildiği gibi yazılabilir.

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \phi \quad (3.31)$$

Bunlara ek olarak, antifriz su karışımı ve havanın Newtonian akışkan olduğu yani, kesme gerilmesinin hız gradyanıyla doğru orantılı olduğu kabul edilirse, Φ Denklem 3.32'deki gibi yazılabilir.

$$\phi = \mu \left(2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 \right) \quad (3.32)$$

Isı değiştirgecindeki akışın, yüksek Reynolds sayılarına sahip olduğu ve viskoz etkilerin, atalet kuvvetlerine oranının düşük olduğu göz önüne alınırsa, viskoz ısı yayılımını terimi ihmal edilebilir.

Sistemdeki akışın ve ısı transferinin sadece z ekseninde olduğu kabul edilebilir. Boru içindeki akışın çalkantılı rejimde olduğu kabul edildiğinde, boru içindeki hız profili sabit kabul edilebilir. Bu durumda, akışın kararlı olduğu durumlar için Denklem 3.31 yeniden düzenlenecek olursa, ikinci dereceden bir adi diferansiyel denklem olan Denklem 3.33 elde edilir.

$$\rho c_p V_z \frac{dT}{dz} = k \frac{d^2T}{dz^2} \quad (3.33)$$

Denklem 3.33 çözüldüğünde, Denklem 3.34'teki gösterildiği gibi, su sıcaklığının ısı değiştirgeci içerisinde ilerledikçe üstel olarak azaldığı görülecektir. Bu noktada, Denklem 3.34'te verilen katsayılar ise, ısı değiştirgecinde bulunan diğer elemanlardan dolayı oluşan termal rezistansa ve su ile hava arasındaki sıcaklık farkına bağlı olarak değişiklik gösterecektir.

$$T(z) = C_2 - \left(\frac{C_1 \alpha}{V_z} \right) e^{\left(\frac{V_z}{\alpha} \right) z} \quad (3.34)$$

Aynı sıcaklık dağılımını bu kez üstel artan şekilde hava için de söz konusu olacağından dolayı, ısı değiştirgeçlerinde ortalama yığın sıcaklık farkında dair bir parametreye ihtiyaç duyulmaktadır, zira ısı değiştirgecindeki akışkanların giriş sıcaklık farkından çok, ortalama yığın sıcaklık farkı toplam ısı transferinde belirleyicidir.

Her ne kadar, sistemde kullanılan ısı değiştirgeci paralel akışlı değil de çapraz akışlı olsa da, ısı değiştirgecindeki sıcaklığı genel performans açısından paralel akışa kıyasla daha iyi olmakla beraber, sıcaklığın temel değişimi paralel akıştaki gibi üstel artan bir fonksiyon tarafından belirlenecektir. Bunun nedeni, ısı değiştirgeci arasındaki 1 ve 2 numaralı noktalar arasındaki her noktada havanın sabit sıcaklıkta ısı değiştirgecine girmesidir. Bu durumda, havanın çıkış sıcaklık dağılımının yine üstel bir şekilde artması fakat paralel akışa nazaran çapraz akışlı ısı değiştirgecinde sıcaklık gradyanının daha yüksek olması beklenecektir.

Isı değiştirgeci içerisindeki sıcaklık fonksiyonlarının üstel olması nedeniyle ısı değiştirgeci hesaplarında kullanılan sıcaklık farkının da (ΔT) bu hesaplara uygun şekilde ele alınması gerekmektedir. Denklem 3.35'te ortalama yığın sıcaklık farkına (ΔT_m) göre toplam ısı transferi formülü gösterilmektedir.

$$q = UA\Delta T_m \quad (3.35)$$

Bu noktada, U toplam ısı transfer katsayısını, A ise U tanımıyla uyumlu ısı transferinin gerçekleştiği yüzey alanını göstermektedir.

Sonsuz küçüklükte bir dA elemanı için sıcaklık hem şekil 3.12'de gösterildiği gibi olmakla beraber iki akışkan arasındaki sıcaklık farkı olarak da Denklem 3.36'daki gibi gösterilebilir.

$$dq = U(T_h - T_c) dA = -\dot{m}_h c_h dT_h = \dot{m}_c c_c dT_c \quad (3.36)$$

Bu durumda, $d(T_h - T_c)$ düzenlenerek eşitliğin her iki tarafı $T_h - T_c$ ile bölünecek olursa, Denklem 3.37 elde edilir.

$$\frac{d(T_h - T_c)}{T_h - T_c} = -U \left(\frac{1}{\dot{m}_h c_h} + \frac{1}{\dot{m}_c c_c} \right) dA \quad (3.37)$$

Denklem 3.37'nin ve Denklem 3.36'nın, ısı değiştirgecinin giriş ve çıkış noktaları olan 1 ve 2 arasında integrali alınır, toplam ısı transferi (q) Denklem 3.38'deki gibi gösterilebilir.

$$q = UA \frac{(T_{h2} - T_{c2}) - (T_{h1} - T_{c1})}{\ln[(T_{h2} - T_{c2}) / (T_{h1} - T_{c1})]} \quad (3.38)$$

Denklem 3.35, Denklem 3.38'de yerine konduğunda, ortalama yığın sıcaklık farkı Denklem 3.39'da gösterildiği gibi hesaplanabilir.

$$\Delta T_m = \frac{(T_{h2} - T_{c2}) - (T_{h1} - T_{c1})}{\ln[(T_{h2} - T_{c2}) / (T_{h1} - T_{c1})]} \quad (3.39)$$

Isı değiştirgecini üreten firmaya ait teknik resimde, EK-C'de de gösterildiği gibi, 820 lt/sa'lik su debisinde ve 679 m³/sa'lik hava debisinde, 100°C'lik sıcaklık farkında toplam ısıtma kapasitesi 16.1 kW olarak verilmiştir. Bu değerlere göre suyun ısı

kapasitesi 0.796 kW/°K (C_{\max}), havanın ısı kapasitesi ise 0.245 kW/°K (C_{\min}) olarak hesaplanmıştır. Bunlara ek olarak, havanın giriş sıcaklığı T_{c1} 0°C alınırsa, havanın çıkış sıcaklığı yaklaşık olarak T_{c2} 63°C; suyun giriş sıcaklığı T_{h1} 100°C alındığında, suyun çıkış sıcaklığı yaklaşık olarak 80.5°C olarak hesaplanacaktır. Denklem 3.39'a göre, sistemdeki ısı değiştirgecine ait ortalama yığın sıcaklık farkı 47.3°K olarak hesaplanmıştır.

Isı değiştirgecinde etkinlik (ε_{HEX}), Denklem 3.40'ta da gösterildiği gibi, bir ısı değiştirgecinde gerçekleşen ısı transferinin, teorik olarak gerçekleşebilecek maksimum ısı transferine oranıdır.

$$\varepsilon_{HEX} = \frac{q}{q_{\max}} \quad (3.40)$$

Etkinliliği hesaplayabilmek için öncelikle ısı kapasiteleri ve giriş sıcaklıkları belirlenmiş akışkanların arasında gerçekleşebilecek olan maksimum ısı transferinin hesaplanması gerekir. Karşıt akışın gerçekleştiği sonsuz uzunlukta bir ısı değiştirgeci ele alınacak olursa, Denklem 3.41'de gösterildiği gibi ısı kapasitesi düşük olan akışkanın çıkış sıcaklığının (T_{c2}), ısı kapasitesi yüksek olan akışkanın giriş sıcaklığına (T_{h1}) ulaşması gerekmektedir.

$$q_{\max} = C_{\min} (T_{h1} - T_{c1}) \quad (3.41)$$

Denklem 3.40'e göre, ısı değiştirgecinin etkinliliği %65.8 olarak hesaplanmıştır. Başka bir deyişle, teorik olarak elde edilebilecek maksimum ısıtma kapasitesi 24.5 kW olan bir ısı değiştirgecinden 16.1 kW'lık bir ısıtma kapasitesi elde edilmiştir. Kullanılan ısı değiştirgecinin araç içi yerleşimin zorluğu nedeniyle kompakt olması beklendiğinden dolayı, ısı değiştirgecinin etkinliliği nispeten daha düşük çıkmıştır.

Isı değiştirgecinin giriş noktalarında, su ve havanın sıcaklığı termal modele girdi olarak sunularak, çıkış sıcaklıklarının modellenmesine çalışıldığından dolayı, logaritmik ortalama yığın sıcaklık farkı her zaman kullanılamamaktadır. Bu nedenle, ısı değiştirgeci modelinde etkinlik odaklı NTU (number of transfer units) yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntem farklı olarak, giriş sıcaklıkları ve iki akışkanın ısı kapasitelerinin birbirine oranından faydalanarak, ısı değiştirgecinin sahip olabileceği etkinliliği hesaplamaktadır.

Hava ve sıvı bir akışkanın kullanıldığı ısı değiştirgeçlerinde genellikle havanın termal kapasitesi düşük olmaktadır. Bu durum havanın hem özısının, hem de yoğunluğunun sıvılara göre düşük olmasından kaynaklanmaktadır. Bu duruma göre ısı kapasitesi düşük olan akışkanın suya göre soğuk olan hava olduğu kabul edilerek Denklem 3.40 yeniden yazılacak olursa, Denklem 3.42 elde edilecektir.

$$\varepsilon_{HEX} = \frac{C_{\min}(T_{c2} - T_{c1})}{C_{\min}(T_{h1} - T_{c1})} = \frac{(T_{c2} - T_{c1})}{(T_{h1} - T_{c1})} \quad (3.42)$$

Denklem 3.37'nin ısı değiştirgecinin giriş ve çıkış noktaları arasında integrali alınarak ısı değiştirgecinin çıkışında su sıcaklığı yazılacak olursa Denklem 3.43 elde edilecektir.

$$\frac{T_{h2} - T_{c2}}{T_{h1} - T_{c1}} = \exp\left[\frac{-UA}{\dot{m}_c c_c} \left(1 + \frac{\dot{m}_c c_c}{\dot{m}_h c_h}\right)\right] \quad (3.43)$$

Eğer Denklem 3.36 kullanılarak T_{h2} yeniden düzenlenerek Denklem 3.43'e eklenirse, ısı değiştirgecinin etkinliliği (ε_{HEX}), soğuk akışkanın küçük ısı kapasitesine sahip olduğu durumda, Denklem 3.44'te verildiği gibi yazılabilir.

$$\varepsilon_{HEX} = \frac{1 - \exp\left[\frac{-UA}{\dot{m}_c c_c} \left(1 + \frac{\dot{m}_c c_c}{\dot{m}_h c_h}\right)\right]}{1 + \frac{\dot{m}_c c_c}{\dot{m}_h c_h}}, NTU = \frac{UA}{\dot{m}_c c_c} \quad (3.44)$$

$UA/\dot{m}_c c_c$ terimi, NTU terimi olarak adlandırılır ve bu terim bir ısı değiştirgecinin temel parametrelerinden birisidir. Isı kapasitelerinin birbirine oranı C_r , Denklem 3.44'te yerine koyularak yazılırsa en genel haliyle ısı değiştirgecinin verimliliği Denklem 3.45'te verildiği gibi yazılabilir.

$$\varepsilon_{HEX} = \frac{1 - \exp\left[(-NTU)(1 + C_r)\right]}{1 + C_r} \quad (3.45)$$

Denklem 3.45'ten de anlaşılacağı gibi, bir ısı değiştirgecinin etkinliliği, ısı kapasitelerinin birbirine oranına ve NTU terimine bağlıdır. Isı kapasitesi düşük olan terimin, kütleli debisi artırıldığında genel verimlilik düşüyor gibi görünmesine rağmen, teorik maksimum ısı transferi artacağından dolayı toplam ısıtma kapasitesi

yükselecektir. Bu nedenle, ısı değiştirgecinin verimliliği ve ısıtma kapasitesi birbirine karıştırılmaması gereken kavramlardır.

Isı değiştirgecine ait termal analizlerin, giriş sıcaklık farkı yerine logaritmik ortalama yığın sıcaklık farkına gore yapılması, ısı değiştirgeci boyunca değişmekte olan sıcaklık farkını ortalama bir referans sıcaklık farkına gore hesaplama gereksiniminden kaynaklanmaktadır. Denklem 3.39'a gore hesaplanan ortalama yığın sıcaklık farkı, EK-C'deki değerlere gore daha once, 47.3°K olarak hesaplanmıştır.

Denklem 3.35'te verilen ısı transferi formulu yerine, termal rezistans sonucunu yazarsak, toplam ısı transfer katsayısı yerine termal rezistans bileşkesine gore ısı transferi hesaplanmış olur. Bu durum Denklem 3.46'da gosterilmiştir.

$$q = UA\Delta T_m = \frac{\Delta T_m}{R_{total}} \quad (3.46)$$

EK-C'de verilmiş olan 16.1 kW'lık ısı kapasitesine gore ısı değiştirgecine ait toplam termal rezistans (R_{total}) 3.052°K/kW olarak hesaplanmıştır. Bu değer sistemdeki toplam termal rezistansı yansıttığından dolayı onemlidir. şekil 3.11'de, her iki yuzeyinden de farklı akışkanlar geecen bir boruya ait termal devre şeması gosterilmektedir. Bu şemaya gore, su icin hesaplanmış olan konvektif ısı transfer katsayısı kullanılarak, diğer iki bileşende elik borunun ve dış yuzeyden akan havanın yarattığı termal rezistans hesaplanmıştır. Değişen hacimsel su debileri icin, bu 2 bileşende herhangi bir değişiklik yaşanmayacağından dolayı bu değerler sabit kabul edilerek, ısı değiştirgeci modelinde sistemde oluşacak toplam termal rezistans su debisi simulasyonunda hesaplanan su debileri icin yeniden hesaplanmıştır.

Uzun sure kullanılan ısı değiştirgecilerinde, kirlenme rezistansı oluşabilir. Bu rezistans ihmal edildiğinde, ısı değiştirgecinde toplam 3 farklı direne soz konusudur. Bunlardan birincisi, boru icinde akan suyun yarattığı konvektif direnettir. Konvektif direne, konvektif ısı transfer katsayısı ve yuzey alanıyla ters orantılıdır. Denklem 3.47'de konvektif direne gosterilmiştir.

$$R_{t,conv} = \frac{1}{h_w \cdot 2\pi r_i L} \quad (3.47)$$

Denklem 3.47’de h_w , suya ait film katsayısını, r_i , borunun iç yarıçapını ve L ise toplam boru uzunluğunu göstermektedir.

Sistemde oluşan ikinci direnç ise, ısı değiştirgeci içerisindeki çelik borular nedeniyle oluşan dirençtir. Çelik boruların ısının iletiminde yarattığı iletimsel termal direnç temel olarak malzemenin iletimsel ısı transfer katsayısına ve borunun kalınlığına bağlıdır. Denklem 3.48’de borulardaki termal rezistans formülü görülebilir. Bu denklemden, r_o , borunun dış yarıçapını, r_i , borunun iç yarıçapını, k , malzemenin iletimsel ısı katsayısını, L ise borunun toplam uzunluğunu göstermektedir. Borularda et kalınlığı ısı iletimini etkileyen önemli bir parametredir. Et kalınlığı arttıkça, boru dış çapının iç çapına oranı artacağından dolayı, ısı iletimi zorlaşacaktır. Bu nedenle, Denklem 3.48’de de gösterildiği gibi, iletimsel termal rezistans artacaktır.

$$R_{t,cond} = \frac{\ln(r_o / r_i)}{2\pi kL} \quad (3.48)$$

Sistemde oluşan üçüncü direnç ise, ısı değiştirgeci içinden geçen havanın yarattığı konvektif dirençtir. Bu direncin de, genel formülü Denklem 3.47 ile aynı olup, transferin gerçekleştiği alan, iç ve dış çap arasındaki oranla doğru orantılıdır. Genel olarak ısı değiştirgecine ait etkin fin yüzeyini (A_{fin}) hesaplamadan zorluktan dolayı havaya ait termal rezistans, EK-C’de verilen değerlere hesaplanan toplam termal rezistansın borulardaki iletimsel ve suya ait hesaplanan termal rezistans arasındaki fark havaya ait termal rezistans kabul edilmiştir. Havanın suya göre düşük yoğunluğu göz önünde bulundurulduğunda ısı değiştirgecindeki toplam rezistans içinde havaya ait termal rezistansın payının oldukça yüksek olması beklenmektedir.

$$R_{t,conv} = \frac{1}{h_a \cdot A_{fin}} \quad (3.49)$$

Bu denklemler çözülerek hesaplanan sonuçlara göre, 820 lt/sa’lik hacimsel su debisinde Çizelge 3.5’te de gösterildiği gibi, suya ait konvektif termal rezistans yaklaşık olarak 1.022 K/kW, boruya ait iletimsel termal rezistans 0.161 K/kW, toplam termal rezistans ise 3.052 K/kW olarak hesaplanmıştır. Bu değerlere göre, havaya ait termal rezistans 1.869 k/kW olarak hesaplanmıştır. Farklı tasarım konfigürasyonlarında, su debisindeki değişiklikler sadece suya ait konvektif termal rezistansı düşürecek, diğer 2 termal rezistans ise sabit kalacaktır. Sistemdeki toplam

termal rezistansın yaklaşık %61.2'si havaya ait termal rezistansta gerçekleşmektedir. Bu beklenen bir durumdur zira, havanın hem Prandtl, hem de Reynolds sayısının antifriz su karışımı kadar yüksek olmaması nedeniyle havaya ait Nusselt sayısı antifriz su karışımındaki kadar yüksek çıkmamış ve bu durum suyun konvektif ısı transfer katsayısının düşük çıkarak, havanın termal rezistansının yüksek çıkmasına yol açmıştır.

Çizelge 3.5: 820 lt/sa Hacimsel Su Debisinde Termal Rezistanslar

Q = 820 lt/sa	Su	Boru	Hava	Toplam
Termal Rezistans Değerleri (K/kW)	1.022	0.161	1.869	3.052

Termal Rezistans hesaplarında kullanılan ısı transfer alanlarının farklı olması nedeniyle, Denklem 3.47'de kullanılan termal rezistans modeli yerine, toplam ısı transfer katsayısını kullanmak için referans olarak bir alan değeri seçmek gerekmektedir. Bundan sonraki bütün hesaplarda, boru iç yüzeyinin toplam alanı referans olarak seçilerek U değeri buna göre hesaplanmıştır.

Bu duruma göre; toplam ısı transfer alanı 0.137 m^2 , toplam ısı transfer katsayısı ise yaklaşık $2.484 \text{ kW/m}^2\text{°K}$ olarak hesaplanmıştır. Bu değerlere göre NTU ve C_r , sırasıyla yaklaşık 1.39 ve 0.31 olarak hesaplanmıştır. Denklem 3.45'e göre ısı değiştirgecinin etkinliği ise, %65.4 olarak hesaplanmıştır. Isı değiştirgeci firması tarafından verilen değer ise %63.6 olduğu düşünülürse, olası ölçüm hataları, öz ısı farklılıkları gibi nedenlerden dolayı böyle bir farklılık olduğu ve modelin doğru olduğu kabul edilebilir.

3.2.2. Su Isıtıcı Çalışma Rejimi ve Su Sıcaklığı Simülasyonu

Su ısıtıcı sisteminde kullanılan 35 kW kapasiteli ısıtıcı kendisini yüksek sıcaklıklara karşı korumaktadır. EK-A'da verilen su ısıtıcıya ait temel gereksinimlerde de belirtildiği gibi, su ısıtıcı giriş sıcaklığı 78°C sıcaklığı geçtiği anda su ısıtıcı kendisini 2 dakika boyunca kapatmaktadır. 2 dakika sonrasında, su sıcaklığı 73°C altına inmişse su ısıtıcı tekrar çalışmaktadır. Su ve hava arasındaki sıcaklık farkı arttıkça, ısı değiştirgeçlerinden daha çok ısı transferi elde edilmesine karşın 35 kW'lık su ısıtıcı kapasitesi performans açısından ısı değiştirgeci kapasitesinin üzerinde kalmaktadır.

Su ısıtıcı tarafından suya kazandırılan 35 kW'lık ısı, ısı değiştirgeçlerinden çekilemeyen kısmı, sistemde dolaşan suyun sıcaklığını artıracaktır. Denklem 3.50'de ısı değiştirgeci çıkışında su sıcaklığını, su ısıtıcı çalışır haldeyken (T_{h2}) modelleyen formül gösterilmiştir.

$$T_{h2,t+r} = T_{h2,t} + \frac{\dot{q} - n_{HEX} \cdot \varepsilon_{HEX} (T_{h1} - T_{c1}) \cdot \dot{C}_{min}}{n_{HEX} \cdot \dot{C}_{max}} \quad (3.50)$$

Denklem 3.51'de n_{HEX} , tasarım konfigürasyonundaki ısı değiştirgeci sayısını göstermektedir. Su debisi simülasyonunda hesaplanan su debisine göre, ısı değiştirgecinin etkinliliği hesaplanmıştır. Isı kapasitesi düşük olan havanın debisi sabit kaldığından dolayı, ısı değiştirgecine giren hava ile su arasındaki sıcaklık farkının 100°C olduğu durumda maksimum ısı transferinin q_{max} , sadece sıcaklık farkına bağlı olarak değişmesi beklenmektedir. Tasarım konfigürasyonunda kullanılan ısı değiştirgeci sayısının hesaplanan etkinlilik ve sıcaklık farkına oranı ile çarpımından ısı değiştirgeçlerinden elde edilen ısıtma kapasitesi hesaplanır. Bu değer ile 35 kW'lık ısıtıcının sağladığı enerji arasındaki fark sistemde dolaşan suyun sıcaklığını artıracaktır. Aradaki bu ısı enerjisi farkının sistemde dolaşan toplam su kütlesine ait ısı kapasitesine bölümünden sistemde dolaşan suya ait anlık sıcaklık farkı hesaplanacaktır. Su ısıtıcının sisteme verdiği ısıya rağmen sistemdeki toplam su kütlesi termal bir kapasitans işlevi göreceğinden dolayı, su sıcaklığındaki artış hızı toplam su kütlesinin, toplam kütlesel su debisi tarafından belirlenmesi gerekir. Denklem 3.50'de sol taraftaki sıcaklık indisinde gösterilen r , sistemdeki toplam su debisinin tamamının kaç saniyede tüm hattı dolaştığını gösteren önemli bir parametredir ve ısıtıcının açık kaldığı süre boyunca bütün hattaki su sıcaklığının sabit kaldığını belirtir.

Denklem 3.51'de paydadaki 2.5 kg, EK-A'da da belirtildiği gibi su ısıtıcının içindeki toplam su kütlesini göstermektedir. Isı değiştirgeci içindeki toplam boru uzunluğu ve i çapı da bilindiğinden dolayı, kullanılan hortumların oluşturduğu toplam hacimdeki su kütlesi de eklenerek (0.34 kg), ısı değiştirgeci hattı başına sistemdeki toplam su kütlesi hesaplanabilir. Su sıcaklık simülasyonlarında sistemdeki toplam su kütlesi önemli bir tasarım parametresidir.

Denklem 3.50’de hesaplanan ısı değiştirgeci çıkışındaki su sıcaklığı su ısıtıcıya giriş sıcaklığı kabul edilerek, 78°C altındaki giriş sıcaklıklarında Denklem 3.50 kullanılmıştır. Su ısıtıcı, 78°C sıcaklığın aşıldığı durumlarda kendisini 2 dakika boyunca kapatmakta fakat bu süre boyunca su pompası çalışmaya devam etmektedir.

$$T_{h2,t+1} = T_{h2,t} - \frac{n_{HEX} \cdot \varepsilon_{HEX} (T_{h1} - T_{c1}) \cdot \dot{C}_{min}}{\left(m_{heater} + n_{HEX} \cdot m_{HEX} + n_{HEX} \cdot \rho \cdot L_{hose} \cdot \pi \cdot \frac{D_{hose}^2}{4} \right) \cdot C_{water}} \quad (3.51)$$

Denklem 3.50’den farklı olarak, su ısıtıcının sisteme verdiği ısı Denklem 3.51’de çıkartılmıştır. Su ısıtıcının 2 dakika boyunca kapalı kalacağı göz önünde bulundurulursa, bu zaman zarfında sistemdeki su sıcaklığının yüksek kalarak anlık ısı kapasitesi düşüşlerini önleyebilecek tek parametre, sistemdeki toplam su kütlesinin yaratacağı termal kapasitans olacaktır.

3.2.3. Su Sıcaklık Simülasyonunu Etkileyen Tasarım Parametreleri

Temel olarak su sıcaklığını etkileyecek 3 adet tasarım parametresi bulunmaktadır. Bunlar,

- Sistemdeki Su Debisi
- Isıtıcı Döngüsündeki Toplam Su Kütlesi
- Isı Değiştirgeci Sayısı olarak sıralanabilir.

3.2.3.1. Sistemdeki Su Debisi

Isı değiştirgeci modelinde de belirtildiği gibi, ısı değiştirgecinde toplam 3 adet termal rezistans bulunmaktadır. Bütün tasarımlarda aynı ısı değiştirgeci kullanıldığından dolayı, ısı değiştirgecindeki boruya ve havaya ait termal rezistans sabit kabul edilmiştir. Tasarım süreci boyunca su debisini artıracak birçok iyileştirme yapıldığından dolayı, ısı değiştirgeçlerinden geçen su debisinde birçok değişiklik yaşanmıştır. Bu durum, ısı değiştirgeci içerisindeki su debisinin artarak suya ait Reynolds sayısının ve buna bağlı olarak Nusselt sayısının da artmasını sağlamıştır. Denklem 3.48’de gösterilen suya ait termal rezistans, kullanılan Nusselt sayısı metoduna göre yeniden düzenlenecek olursa, Denklem 3.52’deki gibi yazılabilir.

$$R_{t,conv} = \frac{1}{h_w \cdot \pi DL} = \frac{1}{\pi D_{exc} L_{exc} \left(\frac{f}{8}\right) \cdot \left(\frac{k}{\nu}\right) \cdot Pr^{1/3} \cdot V_{exc}} \quad (3.52)$$

Denklem 3.52’de verilen değerlerden, Prandtl sayısının (Pr), termal iletim katsayısının (k) ve kinematik viskozitenin (ν) akışkanın kimyasal özellikleri olduğu ve değişmediği kabul edilirse, suya ait termal rezistansın sadece sürtünme faktörüne (f) ve ısı değiştirgeci içindeki akışkanın yığın hızına (V_{exc}) bağlı olduğu sonucu çıkarılabilir. Simülasyon sonuçlarına göre su debisinin beklendiği aralıklarda sürtünme faktöründe ciddi bir değişiklik bulunmadığı da göz önünde bulundurulursa, Suya ait termal rezistansın, ısı değiştirgeci içindeki su yığın hızıyla ters orantılı olarak değiştiği kabul edilebilir.

3.2.3.2. Isıtıcı Döngüsündeki Toplam Su Kütlesi

Denklem 3.50 ve 3.51’de de belirtildiği gibi, sistemdeki toplam su kütlesi su ısıtıcının çalışma rejimini belirleyen önemli bir parametredir. Su ısıtıcının kendini 78°C’de korumaya alarak kapanmasının ve 2 dakika boyunca kapalı durumda kalmasının sonucunda, bu süre boyunca ısı değiştirgeçleri hatta dolaşan suya ait ısı kapasitesini kullanarak kabini ısıtmak zorunda kalacaklardır. Bu nedenle sistemde dolaşan suyun kütlesi arttıkça, su ısıtıcı daha uzun bir çalışma döngüsünde çalışacaktır. Bu durum hem ısıtıcının kapalı konumda kaldığı 2 dakika boyunca su sıcaklığındaki keskin düşüşleri önleyerek daha kararlı bir sıcaklık dağılımı sağlayacak, hem de artan su kütlesiyle beraber artan termal kapasitenin neticesinde su sıcaklığının daha yavaş yükselerek su ısıtıcının daha uzun bir süre boyunca çalışmasını sağlayacaktır.

3.2.3.3. Isı Değiştirgeci Sayısı

Denklem 3.51 ve 3.52’de de belirtildiği gibi, ısı değiştirgeci sayısı (n) hem sistemden elde edilecek ısıtma kapasitesini belirleyen hem de ısıtıcının çalışma rejimini belirleyen önemli bir parametredir. Birden fazla ısı değiştirgecinin kullanıldığı durumlarda, tek ısı değiştirgecine nazaran su debisinin düşmesine rağmen; artan toplam su debisi ve büyüyen toplam su kütlesi hem su ısıtıcının çalışma döngüsünün uzamasını sağlayarak elde edilen verimi artırmış, hem de sistemden ısı değiştirgeci sayısı kadar kat daha fazla ısı elde edilmesini sağlayarak araç içerisinde homojene daha yakın bir sıcaklık dağılımı oluşmasını sağlamıştır.

3.2.4. Su Sıcaklık Simülasyonuna ait Parametrik Çalışmalar

Tasarım süreci boyunca testi yapılmış olan tasarımlara ait tasarım parametreleri girdi olarak kullanılarak, 4 adet tasarım konfigürasyonuna ait sonuçlar, sonuçlar kısmında paylaşılmıştır. Su sıcaklık simülasyonu oluşturulurken, bu konfigürasyonlara ait sonuçların test sonuçlarıyla tutarlı olması beklenmiştir.

Parametrik çalışmalarda ise, tasarım konfigürasyonlarında denenmemiş tasarım parametreleri kullanılarak, farklı tasarım parametrelerinde sonuçların nasıl değişeceği ve bu değişimlerin hidrodinamik açıdan tutarlılıkları irdelenmiştir.

3.2.4.1. Sistemdeki Su Debisinin Isı Değiştirgeci Etkinliliğine Etkisi

Çizelge 3.5'te de gösterildiği gibi 820 l/sa'lık su debisi için, sistemde oluşan toplam termal rezistansın yaklaşık %61.1'i havada, %33.6'sı suda ve %5.3 ise ısı değiştirgecinin metal yüzeylerinde gerçekleşmektedir. EK-C'de de belirtildiği gibi bu su debisi için yaklaşık 16.1 kW'lık ısı transferi gerçekleşmekte ve bunun sonucunda ısı değiştirgecinin etkinliliği %66.7 olarak hesaplanmaktadır. Çizelge 3.6'da ise tasarım konfigürasyonlarında elde edilebilecek farklı su debileri için suya ait, Reynolds sayıları, Nusselt sayıları, sürtünme faktörü ve konvektif ısı transfer katsayılarına ait simülasyon sonuçları gösterilmektedir. Şekil 3.1'deki Moody Diyagramı'dan da anlaşılacağı gibi, 820 lt/sa'lık hacimsel su debisi için, sistem tam çalkantılı bölgede (Complete Turbulence) olmadığından dolayı, Reynolds sayısı arttıkça, Moody Sürtünme Faktörü düşmeye devam etmiştir. Bu nedenle, Reynolds sayısı yaklaşık 2.4 kat artmasına rağmen, Nusselt sayısı yaklaşık 2 kat artmıştır.

Çizelge 3.6: Artan Hacimsel Su Debilerinde Nusselt Sayısı ve Isı Transfer Katsayısı

Hacimsel Su Debisi (lt/sa)	Reynolds	Sürtünme Faktörü	Nusselt	Isı Transfer Katsayısı (W/m ² •K)
400	14241	0.0283	104.9	4133
600	21362	0.0256	142.4	5609
820	29195	0.0238	180.3	7102
900	32153	0.0233	194.5	7661
1000	35725	0.0228	211.1	8317
1100	39298	0.0223	227.5	8961
1200	42871	0.0219	243.6	9596
1500	53588	0.0209	290.7	11453
2000	71451	0.0198	366.3	14432

1100 lt/sa üzerindeki su debileri, Çizelge 3.6'da sadece fikir oluşturması için eklenmiştir. Sistemdeki toplam hortum uzunluğunun 0 alındığı simülasyon sonucunda dahi, toplam hacimsel su debisi 1154 lt/sa çıktığından dolayı, mevcut su pompası ile 1100 lt/sa üzerinde bir hacimsel su debisi elde etmek fiziksel açıdan mümkün değildir. Bu nedenle sonuçlar, yorumlanırken bu durum göz önünde bulundurulmalıdır.

Çizelge 3.6'daki değerler kullanılarak, suya ait termal rezistans ve bunun ısı değiştirgecinin toplam termal rezistansı içerisinde yaratacağı değişiklik bütün hacimsel su debileri için hesaplanmıştır. Bunlara ek olarak, ısı değiştirgecinin toplam termal rezistansı kullanılarak NTU hesaplanmış ve buna bağlı olarak ısı değiştirgecinin etkinliği yeniden hesaplanmıştır. Isı kapasitesi düşük olan akışkan hava olduğu için, elde edilebilecek maksimum ısı transfer değeri, 24.5 kW olarak sabit kalmıştır. Fakat, su debisindeki değişiklikten dolayı hem ısı kapasite oranı (C_r), hem de değişen toplam ısı transfer katsayısı (U) artmıştır. Bu nedenle Denklem 3.46'ya göre işlem yapılırken; hem NTU'daki, hem de ısı kapasitelerinin birbirlerine oranlarındaki değişikliklerin göz önüne alınması gerekir.

Çizelge 3.7'de farklı hacimsel su debilerinde, ısı değiştirgecine ait toplam ısı transfer katsayısı, NTU, suya ait termal rezistans, ısı değiştirgecinin toplam termal rezistans değerleri gösterilmektedir.

Çizelge 3.7: Farklı Hacimsel Su Debilerinde Isı Değiştirgeci Modeli

Q (lt/sa)	C_r	NTU	R_{toplam} (K/kW)	R_{su} (K/kW)	R_{su}/R_{toplam}	Etkinlik (%)
400	0.63	1.11	3.816	1.762	0.462	51.3
600	0.42	1.27	3.334	1.298	0.389	58.8
820	0.31	1.39	3.052	1.022	0.335	65.4
900	0.28	1.43	2.974	0.951	0.320	66.5
1000	0.25	1.46	2.896	0.876	0.302	67.1
1100	0.23	1.50	2.830	0.813	0.287	68.4
1200	0.21	1.53	2.774	0.759	0.274	69.7
1500	0.17	1.60	2.647	0.637	0.241	72.3
2000	0.13	1.69	2.511	0.505	0.201	75.3

Çizelge 3.7'de de görüldüğü gibi, hacimsel su debisi %125'lik bir artışla 400 lt/sa'dan 900 lt/sa'ye çıktığında, etkinlik yaklaşık %14'lük bir artışla %65'e yükselmiştir. Hacimsel su debisi %122'lik bir artışla 900 lt/sa'den 2000 lt/sa'ye

çıkıldığında ise, etkinlikteki artış yaklaşık %9 ile sınırlı kalmıştır. Bu durumun nedeni, hacimsel su debisi arttıkça suya ait termal rezistansın ısı değiştirgecinin toplam rezistansı içindeki payının azalarak toplam rezistansa etkisinin düşmesidir.

Daha önce de belirtildiği gibi mevcut su pompasıyla 1100 lt/sa üzerindeki hacimsel su debi değerlerini yakalamak mümkün olmadığından dolayı, denenmiş tasarım konfigürasyonlarında ısı değiştirgeci etkinliğinin % 63-68 arasında değiştiği gözlenmiştir. Bu durum hem test sonuçlarıyla, hem de ısı değiştirgeci firmasının belirttiği teknik değerlerle uyumludur.

3.2.4.2. Sistemdeki Toplam Su Kütlesinin Su Isıtıcı Rejimine Etkisi

Daha önce de belirtildiği gibi, su ısıtıcı su sıcaklığının yüksek noktalara çıkmasına karşı kendisini korumaya alacak bir çalışma rejimine sahiptir. Bu nedenle tüm tasarım konfigürasyonlarında, sistem su ısıtıcının düzenli olarak açılıp kapandığı bir döngü içinde çalışmaktadır.

Su ısıtıcı, su giriş sıcaklığı 78°C'ye ulaştığında, kendisini kapatmakta ve 2 dakika boyunca kapalı kalmaktadır. 2 dakika sonunda, su giriş sıcaklığı 73°C'nin altına inmişse, tekrar çalışmaya devam etmektedir. Su ısıtıcının kapasitesi 35 kW ile sınırlı olduğundan dolayı, su ısıtıcı çalışır haldeyken sistemdeki su kütlesi arttıkça su sıcaklığının artış hızı da düşmektedir. Aynı zamanda, su ısıtıcı kapalı konuma geçtiği anda sistemdeki su sıcaklığı 78°C seviyesinde olduğundan dolayı, kapalı konumda kalınan süre boyunca sistemdeki toplam su kütlesi termal kapasitans oluşturarak su sıcaklığındaki aşırı düşüşleri önleyecektir.

Çizelge 3.8'de, aynı hortum çap ve uzunluklarına sahip farklı tasarım konfigürasyonları arasında toplam su kütlesi değiştirilerek yapılan ısıtıcı çalışma rejimleri arasındaki farklılık gösterilmiştir.

Çizelge 3.8: Farklı Su Kütlelerinde Isıtıcı Çalışma Rejimi Simülasyonu

Su kütlesi (kg)	Q (lt/sa)	Açık Süre (sn)	Kapalı Süre (sn)	En Düşük Sıcaklık (°C)	En Yüksek Sıcaklık (°C)
3.29	949	321	120	-10	78
6.59	949	437	120	12	78
9.89	949	659	120	26	78
13.18	949	709	120	36	78

Çizelge 3.8’de de görülebileceği gibi, sistemdeki toplam su kütlesi arttıkça, su ısıtıcının açık kalma süresi artmıştır. Bu durumda toplam su kütlesi 3.39 kg iken, 24 kW’lık su ısıtıcı ortalama 17 kW’lık bir ısı enerjisini suya aktarmıştır. Toplam su kütlesi 13.18 kg olarak yaklaşık 4 kat arttırıldığında ise, su ısıtıcı çalışma döngüsünde ortalama 21 kW’lık bir enerjiyi suya aktarmıştır. İlk bakışta, 4 kW’lık bir artış çok ciddi bir yükseliş gibi görünmese de, çalışma rejimi içinde bu enerjinin suya aktarımı da araç içi sıcaklık değişimini değiştirebilmektedir. Ayrıca aynı analizin 35 kW’lık su ısıtıcı için yapıldığı durumlarda aradaki fark daha da büyüyecektir.

Bu duruma ek olarak, su kütlesi arttıkça çalışma rejiminde ölçülen en düşük sıcaklık -10°C ’den $+36^{\circ}\text{C}$ ’ye kadar yükselmiştir. Bu durum, su ısıtıcının çalışma rejimi içerisinde su sıcaklığının daha stabil bir aralıkta dalgalanmasını sağlayarak daha düzenli bir araç içi sıcaklık değişimi elde edilmesini sağlamıştır.

3.3. Araç İçi Sıcaklık Değişimi Simülasyonu

-32°C ’de şartlandırılarak yapılan testlerde, araç içi sıcaklıkta test süreci boyunca artış gözlenmiştir. Bu durum, araç içi sıcaklık artışında temel olarak 2 adet farklılık yaratmıştır.

Bunlardan ilki, araç içindeki sıcaklık artışına paralel olarak, ısı değiştirgecine giren havanın sıcaklığının da yükselmesi sonucu, hava ile su arasındaki ısı transferinde düşüş gerçekleşmesidir. Yine de, test sırasında yapılan ölçümlerde ısı değiştirgecine giren hava sıcaklığı ile personele ait koltuk sıcaklıklarının aynı olmadığı fark edilmiştir. Bu nedenle, personel sıcaklıkları ile ısı değiştirgeci hava emiş sıcaklıkları arasında bir sıcaklık farkı (ΔT) modeli oluşturulmuştur. Buna ek olarak, araç içinde etkin bir hava kütlesi belirlenerek, ısı değiştirgeçlerinden elde edilen ısıtma kapasitelerine göre hava ait bir termal kapasitans modellenmiştir.

İkincisi ise, dış ortam sıcaklığının -32°C ’de sabitlendiği soğuk odada araç ile dış ortam arasında oluşan sıcaklık farkı sonucu kaybedilen ısı enerjisidir. Aracın iki yüzeyi arasında oluşturulacak olan bir termal rezistans modeline göre sıcaklık farkına bağlı olarak bir ısı kaybı göz önünde bulundurulmuştur

Bu noktaya kadar oluşturulan bütün modeller kendi içinde kararlı sonuçlar üretebilecekken, hava sıcaklık değişimi ve araç içi sıcaklık değişimi simülasyonları

sadece KMNAIHSSS projesinde kullanılacak araçlar için uygulanabilir. Yeni projelerde özellikle araçların termal yapısına ve araç gövdesinin iç yüzeyinde izolasyon malzemesi kullanılıp kullanılmamasına bağlı olarak farklı termal modellere ihtiyaç duyulacaktır.

Bu nedenle, bu 2 model oluşturulurken, özellikle test sonuçlarına göre tutarlı sonuçlar üretmesi göz önünde bulundurulmuştur.

3.3.1. ΔT ve Termal Kapasitans Modeli

Denklem 3.53'te, kabin sıcaklığının zamana göre değişimi sonlu farklar yöntemi ile gösterilmektedir. Isıl çiftlerin ısı değiştirgeçlerine göre konumları düşünüldüğünde, testten teste farklılıklar oluşabilir. Bu nedenle testlerle, simülasyon sonuçları ile test sonuçları arasında farklılıklar oluşmaktadır.

$$T_{air,t+1} = T_{air,t} + \frac{\dot{q}_{kurutup} + n_{HEX} \cdot \varepsilon_{HEX} (T_{hl} - T_{air,t}) \cdot \dot{C}_{min}}{m_{air} \cdot C_{v,air}} - \frac{T_{air,t} - T_{outside}}{R_{vehicle} \cdot m_{air} \cdot C_{v,air}} \quad (3.53)$$

Sistemde kullanılmakta olan ısı değiştirgeçleri, personelin ayakucunda konumlandırılmış olup, üfleçler yukarıya doğru yönlendirilmiştir. Üfleç çıkış sıcaklıkları ortalama 50 - 60°C arasında değişmektedir. Kabin bölmesi hacmi yaklaşık olarak, 35 m³'tür. Kabin bölmesi içinde hava akışının sıcaklığını modellemek mümkün olmadığından dolayı, toplamda sıcaklığı artırılan hacim olarak kabin bölmesinin toplam hacmi kabul edilmiştir. -32°C sıcaklık ve 1 atm basınç altında ideal gaz denkleminde göre havanın yoğunluğu 1.47 kg/m³ olarak hesaplanmış olup, toplam hava kütlesi 52 kg kabul edilerek, ısı değiştirgecinden elde edilen ısı transferi bu değer üzerinden hesaplanmıştır.

3.3.2. KMNAIHSSS Araç Termal Modeli

Test sürecinde, -32°C ortam sıcaklığında 1 saat sonunda araç içindeki sıcaklığı +10°C'ye yükseltebilmek için gereken ısı kapasitesini hesaplamak amacıyla, şartlandırılmış ortamda kabin içerisine yerleştirilen 21 kW kapasiteli elektrikli bir ısıtıcı yardımıyla araç ısıtılmıştır. Kabin içi sıcaklık 1 saat sonunda +10°C'ye yükselmiş ve yaklaşık 80 dakika sonunda ise +10°C'de sabit kalmıştır. Bu değerlere göre aracın sahip olduğu termal rezistans 2.0K/kW olarak hesaplanarak modelde kullanılmıştır.

4. TEST VE SİMÜLASYON SONUÇLARI

4.1. Simülasyon sonuçları

Tasarım süreci boyunca yapılan teorik hesaplar ve test sonuçları baz alınarak oluşturulan ısıtıcı sistemi modelinde, test edilmiş tasarım parametreleri modelde girdi olarak kullanılarak elde edilen sonuçlar paylaşılmıştır.

4.1.1. Su Debisi Simülasyon Sonuçları

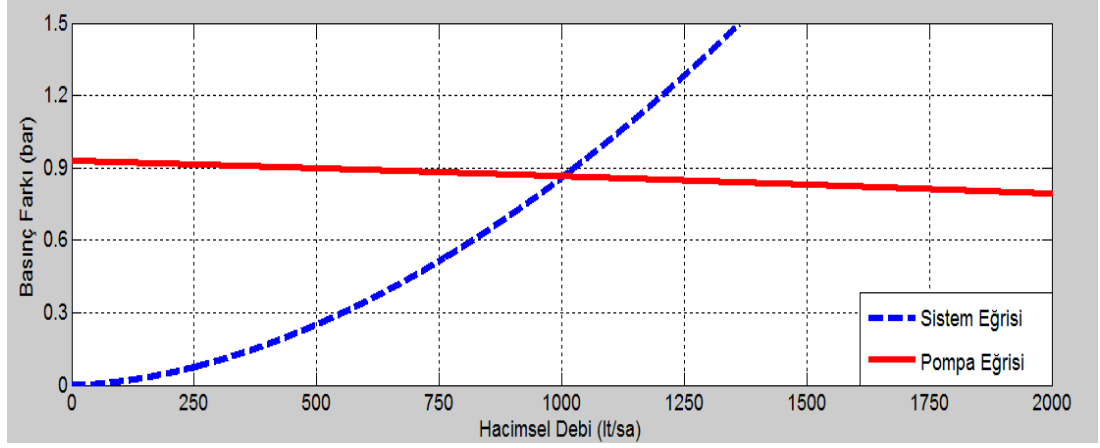
Tasarım süreci boyunca testi yapılmış olan tasarımlara ait tasarım parametreleri girdi olarak kullanılarak, her tasarıma ait su debileri hesaplanmış ve pompa debi fonksiyonuna göre alabileceği değerler grafiklerle gösterilmiştir. Hesaplanan mevcut su debilerine göre, ısı değiştirgeçleri içerisindeki Reynolds sayıları da hesaplanarak, bu Reynolds sayılarının termal analizlerde de kullanılması sağlanmıştır. Ayrıca, sistem boyunca oluşan sürekli kayıpların oransal olarak ne kadarının hortumlarda, ne kadarının ısı değiştirgeçlerinde olduğu bilgisi de simülasyon sonuçlarında belirtilmiştir, çünkü hortum çaplarının artması bir noktadan sonra kayıpların çok büyük bir kısmının ısı değiştirgeçlerinde gerçekleşmesine yol açarak, tasarım açısından hortum çaplarını artırmak su debisi adına bir noktadan sonra ciddi bir kazanç sağlamayacaktır.

Tasarım süreci boyunca test edilmiş 3 adet farklı konfigürasyon mevcuttur. Bunlar,

1. 1 adet ısı değiştirgeçli, 12 mm hortum iç çapına sahip konfigürasyon
2. 2 adet ısı değiştirgeçli, 12 mm hortum iç çapına sahip konfigürasyon
3. 2 adet ısı değiştirgeçli, 38 mm hortum iç çapına sahip konfigürasyon

4.1.1.1. 1 adet Isı Değiştirgeçli 12 mm Hortum İç Çaplı Konfigürasyon

Bu tasarımda, 12 mm iç çaplı hortumlar kullanılmıştır. Kullanılan tek ısı değiştirgeci aracın arka tarafında bulunan iki personel koltuğunun arasına yerleştirilmiş olup, toplam hortum uzunluğu 2,84 metredir. Sistemde toplam 4 adet 90 derecelik dirsek bulunmaktadır. Şekil 4.1'de mevcut tasarım parametrelerine ait $\Delta P - Q$ grafiği görülebilir. Grafikte de görülebileceği üzere, toplam debi 1004 lt/sa olarak hesaplanmıştır.



Şekil 4.1: 1 adet ısı değiştirgeçli, 12 mm hortum iç çapına sahip konfigürasyona ait $\Delta P - Q$ Grafiği

Bu konfigürasyonun, toplam su debisinin en düşük olduğu tasarım konfigürasyonu olması ve su ısıtıcının yüksek iç çapı (34 mm) nedeniyle, su ısıtıcının içinde oldukça düşük lokal basınç kayıpları (1 mbar) oluşmuştur. 90 derecelik dirseklerden dolayı, yaklaşık 24 mbar'lık bir basınç kaybı oluşmuştur. Çizelge 4.1'de de görülebileceği gibi, toplam sürekli basınç kaybının yaklaşık %77'si ısı değiştirgeci içinde gerçekleşmiştir. Isı değiştirgeci içindeki toplam boru uzunluğunun (4.415 m), toplam hat uzunluğuna oranı (2.84 m) ve ısı değiştirgeci ile hatta ait iç çap farkı göz önünde bulundurulduğunda bu durum olağan görünmektedir. Hesaplanan su debisine göre ısı değiştirgeci içindeki Reynolds sayısı yaklaşık olarak 35900'dür. Hattaki lokal basınç kayıpları ise, toplam basınç kaybının yaklaşık olarak %2,89'lük kısmını oluşturmaktadır.

Bu konfigürasyonla yapılan tasarım testleri sonucunda, sistemin proje gereksinimlerini karşılamaktan oldukça uzakta olduğu görülmüştür. Bu durum ısıtıcı çalışma rejimi simülasyonu kısmında ele alınacaktır.

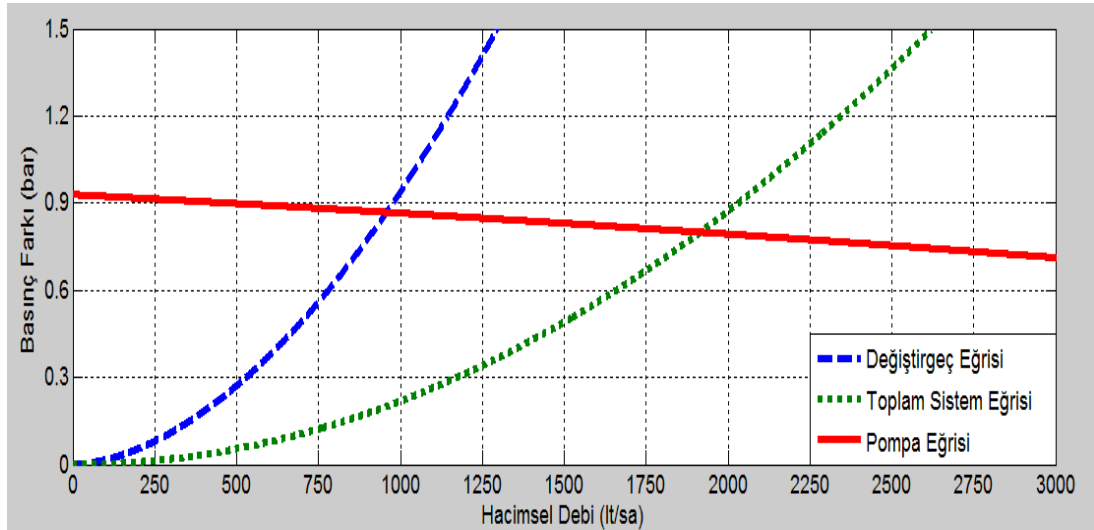
Çizelge 4.1: 1 adet ısı değiştirgeçli, 12 mm hortum iç çapına sahip konfigürasyona ait Simülasyon Sonuçları

	L	Q (lt/sa)	ΔP (bar)	Hat ΔP	ΔP exc	ΔP bend	ΔP heat	Re
1. Tasarım	2,84	1x1004	0,865	0,174	0,666	0,024	0,001	35868

4.1.1.2. 2 adet Isı Değiştirgeçli 12 mm Hortum İç Çaplı Konfigürasyon

Bu tasarımda, 12 mm iç çaplı hortumlar birbirine paralel şekilde bağlanan, 2 adet ısı değiştirgeciyle birlikte kullanılmıştır. Kullanılan birinci ısı değiştirgeci yine aracın arka tarafında bulunan iki personel koltuğunun arasına yerleştirilmiş olup, toplam hortum uzunluğu hat kompleksinin montaj yerinin değişmesi nedeniyle 2,92 metreye indirilmiştir. Kullanılan ikinci ısı değiştirgeciyse, motor bölmesi kapağının önünde bulunan montaj yerine yerleştirilmiştir. Birinci ısı değiştirgecine göre daha yakın mesafede olmasına rağmen, iki değiştirgeçten de aynı ısı enerjisi elde edebilmek için aynı boyda hortumlar kullanılarak yine toplam 2,92 metrelik bir hortum uzunluğuyla araca bağlanmıştır. Sistemdeki lokal kayıplarsa, yine 5 adet 90 derecelik dirseklerden ve su ısıtıcının kazan geometrisinden kaynaklanmaktadır.

Şekil 4.2’de mevcut tasarım parametrelerine ait $\Delta P - Q$ grafiği görülebilir. Grafikten de anlaşılacağı üzere, toplam debi 1916 lt/sa olarak hesaplanmıştır. Çizelge 4.2’den de anlaşılacağı gibi bu durum, ısı değiştirgeci başına 958 l/sa’lık bir hacimsel debiye karşılık gelmektedir.



Şekil 4.2: 2 adet ısı değiştirgeçli, 12 mm hortum iç çapına sahip konfigürasyona ait $\Delta P - Q$ Grafiği

Şekil 4.2’deki yeşil eğri bu tasarım konfigürasyonuna ait toplam basınç kaybını göstermektedir. Mavi eğri ise, her bir ısı değiştirgeci içinde gerçekleşen basınç kaybı eğrisini göstermektedir. Gerek hattın tamamen paralel hale getirilmemesi, gerekse hattı ikiye ayıran bloklarda yaşanan kısmi basınç kayıpları nedeniyle ilk tasarımda

elde edilen 1004 l/sa'lik debiye göre 46 lt/sa'lik bir düşüş gerçekleşmiştir. Bu durumun bir sonucu olarak da, ısı değiştirgeçleri içerisindeki Reynolds sayılarında yaklaşık %3'lük bir düşüş yaşanmıştır. Bu tasarım konfigürasyonunda, Çizelge 4.2'de de gösterildiği gibi, ısı değiştirgecinde oluşan basınç kaybının 865 milibardan 869 milibara çıktığı görülmektedir. Bu durum ısı değiştirgeçlerindeki, konvektif ısı transfer katsayısında bir düşüşe yol açacaktır. Bunun sonucunda ısı değiştirgeci başına elde edilen ısı transferinde kısmi bir düşüş gerçekleşse de, ısı değiştirgeçlerinden alınan toplam ısı enerjisinde ciddi anlamda bir artış yaşanacaktır. Bu konu Termal Simülasyon kısmında detaylı bir şekilde incelenecektir. Sistemde bulunan 5 adet 90 derecelik dirsek yaklaşık olarak 28 mbar'lık bir basınç kaybına yol açmıştır. Dirsek başına 5,6 mbar'lık düşüş, ilk tasarımdaki 6 mbar'lık değere göre düşük olmakla beraber su debisindeki düşüş göz önüne alındığında beklenen bir durumdur. Paralel bağlı ısı değiştirgeçlerine giden hatları ayıran ve birleştiren bloklarda ise toplam 61 mbar'lık bir basınç kaybı gerçekleşmiştir. İlk tasarım konfigürasyonu ile karşılaştırıldığında ısı değiştirgeci başına ortaya çıkan hacimsel debi kaybının temel nedeni bu noktada gerçekleşen basınç kaybıdır.

Çizelge 4.2: 2 adet ısı değiştirgeçli, 12 mm hortum iç çapına sahip konfigürasyona ait Simülasyon Sonuçları

L (m)	Q (lt/sa)	ΔP (bar)	Hat ΔP	ΔP exc	ΔP bend	ΔP heat	ΔP blok	Re
2,92	2x958	0,869	0,165	0,612	0,028	0,003	0,061	34225

Isı değiştirgeçleri içindeki toplam basınç kaybının artmasına rağmen, bu tasarım konfigürasyonundaki toplam basınç kaybı 865 milibardan 800 milibara düşürülmüştür. Bu düşüş ise, toplam su debisini 1004 l/sa'den, 1916 lt/sa'ye yükseltmiştir. Çizelge 4.3'te, sistemde paralel şekilde bağlanmış olan 2 adet ısı değiştirgecinin yaratmış olduğu toplam basınç kayıpları gösterilmiştir. Denklem 3.12'de gösterilen sistemde kullanılan su pompasına ait ΔP fonksiyonunda toplam debi olan 1916 lt/sa değeri kullanılınca sistemdeki toplam basınç kaybı 0,800 bar olarak hesaplanmıştır. Çizelge 4.3, ayrıca basınç kayıpları arasındaki oranın sabit kalacağı öngörülerek oluşturulmuştur. Pompaya ait fonksiyonun doğrusal değil de, üstel olduğu göz önünde bulundurulacak olursa, 2 kata yakın artan hacimsel debiye rağmen, toplam basınç kaybının neden yaklaşık %8'lik bir düşüş yaşadığı fark edilecektir.

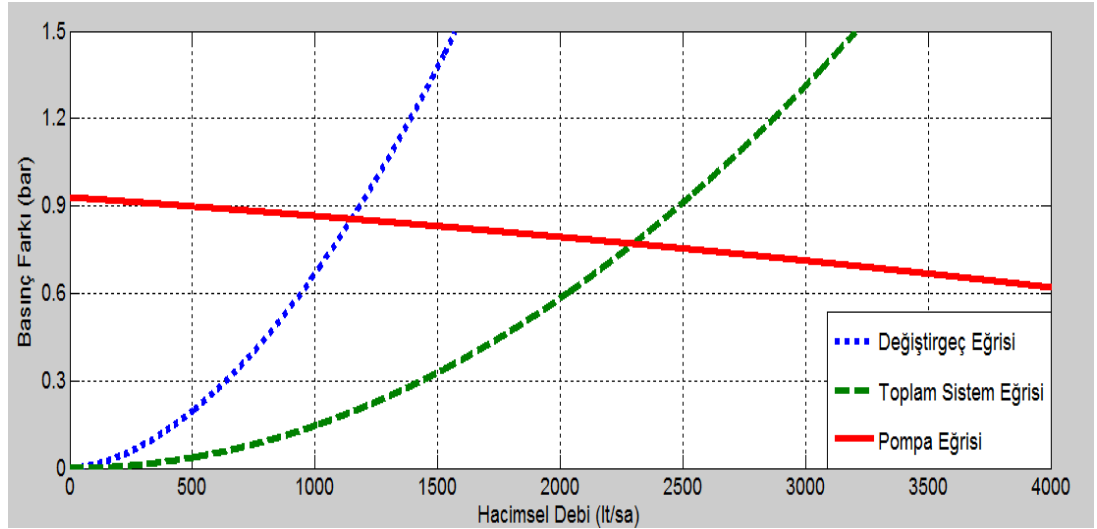
Çizelge 4.3: 2 adet ısı değiştirgeçli, 12 mm hortum iç çapına sahip konfigürasyona ait toplam basınç kayıpları

	L (m)	Q exc (lt/sa)	ΔP (bar)	Hortum ΔP	ΔP_{exc}	$\Delta P_{exc}/\Delta P$
2. Tasarım toplam	2,92	2054	0,800	0,225	0,575	0,718

4.1.1.3. 2 adet ısı değiştirgeçli 38 mm Hortum İç Çaplı Konfigürasyon

Bu tasarımda, 38 mm iç çaplı hortumlar birbirine paralel şekilde bağlanan, 2 adet ısı değiştirgeciyle birlikte kullanılmıştır. Kullanılan birinci ısı değiştirgeci yine aracın arka tarafında bulunan iki personel koltuğunun arasına yerleştirilmiş olup, toplam hortum uzunluğu 3,95 metre olarak ölçülmüştür. İkinci ısı değiştirgeci ise aracın sol tarafında sürücü koltuğunun altına yerleştirilerek doğrudan sürücüyü ısıtmak hedeflenmiştir.

Bu tasarım konfigürasyonunda, aracın kabin bölmesinden çapı yüksek olan bu hortumları geçirmek mümkün olmadığından dolayı, hortumlar taban plakalarının altından süspansiyon burulma şaftlarına dik bir şekilde geçirilmiştir. Bu nedenle, bu tasarım konfigürasyonunda 14 adet 90 derecelik büküm ve dirsek kullanılmıştır. şekil 4.3'te bu tasarım konfigürasyonuna ait $\Delta P - Q$ grafiği gösterilmektedir.



Şekil 4.3: 2 adet ısı değiştirgeçli, 38 mm hortum iç çapına sahip konfigürasyona ait $\Delta P - Q$ Grafiği

Hortum çaplarının 12 mm'den 38 mm'ye çıkarılması sonucunda ısı değiştirgeçlerindeki su debisinde ciddi bir artış sağlanmıştır. Şekil 4.3'te de görülebileceği gibi, yeşil eğri sistemdeki toplam basınç kaybını göstermektedir. Bu eğride de grldği gibi sistemdeki toplam su debisi, bir önceki tasarım konfigürasyonunda 2054 lt/sa'den, bu konfigürasyonda 2300 lt/sa'ye yükselmiştir. Şekil 4.3'teki mavi eğri ise her bir ısı değiştirgecinin içerisindeki toplam basınç kayıplarını göstermektedir. Çizelge 4.4'te bu tasarım konfigürasyonuna ait temel parametreler ve simülasyon sonuçları gösterilmektedir.

Çizelge 4.4: 2 adet ısı değiştirgeçli, 38 mm hortum i çapına sahip konfigürasyona ait Simülasyon Sonuçları

L (m)	Q (lt/sa)	ΔP (bar)	Hat ΔP	ΔP exc	ΔP bend	ΔP heat	ΔP blok	Re
3,95	2x1150	0,855	0,001	0,848	0,001	0,004	0,001	41084

Çizelge 4.4'te belirtildiği gibi her bir ısı değiştirgeci içerisindeki basınç kaybı 855 milibar olarak hesaplanmıştır. Bu basınç kaybı beklendiği gibi diğer tasarım konfigürasyonlarına göre düşüktür. Bu durum, her bir ısı değiştirgeci içerisinden geçen hacimsel debinin, diğer konfigürasyonlara göre ortalama %10 oranında artarak 1150 lt/sa'ye yükselmesini sağlamıştır. Bunun sonucunda, ısı değiştirgeci içerisindeki Reynolds sayısı 41084'e yükselmiştir. Toplam hacimsel debinin diğer konfigürasyonlara göre aynı seviyelerde kalması sonucunda, su ısıtıcı içerisindeki basınç kaybı 4 mbar'a yükselmiştir. Bu durum yine de toplam basınç kaybında ciddi bir yer tutmamaktadır. Böyle olmasındaki en büyük etken su ısıtıcı giriş çıkış çaplarının oldukça büyük olması nedeniyle dinamik basınç teriminin düşük olmasından kaynaklanmaktadır. Aynı durum, sistemdeki 90 derecelik dirseklerde de kendini göstermiş ve dirsek sayısının 14'e çıkmasına rağmen bu noktalarda gerçekleşen basınç kaybı 1 mbar'ı aşamamıştır.

İlk 2 tasarım konfigürasyonunda, ısı değiştirgeçleri içerisindeki basınç kaybı yaklaşık olarak toplam basınç kaybının %70'ini oluştururken bu tasarım konfigürasyonunda toplam basınç kaybının %99,3' ısı değiştirgeçleri içerisinde gerçekleşmiştir. Hortum çapının, ısı değiştirgeçleri içindeki boru çapına oranla yaklaşık 3,8 kat büyük olması kesit alanlarında yaklaşık 15 kat fark yaratmıştır. Bu nedenle ısı değiştirgecinde kesit alanına dik olan akışkan hızı 15 kat artmıştır. Bunun sonucunda, sistemdeki basınç kayıplarının neredeyse tamamı ısı değiştirgeçlerinin içinde

gerçekleşmiştir. Bu durum ayrıca, hortum çaplarını daha fazla yükseltmenin kullanılan ısı değiştirgeçleri nedeniyle su debisini artırıcı bir faktör olmayacağını da göstermektedir. Çizelge 4.5'te bu tasarım konfigürasyonuna ait toplam basınç kaybı değerleri gösterilmektedir.

Çizelge 4.5: 2 adet ısı değiştirgeçli, 38 mm hortum iç çapına sahip konfigürasyona ait toplam basınç kayıpları

	L (m)	Q exc (lt/sa)	ΔP (bar)	Hat ΔP	ΔP exc	$\Delta P_{exc}/\Delta P$
3. Tasarım toplam	3,95	2300	0,771	0,005	0,766	0,993

Çizelge 4.5'te önceki tasarım konfigürasyonlarından farklı olarak toplam su debisinin 2300 lt/sa'ye ulaştığı görülmektedir. Ayrıca, basınç kayıplarının %99,3'ü ısı değiştirgeci içerisinde gerçekleştiğinden dolayı, toplam hortum uzunluğu su debisini etkileyen bir parametre olmaktan çıkmıştır. Örneğin, toplam hortum boyu 5 kat artırıldığında, doğru orantılı olarak artan hortum içindeki basınç kaybı 4 mbar'dan 5 mbar'a yükselecek fakat bu durum toplam basınç kaybını yaklaşık olarak 775 mbar'a yükseltecektir. Bu yüzden toplam su debisi ancak 2294 lt/sa'ye düşerek sadece %1 oranında etkilenecektir.

4.1.2. Su Sıcaklık Simülasyon Sonuçları

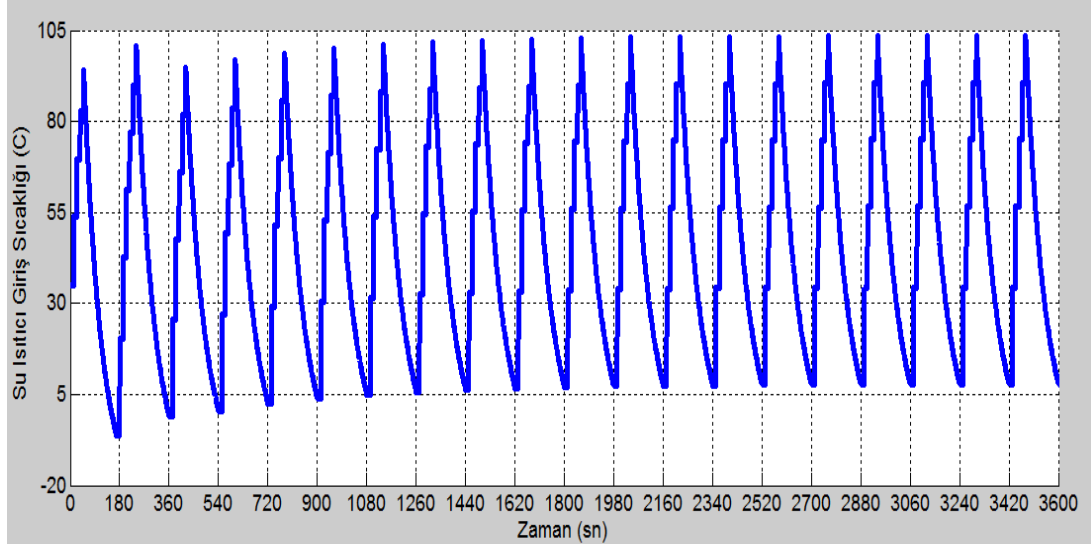
Tasarım süreci boyunca test edilen simülasyon sonuçlarına ait su sıcaklık ve ısıtıcı çalışma rejimi tasarım parametreleri girdi olarak kullanılarak incelenmiş ve sonuçları bu kısımda paylaşılmıştır. Beklendiği gibi, sistemdeki ısı değiştirgeci sayısı ve toplam su hacmi arttıkça çalışma rejiminin iyileştiği ve bu rejim içinde su sıcaklıklarının daha stabil kaldığı gözlenmiştir.

4.1.2.1. 1 adet ısı Değiştirgeçli 12 mm Hortum İç Çaplı Konfigürasyon

Bu tasarım konfigürasyonu, herhangi bir test yapılmadan kavramsal tasarım sürecinde denenen ilk konfigürasyon olduğundan dolayı ısıtıcı çalışma rejimi oldukça kötü seyretmiştir. Isıtıcı yaklaşık 60 saniye açık, 120 saniye kapalı kaldığı bir rejimde çalışmış ve su ısıtıcıdan ortalama 8 kW ısı suya aktarılabilmiştir.

Toplam hortum uzunluğunun 2.84 metre, hortum iç çapının 12 mm ve ısı değiştirgeci sayısının 1 olduğu bu konfigürasyon toplam su kütlesinin en düşük olduğu konfigürasyondur. Isı değiştirgeçlerindeki ve su ısıtıcıdaki su kütlesi de dahil

edildiğinde sistemdeki toplam su kütlesi yaklaşık olarak 3.16 kg olarak hesaplanmıştır. Ayrıca, mevcut su kütlesinin düşük olması nedeniyle, ısıtıcı kapalı kaldığı süre boyunca su sıcaklığı hızlı bir düşüş yaşayarak yaklaşık 100°C birden düşmüştür. Şekil 4.4'te bu su sıcaklık simülasyonuna ait su ısıtıcı giriş sıcaklıkları gösterilmiştir.



Şekil 4.4: 1 adet ısı değiştirgeçli, 12 mm hortum iç çapına sahip konfigürasyona ait Su Sıcaklık Simülasyonu

Suyun ilk sıcaklığı, ortam sıcaklığı -32°C olmasına rağmen, kabin ısıtıcı testinden önce motor ısıtıldığından dolayı +30°C alınmıştır. Bu nedenle, yaklaşık ilk 2 dakika boyunca su sıcaklık rejimi kararlı hale gelmemiştir. Bu noktadan sonra kararlı bir su sıcaklık rejimi gözlenmiştir. Isıtıcı çalışma rejiminde 100 °C'lik bir sıcaklık farkı sisteme anlık olarak giren ısı enerjisini de oldukça dalgalı bir noktaya getirdiğinden dolayı bu istenilen bir durum değildir.

Bu simülasyonda, 1. tasarım konfigürasyonu için hesaplanan su debisi kullanılmıştır. Buna göre, 1004 lt/sa'lik bir hacimsel su debisi için, ısı değiştirgecinin etkinlik oranı %66 olarak hesaplanmıştır. Bu hacimsel su debisinde ısı değiştirgecine ait özellikler Çizelge 4.6'da gösterilmiştir.

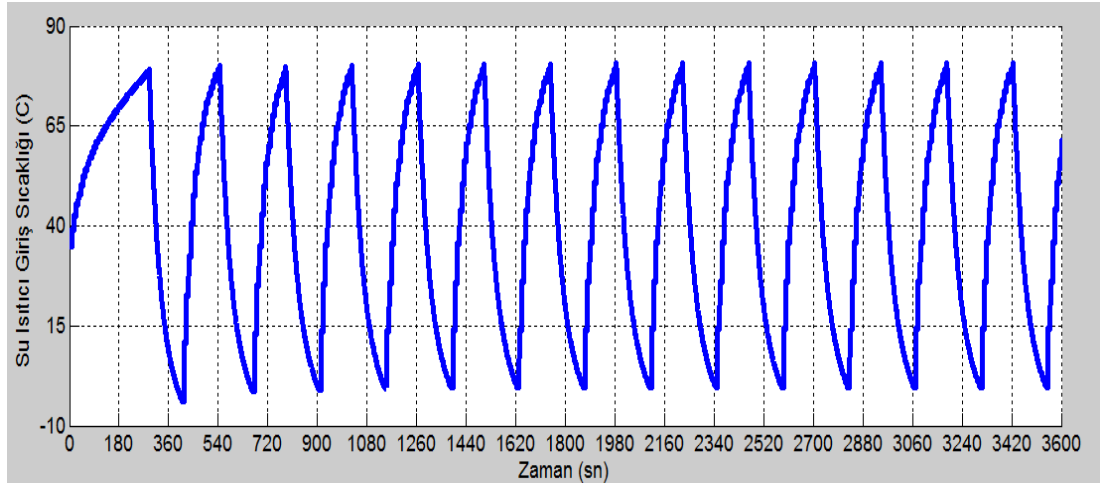
Çizelge 4.6: 1 adet ısı değiştirgeçli, 12 mm hortum iç çapına sahip konfigürasyona ait Performans Verileri

Q (lt/sa)	C_r	NTU	R_{toplam} (K/kW)	R_{su} (K/kW)	R_{su}/R_{toplam}	Etkinlik (%)
1004	0.252	1.41	2.903	0.873	0.301	66.1

Isı değiştirgeçinden geçirilen hacimsel su debisi sonraki 2 tasarım konfigürasyonuna göre oldukça yüksek olduğu için suya ait termal rezistans yaklaşık olarak 0.873 K/kW olarak hesaplanmıştır.

4.1.2.2. 2 adet Isı Değiştirgeçli 12 mm Hortum İ aplı Konfigürasyon

Bu tasarım konfigürasyonunda, daha önce de belirtildiği gibi 2 adet ısı değiştirgeci birbirine paralel olarak bağlanmıştır. Sistemdeki toplam hacimsel su debisi 1916, ısı değiştirgeci başına ise 958 lt/sa'lık bir hacimsel su debisi sıcaklık simülasyonunda girdi olarak kullanılmıştır. Gerek hortum çaplarının düşük olması, gerekse toplam hortum uzunluklarının çok değişmemesi nedeniyle; sistemdeki toplam su hacmi 3.84 kg olarak hesaplanmıştır. Düşük de olsa, toplam su kütlesinde ilk tasarıma göre yaklaşık olarak %25'lik bir artış, su sıcaklığını su ısıtıcının çalışma rejiminde daha az dalgalanır hale getirmiştir. şekil 4.5'te bu su sıcaklık simülasyonuna ait su ısıtıcı giriş sıcaklığları gösterilmiştir



Şekil 4.5: 2 adet ısı değiştirgeçli, 12 mm hortum i çapına sahip konfigürasyona ait Su Sıcaklık Simülasyonu

Toplam ısı değiştirgeci sayısının ve toplam su kütlesinin artması nedeniyle, su ısıtıcı rejiminin -32°C'den yükselmesi daha uzun sürmüştür. Bu tasarımda ısıtıcı rejiminin kararlı rejime gelme süresi yaklaşık 2 dakika daha artarak 5 dakikaya yükselmiştir. Bu sürenin artması daha çok arzu edilir zira daha uzun süre su ısıtıcının çalışmasını sağlayarak daha kararlı bir su sıcaklığı elde edilebilir.

Su ısıtıcının ilk 5 dakika boyunca hiç devreden çıkmaması nedeniyle sistemde genel anlamda bir iyileşme yaşanmıştır. Bu tasarım konfigürasyonunda su ısıtıcı kararlı rejime geçtiğinde yaklaşık olarak 120 saniye açık, 120 saniye kapalı davranmıştır. Bu durumda kararlı rejimde su ısıtıcıdan yaklaşık olarak 12 kW ısı enerjisi suya aktarılmıştır. Bu durumda ilk tasarım konfigürasyonuna göre yaklaşık 4 kW'lık bir artış yakalanmıştır.

Sistemdeki hacimsel su debisi artışına rağmen, ısı değiştirgeçlerinden geçen su debisinde yaklaşık olarak %5'lik bir kayıp yaşanmış ve bu ısı değiştirgeçlerinin etkinliğinde kayba yol açmıştır. Artan toplam su kütlesi nedeniyle, su sıcaklıklarındaki toplam dalgalanma bu tasarım konfigürasyonunda 80°C ile sınırlı kalmıştır. Su ısıtıcı tarafından suya ortalama oldukça yüksek kapasitede ısı aktarılmasına rağmen, su sıcaklığındaki 80°C'lik dalgalanma, stabil bir kabin sıcaklığı oluşmasını engelleyerek istenilen sonuca ulaşılmasına neden olmuştur. Çizelge 4.7'de bu tasarım konfigürasyonuna ait ısı değiştirgeçindeki performans verileri gösterilmektedir.

Çizelge 4.7: 2 adet ısı değiştirgeçli, 12 mm hortum iç çapına sahip konfigürasyona ait Performans Verileri

Q (lt/sa)	C_r	NTU	R_{toplam} (K/kW)	R_{su} (K/kW)	$R_{\text{su}}/R_{\text{toplam}}$	Etkinlik (%)
958	0.264	1.39	2.936	0.906	0.309	65.3

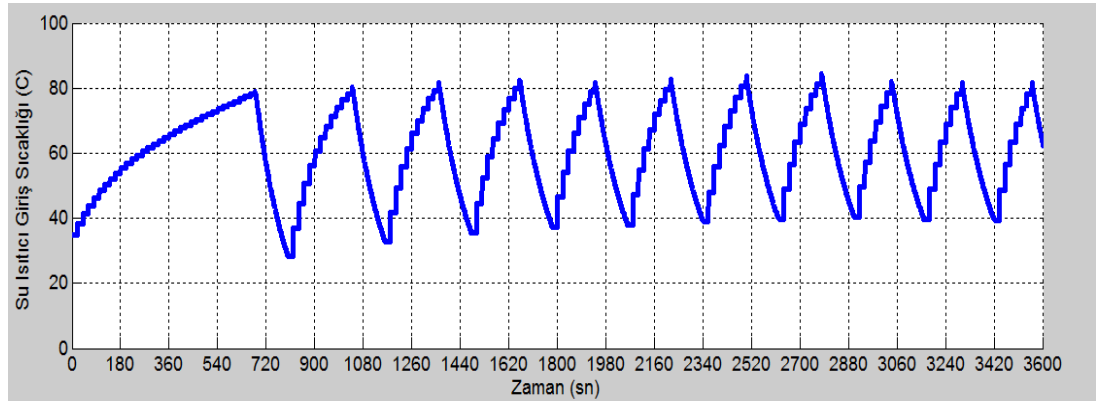
4.1.2.3. 2 Adet Isı Değiştirgeçli 38 mm Hortum İç Çaplı Konfigürasyon

Bu tasarım konfigürasyonunda, 2 adet ısı değiştirgeci 38 mm iç çaplı hortumlarla birbirine paralel şekilde bağlanmıştır. Daha önce de hesaplandığı gibi, toplam hacimsel su debisi 2300, ısı değiştirgeçinden geçen su debisi ise 1150 lt/sa hesaplanmıştır.

Toplam hortum uzunluğunun yaklaşık %30, hortum iç çapınınsa %300 artması sonucu, sistemdeki toplam su kütlesi 3.84 kg'dan 12 kg'a çıkmıştır. Bu artış nedeniyle, sistemdeki toplam su kütlesi termal kapasitans işlevi görerek ve su ısıtıcının kararlı rejiminde daha düşük sıcaklık dalgalanmaları sağlayarak daha stabil bir kabin sıcaklığına ulaşılmasını sağlamıştır. Hortum iç çaplarının 3 kat artırılması nedeniyle basınç kayıplarının yaklaşık %99'u ısı değiştirgeçinde gerçekleştiğinden

dolayı, ısı değiştirgeci içinden mevcut pompayla geçirilebilecek maksimum hacimsel debiye ulaşılmıştır.

şekil 4.6'da bu tasarım konfigürasyonuna ait su ısıtıcı simülasyon sonuçları gösterilmiştir. şekil 4.6'da da görüldüğü gibi, su ısıtıcı 160 saniye açık, 120 saniye kapalı kaldığı bir kararlı rejimde çalışmaktadır. Bu süre boyunca, su ısıtıcıdan suya yaklaşık 20 kW ısı aktarılmıştır. Su ısıtıcının ilk 11 dakika boyunca açık kaldığı da göz önüne alınacak olursa ilk 1 saat boyunca su ısıtıcının suya yaklaşık 23 kW ısı aktardığı görülecektir. 5 kW'lık kuru tip ısıtıcı da sisteme katıldığında toplam ısıtma kapasitesi yaklaşık olarak 28 kW'a çıkmıştır. Su sıcaklığının daha az dalgalandığı dikkate alınacak olursa, 3. tasarıma göre daha stabil bir kabin sıcaklığı elde edileceği açıktır.



şekil 4.6: 2 adet ısı değiştirgeçli, 38 mm hortum i çapına sahip konfigürasyona ait Su Sıcaklık Simülasyonu

3. tasarım konfigürasyonunda %64.5'e kadar düşen ısı değiştirgeci etkinliliği, artan hacimsel su debisiyle birlikte bu tasarımda %68'e kadar yükselmiştir. Çizelge 4.8'de bu tasarım konfigürasyonunda ısı değiştirgecine ait performans verileri gösterilmektedir.

Çizelge 4.8: 2 adet ısı değiştirgeçli, 38 mm hortum i çapına sahip konfigürasyona ait Performans Verileri

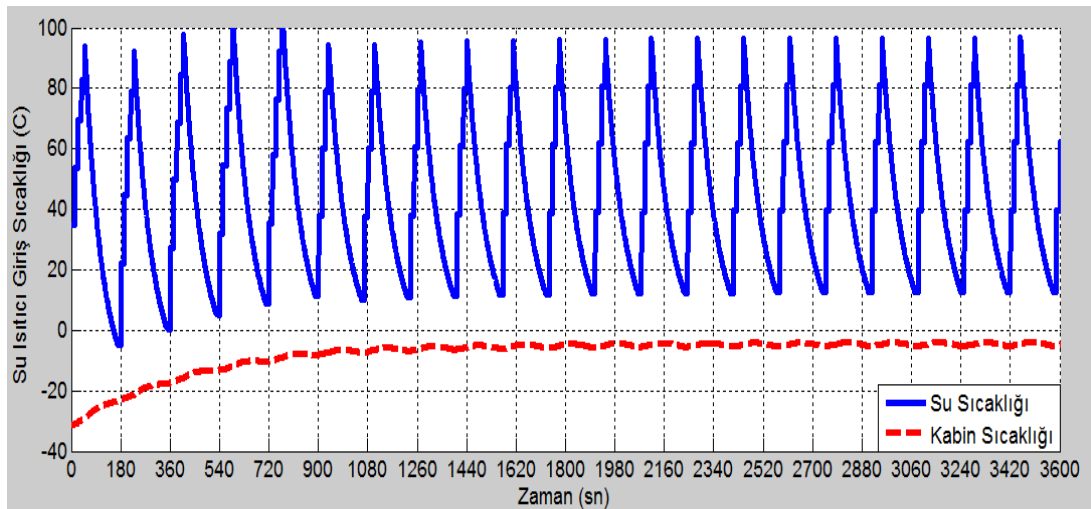
Q (lt/sa)	C_r	NTU	R_{toplam} (K/kW)	R_{su} (K/kW)	R_{su}/R_{toplam}	Etkinlilik (%)
1150	0.220	1.45	2.815	0.785	0.279	68.0

4.1.3. Araç Kabini Sıcaklık Simülasyon Sonuçları

Tasarım süreci boyunca testleri gerçekleştirilmiş olan tasarım konfigürasyonlarına ait simülasyon sonuçları kullanılarak aracın içindeki sıcaklık değişimi de modellenmiştir. Simülasyon sonuçlarında da, beklendiği gibi ısı değiştirgeci sayısı arttıkça kabin içi sıcaklık yükselmiş ve toplam su kütlesi arttıkça kabin içi sıcaklık daha stabil bir noktaya ulaşmıştır.

4.1.3.1. 1 adet Isı Değiştirgeçli 12 mm Hortum İç Çaplı Konfigürasyon

Bu tasarım konfigürasyonunda, bu tasarım konfigürasyonu için hesaplanan su sıcaklık simülasyonu kullanılarak, 1 saat süren testin sonunda kabin içi sıcaklık değişiminin değişimi modellenmiştir. Su ısıtıcının 60 saniye açık, 120 saniye kapalı kaldığı bir rejimde çalıştığı ve bu rejimde ortalama 8 kW ısıyı suya aktardığı hesaplanmıştır. 5 kW'lık kuru tip ısıtıcının da sistemde çalıştığı göz önünde bulundurulacak olursa, 13 kW'lık bir kapasiteye ulaşıldığı sonucuna varılabilir. Şekil 4.7'de de görüldüğü gibi, su ısıtıcının devreye girip çıkmasıyla, ısı değiştirgecinden havaya aktarılan ısıdaki değişimle beraber kabin sıcaklığı da dalgalanmıştır.



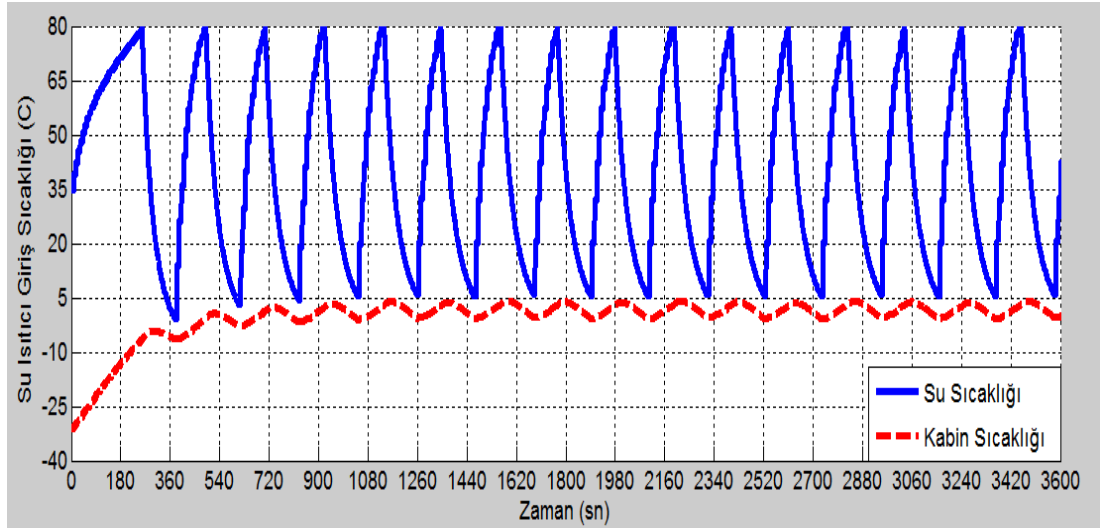
Şekil 4.7: 1 adet ısı değiştirgeçli, 12 mm hortum iç çapına sahip konfigürasyona ait Kabin Sıcaklık Simülasyonu

Su ısıtıcıdan yüksek bir ısı aktarılamadığından dolayı, bu durumun kabin sıcaklığına etkisi diğer tasarım konfigürasyonlarına nazaran daha düşüktür. Aynı sebepten dolayı, kabin sıcaklığı ilk 30 dakika sonunda kararlı hale gelerek, yaklaşık -5°C'lik bir sıcaklıkta, 2°C'lik bir sıcaklık aralığında dengelenmiştir. Suyu aktarılan ısı

arttıkça daha yüksek noktalara çıkan kabin sıcaklığı, su ısıtıcı rejimine karşı daha hassas hale gelerek daha çok dalgalanmaya başlamıştır.

4.1.3.2. 2 adet Isı Değiştirgeçli 12 mm Hortum İç Çaplı Konfigürasyon

Bu tasarım konfigürasyonunda sayıları ikiye çıkarılan ısı değiştirgeçleri ve az da olsa artan hortum uzunlukları sonucunda sistemdeki toplam su kütlesi yaklaşık %25 artarak, 3.84 kg'a yükselmiştir. Bu durum sonucunda su ısıtıcı çalışma rejimi 1 dakika daha artarak, 2 dakika açık 2 dakika kapalı çalışmaya başlamıştır. Artan su kütlesi nedeniyle su ısıtıcı kapandığında oluşan su sıcaklığındaki düşüş, 75°C'ye düşmüştür. Yine de ısı değiştirgeçlerinden daha yüksek oranda ısı elde edildiğinden dolayı, bu durum kabin içi sıcaklıktaki dalgalanmaları artırmıştır.



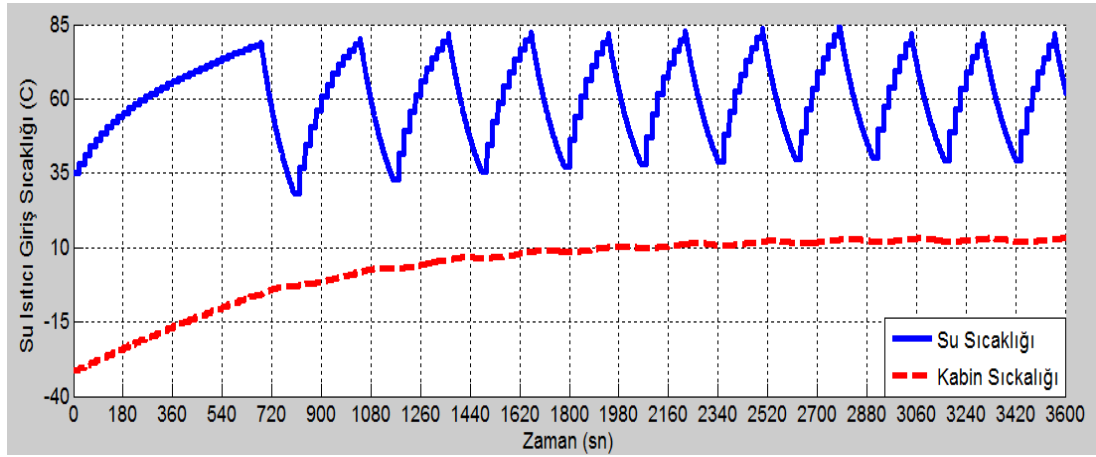
Şekil 4.8: 2 adet ısı değiştirgeçli, 12 mm hortum iç çapına sahip konfigürasyona ait Kabin Sıcaklık Simülasyonu

Şekil 4.8'de görülebileceği gibi, su ısıtıcıdan suya aktarılan ortalama ısı miktarındaki yaklaşık 4.5 kW'lık artışla, kabin sıcaklığı, önceki tasarım konfigürasyonuna göre ortalama 10°C yükselmiştir. Su kütlesindeki artışla beraber, ısıtıcının kapalı kaldığı süre boyunca sudaki sıcaklık farkı ise 75°C'ye düşmüştür. Bunlara ek olarak, su ısıtıcıdan elde edilen ısı kapasitesindeki artışla beraber kabin sıcaklığı bu dalgalanmalardan daha çok etkilenmiştir. Bu nedenle, önceki tasarımda yaklaşık 2°C olan sıcaklık dalgalanmaları bu kez, 4°C'ye kadar yükselmiştir.

4.1.3.3. 2 adet Isı Değiştirgeçli 38 mm Hortum İç Çaplı Konfigürasyon

Bu tasarım konfigürasyonunda, hortum çapları 12 mm'den 38 mm'ye yükseltilerek, hem sistemdeki hacimsel su debisinde artış yakalamak, hem de toplam su kütlesi artırılarak daha stabil bir kabin sıcaklığı yakalamak hedeflenmiştir. Sistemdeki toplam su kütlesi yaklaşık olarak %350'lik bir artışla 12 kg'ı geçmiştir. Böylece ısıtıcı kapalı konumdayken oluşacak sıcaklık düşüşü 40°C ile sınırlı kalmıştır.

Bu tasarım konfigürasyonunda, su ısıtıcı yaklaşık 3.5 dakika açık, 2 dakika kapalı kaldığı bir rejimde çalışmaya devam etmiştir. 5 kW'lık kuru tip ısıtıcının da sisteme tekrar katılmasıyla birlikte kabine ortalama 28 kW'lık ısıtma kapasitesi daha stabil bir şekilde sağlanabilmiştir. Şekil 4.9'da bu tasarım konfigürasyonuna ait kabin sıcaklığı simülasyon sonuçları verilmektedir.



Şekil 4.9: 2 adet ısı değiştirgeçli, 38 mm hortum iç çapına sahip konfigürasyona ait Kabin Sıcaklık Simülasyonu

Şekil 4.9'da da görülebileceği gibi, sistemdeki su kütlesi artışından dolayı, su ısıtıcı ilk 12 dakika hiçbir şekilde devreden çıkmamıştır. Su ısıtıcı kendi rejiminde çalışmaya başladığındaysa, kabin sıcaklığı daha stabil bir şekilde artmaya devam etmiştir. Bu durum hem artan su kütlesi nedeniyle ısıtıcının daha uzun süre devreden çıkmadan çalışmasını sağlamış, hem de ısıtıcı kapandığında yüksek sıcaklık düşüşlerini engellemiştir. Bu nedenle, kabin sıcaklığının kararlı hale gelmesi daha uzun sürmüş ve kabin sıcaklığı 40 dakika boyunca yavaş da olsa artmaya devam etmiştir. 1 saatlik sürenin sonunda ise, kararlı bir hale gele gelen kabin sıcaklığı, ısıtıcı rejiminden dolayı yaklaşık 2°C'lik bir sıcaklık bandında +11°C'de dengelenmiştir.

Tasarım süreci, bu konfigürasyonun onaylanmasıyla birlikte dondurulmuş ve ısıtıcı sistemi tasarımı noktalanmıştır.

4.2. Test Sonuçları ve Simülasyon Sonuçlarıyla Karşılaştırılması

Isıtma sisteminin bütün testleri FNSS'e ait olan soğuk oda içerisinde araç şartlanarak gerçekleştirilmiştir. -32°C ortam sıcaklığında şartlandırılmaya başlanan araçta, araç motoruna ait termostatta su sıcaklığı -32°C olana kadar araç şartlandırılmaya devam edilmiştir. Testler sırasında sadece kabin sıcaklığı ölçüldüğünden dolayı, karşılaştırmalar sadece kabin sıcaklıkları arasında yapılabilmektedir.

Bütün testlerde öncelikle motor çalıştırılması gerekmiştir. Bunun için su ısıtıcı motor hattındaki suyu, araç termostatında $+40^{\circ}\text{C}$ sıcaklık değeri görülene kadar ısıtmaya devam etmiştir. Motorun soğukta çalıştırılmasını sağlayan diğer sistemler de çalıştırdıktan sonra, motor rölanti devirde çalışır haldeyken, su ısıtıcı sistemi kabin hattını ısıtmak için çalıştırılmaya başlanmıştır. Kabin sıcaklıkları araçta bulunan, personel koltuklarında personelin kafasının hizasına yerleştirilen ısı çiftleri vasıtasıyla ölçülmüştür. Şekil 4.10'da, testler sırasında personelin kafasının hizasında yerleştirilen bir ısı çifti görülebilir.



Şekil 4.10: Sürücü Koltuğuna Yerleştirilen Isıl Çiftler

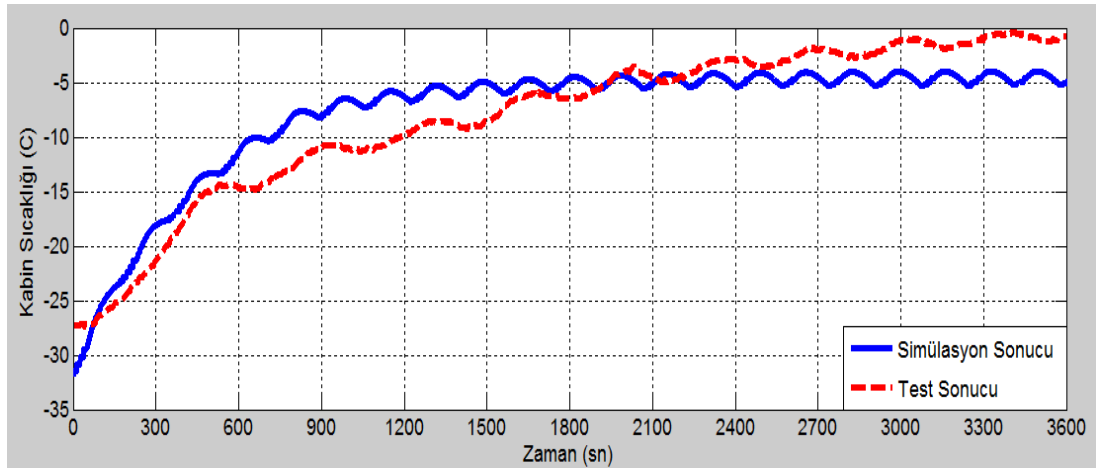
Testlerle ilgili önemli eksikliklerden bir tanesi ise, yakıtla çalışan ısıtıcılar ve motorun egzoz çıkışları soğuk odanın dışına verilmesine rağmen, soğuk oda içindeki ortam sıcaklığının -32°C 'de tutulamamasıdır. Yine de, bu durum testleri etkileyecek

hale gelmemiş ve testlerin sonunda ortam sıcaklığı yaklaşık olarak -28°C 'de tutulmuştur.

Bir diğer eksiklik ise, her ısıtıcı testinden önce motorun soğukta çalıştırma testinin de yapılması gerektiğinden dolayı, araç içine sürekli girip çıkan personelin nefes alıp verirken ısıl çiftlere fazla yaklaşabilmesi sonucu, -32°C 'de tutulamayan personel sıcaklıklarıdır. Yine de, her tasarım konfigürasyonunda, kabin sıcaklıklarının minimum 10 dakika içinde 20 derece birden kolaylıkla yükselmesi nedeniyle bu durum, hem FNSS, hem de ASELSAN tarafından kabul edilebilir bulunmuştur.

4.2.1. 1 adet Isı Değiştirgeçli 12 mm Hortum İç Çaplı Konfigürasyona ait Test ve Simülasyon Sonuçları

Kavramsal tasarım sürecinde geliştirilmiş olan bu tasarım konfigürasyonu yapılan ilk testlerde denenebilmiştir. Şekil 4.11'de gösterildiği gibi, personel bölmesindeki sıcaklıklar su ısıtıcının devreye girip çıkmasıyla oldukça dalgalı bir seyir izlemiştir.



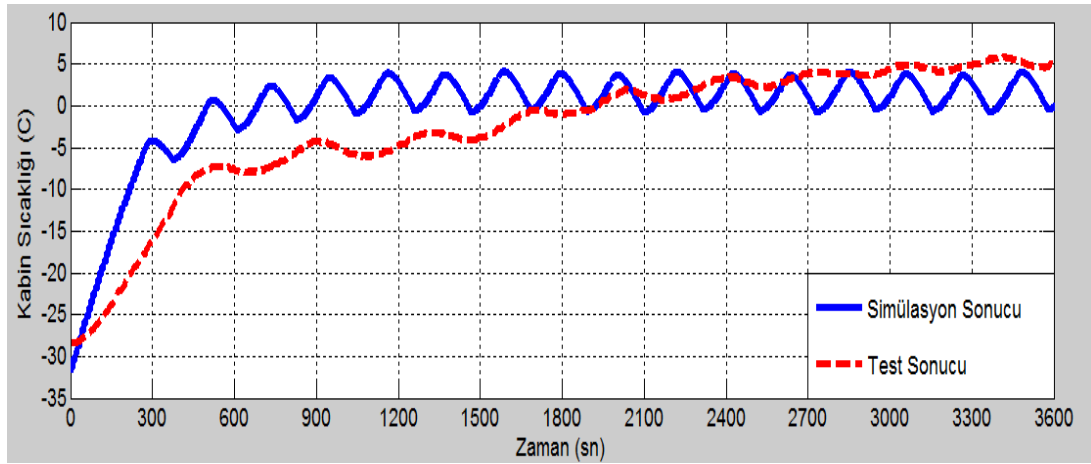
Şekil 4.11: 1 adet Isı Değiştirgeçli 12 mm İç Çaplı Tasarım Konfigürasyonuna ait Test ve Simülasyon Sonuçları

Isıtıcı testinin öncesinde ısıl çiftlere olan temastan dolayı, ilk personel sıcaklığı -27°C olarak teste başlanmıştır. Simülasyon sonuçlarının -32°C sıcaklığa göre alınması nedeniyle 5°C 'lik bir fark 1 saat sonunda gözlenmektedir. Isıtıcının devreye girip çıkma aralıklarına bakılacak olursa, su ısıtıcının açık kaldığı ortalama sürenin sürekli olarak azaldığı görülecektir. Bunun nedeni, artan kabin sıcaklığına bağlı olarak, ısı değiştirgecindeki ısı transferinin düşmesi sonucu su sıcaklığının 78°C 'ye daha çabuk çıkmasıdır.

Bu testlerde +10°C'lik gereksinimden ne kadar uzak olduğu görülmüş ve aracın ihtiyaç duyduğu ısı kapasitesinin anlaşılabilmesi için, 21 kW'lık elektrikli bir ısıtıcı kullanılarak, aracın sahip olduğu termal rezistans hesaplanmıştır. Alüminyum gövdeden oluşan ve herhangi bir izolasyonun kullanılmadığı araçta 21 kW'lık ısıtma kapasitesiyle aracın -32°C ortamda sıcaklığının 10°C'de sabit tutulabildiği görülerek, ikinci ısı değiştirgecini kullanmanın gerekli olduğu sonucuna varılmıştır.

4.2.2. 2 adet Isı Değiştirgeçli 12 mm Hortum İç Çaplı Konfigürasyona ait Test ve Simülasyon Sonuçları

Bu tasarım konfigürasyonunda, daha önce de belirtildiği gibi 2 adet ısıtıcı birbirine paralel şekilde bağlanarak, test gerçekleştirilmiştir. Kabin sıcaklığındaki dalgalanmaların daha yüksek olması beklenirken, önceki tasarım konfigürasyonu ile arada kayda değer bir fark gözlenmemiştir. Şekil 4.12'de, bu tasarım konfigürasyonuna ait test sonuçları görülebilir.



Şekil 4.12: 2 adet Isı Değiştirgeçli 12 mm İç Çaplı Tasarım Konfigürasyonuna ait Test ve Simülasyon Sonuçları

Şekil 4.12'de de görülebileceği gibi, ortam sıcaklığı -28°C'deyken teste başlanmış ve 1 saat sonunda kabin sıcaklığı +5°C'ye ancak ulaşabilmiştir. Simülasyon sonuçlarıyla, 1 saat sonunda oluşan yaklaşık +4°C'lik fark ise yine bu nedenle gerçekleşmiştir. Isı değiştirgeçlerinin ikiye çıkarılmasıyla, sistemde iyileşme olduğu görülmüş ve kabin sıcaklığında 10°C'lik bir artış yakalanmıştır. Öte yandan, teste devam edilmese de, kabin sıcaklığının kararlı hale ulaşmadığı ve artmaya devam ettiği testlerde görülmüştür. Bu nedenle +10°C'lik gereksinime ulaşmak için su

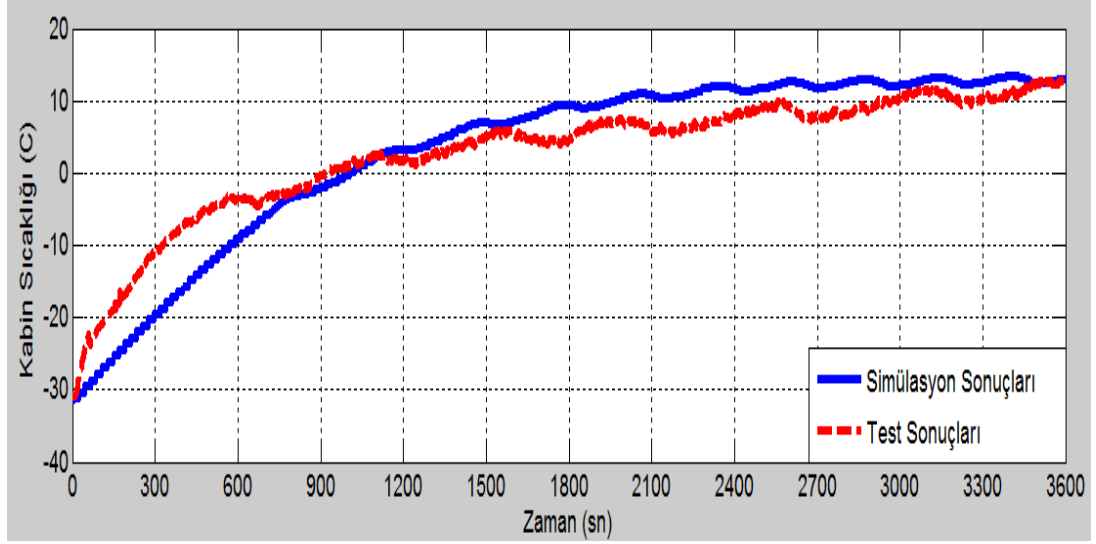
ısıtıcının çalışma rejiminde iyileştirmeler yapılmasının yeterli olacağı sonucuna varılmıştır.

Daha sonra, ısı değiştirgeci sayısını üçe çıkarmak ve hortum çaplarını artırmak üzerinde düşünüldü. Müşteriden gelen itirazlar üzerine, kuru tip ısıtıcının sistemden çıkarılmaması, fakat sistemin genel davranışını görmek amacıyla kuru tip ısıtıcının yerine üçüncü bir ısı değiştirgecinin konulduğu sistem testinin yapılmasına karar verildi.

4.2.3. 2 adet Isı Değiştirgeçli 38 mm Hortum İç Çaplı Konfigürasyona ait Test ve Simülasyon Sonuçları

Bu tasarım konfigürasyonunda, hortum çaplarının büyütülerek hem hacimsel debinin artarak ısı değiştirgeçlerinde performans artışı sağlanması, hem de sistemdeki toplam su kütlesi artırılarak, su ısıtıcının çalışma rejiminin iyileştirilmesi hedeflenmiştir. Simülasyon sonucunda, ısıtıcı rejimi 5 dakika açık, 2 dakika kapalı kalacak şekilde çalışırken, test sonuçlarında bu süre 8 dakika açık, 2 dakika kapalı şekilde gerçekleşmiştir. bu nedenle, test sonuçlarıyla simülasyon sonuçları arasında az da olsa, 1-2°C'lik bir sıcaklık farkı gözlenmiştir. Şekil 4.13'te bu tasarım konfigürasyonuna ait test sonuçları gösterilmektedir. Bu tasarım konfigürasyonunda farklı olarak, ısı değiştirgeçlerinin çıkışındaki hava sıcaklığı da ölçülerek, su ısıtıcının çalışma rejimini daha detaylı bir şekilde incelenebilmiştir.

Şekil 4.13'te de görülebileceği gibi, su ısıtıcı ilk 13 dakika boyunca hiç devreden çıkmamış ve daha sonra 4 dakika açık, 2 dakika kapalı olarak çalıştığı rejime ulaşmıştır. Artan su kütlesi nedeniyle su sıcaklığı görece yüksek kalmaya devam etmiş ve ısı değiştirgeci çıkışında hava sıcaklığı 30°C'nin altına düşmemiştir.



Şekil 4.13: 2 adet Isı Değiştirgeçli 38 mm İç Çaplı Tasarım Konfigürasyonuna ait Test ve Simülasyon Sonuçları

Test sonuçlarıyla da doğrulanan bu tasarım konfigürasyonunda, müşteri ile yapılan testlerle de aynı sonuca ulaşılmış ve tasarım dondurularak, KMNAIHSSS projesinde soğukta çalıştırma ve kabin ısıtma kalifikasyon testleri tamamlanmıştır.

4.3. Test ve Simülasyon Sonuçlarının Özeti

Kavramsal tasarım sırasında, araca ait termal rezistansın öngörülememesi nedeniyle 1 adet ısı değiştirgecinin 12 mm iç çaplı hortumlarla kullanılmasına karar verilmiştir. Bu tasarım konfigürasyonu ile yapılan testlerde, araç içi sıcaklığın 0°C’de kaldığı gözlenmiştir.

Bu tasarım konfigürasyonunun gereksinimleri karşılayamadığı görülerek ısı değiştirgeçlerinin sayısının ikiye çıkarılmasına karar verilmiştir. Isı değiştirgeçlerinin sayısı ikiye çıkarılmasına rağmen, yine 12 mm iç çaplı hortumlarla tasarıma devam edilmesi nedeniyle ısıtma sistemi gereksinimleri karşılayamamış ve +5°C’de kalmıştır. Bu durumda, ısıtıcının çalışma rejimindeki iyileştirmenin yetersiz kalması önemli rol oynamıştır.

Isıtıcı sistemindeki toplam su kütlesini artırarak, üçüncü tasarım konfigürasyonunda sistem ısıtma gereksinimlerini karşılayabilecek hale gelmiştir. Çizelge 4.9’da da görülebileceği gibi iç çapları 38 mm’ye çıkarılan hortumlarla, toplam kütlesi 3.84 kg’dan 12 kg’a çıkarılan soğutma suyu ısıtıcının çalışma rejiminde hedeflenen

iyileşmeyi sağlayarak ısı değiştirgeçlerinden kabine daha fazla aktarılması mümkün olmuştur.

Çizelge 4.9: Tasarım Konfigürasyonlarına ait Sonuçlar

	L (m)	D [mm]	Q (lt/sa)	Su Kütlesi (kg)	Etkinlilik (%)	Kabin Sıcaklığı (C)
1. Tasarım	2.84	12	1x1004	3.16	66.1	-5
2. Tasarım	2.92	12	2x958	3.84	65.3	4
3. Tasarım	3.95	38	2x1150	12.02	68.0	11

5. TARTIŞMA VE GELECEK ÇALIŞMALAR

Oluşturulan ısıtıcı modeli, ısıtıcı modeli kısmında da anlatıldığı gibi temel olarak 3 kısımdan oluşmaktadır. Su debisi simülasyonu ve Su sıcaklık simülasyonu, ısıtıcı sisteminin iç yapısına bağlıyken, Araç içi sıcaklık simülasyonu daha çok sistemin entegre edildiği aracın özelliklerine bağlıdır. Bu bağlamda, temel olarak 2 farklı noktada mevcut ısıtıcı modelinin geliştirilmeye ihtiyacı vardır.

Isıtıcı modeli oluşturulurken, antifriz su karışımının kimyasal özellikleri sabit kabul edilerek simülasyon sonuçları oluşturulmuştur. Özellikle, karışımın 80°C'deki özellikleri göz önünde bulundurularak, gerçekleştirilen modelin bu noktasındaki eksikliklerin giderilmeye ihtiyacı vardır. Bu nedenle, test sonuçları ile ısıtıcı sistemine ait simülasyon sonuçları arasında özellikle su ısıtıcının çalışma rejimi konusunda birtakım farklılıklar gözlenmiştir.

Karışıma ait kimyasal özellikler dikkatle incelenecek olursa, EK-D'de görülebileceği gibi antifriz su karışımına ait yoğunluk, öz ısı ve ısı iletkenlik değerlerinde sıcaklığa bağlı ciddi bir değişim görünmemektedir. Öte yandan, karışıma ait viskozite değerlerinin sıcaklığa bağlı olarak ciddi oranda değişebildiği görünmektedir. Bu durum, özellikle hesaplanan Reynolds sayılarında ve sabit alınan karışıma ait Prandtl sayısında ciddi değişiklikler yaratabilmektedir. Bu nedenle, mevcut ısıtıcı modelinde özellikle sıcaklığa bağlı bir viskozite fonksiyonu geliştirilerek, daha yakın değerlere ulaşılmasına ihtiyaç vardır.

Simülasyon sonuçlarıyla, test sonuçlarının kararlı rejime ulaşma sürelerinde birtakım farklılıklar bulunmaktadır. Test başlangıcında, soğuk oda -32°C'de şartlandırılmış olmasına rağmen, özellikle aracın 600 beygir gücündeki motorunun çalıştırılmasından sonra yapılan kabin ısıtma testlerinde ortam sıcaklığı -32°C'de tutulamamış ve yavaş yavaş yükselerek test sonunda -26 ile -30°C arasında değişmiştir. Özellikle yaz mevsiminde yapılan testlerde, soğuk odanın sıcaklığındaki 6°C'ye varan yükselişler; hem sistemin kararlı rejime ulaşma süresini uzatmış, hem de 1 saat sonunda simülasyon sonuçlarıyla test sonuçları arasında farklı değerler oluşmasına neden olmuştur.

Buna ek olarak, araç içi sıcaklık dağılımında etkin ölçümler yapılarak araç içinde ısıtılması beklenen etkin hava kütesinin değişmesi de bu farklılıklara neden olarak

gösterilebilir. Özellikle, ısıtıcının devreden çıktığı durumlarda, simülasyon sonuçlarıyla test sonuçları arasındaki sıcaklık dalgalanmalarının bu yöntemle ortadan kaldırılması mümkün olabilir. Bu durumda, anlık etkin hava kütlelerinin ortaya konulabilmesi için, araç içinde ya HAD analizlerinin yapılması, ya da planlanacak yeni testler sırasında daha çok ısı çifti kullanılarak daha geniş noktalarda yapılacak sıcaklık ölçümleriyle anlık etkin hava kütlelerinin ısıtıcı modeline entegre edilmesi gerekmektedir.

Araç içindeki sıcaklığı modellerken kullanılan temel olarak 2 parametre vardır. Bunlar, personel bölmesi içinde etkin olarak ısıtılması planlanan hava kütlesi ve dış ortam ile araç arasında ısı kaybına neden olan araca ait termal rezistansdır. Isıtıcı modeli, farklı araç tiplerinde denenirken, bu parametrelerin de değişmesi gerektiği açıktır. KMNAIHSSS projesinin testleri sırasında da yapıldığı gibi, sabit ısı kapasitesi olan bir elektrikli ısıtıcı kullanılarak, araç içi sıcaklığın hangi noktada kararlı rejime geldiğine göre, araca ait termal rezistansın ölçülmesi gerekmektedir.

Buna ek olarak, araçta ısıtılması planlanan etkin hava kütlesi de personel sayısına ve personel bölmesindeki toplam hacme göre değişebilmektedir. Farklı araçlarda kullanılacak olan ısıtıcı modelinde, bu parametrelerin ya ölçülmesi, ya da kavramsal tasarım sürecinde isabetli bir şekilde öngörülmesi gerekmektedir.

Isıtma sistemi modeli, temel olarak tasarım süreci boyunca testleri gerçekleştirilmiş olan 3 adet tasarım konfigürasyonunda elde edilen sonuçlara göre oluşturulmuştur. Proje takvimindeki yetersizliklerden dolayı, mevcut ısıtıcı sistemi farklı tasarım parametreleriyle test edilememiştir. Bu nedenle, oluşturulan ısıtıcı sistemi modelinin farklı tasarım parametreleriyle de test edilerek, modelin onaylanmasına ihtiyaç vardır.

KAYNAKLAR

- [1] Gokhan Sevilgen, Muhsin Kılıç, ‘Three dimensional numerical analysis of temperature distribution in an automobile cabin’, Uludağ Üniversitesi, 2012
- [2] Pawan S. Amrutkar, Sangram R. Patil, S. C. Shilwant, ‘Automotive Radiator – Design and Experimental Validation’, University of Pune, India, 2013
- [3] C. Oliet, A. Olivia, J. Castro, C. D. Pérez-Segerra, ‘Parametric studies on automotive radiators’, Applied Thermal Engineering, 27, 2007
- [4] S.C. Pang, M.A. Kalam, H.H. Masjuki, M.A. Hazrat, ‘A review on air flow and coolant flow circuit in vehicles’ cooling system’, International Journal of Heat and Mass Transfer, 2012
- [5] Qijun Yu, Anthony G. Straatman, Brian E. Thompson, ‘Carbon-foam finned tubes in air-water heat exchangers’, Applied Thermal Engineering, 26, 2006
- [6] N. Luo, W.G. Weng, M. Fu, J. Yang, Z.Y. Han, ‘Experimental study of the effects of human movement on the convective heat transfer coefficient’, Experimental Thermal and Fluid Science, 2014
- [7] J.P. Yadav, Bharat Raj Singh, ‘Study on Performance Evaluation of Automotive Radiator’, SMS Institute of Technology, 2011
- [8] L.A. Sphaier, W.M. Worek, ‘Parametric analysis of heat and mass transfer regenerators using a generalized effectiveness-NTU method’, International Journal of Heat and Mass Transfer pp. 2265-2272, 2009
- [9] B. Parikshit, K.R. Spandana, V. Krishna, T.R. Seetharam, K.N. Seetharamu, ‘A simple method to calculate shell side fluid pressure drop in a shell and tube heat exchanger’, International Journal of Heat and Mass Transfer pp. 700-712, 2015
- [10] Awad B.S. Alquaity, Salem A. Al-Dini, Syed M. Zubair, ‘Effectiveness-NTU relations for parallel flow heat exchangers: The effect of kinetic energy variation and heat leak from outside’, International Journal of Refrigeration pp. 1557-1569, 2013
- [11] N.A.M. Amin, M. Belusko, F. Bruno, ‘An effectiveness-NTU model of a packed bed PCM thermal storage system’, Applied Energy pp. 356-362, 2014
- [12] Arzu Şencan Şahin, Bayram Kılıç, Ulaş Kılıç, ‘Design and Economic optimization of shell and tube heat exchangers using Artificial Bee Colony (ABC) Algorithm’, Energy Conversion and Management pp. 3356-3362, 2011

- [13] Mariusz Markowski, Marian Trafczynski, Krzysztof Urbaniec, 'Validation of the method for determination of the thermal resistance of fouling in shell and tube heat exchangers', *Energy Conversion and Management* pp. 307-313, 2013
- [14] N.H.S. Tay, M. Belusko, A. Castell, L.F. Cabeza, F. Bruno, 'An effectiveness-NTU technique for characterising a finned tubes PCM system using a CFD model', *Applied Energy* pp. 377-385, 2014
- [15] Sepehr Sanaye, Masoud Dehghandokht, Amir Fartaj, 'Temperature control of a cabin in an automobile using thermal modelling and fuzzy controller', *Applied Energy* pp. 860-868, 2012
- [16] M. Hatami, M. Jafaryar, D.D. Ganji, M. Gorji-Bandpy, 'Optimization of finned-tube heat exchangers for diesel exhaust waste heat recovery using CFD and CCD techniques', *International Communications in Heat and Mass Transfer* pp. 254-263, 2014
- [17] Ahmad Ghizatloo, Alimorad Rashidi, Mojtaba Shariaty-Niassar, 'Convective heat transfer enhancement of graphene nanofluids in shell and tube heat exchanger', *Experimental Thermal and Fluid Science* pp. 136-141, 2014
- [18] Rohid S. Khedkar, Shriram S. Sonawane, Kailas L. Wasewar, 'Heat transfer study in concentric tube heat exchanger using TiO₂-water based nanofluid', *International Communications in Heat and Mass Transfer* pp. 163-169, 2014
- [19] Roghayeh Lotfi, Ali Morad Rashidi, Azadeh Amrollahi, 'Experimental study on the heat transfer enhancement of MWNT-water nanofluid in a Shell and tube heat exchanger', *International Communications in Heat and Mass Transfer* pp. 108-111, 2012
- [20] A.V. Kuznetsov, D.A. Nield, 'Natural convective boundary layer flow of a nanofluid past a vertical plate', *International Journal of Thermal Sciences* pp. 243-247, 2010
- [21] Barbara Torregrosa-Jaime, Filip Bjurling, Jose M. Corberan, Fausto di Sciullo, Jorge Paya, 'Transient thermal model of a vehicle's cabin validated under variable ambient conditions', *Applied Thermal Engineering* pp. 45-53, 2015
- [22] Jan Pokorny, Jan Fiser, Miroslav Jicha, 'Virtual Testing Stand for evaluation of car cabin indoor environment', *Advances in Engineering Software* pp. 48-55, 2014

- [23] F. Vera-Garcia, J.R. Garcia-Cascales, J. Gonzalvez-Macia, R. Cabello, R. Llopis, D. Sanchez, E. Torella, 'A simplified model for shell and tube heat exchangers: Practical application', Applied Thermal Engineering pp. 1231-1241, 2010
- [24] Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 6th Edition, Theodore L. Bergman, Adrienne S. Lavine, Frank P. Incropera, David P. DeWitt, John Wiley and Sons, 2009
- [25] Fundamentals of Fluid Mechanics, 6th Edition, Bruce R. Munson, Alric P. Rothmayer, Theodore H. Okiishi, Wade W. Huebsch, 2009
- [26] Heat Transfer, J. P. Holman, Ninth Edition, McGraw Hill, 2002

EKLER

EK-A

2 Ürün bilgisi

Teknik Bilgiler				
Isıtma cihazı tipi	Hydronic L-II			
Isıtma cihazı	Hydronic L16	Hydronic L24	Hydronic L30	Hydronic L35
Model	HL2-16	HL2-24	HL2-30	HL2-35
Isıtma aracı	Su ve soğutucu madde karışımı (antifriz olarak en az % 10, en fazla % 50 soğutucu madde)			
Termik akım, Watt olarak (-10 °C ortam sıcaklığında)	16 000	24 000	30 000	35 000
Sıcaklık değerleri – su girişinde	AÇIK 73 °C / KAPALI 78 °C			
Sıcaklık değerleri – su çıkışında	AÇIK 85 °C / KAPALI 118 °C			
Yanıcı madde	Dizel – piyasadan temin edilebilen (DIN EN 590) Isıtma yağı EL (DIN 51603)			
Yanıcı madde tüketimi (-10 °C ortam sıcaklığında)	2,0 l/saat	2,9 l/saat	3,65 l/saat	4,2 l/saat
Nominal voltaj	24 Volt			
İşletim alanı	20 Volt			
• Alt voltaj sınırı: Kontrol ünitesinde takılı bulunan düşük voltaj koruması ısıtma cihazını voltaj sınırına ulaşıldığında kapatmaktadır.				
• Üst voltaj sınırı: Kontrol ünitesinde takılı bulunan yüksek voltaj koruması ısıtma cihazını voltaj sınırına ulaşıldığında kapatmaktadır.	30 Volt			
Çektiği elektrik gücü (çalışır durumdayken)	60 Watt	80 Watt	105 Watt	120 Watt
Su hacmi (ısıtma cihazında)	yaklaşık 2,4 l			
Isıtma devresi su hacmi	min. 10 l			
Asgari geçiş (ısıtma cihazında minimum)	1400 l/saat	2.000 l/saat	2.600 l/saat	3.000 l/saat
İzin verilen ortam sıcaklığı	çalışır durumdayken -40 °C ila +85 °C		çalışır durumda değilken -40 °C ila +100 °C	
İzin verilen çalışma sıcaklığı	-40 °C ilâ +90 °C / kısa süreli olarak +120 °C'ye kadar			
Isıtma aracı				
Yanma havası	< 60 °C			
İşletim basıncı (ısıtma cihazında)	2,5 bar			
CO ₂ değerleri (hac.%)	9 – 11	9 – 11	9 – 11	9,5 – 11,5
Egzozda CO	< 0,04			
Bacherach doğrultusunda is sayısı	< 4			
Ağırlık	yaklaşık 18 kg			
Uzaktan kumanda paraziti giderme derecesi	UKW / KW / LW için 4, MW için 5			
Koruma türü	IP 54			

EK-B

2 Ürün bilgisi

Teknik Bilgiler

Pompa tipi	Flowtronic 6000 SC
Isıtma aracı	Su ve soğutucu madde karışımı (min. % 10, maks. % 50 soğutucu madde antifriz olarak)
Nakil miktarı	0,4 bar nakil basıncında 6000 l/saat \pm % 5
Su devridaimi işletim basıncı	maks. 2 bar
Ağırlık (tutucu, sıkma kelepçesi ve soğutma suyu dolumu olmadan)	2,5 kg
Nominal voltaj	24 Volt
İşletim alanı	18 – 32 Volt
Güç çekişi 6000 l/saatte ve 0,4 bar nakil basıncında	210 Watt % \pm 10
Uzaktan kumanda parazit giderme derecesi	DIN EN 55 025'e göre LW, MW, KW1, KW2, UKW için 5
Koruma türü	DIN 40 050, Kısım 9'a göre IP 25 (elektronik dökümlü)
Dışarıdan kumanda elektrik emniyeti	15 A
Sıcaklık koşulları	
Isıtma aracı	-40 °C ilâ + 90 °C kısa süreli (15 dak.) +115 °C
Ortam, işletim	-40 °C ilâ + 90 °C kısa süreli (15 dak.) +100 °C
Depolama	-40 °C ilâ + 120 °C
Kuru çalışma	yakl. 45 dak. – Motor yaklaşık 45 dakika sonra kapanır.
Blokaj koruması	Evet – Çalıştırma denemeleri herhangi bir sınırlama olmaksızın sürdürülür.



Dikkat!

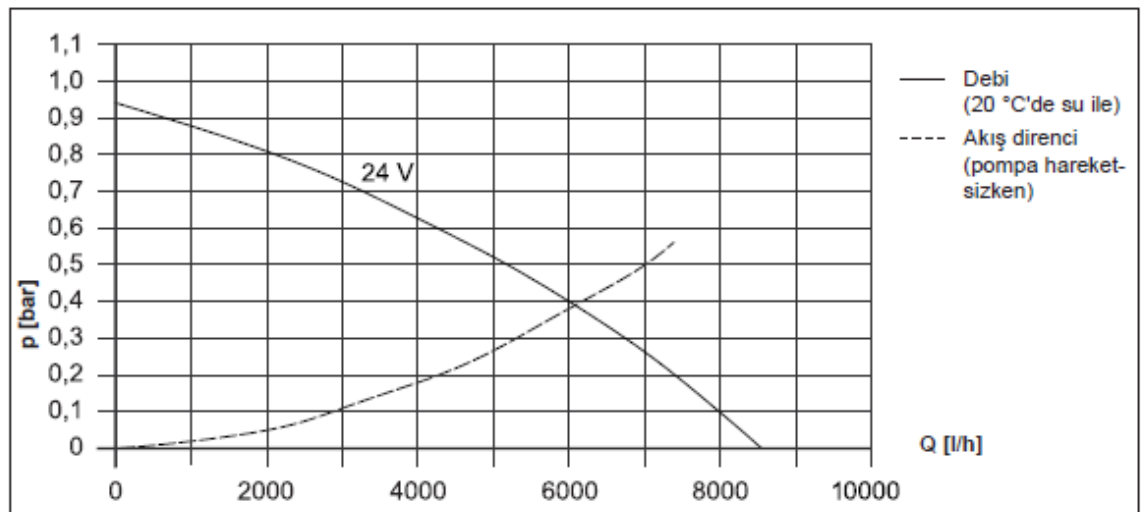
Teknik bilgiler için güvenlik uyarısı

Teknik bilgiler yerine getirilmelidir, aksi takdirde fonksiyon arızaları oluşabilir.

Lütfen dikkate alın!

- Herhangi bir sınır değeri belirtilmemişse, listelenen teknik bilgiler, su pompalarında söz konusu olan, nominal voltajda % \pm 10'luk toleransla, 20 °C ortam sıcaklığıyla ve referans olarak Esslingen yüksekliğiyle bağlantılı olarak görülmelidir.
- Su pompalarının ısıtma cihazlarıyla eşleştirilmesi, asgari geçiş ve soğutma suyu hacmi ile bağlantılı olarak yapılmalıdır.

Sevk ve basınç kaybı tanım çizgileri



EK-C

Kabin Isıttıcı Teknik Resimi

CONTROL PANEL
SEE 88-1494
A FOR DETAILS

COOLANT INLET
COOLANT OUTLET

7.0
47.2
150.9
φ103.5(4X)
50.9
80.0
121.2
80.0

43.6
21.4
184.4
150.1
290.1

φ110.0(4X)

433.9
409.9
393.5
12.0
82
100.0

1
HARNES LENGTH = 1100mm
(P/N: 25-2446)

12-11202
DEFROSTER 24V

187°C THERMOPULSE

A - ORANGE - HIGH SPEED
B - RED - MED SPEED
C - YELLOW - LOW SPEED
D - BLACK - END

RECOMMENDATIONS:
HEATING - 50000 Btu/hr
(AT 100°C T.D. AND 3.6 GPM)
AIRFLOW - 400 CFM
CURRENT - 2.90A (LOW SPEED) @ 27V
5.10A (MEDIUM SPEED) @27V
7.25A (HIGH SPEED) @27V
WEIGHT - 16.5 LBS

HEATER CONNECTORS
5/8" - HOSE BEAD

3 SPEED MOTOR WITH BALL BEARINGS
MOTOR CONNECTOR-GROUND (BLACK)
A-TO MOTOR (ORANGE)
B-LOW SPEED (YELLOW)
C-MED SPEED (RED)
D-HIGH SPEED (ORANGE)

FINISHED IN GRAY TAN CHEMICAL AGENT
RESISTANT COATING, NON-REFLECTIVE
PAINT PER MIL-DTL 53072.

ASSEMBLY TO BE TESTED PER TIP-EL-02009,
WI-0005 FOR GENERAL PACKAGING.

REV	DATE	BY	CHKD	DESCRIPTION
1	28/02/97	SS	SS	REVISED PER ENR E397
2	07/03/02	SS	SS	REVISED PER ENR E397

SYN PCS PART NO. 12-11202

SCALE: NTS AT SS

DATE: 1/8/2007

12-11202.1AW 1

EK-D

Table 8-3-1 – Su/Glikol Karışımının Özellikleri

VDI-Warheatlas Dd 17- VDI-Verlag GmbH, Dusseldorf 1991

Substance and % by volume in mixture	Minimal working temperature [°C]	Temperature [°C]	Density [kg/m ³]	Specific heat [kJ/kg.K]	Thermal conductivity [W/m.K]	Dynamic viscosity X10 ⁻³ [N.s/m ²]	Cinematic viscosity X10 ⁻⁶ [m ² /s]
Monoethylenglycol C2H4(OH)2 20	-10	-10	1038	3.85	0.498	5.19	5
		0	1036	3.87	0.50	3.11	3
		20	1030	3.90	0.512	1.65	1.6
		40	1022	3.93	0.521	1.02	1.0
		60	1014	3.96	0.531	0.71	0.7
		80	1006	3.99	0.540	0.523	0.52
		100	997	4.02	0.550	0.409	0.41
34	-20	-20	1069	3.51	0.462	11.76	11
		0	1063	3.56	0.466	4.89	4.6
		20	1055	3.62	0.470	2.32	2.2
		40	1044	3.68	0.473	1.57	1.5
		60	1033	3.73	0.475	1.01	0.98
		80	1022	3.78	0.478	0.695	0.68
		100	1010	3.84	0.480	0.515	0.51
52	-40	-40	1108	3.04	0.416	110.80	100
		-20	1100	3.11	0.409	27.50	25
		0	1092	3.19	0.405	10.37	9.5
		20	1082	3.26	0.402	4.87	4.5
		40	1069	3.34	0.398	2.57	2.4
		60	1057	3.41	0.394	1.59	1.5
		80	1045	3.49	0.390	1.05	1.0
		100	1032	3.56	0.385	0.722	0.7

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

E-mail : ugurtan.demirtas@boun.edu.tr

Telefon : +90 535 924 2602

Doğum Yeri : İstanbul

Doğum Tarihi : 02 / 04 /1989

Eğitim

2006 – 2011 : Boğaziçi Üniversitesi, Makine Mühendisliği, Lisans

2013 – 2015 : TOBB ETÜ, Makine Mühendisliği, Yüksek Lisans

İş Tecrübesi

2012 – 2015 : Tasarım Mühendisi, FNSS Savunma Sistemleri A.Ş.

Yabancı Diller

- İngilizce (İleri)
- İtalyanca (Orta)
- Almanca (Orta)

Tezden Çıkarılan Yayınlar

U. Demirtas, S. Uslu, ‘Optimization and Design Tool Development of Heating System in Military Vehicles’, Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 2015