

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**İNSANSIZ HAVA ARAÇLARI İÇİN EKLEMELİ İMALAT
YÖNTEMİYLE YAKIT EŞANJÖRÜ GELİŞTİRİLMESİ**

Dinçer TOPCU

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Proses Programı

Danışman

Doç. Dr. Zafer GEMİCİ

Eylül, 2023

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**İNSANSIZ HAVA ARAÇLARI İÇİN EKLEMELİ İMALAT
YÖNTEMİYLE YAKIT EŞANJÖRÜ GELİŞTİRİLMESİ**

Dinçer TOPCU tarafından hazırlanan tez çalışması 19/09/2023 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Isı Proses Programı **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Doç. Dr. Zafer GEMİCİ
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Zafer GEMİCİ, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Hakan DEMİR, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. ERHAN BÖKE, Üye
İstanbul Teknik Üniversitesi

Danışmanım Doç. Dr. Zafer GEMİCİ sorumluluğunda tarafımca hazırlanan “İnsansız Hava Araçları İçin Eklemeli İmalat Yöntemiyle Yakıt Eşanjörü Geliştirilmesi” başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Dinçer TOPCU

İmza



Bu çalışma, Yıldız Teknik Üniversitesi Bilimsel Araştırma Proje Koordinatörlüğü'nün FYL-2022-5134 numaralı projesi ile desteklenmiştir.



Sevgili Eşime

TEŞEKKÜR

Yüksek Lisans tez çalışmam sürecinde katkılarıyla bana her zaman destekleri esirgemeyen danışman hocam Doç. Dr. Zafer Gemici'ye teşekkürlerimi sunarım. Hayatımın zorlu her sürecinde beni destekleyen ve bana güvenen aileme şükranlarımı sunarım.

Çalışmalarım süresince gösterdiği sabır ve ilgi için sevgili eşim Aleyna'ya sevgi ve minnetlerimi sunarım.

Dinçer TOPCU



İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR	v
SİMGE LİSTESİ	viii
KISALTMA LİSTESİ	ix
ŞEKİL LİSTESİ	x
TABLO LİSTESİ	xiii
ÖZET	xiv
ABSTRACT	xvi
1 GİRİŞ	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı	16
2 EKLEMELİ İMALAT YÖNTEMLERİ	17
2.1 Seçici Lazer Ergitme (SLM)	17
2.2 Doğrudan Metal Lazer Sinterleme/Ergitme (DMLS/E)	18
2.3 Elektron Demeti ile Eklemeli İmalat	18
3 KOMPAKT ISI DEĞİŞTİRİCİLER	23
3.1 Panjurlu Hava Kanatçığı Yapısı	25
3.2 Motor Soğutma Sistemi Tasarım Kriterleri	26
3.3 Kompak Isı Değiştiricisi İmalatı	27
3.4 Isı Değiştiricisi Isı Transferi Analizi	28
4 DENEYSEL ÇALIŞMALAR	31
4.1 Rüzgâr Tüneli ve Deney Sistemi	31
4.2 Deneylerin Yapılışı ve Veri Toplama	32
4.3 Kalibrasyon ve Belirsizlik Analizi	38
5 SAYISAL ÇALIŞMALAR	41
5.1 Isı Transferi ve Basınç Düşümü Hesaplama Metodolojisi	41
5.2 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Çalışmaları	47
5.3 S-Kanat Geometrisi	49
5.4 V-Kanat Geometrisi	50
5.5 H-Kanat Geometrisi	51
5.6 S-Delik Kanat Geometrisi	52
5.7 V-Delik Kanat Geometrisi	53
5.8 Sayısal Çözüm Yöntemi	54

5.9 Sayısal ve Deneysel Çalışmaların Karşılaştırılması.....	58
5.10 Alternatif Hava Kanatçık Geometrisi CFD Analizleri.....	60
5.11 Alternatif Isı Değiştiricisi CFD Analizleri.....	62
6 GELECEK ÇALIŞMALAR	66
7 SONUÇ	67
7.1 Deneysel Sonuçlar.....	67
7.2 Hava Tarafı Basınç Düşümü ile İlgili Sonuçlar	67
7.3 Isı Transferi Performansı ile İlgili Sonuçlar	70
7.4 4 m/s Fan Hızındaki Deneysel Çalışma Sonuçları.....	71
7.5 5 m/s Fan Hızındaki Deneysel Çalışma Sonuçları.....	72
7.6 6 m/s Fan Hızındaki Deneysel Çalışma Sonuçları.....	73
7.7 7 m/s Fan Hızındaki Deneysel Çalışma Sonuçları.....	74
7.8 8 m/s Fan Hızındaki Deneysel Çalışma Sonuçları.....	75
7.9 Eklemeli İmalat Metodu ile Üretim	76
7.10 Sonuç ve Tartışma.....	77
KAYNAKÇA	80
TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR	84

SİMGE LİSTESİ

T_{fo}	Akışkan çıkış sıcaklığı
T_{fi}	Akışkan giriş sıcaklığı
ΔP	Basınç düşümü
j	Colburn faktörü
T_d	Duvar sıcaklığı
ε	epsilon
L_S	Hava akış yönünde akış uzunluğu
T_{ao}	Hava çıkış sıcaklığı
T_{ai}	Hava giriş sıcaklığı
u	Hava hızı
$\dot{m}_a$	Hava kütleli debisi
μ_a	Hava tarafı dinamik vizkozite
D_a	Hava tarafı hidrolik çap
$A_{\text{ön hava}}$	Hava tarafı ön yüzey alanı
A_{min}	Hava tarafının minimum serbest akış alanı
h	Isı taşınım katsayısı
Q	Isı transferi
k	Malzeme termal iletkenlik değeri
Nu	Nusselt sayısı
ω	omega
ΔT_{LM}	Ortalama logaritmik sıcaklık farkı
Fl	Panjur uzunluğu
Pr	Prandl sayısı
Re_{LP}	Reynold sayısı (fin hatvesine göre)
Re_{Da}	Reynold sayısı (hava tarafı hidrolik çapa göre)
St	Stanton sayısı
f	Sürtünme faktörü
A	Toplam ısı transfer yüzey alanı
$\dot{m}_o$	Yağ kütleli debisi
β	Yüzey alanı yoğunluğu

KISALTMA LİSTESİ

3D	Üç Boyutlu
CFD	Computational Fluid Dynamics
CAB	Controlled Atmosphere Brazing
DMLS	Direct Metal Laser Sintering
EİY	Eklemeli İmalat Yöntemi
EBM	Electron Beam Melting
FDM	Fused Deposition Modeling
İHA	İnsansız Hava Aracı
ITER	Uluslararası Termonükleer Deneysel Reaktör
PCHE	Printed Circuit Heat Exchanger
SLS	Seçici Lazer Sinterleme
SD	S Delik Kanatçık Profili
UAV	Unnamed Air Vehicles
VD	V Delik Kanatçık Profili

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1	Düz kanallı paralel ters akışlı ısı değiştirici çalışması	2
Şekil 1.2	Dalgalı kanal yapısına sahip PCHE.....	3
Şekil 1.3	Seung Yeob Lee'nin çalışmasındaki kanal geometrileri	3
Şekil 1.4	Farklı hava kanatçık geometrisine sahip PCHE	4
Şekil 1.5	Yay şekilli nervürlü zigzag kanallı PCHE çalışması.....	5
Şekil 1.6	Çift yüzeyli zigzag kanal geometrisine sahip PCHE.....	5
Şekil 1.7	S kanal geometrisine sahip PCHE	6
Şekil 1.8	S şekil kanatçıklı PCHE kanalı	6
Şekil 1.9	Farklı üretim metodlarıyla üretilmiş soğutucu çalışması	8
Şekil 1.10	EİY ile üretilmiş dönel kafes geometrili ısı değiştiricisi	9
Şekil 1.11	EİY ile alveol geometrili plakalı ısı değiştirici	10
Şekil 1.12	EİY ile üretilmiş kriyojenik soğutucu plakalı ısı değiştiricisi	10
Şekil 1.13	EİY ile üç farklı kompakt ısı değiştiricisi	11
Şekil 1.14	EİY ile üretilmiş titanyum ısı değiştiricisi	11
Şekil 1.15	Farklı Kesitlerde Hava Kanatçığı CFD Çalışması	13
Şekil 1.16	Panjurlu hava kanatçığı profilleri ile ilgili cfd çalışması	14
Şekil 1.17	Panjurlu hava kanatçığı profili akış davranışı	15
Şekil 2.1	Doğrudan metal lazer sinterleme metodu.....	18
Şekil 3.1	Kompakt ısı değiştiricisi sınıflandırması.....	23
Şekil 3.2	Panjurlu kanatlı bir ısı eşanjörünün geometrik tanımları	26
Şekil 3.3	Kompakt ısı değiştiricisi üretim akış şeması.....	28
Şekil 4.1	Rüzgâr tüneli performans testi düzeneği	31
Şekil 4.2	Test düzeneği şematik gösterimi	32
Şekil 4.3	Mevcut yakıt soğutucusu.....	34
Şekil 4.4	Hava sıcaklığı ölçümü termoeleman yerleşimi	35
Şekil 4.5	Test sıcaklık grafiği yarım vana 2.23 lt/dk.....	37
Şekil 4.6	Yarım vana 2.23 lt/dk – 80 °C yağ giriş sıcaklığı	37
Şekil 4.7	Rüzgar tüneli manometre sistemi	38
Şekil 4.8	Kalibrasyonu yapılan örnek termokupl - referans termokupl ilişkisi...	39
Şekil 5.1	Yakıt soğutucu 3D model görünümü	41
Şekil 5.2	Yakıt soğutucu CFD ön görünüş modeli.....	45
Şekil 5.3	Soğutma kanalı izometrik görünüş.....	46
Şekil 5.4	Panjurlu hava kanatçığı 3B kesit görünümü.....	46

Şekil 5.5	Panjurlu hava kanatçığı geometrik tanımlaması	47
Şekil 5.6	CFD sınır şartları model gösterimi	47
Şekil 5.7	Alternatif hava kanatçığı profil kesitleri	48
Şekil 5.8	(a) İzometrik görünüş, (b) S kanat yapısı gösterimi, (c) S kanat üst görünüş.....	49
Şekil 5.9	(a) İzometrik görünüş, (b) V kanat yapısı gösterimi, (c) V kanat üst görünüş.....	50
Şekil 5.10	(a) İzometrik görünüş, (b) H kanat yapısı gösterimi, (c) H kanat üst görünüş.....	51
Şekil 5.11	(a) İzometrik görünüş, (b) SD kanat yapısı gösterimi, (c) SD kanat üst görünüş.....	52
Şekil 5.12	(a) İzometrik görünüş, (b) VD kanat yapısı gösterimi, (c) VD kanat üst görünüş.....	53
Şekil 5.13	CFD modeli ağ örgüsü yapısı.....	56
Şekil 5.14	Mesh bağımsızlığı	57
Şekil 5.15	Alternatif ısı değiştirici ağ örgü yapısı	57
Şekil 5.16	CFD ve deneysel çalışma karşılığı	58
Şekil 5.17	Panjurlu kanatçık yüzey sıcaklığı.....	59
Şekil 5.18	Panjurlu kanatçık kesit hız kontürü	59
Şekil 5.19	S Kanatçık yüzey sıcaklığı	60
Şekil 5.20	Geometri ısı transferi performansı karşılaştırması	61
Şekil 5.21	H kanatçık yüzey sıcaklığı	61
Şekil 5.22	V kanatçık yüzey sıcaklığı	62
Şekil 5.23	Alternatif ısı değiştiricisi genel görünüm, (a) hava giriş yönü, (b) hava çıkış yönü	63
Şekil 5.24	Alternatif ısı değiştiricisi kesit görünüşü.....	63
Şekil 5.25	Alternatif ısı değiştiricisi orta düzlem kesit hız vektörleri	64
Şekil 5.26	Alternatif ısı değiştiricisi katı yüzey sıcaklığı dağılımı.....	64
Şekil 5.27	Akışkan çıkış sıcaklıkları karşılaştırması	65
Şekil 6.1	SD Isı değiştirici teknik resmi	66
Şekil 7.1	Hava hızına bağlı hava tarafı basınç düşümü eğrisi	68
Şekil 7.2	Reynolds sayısı sürtünme faktörü grafiği.....	68
Şekil 7.3	Reynold sayısı Colburn faktörü grafiği- tam vana	69
Şekil 7.4	Reynold sayısı Colburn faktörü grafiği-yarım vana.....	69
Şekil 7.5	Reynolds - Nusselt sayısı grafiği.....	70
Şekil 7.6	Taşınım katsayısı - fan hızı eğrisi tam açık vana	71
Şekil 7.7	Taşınım katsayısı - fan hızı eğrisi yarım açık vana	71

Şekil 7.8	Fan 20 Hz ısı transferi -sıcaklık farkı eğrisi	72
Şekil 7.9	Fan 25 Hz ısı transferi -sıcaklık farkı eğrisi	73
Şekil 7.10	Fan 30 Hz ısı transferi -sıcaklık farkı eğrisi	74
Şekil 7.11	Fan 35 Hz ısı transferi - sıcaklık farkı eğrisi	75
Şekil 7.12	Fan 40 Hz ısı transferi -sıcaklık farkı eğrisi	76
Şekil 7.13	Davlumbaz yapısı (a) giriş tarafı, (b) çıkış tarafı ve (c) kanal modeli .	76



TABLO LİSTESİ

Tablo 2.1 Eklemeli imalat metotları özet tablosu	19
Tablo 2.2 Eklemeli imalat ile üretilen ısı değıştiricisi çalışmaları.....	20
Tablo 4.1 Deney düzeneği cihaz ve ekipman listesi	32
Tablo 4.2 Deney akışkanı özellikleri	35
Tablo 4.3 Deney akışkanı termal özellikleri	35
Tablo 4.4 Termokupl ve RTDlere ait kalibrasyon denklemleri	39
Tablo 5.1 CFD analizi sınır şartları.....	48
Tablo 5.2 Deneysel çalışma senaryosu CFD sınır şartları	58
Tablo 7.1 Basınç Düşümü Deney Sonuçları	67
Tablo 7.2 Fan frekansı 20 Hz deney senaryoları.....	72
Tablo 7.3 Fan frekansı 25 Hz deney senaryoları.....	73
Tablo 7.4 Fan frekansı 30 Hz deney senaryoları.....	73
Tablo 7.5 Fan frekansı 35 Hz deney senaryoları.....	74
Tablo 7.6 Fan frekansı 40 Hz deney senaryoları.....	75
Tablo 7.7 SD Isı değıştiricisi teknik özellikleri	77

İnsansız Hava Araçları için Eklemeli İmalat Yöntemiyle Yakıt Eşanjörü Geliştirilmesi

Dinçer TOPCU

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Proses Programı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Doç. Dr. Zafer GEMİCİ

Günümüzde başta havacılık olmak üzere, otomotiv ve savunma sanayiinde daha kompakt, daha hafif ve daha verimli parça tasarımlarını içeren bir ürün geliştirme süreci gerek daha az yakıt tüketimi gerekse daha az emisyon oluşturulması için oldukça önemli hale gelmiştir. Bu çalışmada geleneksel üretim metodlarıyla üretilen bir yakıt soğutucusu yerine, eklemeli imalat yöntemleriyle üretilebilecek yeni tip hava soğutmalı yakıt soğutucu ısı eşanjörü önerilmektedir. Geleneksel üretim metotları ile üretimi oldukça zor olan karmaşık geometrilerin üretimi, eklemeli imalat yöntemleri ile daha kolay bir hale gelmiştir. Eklemeli imalat metotlarıyla hacimsel açıdan daha yararlı, hafif ve kompakt bir ürünün ortaya çıkarılması mümkündür. Bu çalışmada eklemeli imalat ile üretilebilecek bir geometri hedeflenmiştir. Buna göre söz konusu eşanjörün ısı transfer performansının yüksek olmasını sağlayacak geometriler önerilecek ve mevcut soğutucu eşanjör ile performansı karşılaştırılacaktır. Halihazırda insansız hava araçlarında (İHA) kullanılan bir eşanjör üzerinde, fiili çalışma koşulları dikkate alınarak seçilen farklı sınır şartlarında rüzgar tüneli deneyleri yapılmış ve termal performansı ölçülmüştür. Aynı eşanjörün CFD modeli oluşturulmuş ve bu model

deneylerle doğrulanmıştır. Doğrulan CFM model ile öngörülen tüm geometriler için simülasyonlar yapılmış ve optimum geometri elde edilmiştir.

Optimum ısı transferi performansına ve düşük basınç düşümüne ulaşmak için kanatların geometrisi, dizilimi ve boyutları uygun bir şekilde belirlenmelidir. Bunun için simülasyon programı yardımıyla nümerik analiz yapılmış ve bu nümerik analiz deneysel çalışmalarla doğrulanmış ve çözüm ağı bağımsızlaştırma analizleri yapılmıştır.

Çalışmalarla elde edilen veriler kullanılarak sürtünme katsayısı ve ısı transferi katsayı ile ilişkili grafikler gösterilmiştir. Sonuç olarak havacılık endüstrisi için yüksek verimli ve muadillerine göre daha hafif ve hacimsel olarak daha küçük bir soğutucu geliştirilmiştir.

Eklemeli imalat metodları ile geleneksel soğutuculardan farklı ve daha karmaşık geometrilerin üretimi konusunda çalışmalar yapılmaktadır. Bu çalışma ile geleneksel soğutuculara göre daha hafif ve daha yüksek ısı transferi performansı olan havacılık sektöründe kullanılacak bir soğutucu literatüre kazandırılmıştır. Yapılan deneysel çalışmalar ile mevcut soğutucunun performansı ortaya çıkarılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Eklemeli imalat, yakıt eşanjörü, ısı transferi, basınç düşümü, panjurlu kanatçık

Development of an Unmanned Aerial Vehicle Fuel Heat Exchanger that can be Manufactured Using Additive Manufacturing

Dinçer TOPCU

Department of Mechanical Engineering

Master of Science Thesis

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Zafer GEMİCİ

Today, the importance of studies on the design of more compact, lighter and more efficient parts in the automotive, defense and aerospace industries has become more important due to increasing competition, increasing energy and raw material shortages and increasing customer expectations. The aim of this study is to create a basis for experimental studies to develop a lighter and higher performance air-cooled fuel cooler that can be produced by additive manufacturing methods instead of a fuel cooler produced by traditional production methods.

It is also aimed to perform numerical analysis on a heat exchanger produced by conventional methods, to verify this model with experimental studies and thus to have a numerical model that can be tested under different conditions. Accordingly, an experimental setup was established to measure the performance of the existing heat exchanger and the developed heat exchangers. The heat exchanger to be tested was placed in a wind tunnel and fan that can operate in a way that different air flow rates can be applied was positioned. Air velocity and pressure drop can be measured

precisely. Heat transfer oil has been used instead of fuel, and a circulation system has been established so that temperatures can be increased to 80 °C.

In numerical studies, the air side and water side of the existing heat exchanger were modeled and subjected to performance analysis. The heat transfer depending on the air velocity, the average temperature and pressure drops on the solid surface were determined by numerical analysis.

A heat exchanger model that can be used in vehicle cooling systems suitable for production with additive manufacturing methods, where more compact, lighter and more efficient heat transfer is realized, will be presented with the experiments to be carried out and future studies.

Keywords: Additive manufacturing, fuel heatexchanger, heat transfer, pressure drop, louvered air fin,

1.1 Literatür Özeti

Literatür incelendiğinde eklemeli imalat yönteminin kullanıldığı ısı değiştiricisi çalışmalarının son yıllarda popüler bir konu olduğu görülmektedir. Çalışmalarda, türbülansı artırmak için akışkanın geçtiği kanala farklı geometriler eklenerek yapılan birçok araştırma olduğu görülmüştür. Ayrıca eşanjörün hem iç kanat yapısının hem de dış kanat yapısının DMLS, SLS, FDM gibi farklı eklemeli imalat yöntemleriyle üretildiği araştırmalar da bulunmaktadır. Literatür çalışmaları bu iki başlık altında toplanmıştır.

Literatürdeki çalışmalarda genel olarak termal ve hidrolik performans açısından incelemeler yapılmış, eşanjör için en önemli iki parametre olan ısı transferi ve basınç düşümü değerleri bölüm sonunda tablo halinde özetlenmiştir.

Mini kanal ve türbülator çalışmaları altında inceleyeceğimiz baskı devreli ısı değiştiriciler (PCHE'ler) için hem sayısal hem de deneysel olarak birçok araştırma yapılmıştır. Bununla birlikte akışkan kanalının içerisinde kanatçıkların dizilimi, açısı ve iki kanatçık arası mesafe gibi geometrik parametreler üzerine çalışmalar yapılmış, bu parametrelerin oluşturduğu türbülans etkisinin sonuçları incelenmiştir.

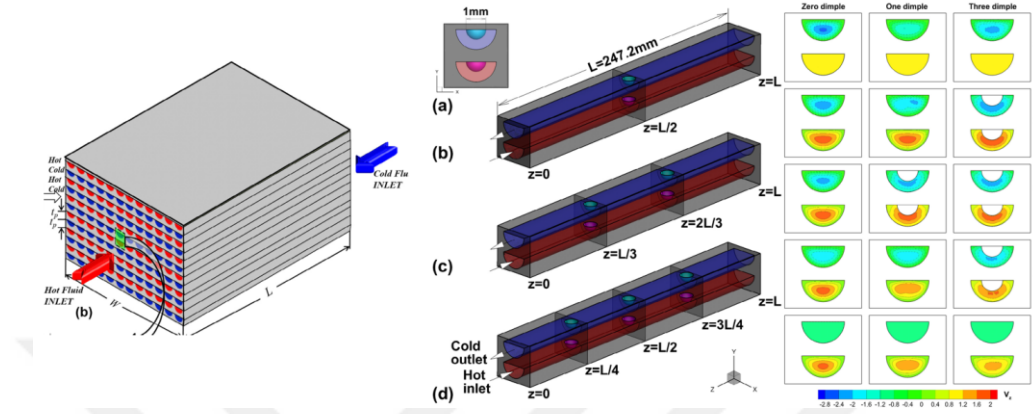
Literatür çalışmalarının ikinci aşaması olarak kompakt eşanjörlerde hava tarafı kanatçık yapıları ile ilgili sayısal ve deneysel çalışmalar incelenmiştir. Panjur, trapez, dikdörtgen ve airfoil vb. kesitli farklı tiplerde hava tarafı kanatçıkları ısı transferi ve basınç düşümü açısından incelenmiştir.

Literatürde incelenen birçok çalışmada ortaya çıkarılan ürünlerde ısı transferi açısından performansın iyileştiği, bunun yanında basınç düşümünün de arttığı görülmektedir.

1.1.1 Mini Kanal ve Türbülator Çalışmaları

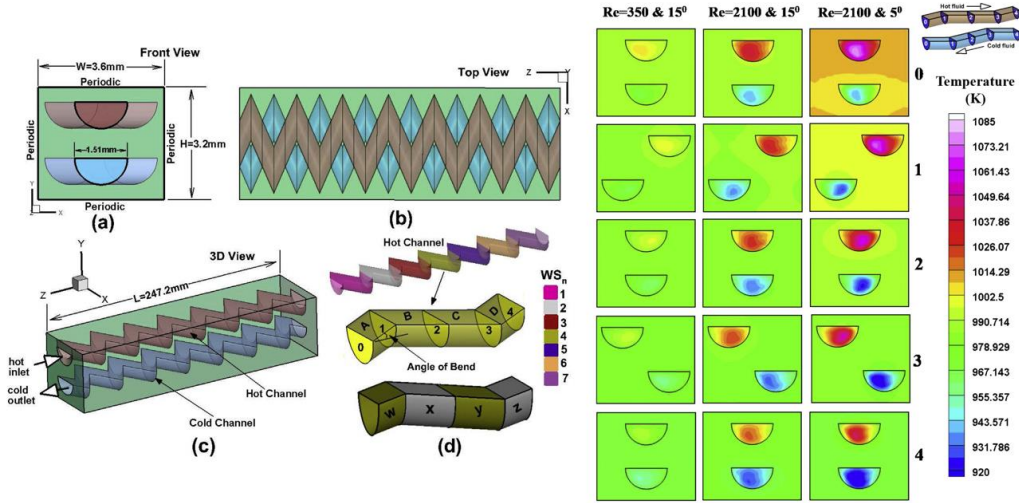
Son yıllarda araştırmacılar baskı devreli ısı değiştiricilerde (PCHE'ler), düz kanal, dalgalı (zikzak) kanal, S-şekilli kanat kanalı, kanat profili ince kanal gibi kanal geometrilerinin PCHE'lerin termal-hidroliği üzerindeki etkilerine odaklanmışlardır.

Mevcut literatür sonuçlarına göre; trapezoidal, sinüzoidal ve üçgen kanal tabanlı PCHE'lerin, düz bir kanala göre, bükülme konumları ve akış ayrımlarındaki ters akıştan kaynaklanan daha yüksek basınç kaybına ve daha iyi ısı transfer performansına sahip olduğu görülmektedir.



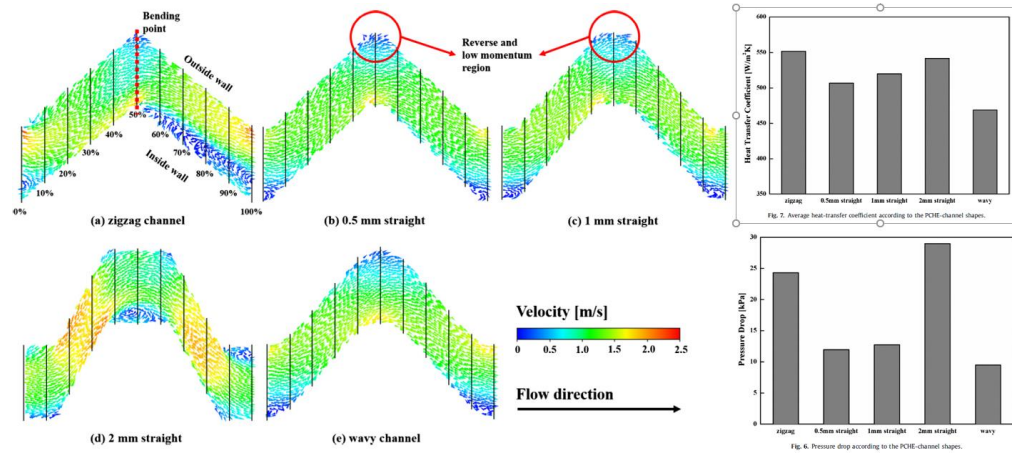
Şekil 1.1 Düz kanallı paralel ters akışlı ısı değıştirci çalışması

Aneesh A.M. ve arkadaşları [1] tarafından Uluslararası Termonükleer Deneysel Reaktörde (ITER) reküperatör olarak kullanılan verimli bir PCHE (Baskılı Devre Isı Değıştirci) modeli önermek için CFD çalışması yapılmıştır (Şekil 1.1). 3D kararlı hal eşlenik ısı transferi simülasyonlarında akışkan olarak helyum ve katı malzeme için Al617 tanımlamıştır. Çalışmada öncelikle sıcak ve soğuk akışkan kanallarının tek sıra ve iki sıra kademeli olarak dizilimi incelenmiş daha sonrasında ise sıcak ve soğuk kanal içersine belli aralıklarla (Şekil 1.2’de 1 ile 4) eklenen çukur geometrisinin termo-fiziksel olarak sonuçları karşılaştırılmıştır. İlk olarak her iki dizilimin birbirine yakın performansı olmakla beraber, tek sıralı dizilimin daha yüksek performanslı olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Artan çukur sayısı ile ısı transferi ve basınç düşüşünün asimptotik olarak arttığı sonucuna ulaşılmıştır.



Şekil 1.2 Dalgalı kanal yapısına sahip PCHE

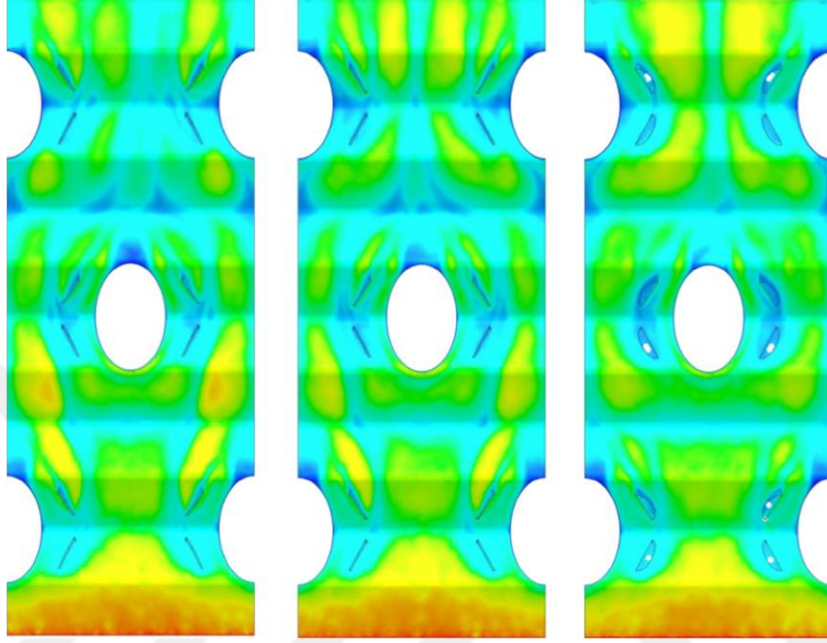
Hamid Hassan Khan [2] ve arkadaşları, Aneesh A.M.'nin [1] düz kanallı olarak yaptığı çalışmayı dalgalı kanal kullanarak gerçekleştirmiştir (Şekil 1.2). Gerçekleştirilen CFD çalışmasında yine akışkan olarak helyum ve katı malzeme olarak Al617 kullanılmıştır. 5°, 10° ve 15° bükülme açılarında Reynolds 350 ile 2100 aralığında çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Periyodik akış ayrılmalarının ve dalgalı yapının akışın tamamen gelişmesine izin vermediğini, ısı transferi ve basınç düşümünün arttığını, ısı transferi performansının basınç kaybı dezavantajına oranla daha fazla katkı sağladığı sonucuna ulaşılmıştır.



Şekil 1.3 Seung Yeob Lee'nin çalışmasındaki kanal geometrileri

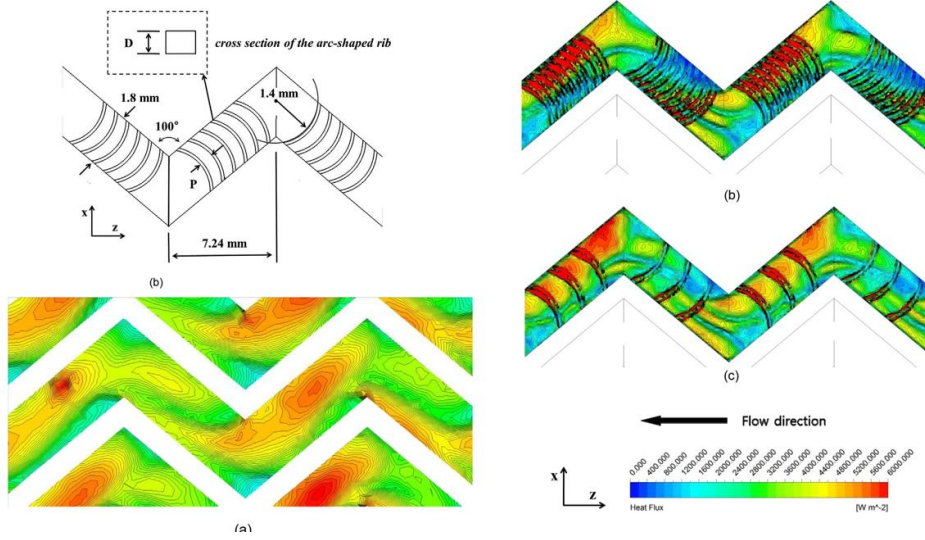
Seung Yeob Lee [3] ve arkadaşları yaptıkları çalışmalarında geleneksel zikzak tipi PCHE'nin performansını artırmak için farklı geometrik yapılarıdaki kanalları karşılaştırmak için bir CFD çalışması yapmıştır (Şekil 1.3). Zikzak geometrisindeki geçiş bölgesinde 0.5 mm, 1mm, 2mm düz geçiş alanı ve dalgalı kanal yapısındaki

geometriler geleneksel zikzak geometrisi ile karşılaştırılmıştır. Çalışmanın sonuçlarına göre, yeni tasarlanan 1 mm düz geçişli kanal yapısının ısı transfer özelliğinin zikzak kanalinkine benzer olduğunu, ancak hacim verimlilik faktörünün geleneksel zikzak tipi PCHE'den %26-28 daha yüksek olduğu bulgusuna ulaşmışlardır.



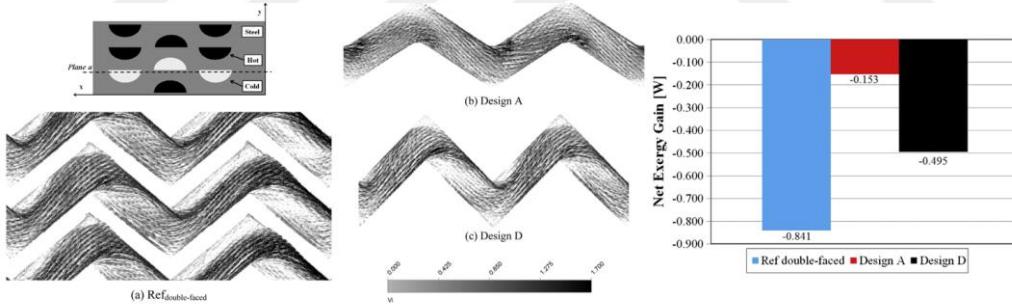
Şekil 1.4 Farklı hava kanatçık geometrisine sahip PCHE

Babak Lofti [4] ve arkadaşları dikdörtgen trapez kanatçık, açılı dikdörtgen kanatçık ve eğimli açılı dikdörtgen kanatçık olmak üzere üç yeni kanatçık ile ilgili termodinamik özelliklerini incelemek üzere üç boyutlu bir CFD çalışması gerçekleştirmişlerdir (Şekil 1.4). Reynold sayısı, hidrolik çap ve yerleşim olmak üzere farklı parametrelere bağlı olarak bazı bulgulara ulaşmışlardır. Reynold sayısının artmasıyla, dalgalı kanatçık yüksekliği ile boru eliptiklik oranının azalması ısı değiştiricisinin ısı transfer performansının arttığını gözlemlemişlerdir. En iyi ısı transferi performansının eğimli açılı kanatçık geometrisinde olduğu, kanatçık hücum açısı artıkca dikdörtgen trapez kanatçık modelinin daha iyi sonuç verdiği sonucuna varmışlardır.



Şekil 1.5 Yay şekilli nervürlü zigzag kanallı PCHE çalışması

S.M. Lee ve K.Y. Kim [5] yaptıkları CFD çalışmasında, akış kanalında yay şeklinde nervürlere sahip olan bir PCHE'yi termal ve hidrolik açıdan incelemişlerdir (Şekil 1.5). Elde edilen optimum tasarım, nervürsüz referans PCHE ile karşılaştırıldığında, ısı transfer etkinlik değerinin %62,7 arttığı ve boyutsuz basınç düşüşü değerinin %51,5 arttığı sonucuna ulaşmışlardır.



Şekil 1.6 Çift yüzeyli zigzag kanal geometrisine sahip PCHE

S.M. Lee ve arkadaşları [6] zikzak kanallı çift yüzü bir PCHE'nin optimizasyon çalışmasını gerçekleştirmişlerdir (Şekil 1.6). Elde edilen sonuçlara göre zikzak kanalların PCHE'nin ısı transfer performansını arttırmasına rağmen, zikzak tipi PCHE'nin basınç düşüşünün yüksek kütle akış hızlarında kayda değer derecede yükseldiği görülmektedir. Ek olarak optimum tasarımın, net ekserji kazancı açısından en iyi performansa sahip olduğu görülmüştür.

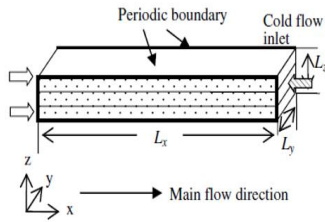


Fig. 3. Simulation model.

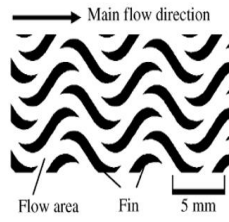
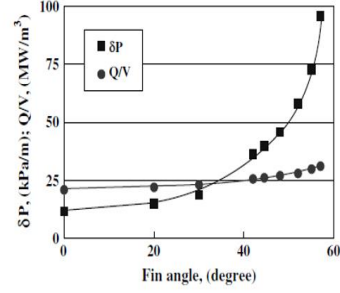


Fig. 5. New flow channel configuration for PCHE.



Şekil 1.7 S kanal geometrisine sahip PCHE

İncelenen çalışmalarda görüldüğü gibi ısı transferindeki iyileşmeler beraberinde basınç kaybında da artış getirmektedir. Tsuzuki [7] ve arkadaşları bu soruna yoğunlaşarak, S-şekilli tipte bir PCHE sunmuştur (Şekil 1.7). Aynı ısı transfer performansıya, S-şekilli kanalın basınç düşüşünün zikzak kanalinkinden önemli ölçüde daha düşük (beşte bir oranında) olduğu bildirilmiştir.

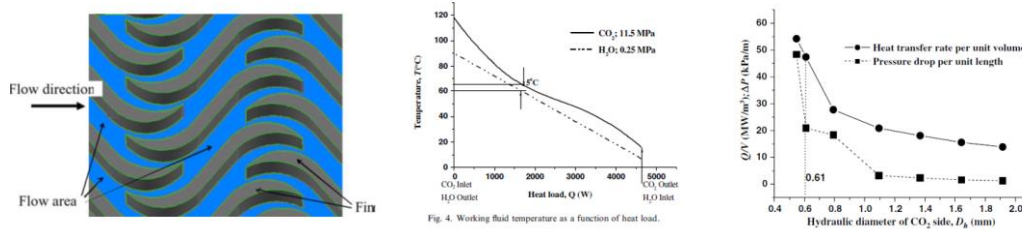


Fig. 4. Working fluid temperature as a function of heat load.

Şekil 1.8 S şekil kanatçıklı PCHE kanalı

Yine aynı şekilde basınç kaybını azaltmak amacıyla Ngo ve arkadaşları [8] bir PCHE kanalı ve S-şekilli kanatçıklara sahip yeni bir kanal üzerinde karşılaştırmalı bir CFD çalışması gerçekleştirmiştir (Şekil 1.8). S-şekilli kanatçıklara sahip yeni bir PCHE kanalının, referans kanala kıyasla daha iyi termal-hidrolik performansı gösterdiğini belirtmişlerdir. Çalışmaya göre zikzak tipi PCHE için Nu sayısının %24 ila %34 daha yüksek olduğu ve basınç düşüş faktörünün S-şekilli tip PCHE'den dört ile beş kat daha büyük olduğu görülmüştür.

Oh C. ve arkadaşları [9], PCHE'nin ötelenmiş ve standart kanal düzenlemeleri için bir ısı transfer analizi yapmış ve farklı dikey ve yatay eğimlere sahip PCHE'lerin ısı transfer performansını incelemiştir.

Kim vd. [10] airfoil şeklindeki kanatçık ve zikzak PCHE'lerin performanslarını karşılaştırmak için 3 boyutlu sayısal analiz gerçekleştirmiştir. Airfoil şeklindeki

kanatçıklı PCHE, zikzak kanatlı PCHE'ye kıyasla daha düşük basınç düşüşüne sahipken neredeyse aynı toplam ısı transferine sahip olduğu görülmüştür.

Natesan K. [11] yeni tip bir PCHE ile çıplak borulu geleneksel gövde borulu ısı eşanjörleri arasında bir karşılaştırma çalışması yapmıştır. PCHE'nin çok yüksek sıcaklıktaki bir reaktörde aynı ısı transfer oranını elde etmek için gerekli hacmin gövde borulunun hacminin 1/30'una denk geldiğini göstermişlerdir.

Lo ve arkadaşları [12] yarı dairesel kanallara sahip bir PCHE simülasyon çalışması gerçekleştirmişlerdir. Sonuçlara göre kütsel debinin ısı transfer performansı üzerinde kayda değer etkileri vardır. Ayrıca, kütsel debi 15 kg/s üzerinde olduğunda, PCHE'nin ısı transfer etkinliği %80'den daha az olmuştur.

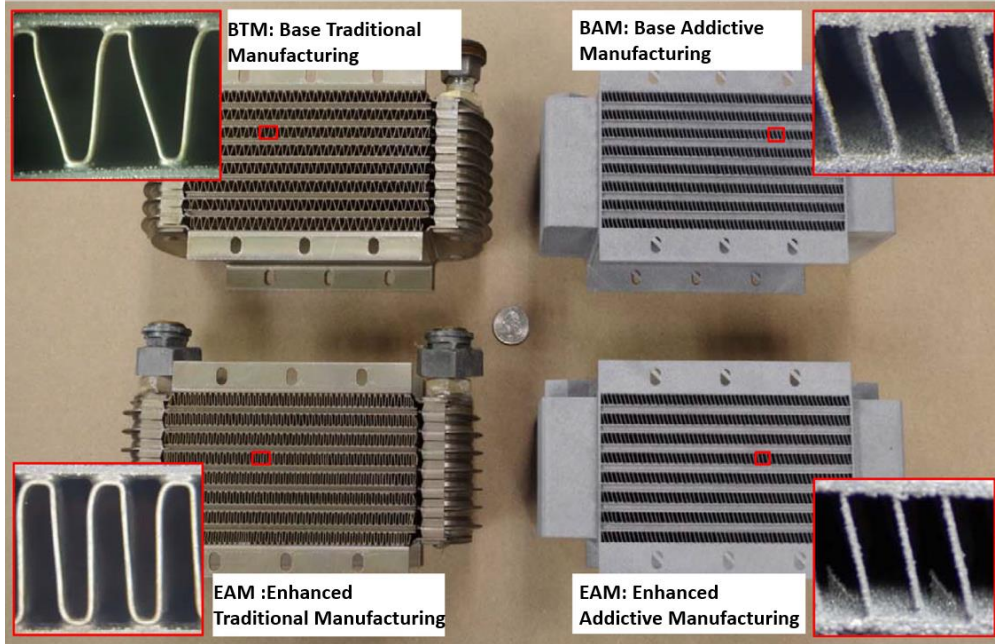
Hamidreza R. ve arkadaşları [13] tarafından girdap üreticilerinin (vortex generator) gömülü olduğu mini kanal tabanlı ısı eşanjörlerinin ısı transfer özellikleri hem deneysel hem de sayısal olarak incelenmiştir. Gerçekleştirilen çalışmada farklı girdap üretici tasarım parametrelerine ve referans durum olarak pürüzsüz bir kanala sahip üç geliştirilmiş prototip, doğrudan metal lazer sinterleme (DMLS) kullanılarak bir alüminyum alaşımı (AlSi10Mg) ile basılmıştır. Üç farklı prototip üzerinde yapılan çalışmalar sonucu prototip-2 için test edilen en yüksek Reynolds sayısında ($Re \approx 1380$) konvektif ısı transferinin düz kanala göre yaklaşık 3 katı mertebelerinde olduğu sonucuna varılmıştır. Bu çalışmada Reynolds Sayısı $170 > Re > 1380$ çalışma aralığında incelenmiştir.

L.L. Hein ve M.V.V. Morteau [14] ısı eşanjörlerinin termal ve hidrodinamik davranışlarını değerlendirmek amacıyla Fused Deposition Modeling (FDM) ve Selective Laser Sintering (SLS) teknolojilerini kullanarak ürettikleri prototiplerde deneysel testler yapmıştır. FDM ile üretilen prototipte sızdırma ve katmanlar arası kaynaşmama sorunu ortaya çıktığını bu nedenle Seçici Lazer Sinterleme (SLS) teknolojisi kullanılan prototipin daha iyi bir yüzey bitişli ve sızıntı içermeyen bir ürün olduğu ve testin bu prototip ile yapıldığı belirtilmiştir. Deney akışkanı olarak su kullanılan çalışmada analitik ve deneysel sonuçlar arasında ortalama %3,5 hassasiyet oranında olduğunu belirtmiştir. Polimer malzemeden üretilen prototip ile düşük termal iletkenliğine rağmen $194 \text{ W/m}^2\text{K}$ toplam ısı transfer katsayısı elde edildiği belirtilmiştir.

1.1.2 Eklemeli İmalat ile Üretilen Isı Değiştiricisi Çalışmaları

Eklemeli imalat (AM) sektöründeki ilerleme, ısı eşanjörlerinin tasarımında son derece karmaşık geometrilerin kullanılabilmesine imkân vermiştir. Isı eşanjörlerinin hava tarafı ısı transferi performansını artırmak için hava tarafında genişletilmiş uygun yüzeylere ihtiyaç vardır. Isı transferi bu yolla arttırılmaya çalışıldığında karmaşık ısı transferi yüzey geometrileri söz konusu olmaktadır ve maalesef bunların geleneksel yöntemler ile imal edilmesi zordur. Geleneksel üretim yollarıyla gerçekleştirilemeyen karmaşık ve serbest biçimli tasarımlar artık eklemeli imalat teknolojileri ile gerçekleştirilebilmektedir. Ağırlık, verimli hacim, montaj kolaylığı ve üretim maliyetindeki düşüşler, eklemeli imalatın geleneksel üretime göre sağlayabileceği diğer avantajlardan bazılarıdır.

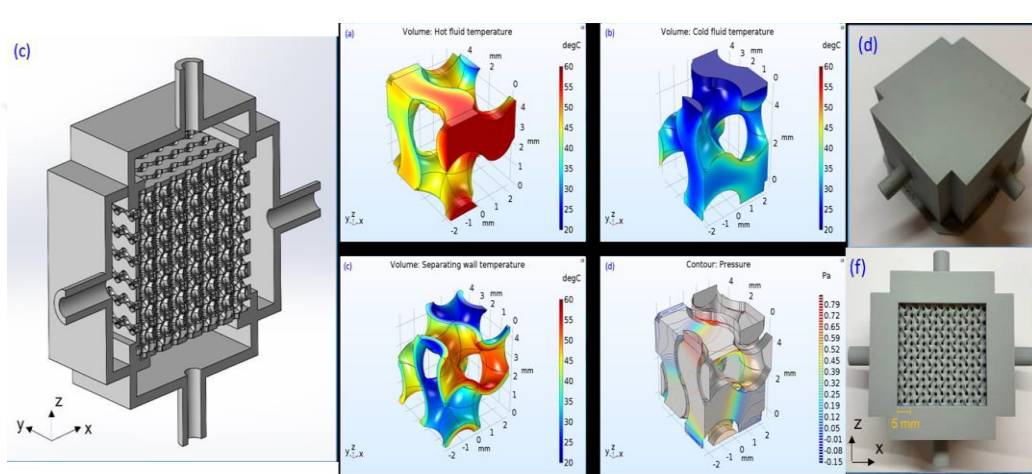
Bu avantajların yanında, gelişmekte olan eklemeli imalat yöntemleri ile imal edilen bir parçanın yeni bir teknoloji olması, yüzey kalitesinin nispeten kötü olması, mekanik özelliklerin nispeten düşük olması ve imalatta sınırlı malzeme kullanılması gibi zorlukları bulunmakta olup, bunların aşılmasına yönelik oldukça fazla çalışma mevcuttur.



Şekil 1.9 Farklı üretim metodlarıyla üretilmiş soğutucu çalışması

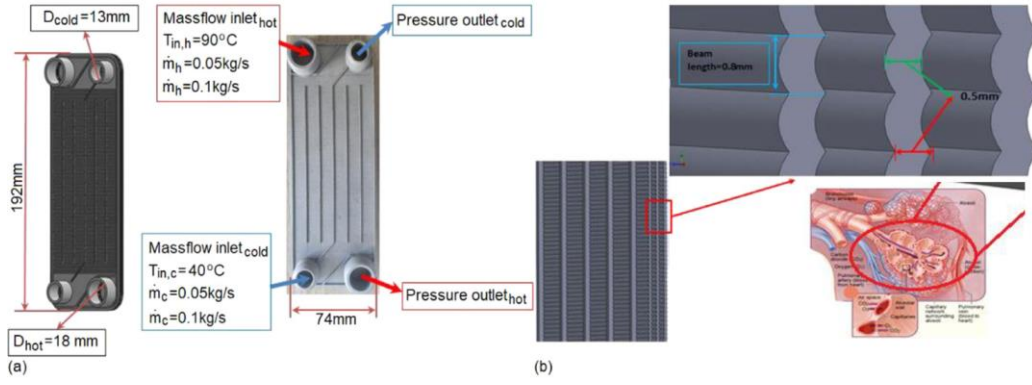
David Saltzman [15] ve arkadaşları havacılık sektöründe kullanılan standart bir soğutucu üzerine çalışma yapmıştır (Şekil 1.9). Çalışmada temel standart soğutucu ile karşılaştırmak amaçlı farklı bir hava tarafı kanadı önerilmiştir. Geliştirilmiş hava

kanadı geleneksel üretim yöntemiyle ve eklemeli imalat yöntemiyle üretilmiştir. Aynı zamanda mevcut soğutucu da eklemeli imalat yöntemiyle üretilmiştir. Böylece üretim yöntemi ve hava kanatları farklı, 4 konfigürasyonda ortaya çıkan prototip ürünler, ısı transferi ve basınç düşümü açısından karşılaştırılmıştır. Geliştirilmiş kanat ile üretilen yeni soğutucu ısı transferi açısından %10 daha performanslı olmasına rağmen daha yüksek basınç kaybı gözlemlenmiştir. Eklemeli imalat metodundaki pürüzlü yapının hava tarafı basınç kaybının artmasında etkili olduğu görülmektedir. Ayrıca standart soğutucuya göre daha ağır bir ürün ortaya çıkmıştır.



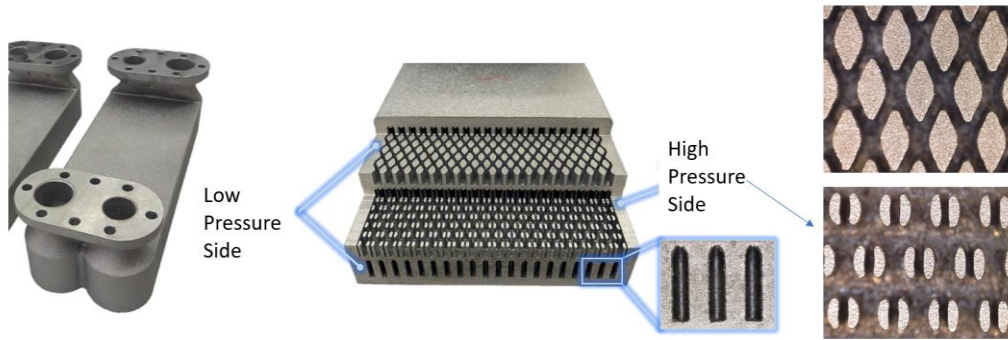
Şekil 1.10 EİY ile üretilmiş dönel kafes geometrili ısı değiştiricisi

Tisha Dixit [16] ve arkadaşları yaptıkları çalışmada stereolitografi eklemeli imalat yoluyla üretilen, kullanıma hazır tek bir üniteli, mikromimarili bir dönel kafes geometrisine sahip, sıvı-sıvı kompakt ısı eşanjörünü geliştirmişlerdir (Şekil 1.10). Ortaya çıkan kompakt ısı eşanjöründe, 300 μm ayırma duvarı kalınlığı bulunmakta ve 670 m^2/m^3 yüzey-hacim oranı oluşmaktadır. Çalışma sıvısı su olarak gerçekleştirilen deneysel çalışmaların sonuçlarına göre, referans ürün ile kıyaslanan dönel kafesli ısı eşanjörü için %55'lik eşanjör etkenlik artışı sonucuna varılmıştır.



Şekil 1.11 EİY ile alveol geometrili plakalı ısı değiştirici

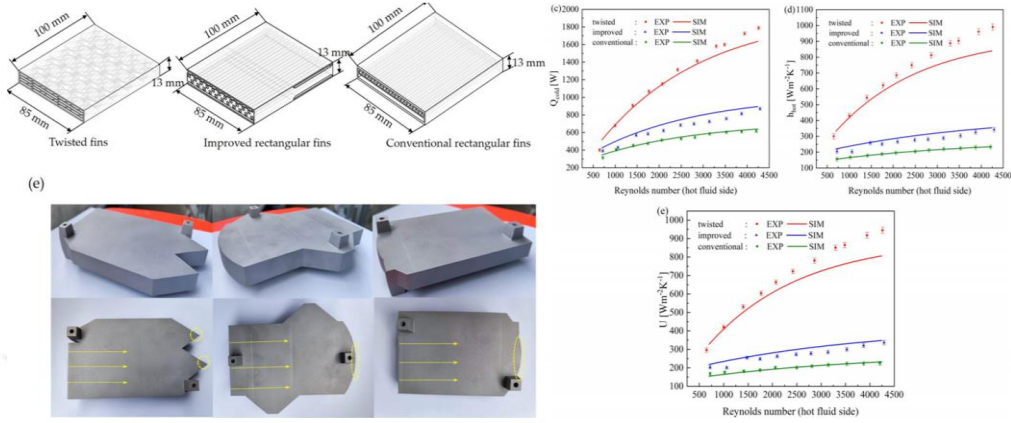
Merve G. ve arkadaşları [17] havacılık, gıda, kâğıt, enerji santrali, elektronik araçlar, HVAC ve diğer birçok uygulamada kullanılan lehimli PHE'ler üzerine bir çalışma yapmıştır (Şekil1.11). Gerçekleştirilen çalışmada akciğer iç yapısına benzer bir model (alveolar model) olarak tanımladığı kanal yapısında plakalı ısı değiştiricisi eklemeli imalat yöntemiyle üretilmiştir. Üretilen plakalı eşanjör ile çalışma sıvısı su kullanılarak deneysel bir çalışma yapılmıştır. Tasarlanan plakalı eşanjör, doğrudan metal lazer sinterleme yöntemi (DMLS) ile AISI 316 paslanmaz çelik tozundan tek parça olarak üretilmiştir. Sonuç olarak üretilen alveolar desenli plakalı eşanjörün, aynı koşullar altında ve 0,1 kg/s'lik aynı debideki klasik plakalı eşanjöre göre %23 daha fazla etkenliğe sahip olduğu sonucuna varılmıştır.



Şekil 1.12 EİY ile üretilmiş kriyojenik soğutucu plakalı ısı değiştiricisi

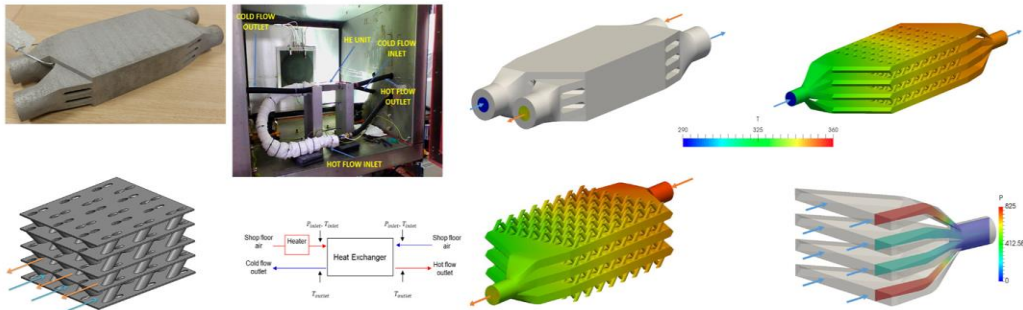
Sofiya Pracht ve arkadaşları [18] kriyojenik buzdolabı eşanjörü için üretilen alüminyum 3D baskılı ısı eşanjörü ile yaptıkları deneysel çalışmalarında, tasarlanan ve eklemeli imalat ile üretilen tırtıklı (serrated) fin yapısı ile mevcut fin yapısını karşılaştırmışlardır (Şekil1.12). Tasarlanan plakalı eşanjör, doğrudan metal lazer sinterleme yöntemi (DMLS) ile AlSiMg10 alaşımından tek parça olarak üretilmiştir. Basınç kaybı ve ısı transfer etkenliği açısından karşılaştırıldığında,

geliştirilen geometrinin laminar akışlarda $2300 > Re > 800$ daha az basınç kaybı ve daha yüksek ısı transferi performansı verdiği görülmüştür. Deneysel verilerde sayısal verilere göre daha fazla basınç kaybı görülmüştür. Deney sisteminde akışkan olarak helyum ve hava kullanılmıştır.



Şekil 1.13 EİY ile üç farklı kompakt ısı değiştiricisi

Jiuxin Ning [19] ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada lazer toz yatak füzyonu (LPBF) teknolojisi kullanılarak bükümlü kanatlı, geliştirilmiş dikdörtgen kanatlı ve geleneksel dikdörtgen kanatlı olmak üzere üç tip kompakt ısı eşanjörü üretilmiştir (Şekil 1.13). Isı değiştiricilerinin termal performansını ve basınç kaybını değerlendirmek için sayısal simülasyonlarla birlikte deneysel çalışmalar yapılmıştır. Çalışma 500 ile 4500 Reynolds sayısı aralığında gerçekleştirilmiş, akışkan olarak yağ kullanılmıştır. Sonuçlar incelendiğinde hem bükümlü kanatçıklı hem de geliştirilmiş dikdörtgen kanatçıklı ısı değiştiricisi geleneksel dikdörtgen kanatçıklı ısı değiştiricisine göre daha iyi ısı transferi performansı göstermiştir.



Şekil 1.14 EİY ile üretilmiş titanyum ısı değiştiricisi

Evaldas Greiciunas [20] ve arkadaşları SLM yöntemi kullanılarak üretilen yeni patentli titanyum ara katmanlı bir ısı değiştirici tasarlamış ve sayısal ve deneysel

alışmalar yaparak ısı transferi ve basınç kaybı performansını incelemişlerdir (şekil1.14). Deneysel ve sayısal çalışmalar arasında basınç kaybı açısından çok uyumlu ısı transferi açısından ise kabul edilebilir bir uyum sağlandığı görülmüştür. Deneysel ve sayısal çalışmalarda 0 ile 1000 Reynolds sayısı aralığında sonuçlar listelenmiştir. Sayısal çalışmalarda ara katman malzemesi olarak AlSiMg10 kullanıldığında %3'lk ısı transferi performansı artışı belirtilmiştir.

Adrian S. Sabau [21] ve arkadaşları eklemeli imalat ile üretilmiş bir gövde borulu ısı eşanjöründe çalışmalar yapmıştır. Bu çalışmada eşanjörün çekirdek bölgesinde yüksek bir dolguya izin vermek için dairesel olmayan, enine kesitli bir tp şekli kullanılmıştır. Çalışma için gerekli prototipler laser powder bed fusion eklemeli imalat yöntemi ile üretilmiştir. Ayrıca çalışmada bu üretim metodunun getirdiği zorluk ve çözümler sunulmuştur. Üç farklı prototip ürünün geleneksel bir eşanjör ile karşılaştırıldığında mkemmek termal performans gösterdiği, %16 ile 32 arasında ısı transfer performansının daha yüksek çıktığı sonucuna ulaşılmıştır.

Ali İhsan Koca [22] ve arkadaşları mevcut bir ısı değiştirici ve bu ısı değiştiriciye alternatif olarak sundukları yeni tasarımları ile ilgili sayısal çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmada önerdikleri yeni ısı değiştiricinin,mevcut ısı değiştiriciye göre soğutma performansı % 55.6 daha iyi olduğu sonucuna varmışlardır.Ayrıca 263 gram ağırlığındaki yeni tasarım ısı değiştirici, 774gr ağırlığındaki mevcut ısı değiştiriciye kıyasla daha hafiftir.

1.1.3 Hava Kanatı (fin) ile İlgili Literatür alışmaları

Xiang Zhang [23] ve arkadaşları yaptıkları çalışmada üç farklı kesitte (airfoil, dikdörtgen, konik kesitli) panjurlu hava finlerindeki ısı transferini ve akış performansını karşılaştırmalı olarak CFD analizleri ile incelemişlerdir. Isı transfer ve akış performansını daha da iyileştirmek için panjur açısı (θ) 23° , 26° ve 29° ve panjur uzunluğu (F_1) sırasıyla 1,2 mm, 1,4 mm ve 1,6 mm olacak şekilde toplam on beş senaryo için simülasyon çalışması yapılmıştır. Çalışmanın sonucunda airfoil profilli fin geometrisinde $\theta = 23^\circ$ ve $F_1 = 1,2$ mm parametreleri ile en yüksek ısı transferi sonucuna ulaşılmıştır.

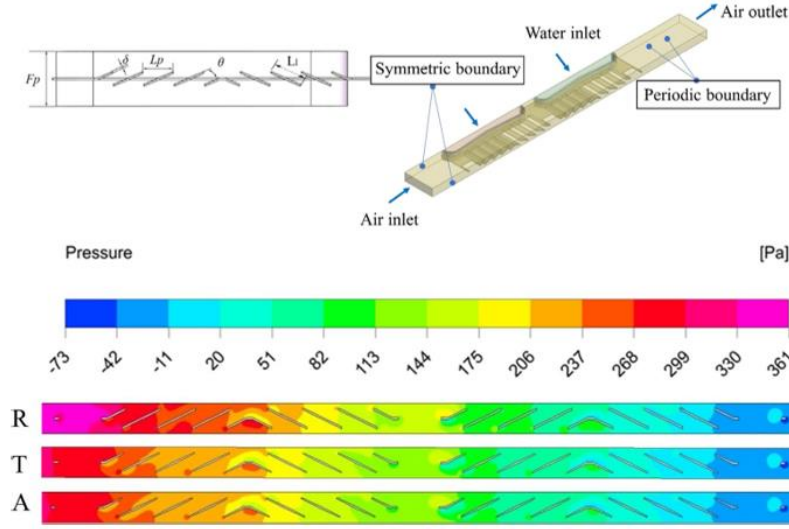


Fig. 11. Pressure contours at 0.8 mm from the right plane of louver ($Re = 10056$ $F_l = 1.4$ mm).

Şekil 1.15 Farklı kesitlerde hava kanatçığı cfd çalışması

Bir başka çalışmada ise Miftah Altwieba [24] ve arkadaşları bir ısı eşanjörünün kanatçık aralığı ve enine boyuna hatvelerinin etkisini incelemek için üç boyutlu CFD analizi gerçekleştirmiştir (Şekil1.15). CFD modeli deneysel çalışma ile karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Elde edilen veriler $\pm\%10$ hata bantları içerisinde kalmıştır. Fanning ve Colburn sürtünme faktörleri için yeni korelasyon türetilmiştir.

Ngocan Tran ve Chi-Chuan Wang [25] yaptıkları çalışmada, düz borulu bir radyatörün hava tarafındaki ısıl performansını optimize etmek için kanat tipleri, kanatçık aralığı, kanatçık kalınlığı ve panjur açısı olmak üzere dört parametreyi sayısal olarak incelemiştir. Bu çalışmadaki tüm durumlar için termal performansın kanatçık kalınlığı, kanatçık aralığı ve kanat tiplerinden önemli ölçüde etkilendiği bulunmuştur. Panjur açısının 0° 'den 27° 'ye çıkarılmasıyla termal performans önemli ölçüde arttığı ancak panjur açısının 27° 'den $40,5^\circ$ 'ye yükseltilmesiyle daha az artış sağlandığı görülmektedir.

S.H. Habibian, Ali Mostafazade ve arkadaşları [26] içten yanmalı motorlu bir otomobilin radyatöründeki havanın ısı transferi ve basınç düşüşünü incelemiştir. Radyatör hava tarafı kanatçık yapısında panjurlu, üçgen girdap üretici ve dikdörtgen girdap üretici olmak üzere 3 farklı tipte kanat modellenmiş ve düz kanatçık tipiyle karşılaştırılmıştır. Panjurlu kanadın diğer kanatçıklara göre en yüksek ısı transfer hızına sahip olduğunu ve düz kanatçıkla karşılaştırıldığında

bunun %24,6'ya kadar iyileştiğini; ancak hava tarafı basınç düşüşünün %67,7 arttığı sonucuna ulaşmışlardır.

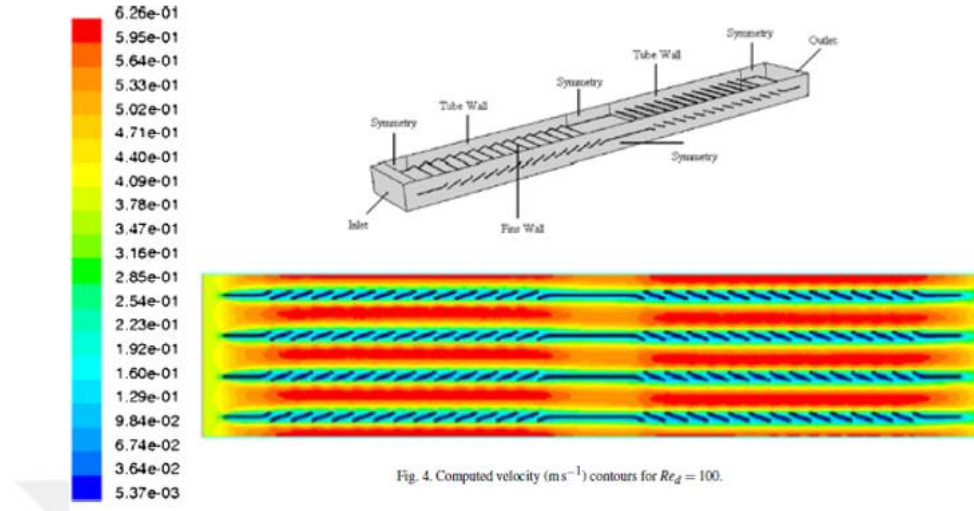
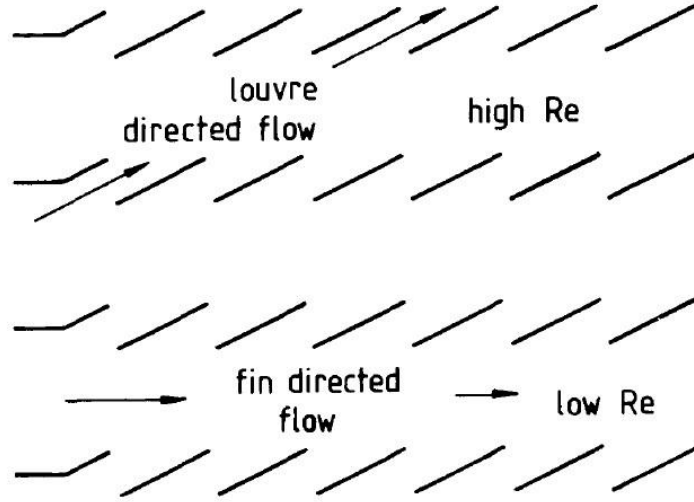


Fig. 4. Computed velocity (ms^{-1}) contours for $Re_d = 100$.

Şekil 1.16 Panjurlu hava kanatçığı profilleri ile ilgili cfd çalışması

V.P. Malapure [27] ve arkadaşlarının yaptığı çalışmada, kompakt ısı eşanjörlerinde panjurlu kanatçıklar ve düz borular üzerindeki akışkan akışı ve ısı transferi özelliklerinin sayısal olarak incelenmesi sunulmaktadır (Şekil 1.16). Farklı panjur hatvesi, panjur açısı, kanat hatvesi ve boru hatvesi ile farklı geometriler ve farklı Reynolds sayıları için simülasyonlar yapılmıştır. Eşlenik ısı transferi ve kanatçıklar boyunca iletim dikkate alınmıştır. Isı değiştiricisinin hava tarafı performansı, Stanton sayısı ve sürtünme faktörü hesaplanarak değerlendirilmiştir. Sonuçlar deney ile karşılaştırılmış ve iyi bir uyum gözlenmiştir. Belirli bir panjur geometrisi için ısı transferini ve basınç düşüşünü tahmin etmek için kullanılabilecek tasarım eğrileri elde edilmiştir.

Davenport [28] düz boru ve panjurlu oluklu kanadın standart olmayan bir varyantının özelliklerine ilişkin kapsamlı bir çalışma sunmuştur. Beauvais'in [30] duman izi ölçümlerini tekrarlamış ve panjurlarla hizalanma derecesinin Reynolds sayısının bir fonksiyonu olduğunu göstermiştir. Düşük Reynolds değerlerinde, yeniden hizalama hafif olurken yüksek Reynolds değerlerinde neredeyse tamamlanmıştır.



Şekil 1.17 Panjurlu hava kanatçığı profili akış davranışı

Davenport [28] düşük hava hızlarında panjurlar üzerinde gelişmekte olan sınır tabakaların olduğunu tahmin etmiştir. Akış daha sonra büyük ölçüde doğrudan panjur dizisinden kanatçıklar arasındaki boşluktan aşağı doğru geçmektedir. Şekil 1.17’de bu akış düzenini ve olayını göstermek için tipik bir panjur dizisinden bir kesit gösterilmektedir. Davenport [28] ayrıca, Reynolds sayısı azaldıkça deneysel Stanton sayısı eğrisinin düzleşmesinin aynı etkiden kaynaklandığını da varsaymıştır.

Özet olarak literatür incelendiğinde eklemeli imalat yöntemleriyle fin geometrisi geliştirilerek, ısı transferi performansı artırmaya yönelik çalışmalar çoğunluktadır. Çalışmalardan otomotiv ve havacılık sektörüne yönelik daha hafif bir eşanjörün geliştirilmesi ve üzerinde optimizasyon çalışmalarının yapılması için hala açık bir alan olduğu görülmektedir. Bu tez kapsamında ise hava tarafı fini geliştirilmesine yönelik deneysel ve nümerik çalışmalar yapılmış, eklemeli imalat ile üretim yöntemlerine uygun daha hafif, daha kompakt ve verimli bir tasarım hedeflenmiştir. Literatürde incelenen birçok çalışmada incelenen tasarımlarda ısı transferi açısından performansın iyileştiği, bununla birlikte basınç düşümünün de arttığı görülmektedir. Gerçekleştirilen çalışmada basınç düşümü de dikkate alınarak ısı transferi performansı ve basınç düşümü için bir optimum performans hedeflenmiştir.

1.2 Tezin Amacı

Tez çalışmasında öncelikle savunma sanayi uygulamalarında kullanılan geleneksel imalat yöntemleriyle üretilen yakıt soğutucusunun ısı transferi performansının ve hava tarafı basınç düşümünün deneysel ve sayısal çalışmalarla incelenmesi amaçlanmıştır. Aynı zamanda eklemeli imalat yöntemlerine uygun hava kanatçığı tasarımları üzerine sayısal çalışmalar yapılarak mevcut soğutucuya alternatif daha hafif ve kompakt bir soğutucu önerilmesi amaçlanmıştır.

Böylece, farklı kanatçık tasarımlarının ısı transferine etkisi incelenecek, deneysel ve CFD çalışmalarında elde edilen veriler kullanılarak sürtünme katsayısı ve ısı transferi katsayısı ile ilişkili sonuçlar ortaya konulmuştur. Buna ek olarak alternatif hava kanatçıklarının ısı transferi performansları karşılaştırılması yapılmıştır.

Bu çalışmanın ana amacı özetle, havacılık endüstrisi için yüksek verimli ve muadillerine göre daha hafif ve hacimsel olarak küçük bir soğutucu geliştirmek ve ürünün gelecekteki gelişimi ve tasarımı için bilgi birikimi oluşturmaktır.

EKLEMELİ İMALAT YÖNTEMLERİ

İlk olarak hızlı prototip üretiminde kullanılan ve hızlı prototipleme olarak adlandırılan eklemeli imalat yöntemleri 1980'li yıllarda ortaya çıkmıştır. Günümüzde ise artık hızlı prototip yanında son ürün olarak kullanılmakta ve her geçen gün üretimde kullanımı ve makineleşmesi artmaktadır. Özellikle Endüstri 4.0 dönüşümünde önemli oranda yer almaktadır.

Eklemeli imalat yönteminin en büyük avantajlarından biri kalıp ve model ihtiyacına gerek olmamasıdır. Talaşlı imalat yöntemlerinde kullanılan malzeme eksilterek son ürünü ortaya çıkarma yerine katmanlar oluşturarak son ürünü ortaya çıkarma malzeme maliyetini ciddi oranda azaltmaktadır. Tüm bunlarla birlikte zor kesit ve geometrilerin üretiminde model kalıp ve döküm aşamalarındaki zaman ve maliyetin önüne geçerek çok daha hızlı ve pratik şekilde üretim sağlanmaktadır. Böylece olası tasarım değişikliklerine çok daha hızlı ve ek maliyet oluşturmadan tasarıma değişiklik yansıtılabilmektedir.

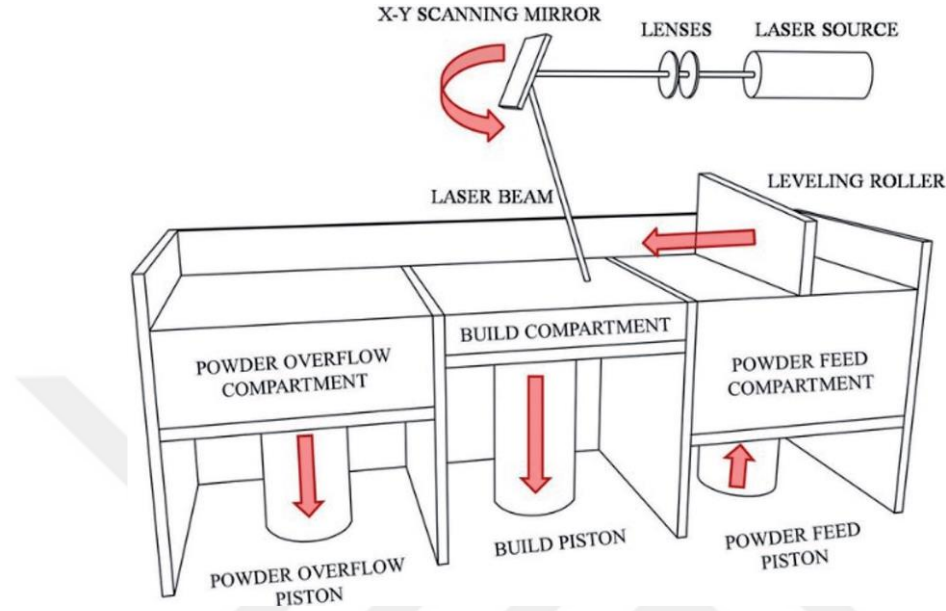
Eklemeli imalat teknolojilerinde birçok üretim metodunun aynı anda kullanılması nedeniyle sınıflandırma zor olmaktadır. Genel olarak toz yatak sistemleri, toz besleme sistemleri ve tel besleme sistemleri olmak üzere üç farklı sınıfa ayrılabilir. Bu tez çalışmasında ısı değiştiricisi tasarımında çoğunlukla tercih edilen Doğrudan metal lazer sintereleme (DMLS), Seçici Lazer Ergitme (SLM) ve EBM yöntemlerine değinilecektir.

2.1 Seçici Lazer Ergitme (SLM)

SLM bir enerji kaynağı ile metalik tozun katman katman ergitilmesi ile ürünün ortaya çıkarıldığı eklemeli imalat teknolojisidir. Havacılık, savunma sanayi, denizcilik ve otomotiv gibi sektörlerde sıklıkla kullanılan yeni nesil bir üretim metodudur. AlSiMg10 alaşımı bu üretim yönteminde öne çıkan ve araştırma faaliyetlerinde kullanılan bir malzemedir. SLM üretim metoduna benzer bir metod olan SLS metodunda metalin ergitilmesi yerine metal toz sinterlenmektedir. Genel olarak SLM metodu ile karmaşık geometriler kobalt, çelik, aliminyum alaşımları, paslanmaz çelik malzemeler kullanılarak saatler içerisinde üretilmektedir. Yine de

günümüzde seri üretim için yüksek adetlere çıkıldığında diğer eklemeli imalat metotlarına göre daha maliyetlidir.

2.2 Doğrudan Metal Lazer Sinterleme/Ergitme (DMLS/E)



Şekil 2.1 Doğrudan metal lazer sinterleme methodu

Toz yatak eklemeli imalat yöntemlerinden bir tanesi olan DLMS’de toz metal kullanılır. DMLS imalat yönteminin Şekil 2.1’de örnek bir şematiği gösterilmiştir [29]. Bu yöntemde yatak üzerine bir katman toz serilmektedir. Yüksek voltajlı lazer, daha önce bilgisayardan alınan 3B data ile önceden belirlenen yollar üzerinde hızlı ışımlar yaparak granül halindeki malzeme tozlarını sinterleyerek birbirine yapıştırır bu sayede 3B modelin ilk katmanı oluşturulur. Katman katman devam eden bu işlem sonrasında üretim tamamlanır. Yatağa serilen toz kalınlığı, kullanılan toz boyutları ve kalitesi, lazer gücü ve çapı, tarama hızı gibi birçok parametre üretimin kalitesini etkilemektedir.

2.3 Elektron Demeti ile Eklemeli İmalat

Bu metodu DMLS/E’den ayıran en temel fark toz katmanını ergitme yöntemidir. Cihazda bulunan elektron demeti tabancası ile toz katmanına gönderilen enerji her bir katmanda daha önceden ısıtılmış yatakta serili tozu ergitmek için kullanılır. Her bir katman sonrası ön ısıtma yapılarak katmanların daha iyi sinterlenmesi ve birleşmesi sağlanır. İmal edilen malzemenin elektrik iletkenliğinin olması

gerekmektedir. Havacılık denizcilik ve otomotiv gibi metal ürün kullanımı olan sektörlerde tercih edilmektedir.

DMLS gibi sistemlerde kullanılan lazerin kullanım ömrünün sınırlı olması ve malzemeye uygun dalga boyunun sağlanması gibi dezavantajlar EBM yöntemini öne çıkarmaktadır. İlk yatırım maliyeti ve ortaya çıkan X ışınları için Vakum kullanılması ise EBM yönteminin diğer metotlara göre dezavantajı olarak görülmektedir.

Sonuç olarak eklemeli imalat metotlarının temel özellikleri Tablo 2.1’de gösterilmektedir.

Tablo 2.1 Eklemeli imalat metotları özet tablosu

Proses	Method	Üretim Hassasiyeti	Malzeme	Avantaj	Dezavantaj
Mikroste reo- litografi [MSL]	Fotopolimer- reçinenin UV ışığı ile polimerizasyon	1 μm	Polimer, Seramik, Metal	Yüksek hassasiyetli üretim	Metal/polimer karışım yüksek viskoziteye sahip olma durumu, Sonradan işlem kaynaklı parçada çekme
Seçici Lazer Ergitme [SLM/S]	İnce tozların yüksek sıcaklıkta lazerle sinterlenmesi veya eritilmesi	30 μm	Metal, Seramik	Basit üretim süreci	Üretim esnasında destek yapı gereksinimi, Nozzle ucu bağlı sınırlamalar
Eriyik Biriktirmeli Modelleme [FDM]	Katmanlar halinde sürekli biriktirilen malzemeler	200 μm	Termoplastik	Basit üretim süreci, Çoklu malzeme kullanımı, Erişilebilirlik	Düşük üretim hassasiyeti
Inkjet Printing	Katmanlar halinde sıvı metal malzeme biriktirme	20 μm	Sıvı Metal	Geniş malzeme aralığı	Üretim esnasında destek yapı gereksinimi, Nozzle ucu bağlı sınırlamalar

Tablo 2.1 Eklemeli imalat metotları özet tablosu (devamı)

Lazer kimyasal buhar biriktirme	Gaz halindeki reaktanı katı katmana dönüştürmek için lazer işlemi	1 µm	Metal, Seramik, Yarı İletken	Çift malzeme kullanım olasılığı, Yüksek hassasiyetli üretim	Uzun üretim süresi
---------------------------------	---	------	------------------------------	---	--------------------

Literatürde eklemeli imalat ile ısı değiştirici üretiminde SLS ve EBM metotlarının sıklıkla kullanıldığı görülmektedir. Tablo 2.2’de eklemeli imalat methodu ile üretilen ısı değiştirici çalışmaları özet olarak sunulmuştur.

Tablo 2.2 Eklemeli imalat ile üretilen ısı değiştiricisi çalışmaları

Yazar	Üretim Metodu	Malzeme	Açıklama
David Saltzman vd. [15]	DMLS	Alüminyum	Havacılık sektöründe kullanılan standart bir soğutucu üzerine çalışma yapılmış, hava finleri farklı 4 konfigürasyon incelenmiştir.
Tisha Dixit [16]	Stereolitografi	Polimer	Stereolitografi eklemeli imalat yoluyla üretilen, kullanıma hazır tek bir üniteli, mikromimarili bir dönel kafes geometrisine sahip sıvı-sıvı kompakt ısı eşanjörünü geliştirmişlerdir.
Jiuxin Ning vd. [19]	LPBF	Alüminyum-Titanyum	Bu çalışmada lazer toz yatak füzyonu (LPBF) teknolojisi kullanılarak bükümlü kanatlı, geliştirilmiş dikdörtgen kanatlı ve geleneksel dikdörtgen kanatlı olmak üzere üç tip kompakt ısı eşanjörü üretilmiştir.

Tablo 2.2 Eklemeli imalat ile üretilen ısı değıştiricisi çalışmaları (devamı)

Evaldas Greiciunas vd. [20]	SLM	Alüminyum	SLM yöntemi kullanılarak üretilen patentli titanyum ara katmanlı bir ısı değıştiricisi tasarlamış ve sayısal ve deneysel çalışmalar yaparak ısı transferi ve basınç kaybı performansını incelemişlerdir.
Hutter vd. [35]	SLS	Alüminyum	Metal köpük dolgulu boru şeklinde bir ısı değıştiricisi imal edilmiş ve deneysel olarak test edilmiştir. Konvansiyonel yöntemle üretilen metal köpük reaktöre göre daha yüksek ısı transfer performansı gözlenmiştir.
Cevallos vd. [36]	FDM	Polikarbon	2 mm duvar kalınlığına ve 5 mm iç çapa sahip perdeli bir tüp ısı değıştiricisi imal edilmiştir. Düz plaka kanatlı ısı değıştiricisi ile benzer ısı transfer performansı rapor edilmiştir.
Thompson vd. [37]	SLS	Titanyum Alaşımı	1.53 mm çaplı kanala sahip düz plakalı salınlımlı bir ısı borusu imal edilmiştir. 110 W/mK termal iletkenlik kaydedilmiştir.
Ramirez vd. [38]	EBM	Bakır	Isı eşanjörü gibi termal yönetim cihazları için karmaşık açık hücresel bakır ağ ve köpükler üretilmiştir.
Kumar vd. [39]	EBM	Ti64 ve Al6061	Isı eşanjörleri uygulaması için altıgen periyodik hücresel yapılar imal edilmiştir. Kafes oryantasyonunun ısı transferi ve akış özellikleri üzerindeki etkisi değerlendirilmiştir.

Tablo 2.2 Eklemeli imalat ile üretilen ısı değıştiricisi çalışmaları (devamı)

Tsopanos vd. [40]	SLS	Paslanmaz Çelik 316L	Mikro çapraz akışlı ısı değıştiricisi, 316L paslanmaz çelikten üretilmiştir. Isı değıştiricisi her iki tarafta kanat kalınlığı 0,1 mm ve kanat yüksekliği 0,9 mm olan dikdörtgen kanallardan oluşmaktadır.
----------------------	-----	-------------------------	---

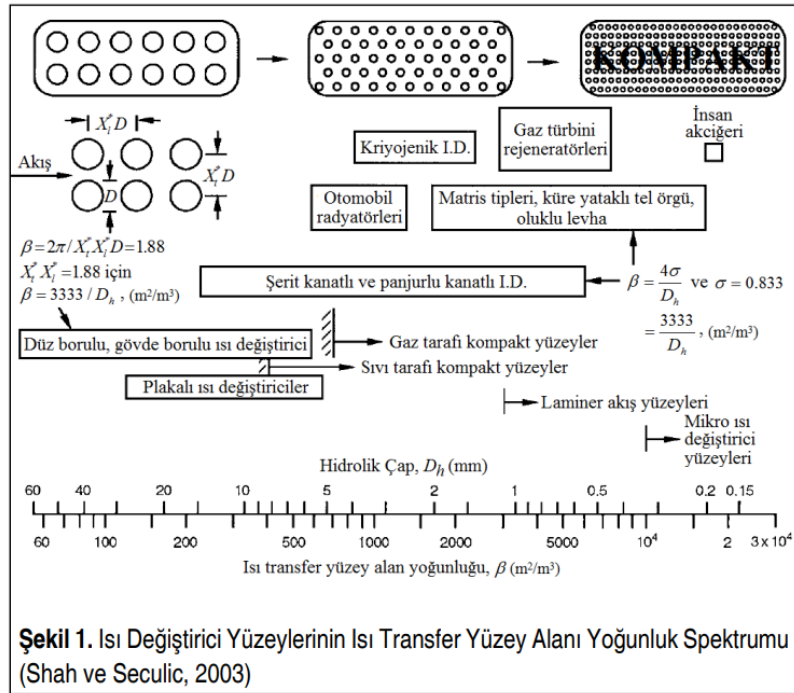
KOMPAKT ISI DEĞİŞTİRİCİLER

Isı değıştircileri farklı sıcaklıklardaki iki veya daha fazla akışkan arasında ısı enerjisinin transferini sağlayan cihazlardır [31].

Günümüzde ısı değıştircilerinin kullanılmadığı, doğrudan veya dolaylı olarak yararlanılmadığı sektör bulmak çok zordur. Enerji üretiminden, otomotive, havacılık sektöründen, kimya ve gıda endüstrileri, elektronik, çevre mühendisliği, atık ısı geri kazanımı, imalat endüstrisi, iklimlendirme gibi çok çeşitli hizmet alanlarında kullanılmaktadır.

Isı değıştircileri geometrilerine, akışkan faz durumuna (tek faz/çift faz), akış düzenlemelerine (paralel, çapraz ve karşıt akışlı) göre sınıflandırılmaktadır.

Kompakt ısı değıştircileri enerji gereksinimi ve maliyetinin azaltılmasına yönelik çalışma yapılan tüm sektörlerde tercih edilen ısı değıştircisi tipidir. Kompakt ısı değıştircisi tanımlaması için ısı değıştircisi yüzey alanının $[A]$ hacmine $[V]$ oranı olan β (m^2/m^3) değeri tanımlanmıştır.



Şekil 3.1 Kompakt ısı değıştircisi sınıflandırması

Şekil 3.1’de gösterilen şema, Shah ve Seculic [32] tarafından oluşturulan ısı değiştiricilerinde ısı transfer yüzey alanı/hacim oranına bağlı yoğunluk spektrumunu göstermektedir. β değeri $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ’den büyük olan gaz-sıvı ısı değiştiricileri kompakt ısı değiştiricileri olarak tanımlanmaktadır. Bu sınıflandırma ile gaz veya sıvı tarafında hidrolik çapın 6 mm’den küçük olması ısı değiştiricisinin kompakt olarak tanımlanması için yeterlidir.

Kompakt ısı değiştiricilerini elde etmek için birçok farklı kanatlı yüzey uygulaması kullanılmaktadır. Kays ve London [33] kompakt ısı değiştiriciler ile ilgili birçok deneysel çalışma yaparak literatüre çok önemli katkıda bulunmuştur. Özellikle karmaşık geometrilerin fazla kullanıldığı kompakt ısı değiştiricileri ile ilgili sayısal çalışmaların oldukça zor olması, konu ile ilgili deneysel çalışmaları artırmıştır. Bu konuda Kays ve London birçok farklı deneysel çalışma yaparak farklı geometride kompakt ısı değiştiricileri için literatüre farklı korelasyon ve grafikler kazandırmıştır.

En yaygın kullanılan kompakt ısı değiştiricilerinden biri dairesel boru demetli geometriye sahip ısı değiştiricisidir. Bu geometrideki ısı değiştiricisi düşük ve yüksek yoğunluklu akışkanların kullanımına uygundur. Boru çaplarının 6 mm’den düşük olması imalat açısından zorluk ve sınırlamalar getirmektedir.

Plaka kanatlar kullanılan kompakt ısı değiştiricilerinde amaç kanatlar ile yüzey alanını mümkün olduğunca artırarak, kanatlar boyunca yüksek bir ısı transferi gerçekleştirmektir. Bu noktada kanat tasarımının basınç kaybına da etkisi olduğu göz önüne alınmalıdır.

Kompakt ısı değiştiricilerinde yüksek ısı transferi yüzey alanı elde etmek için farklı kanat geometrileri kullanılmaktadır. Panjurlu kanat, üçgen kanat, dalgalı kanat, pin kanat, iğne kanat, oluklu kanat örnek olarak gösterilebilir. Düz kanatlı ısı değiştiricilerine göre kesintili ve şaşırtmalı kanatlı ısı değiştiricileri daha verimli olduğu için basınç kaybı kısıtlamaları karşılandığı sürece endüstride daha çok tercih edilmektedir.

1900’lü yılların başından beri pirinç hava kanatlı bakır borulardan oluşan plaka kanatlı ısı değiştiricileri otomobil endüstrisinde kullanılmaya başlanmıştır. 1940’lı yıllardan sonra daha yüksek termal iletkenliğe sahip ve korozyon açısından daha

avantajlı olan alüminyum malzemeden üretilen ısı değıştirciler havacılık ve otomobil endüstrisinde kullanılmaya başlanmıştır. Kompakt ısı değıştircilerinde geometrik parametrelerin çok fazla olması ısı transferi ve basınç kaybı performansı için lineer bağıntılar elde edilmesini güçleştirmektedir. Bu nedenle bu konuda birçok deneysel çalışma yapılmış ve yapılmaktadır. Yine bu nedenle boyutsuz ısı transferi ve akışkan parametreleri dikkate alınarak ısı ve hidrolik performansları incelenmektedir. Colburn-J analojisi (değıştirilmiş Reynolds analojisi olarak da bilinir) ısı, momentum ve kütle transferi arasında yaygın olarak kullanılan bir analoji olup, ısı değıştircilerinin hesaplamalarında da kullanılmaktadır. Sürtünme katsayısı f ve Nu (Nusselt sayısı) sırasıyla basınç düşümü ve ısı transferi için kullanılan boyutsuz sayılardır. Bu çalışmaların en kapsamlılarını yapan Kays ve London [33] önde gelen ısı değıştircisi tedarikçilerinin ürünleri üzerinde yaptıkları deneyler ile borulu kanatlı ve plaka kanatlı ısı değıştircileri için ısı performans ve basınç düşümü sonuçlarını grafikleştirmişlerdir.

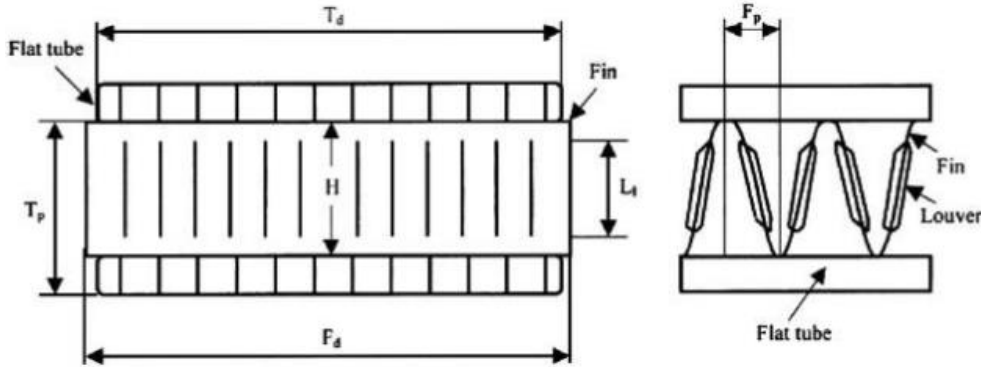
Kompakt ısı değıştircilerinde ısı transferi performansı kadar basınç düşümü performansı da önemlidir. Her iki akışkan için de kompakt geometri ve kanatçık yapıları basınç düşümünün yüksek olmasına neden olabilir. Bu durum sistemde yüksek pompa gücü veya fan gücüne ihtiyaç duyulmasına sebep olur.

3.1 Panjurlu Hava Kanatçığı Yapısı

Günümüzde, neredeyse her sektörde kullanılan kompakt ısı eşanjörlerinde en sık olarak tercih edilen hava kanatçığı tipi panjurlu kanatçık geometrisidir. Panjurlu kanat geometrisi, hava akışını aralıklarla keser ve daha düşük termal dirence sahip ince bir sınır tabaka oluşturarak ısı transfer mekanizmasını olumlu yönde etkiler. Bu durum kompakt ısı eşanjörlerinde hava tarafındaki akış direncini artırır. Qi [34] Şekil 3.2’de panjurlu kanat yapısına sahip bir eşanjörü geometrik olarak tanımlamıştır.

Panjurlu kanat geometrileri ile ilgili ilk güvenilir yayınlanmış veriler 1950’de Kays & London [33] tarafından verilmiştir. Kays and London farklı panjurlu fin dizilerinin ısı transferine etkisi üzerine deneysel bir çalışma gerçekleştirmişler ve artan fin hatvesi ile düşük hava hızlarında ısı transfer katsayısında bir düşüş bildirmişlerdir. Yine aynı deneysel çalışmalarda ısı transfer katsayısının panjur

açısının 28–30°'lik açıda maksimum değere ulaştığını ve ardından azaldığını bulmuşlardır.



Şekil 3.2 Panjurlu kanatlı bir ısı eşanjörünün geometrik tanımları

3.2 Motor Soğutma Sistemi Tasarım Kriterleri

Motor soğutma sisteminin en önemli amacı, motor içindeki yanma reaksiyonları sonucunda ortaya çıkan fazla ısı nedeniyle motor komponentlerinin aşırı ısınması sonucunda zarar görmesini engellemektir. Motorun sürekli çalışmasını sağlayan en önemli sistemlerden birisi soğutma sistemidir. Motora uygun olarak tasarlanmış bir soğutma sistemi olmadan, motordan istenilen verim, hedeflenen güç elde edilemez. Ayrıca sürekli ve sağlıklı olarak görevini yerine getiremeyen bir motor soğutma sistemi, motor ömrünün azalması ve yakıt tüketiminin artmasına sebebiyet verir.

Motor soğutma sistemi tasarımı birçok farklı parametreye bağlıdır. Tasarım sürecinde motorun ısı atım değerine karşılık gelecek ısı değiştirici boyutlandırılması ve ısı değiştiricinin motora entegrasyonu, dikkate alınması gereken en önemli iki aşamadır.

Motor soğutma sistemi motor çalıştığı sürece sürekli olarak çalışmaktadır. Yine bu bağlamda sürekli çalışan bir sistemin kontrol edilebilir olması gerekmektedir. Yetersiz veya aşırı soğutma yapıldığı takdirde motor için olumsuz bazı durumlar ortaya çıkabilir. Ticari veya askeri bir motor için tasarlanmış soğutma sistemi yetersiz kapasitede ise kullanılan motor yağı yanabilir ve bunun sonucu olarak fiziksel ve kimyasal özelliklerini kaybeder ve yağlama görevini yerine getiremez. Yine aynı şekilde motor sıcaklığının operasyon şartlarının çok üstünde sıcaklıklara çıkması sonucu malzeme dayanımına bağlı problemler ortaya çıkabilir. Bunun yanında motor için gereksiz ve aşırı soğutma yapılması da istenmemektedir. Aşırı

soğutma yapılması durumunda düşük motor sıcaklığı verimsiz yanma ve aynı sebepten kaynaklı yakıt tüketiminde artış söz konusu olur. Gerekenden yüksek soğutma kapasitesine sahip bir soğutma sistemi maliyetleri ve geometrik alan açısından verimsiz kullanıma ve ekstra ağırlığa neden olacaktır.

Soğutma sistemi genel olarak soğutucu akışkan, radyatör, soğutma fanı, soğutucu akışkan pompası, borulama hattı, genişleme tankı, motor içi akışkan kanalları ve bağlantı parçalarından oluşan kapalı bir çevrimdir. Pompa aracılığıyla motor soğutma suyu borulama hattı ve motor içi akışkan kanallarında sirküle edilmektedir. Motorda yararlı işe çevrilemeyen ısı motorun soğutma kanallarından geçen soğutucu akışkana transfer olur. Isınan akışkan radyatörde soğutulup tekrar motora gönderilir. Bu süreçte termostat yardımı ile akışkan sıcaklığının istenilen değer aralıklarında olması sağlanır. Motor çalıştığı sürece bu çevrim sürekli devam eder.

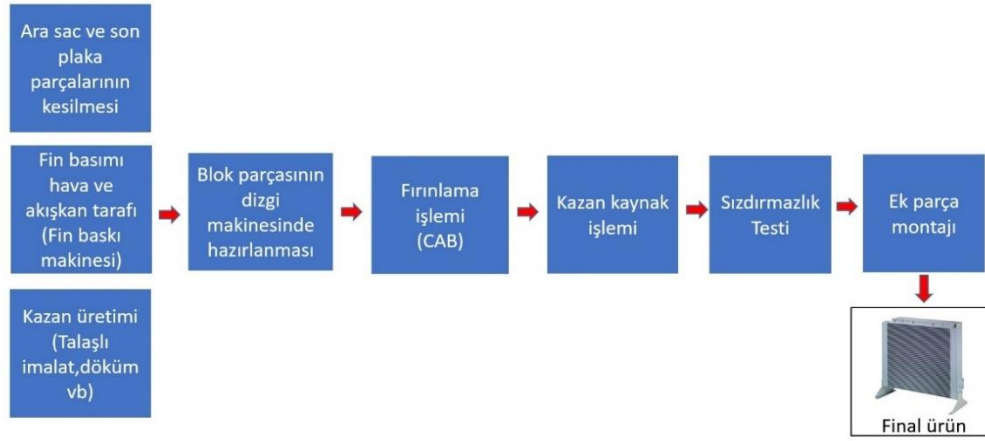
Soğutma sisteminde, soğutucu akışkanın soğutulduğu en önemli komponent radyatördür. Birim hacimdeki ısı geçiş yüzey alanı $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ 'ten büyük olan ısı değiştiricileri için kompakt ısı değiştiricisi tanımı yapılmaktadır. Bu tür ısı değiştiricileri genelde ısı taşınım katsayısı düşük ve akışkanların en az bir tanesinin gaz olduğu durumda kullanılır. Motor soğutma sistemlerinde kullanılan radyatörler kompakt ısı değiştiricisi sınıfına girmektedir. Radyatörün soğutma performansını etkileyen belli başlı parametreler bulunmaktadır.

- Malzeme türü
- Radyatör giriş-çıkış kazanı geometrik özellikleri
- Radyatör kanal şekli
- Radyatör kanal sayısı ve geometrik özellikleri
- Radyatör kanat şekli
- Radyatör kanat sayısı ve geometrik özellikleri
- Hava ve soğutucu akışkanın akış düzeni
- Soğutucu akışkan giriş ve çıkış konumları
- Soğutucu akışkanın radyatöre giriş sıcaklığı debisi
- Soğutucu akışkan türü antifriz oranı
- Hava giriş sıcaklığı ve debisi

3.3 Kompak Isı Değiştiricisi İmalatı

Isı değiştiricisi üretim yöntemleri eşanjör tipine göre farklılık göstermektedir. Kompakt ısı değiştiricisi üretimi diğer eşanjör tiplerine göre daha farklı ve uzun bir üretim şemasına sahiptir. Hava kanatçıkları ve kanalları oluşturan ara sac parçaları kesilerek üretim aşamasına başlanır. Daha sonra blok veya core denilen hava

kanatçıkları ve su kanallarını oluşturan parçanın hazırlanması ile üretime başlanır. İstenilen ısı transferi performansına göre ölçülendirilen bloklar kanatçık ve kanal olacak şekilde sırası ile bir dizgi makinesinde dizilir. Son olarak blok (core) parçası son plaka olarak isimlendirilen plakalar eklenerek kapatılır ve dizgi işlemi tamamlanır. Tamamlanan blok parçası atmosfer kontrollü kaynak fırınında işleme tabi tutulur. Bu aşamadan sonra kazan ile birleştirilecek hale gelir. Atmosfer kontrollü kaynaklama fırınları iki farklı malzemenin bağlantı noktalarına yerleştirilen bir dolgu metalin yüksek sıcaklık altında eritilmesi yoluyla birleştirilmesini sağlayan fırınlardır. Sert lehimleme olarak tanımlanan bu işlemde dolgu metali diğer iki metalden daha düşük ergime sıcaklığına sahiptir.



Şekil 3.3 Kompakt ısı değiştiricisi üretim akış şeması

Ön prosesleri tamamlanan blok parçası kullanılacak akışkanın giriş ve çıkış portların bulunduğu kazan parçaları ile kaynak işlemine tabi tutulur. Son olarak ısı değiştiricisine çalışma basıncına göre belirlenen bir basınçta sızdırmazlık testi yapılır. Sızdırmazlık testi sonrası yine parçanın entegrasyonu için gerekli montajlı parçalar var ise bağlantısı yapılır ve ısı değiştiricisi son ürün haline getirilir. Şekil 3.3’de hava-sıvı bir kompakt ısı değiştiricinin üretimi akış şeması verilmiştir.

3.4 Isı Değiştiricisi Isı Transferi Analizi

Isı değiştiricilerinin ısı transferi analizinde, ısı değiştiricisinden geçen toplam ısı transfer hızı (Q) ilk olarak incelenen performans parametresidir. Bir ısı değiştiricisinde akışkanların sadece giriş sıcaklıkları belli ise LMTD yöntemini kullanmak için deneme yanılma yoluna gitmek gerekir. Bu gibi durumlarda, etkenlik - NTU yöntemi adı verilen yöntemin kullanılması daha uygundur.

Çapraz akışlı ve çok geçişli akışlı ısı eşanjörlerinin ısı transferi analizi için logartimik ortalama sıcaklık farkı metodu kullanılmak istenirse ısı transfer hızı Denklem 3.1’den hesaplanabilir. Bu denklemde yer alan ve akışkan giriş ve çıkış sıcaklıkları farklarını içeren logartimik ortalama sıcaklık farkı ΔT_{LM} ifade etmektedir.

$$Q = UA \Delta T_{LM} F \quad (3.1)$$

NTU metodunda ise aşağıdaki denklemler ile boyutlandırma yapılabilir. Denklem 3.2’de ifade edilen, C_{min} ısı kapasite debisi, soğuk akışkanın ısı kapasitesi C_c veya sıcak akışkanın ısı kapasitesi C_h değerlerinden hangisi küçükse o değere eşit olarak alınır. Yine Denklem 3.2’de yer alan ε , ısıl etkenlik katsayısı, bir ısı değiştiricisinde gerçek ısı transferinin, olabilecek en yüksek ısı geçişine oranı olarak tanımlanmaktadır.

$$\varepsilon = \frac{C_h(T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})} = \frac{q}{q_{max}} \quad (3.2)$$

Etkenlik katsayısı boyutsuz bir büyüklük olup, $0 \leq \varepsilon \leq 1$ arasında değişmektedir. Bu durumda ısı geçişi aşağıdaki fonksiyon ile ifade edilebilir.

$$\varepsilon = f(NTU, \frac{C_{max}}{C_{min}}) \quad (3.3)$$

NTU (Number of Transfer Unit) ile gösterilen geçiş birimi sayısı, ısı değiştiricilerinin çözümlemesinde yaygın olarak kullanılmakta olup, denklem (3.4) ile tanımlanan boyutsuz bir parametredir.

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (3.4)$$

Çapraz akışlı ve karışmayan akışkanlar için ε değerini hesaplariken kullanılan C bağıntısı akışkan ısı sığalarının oranı olup Denklem 3.5’te verilmiştir.

$$C = \frac{C_{max}}{C_{min}} \quad (3.5)$$

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(\frac{NTU^{0,22}}{C} [\exp(-cNTU^{0,78}) - 1]\right) \quad (3.6)$$

Denklem 3.6'dan elde edilen ε değeri ile elde edilen maksimum ısı transferi (Q_{max}) Denklem 3.7'de yerine konulursa ısı değiştiricisinde sudan havaya geçen gerçek ısı transferi (Q_g) bulunur.

$$\varepsilon = \frac{Q_g}{Q_{max}} \quad (3.7)$$

Bir ısı değiştiricisinde temel tasarım parametrelerinin ısı değiştiricisi performansına etkisi Tablo 3.1'de gösterilmektedir.

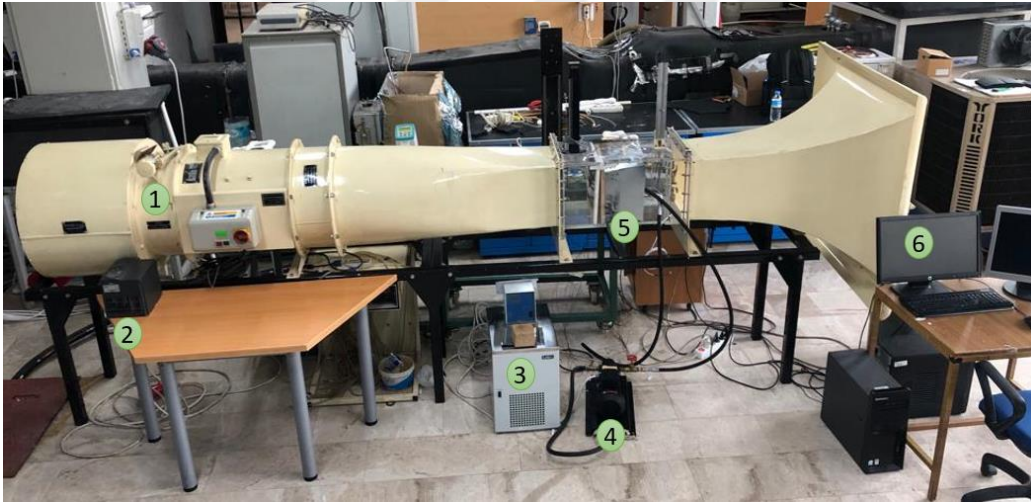
Tablo 3.1 Isı değiştiricisi parametrelerinin değişimlerinin etkisi

Artış Gösteren Değerler	Etkilenen Parametreler				
	EK	NTU	Q	T _{co}	T _{ho}
m _h	↑	↑	↑	↑	↑
m _c	↓	↓	↑	↓	↓
h _h ve h _c	↑	↑	↑	↓	↑
T _{hi}	↔	↔	↑	↑	↑
T _{ci}	↔	↔	↓	↑	↑

4.1 Rüzgâr Tüneli ve Deney Sistemi

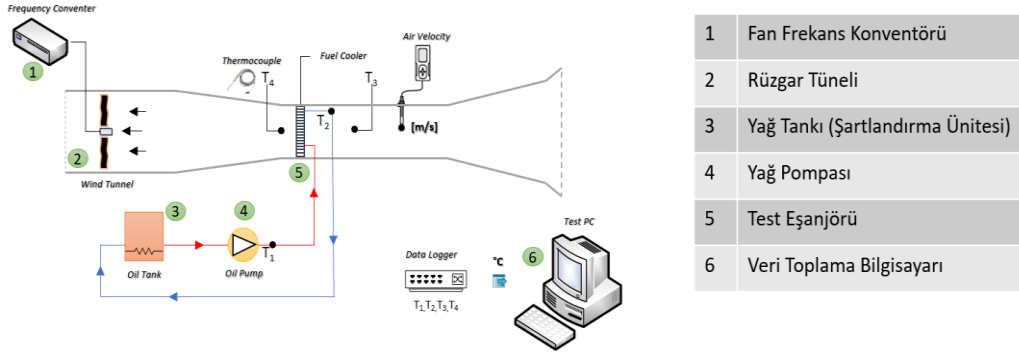
Nispeten yüksek sıcaklıklara çıkan yakıt gibi akışkanların soğutulmasında kullanılan kompakt ısı değiştiricilerinin performans testlerinin yapılabilmesi için bir test sistemi kurulmuştur. Test sistemi Yıldız Teknik Üniversitesi Termodinamik laboratuvarında bulunan Şekil 4.1’de gösterilen rüzgâr tüneli üzerinde kurulmuştur. Düzenek ve ölçüm sistemine ilişkin şematik görünüm Şekil 4.2’de gösterilmiştir.

Test sistemi dişli yağ pompası, datalogger, bilgisayar ve akışkan şartlandırma ünitesinden oluşmaktadır. Ön deneyler mevcut İHA yakıt soğutucusu üzerinde yapılmıştır. Deneyler farklı koşullar için yapılacak ve geliştirilecek farklı hava finlerine sahip alternatif ısı değiştiricisi tasarımları ile karşılaştırılmıştır.



Şekil 4.1 Rüzgâr tüneli performans testi düzeneği

Rüzgâr tüneli gaz-sıvı kompakt ısı değiştiricilerinin termal performanslarının ölçülmesinde kullanılabilen bir test sistemidir. Rüzgâr tünelinin ana amacı soğuk akışkan olarak kullanılan ortam havası veya şartlandırılmış havayı bir eksenel fan vasıtasıyla homojen bir şekilde ısı değiştiricisi üzerinden geçirmektir. Belirlenen test senaryolarına göre ısı değiştiricisinin termal performansı ölçülebilmektedir.



Şekil 4.2 Test düzeneği şematik gösterimi

4.2 Deneylerin Yapılışı ve Veri Toplama

Test düzeneği, birbirinden bağımsız 2 akış sisteminden oluşmaktadır. Sıcak akışkan olarak kullanılan ısı transfer yağı bir dişli pompa vasıtası ile radyatöre aktarılmakta ve tekrar yağ tankına geri dönüş yaparak çevrimini tamamlamaktadır. Bu hat üzerinde yağ debisi ayar vanası ve yağ sıcaklığını ayarlamak için bir şartlandırma banyosu bulunmaktadır. Deney düzeneğinde hidrolik devrede yüksek basınç ve sıcaklığa dayanıklı yağ hortumları kullanılmıştır.

Soğuk akışkan olan ortam havası rüzgâr tüneli içerisinde hava akışını sağlayan fan vasıtası ile ısı değiştiricisi üzerinden geçirilmektedir. Rüzgâr tünelinde kullanılan aksel fanın hızı frekans konvertörü ile kontrol edilmektedir. Her iki hat için ortak eleman yakıt soğutucusudur.

Tablo 4.1 Deney düzeneği cihaz ve ekipman listesi

Cihaz/Ürün	Teknik Özellik	Görsel
Hız Ölçer	Testo 440 ($\pm (0,03 \text{ m/sn} + \%4)$)	
Akışkan Şartlandırma Ünitesi	Labo DX-400	

Tablo 4.1 Deney düzeneği cihaz ve ekipman listesi (devamı)

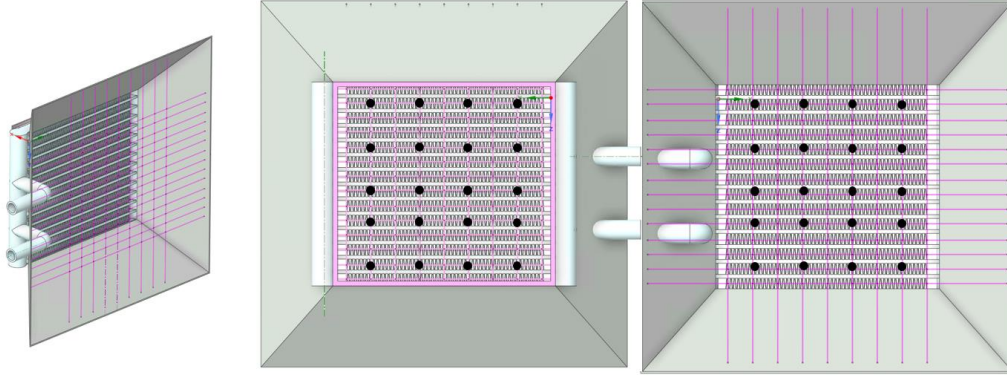
Dişli Yağ Pompası	Hugepump DT201	
Datalogger	Agilent 34970A	
Fan Frekans İnventörü	Siemens MicroMaster 420 (0.12-11 kW)	
Bilgisayar	HP	
Termoeleman (RTD)	Watlow ($\pm 1\%$)	
Termoeleman (T Tipi)	TermoElectric NN 24 (TT $\pm 0,25$)	
Yağ Hortumu	SAE J30 R6 110°C	

Test düzeneğine ait veri toplama ve ölçüm sistemi Tablo 4.1’de verilmiştir. Rüzgâr tüneli giriş kısmında hava akışını düzgün bir şekilde yönlendirmeye yarayan difüzör bölümü bulunmaktadır.



Şekil 4.3 Mevcut yakıt soğutucusu

Hava tüneli üzerinde yer alan test bölmesi yakıt soğutucusunun konumlandırılacağı bölümdür. Bu bölüm 30,6 cm x 30,6 cm kesitinde ve 60 cm uzunluğunda olup, pleksiglas malzemeden yapılmıştır. Sistemdeki şartlandırma ünitesi yağ ile doldurulmakta ve istenilen sıcaklıkta yağ dişli pompa vasıtası ile yakıt soğutucusuna gönderilmektedir. Test akışkanı yakıt soğutucusundan tekrar yağ tankına geri gönderilir ve sistem bu şekilde sirküle olur. Şekil 4.3'te gösterilen yakıt soğutucusunda, hava tarafı sıcaklık ölçümleri için soğutucu ön ve arka tarafına konumlandırılan bir tel örgü üzerine termo elemanlar yerleştirilmiştir. Bu sayede aynı kesitten birçok noktadan alınan sıcaklık değerlerinin ortalaması alınabilmektedir. Tel örgü sistemi ve termoeleman konumları Şekil 4.4'de gösterilmektedir. Yine aynı şekilde fin yüzey sıcaklığı için 4 farklı termoeleman ile ölçüm gerçekleştirilmiştir. Rüzgâr tüneli hava hızı Testo-440 hızölçer test cihazı ile yine birçok noktadan ölçülmekte ve ortalaması alınmaktadır. Test akışkanı şartlandırma ünitesinde istenilen sıcaklığa (70°C-90°C) ulaştıktan sonra soğutucuya dişli pompa ile gönderilmektedir. Sistemde yakıt soğutucusu girişine ve çıkışına yerleştirilen RTD termoelemanlar ile sıcaklık ölçümü gerçekleştirilmektedir. Bu esnada rüzgâr tünelindeki fan çalıştırılarak ortam havası soğuk gaz akışkan olarak yakıt soğutucusuna gönderilir. Böylece ortam havası ile yakıt soğutucusundaki test akışkanı arasında ısı alışverişi olur.



Şekil 4.4 Hava sıcaklığı ölçümü termoeleman yerleşimi

Deneysel çalışmada endüstriyel proseslerde sıklıkla kullanılan PO Heat Transfer Oil 32 ısı transfer akışkanı kullanılmaktadır. Deney sisteminde kullanılan yağın termofiziksel özellikleri Tablo 4.2’de belirtilmiştir.

Tablo 4.2 Deney akışkanı özellikleri

ISO Viskozite Sınıfı		32
Yoğunluk, @ 15°C g/ml	ASTM 4052	0,872
Kinematik Viskozite		
40°C’de mm ² /s	ASTM D-445	32,18
100°C’de mm ² /s		5,43
Viskozite İndeksi	ASTM D-2270	102

Parafinik esaslı bu yağın çelik ve bakır üzerinde korozif etkisi yoktur, oksidasyona direnci yüksek bir yağdır. Kapalı sistemlerde 315 °C, açık sistemlerde 200 °C çalışma sıcaklığına kadar kullanılabilen termal iletkenliği yüksek bir üründür. PO Heat Transfer Oil-32 yağının sayısal analizlerde de kullanılan termal özellikleri belirli sıcaklıklarda Tablo 4.3’de verilmiştir.

Tablo 4.3 Deney akışkanı termal özellikleri

Sıcaklık	Termal İletkenlik	Özgül Isı Kapasitesi
°C	kcal/m ² /h/m°C	kcal/kg°C
50	0.1125	0.49

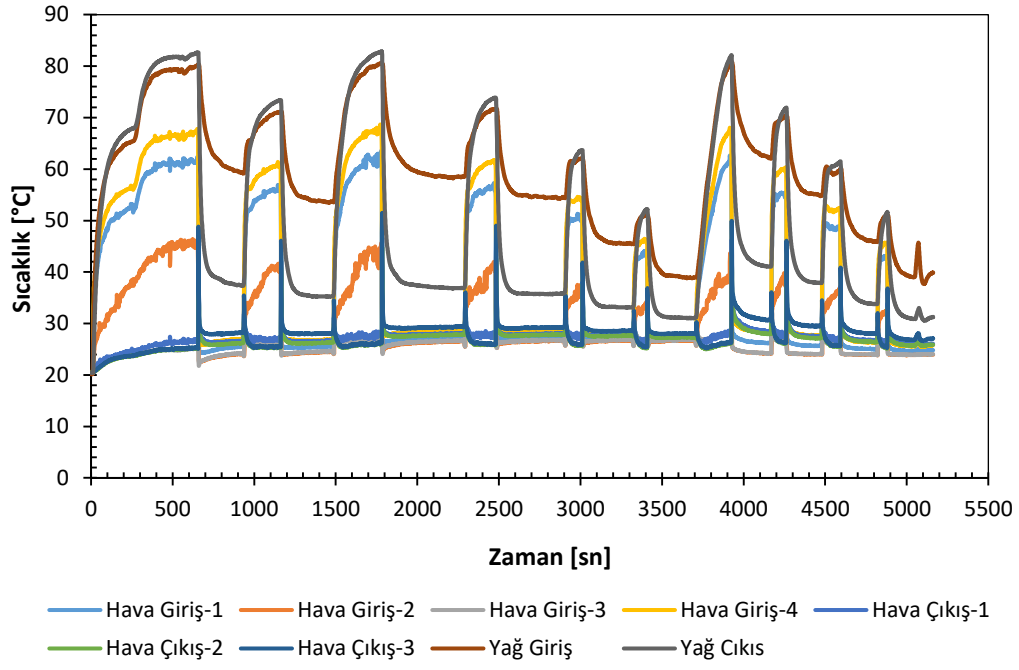
Tablo 4.3 Deney akışkanı termal özellikleri (devamı)

80	0.1113	0.51
100	0.1095	0.54
200	0.103	0.63

Deney sisteminde akışkan debisi ölçümü ölçekli kap ile gerçekleştirilmektedir. Deney esnasında şartlandırma ünitesine geri dönüş yapan hat üzerinden 1750 ml hacime sahip ölçekli kaba dolum gerçekleştirilip süre tutularak debi hesabı yapılmaktadır. Yağ hattı üzerinde bulunan vana yardımı ile iki farklı debide deneyler gerçekleştirilmiştir. Buna göre vana tam açık pozisyonundayken 4 l/dk, vana yarım açık pozisyondayken 2.234 l/dk akışkan debisi ölçülmüştür.

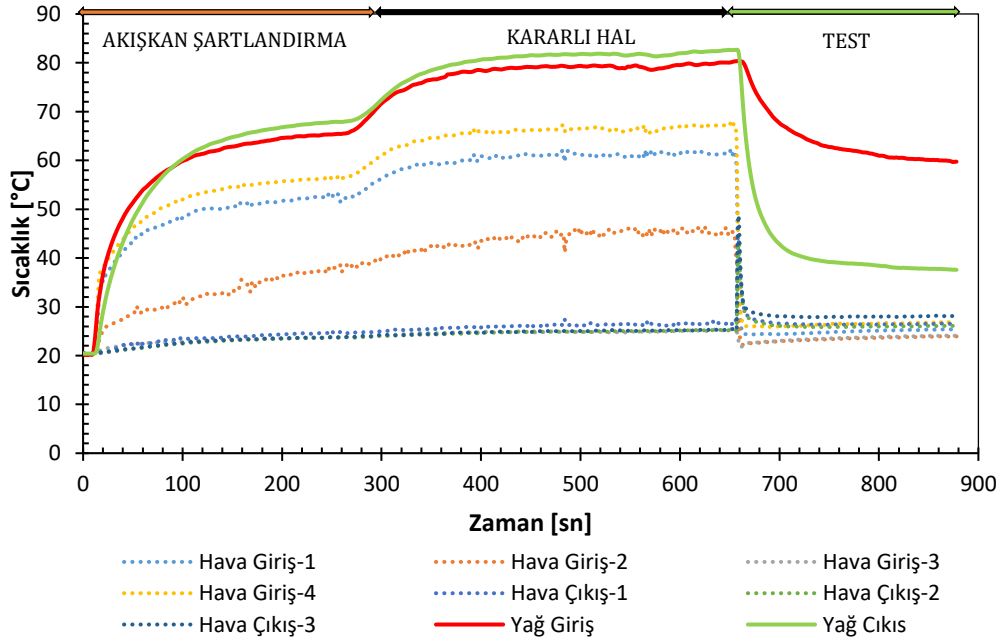
Hava sıcaklığı ölçümü için rüzgâr tüneli içerisinde test edilecek soğutucunun ön ve arka tarafına soğutucudan 200 mm uzaklıkta dörder adet termo eleman yerleştirilmiştir. Sıcak akışkan giriş ve çıkış sıcaklıkları, ısı değiştirici giriş ve çıkış borularına enstrümente edilen RTD tip sıcaklık sensörleri ile ölçülmektedir.

Sisteme gönderilen yağ şartlandırma ünitesinde istenilen sıcaklığa getirilene kadar şartlandırılmaktadır. Testlerden önce soğutma eşanjörüne gönderilen akışkanın sıcaklığının sabit kalmış olması sağlanır. Bu nedenle her test öncesinde yağ sıcaklığına bağlı olarak 20-30 dakikalık bir süre akışkanın istenilen sıcaklığa gelmesi için beklenir. Daha sonra istenilen giriş sıcaklığına gelen akışkan sisteme gönderilmekte ve rüzgâr tüneli fan sistemi çalıştırılmaktadır. Deneysel çalışma esnasında RTD ve T-tipi termoelemanlardan alınan veriler Agilent 34970 veri toplama ünitesine aktarılmıştır. Kayıt altına alınan verilen veri kayıt ünitesine ait Agilent Benchlink programı ile veri toplama bilgisayarından takip edilmiştir. Deney başlangıç koşulları ,şartlandırma ve deneyin sonlandırılması dahil tüm deney süresi veriler kaydedilmiş sürecin devamında deney şartlarının içeren veriler kullanılmak üzere ayrı olarak kaydedilmiştir Şekil 4.5’de örnek bir test sıcaklık ölçüm grafiği gösterilmektedir.



Şekil 4.5 Test sıcaklık grafiği yarım vana 2.23 lt/dk

Bir başka testten alınan, yağ sıcaklığının 80°C'ye getirildiği ve sıcaklığın sabit kaldığı yerden sonra rüzgâr tüneli fanı çalıştırılarak testin başlatıldığı durumu gösteren veriler Şekil 4.6'da gösterilmektedir. Tüm testler bu şekilde tekrar edilerek gerçekleştirilmiştir.



Şekil 4.6 Yarım vana 2.23 lt/dk – 80 °C yağ giriş sıcaklığı

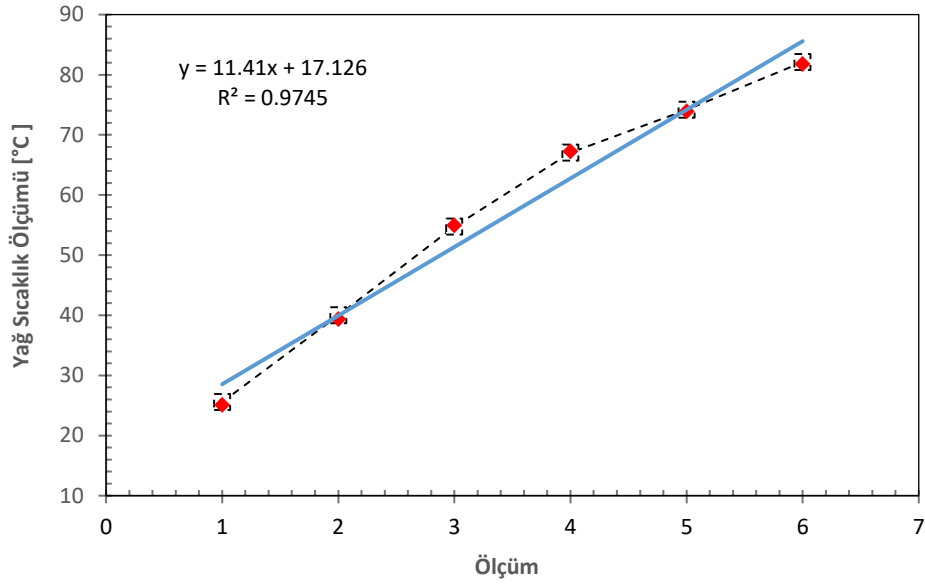


Şekil 4.7 Rüzgar tüneli manometre sistemi

Şekil 4.7’de gösterilen hava tarafı basınç ölçümleri ise rüzgâr tüneline sabitlenmiş manometre ile ölçülmektedir. Farklı hava hızlarında soğutucu ön ve arka tarafından alınan basınç ölçümleri ile fark basıncı manometrede ölçülmektedir.

4.3 Kalibrasyon ve Belirsizlik Analizi

Deney çalışmalarında kullanılan termoeleman ve RTD sıcaklık ölçümü sensörlerinin deneysel çalışma öncesinde kalibrasyonları gerçekleştirilmiştir. Hava hızı ölçümü için kullanılan Testo 440 test cihazı ve ortam havası sıcaklık ölçümü için kullanılan Fluke 54 II cihazının kalibrasyonları akredite kuruluşlar tarafından yapılmıştır. Fluke 54 II aynı zamanda referans sıcaklık ölçüm cihazı olarak da termoeleman kalibrasyonlarında kullanılmıştır. İlk olarak Fluke 54 II cihazı ile diğer tüm termokupl sensörlerin aynı ortamda ölçümleri yapılmış ve elde edilen ölçüm sonuçları karşılaştırılmıştır. Kalibrasyon işleminde şartlandırma ünitesi içerisinde bulunan test için kullanılan ısı transfer yağı kullanılmıştır. Termoelemanların ölçümleri veri toplama ünitesi ile kayıt altına alınmış ve referans olarak alınan ölçüm sonucu ile arasındaki fark hesaplanarak değerlendirme yapılmıştır. Referans Fluke 54 II cihazı ile ölçümde kullanılan termoelemanların ölçüm değerleri kullanılarak kalibrasyon eğrileri oluşturulmuştur. “Ön Hava-1”, “Arka Hava-1” ve “Yag Giriş” ölçüm termoelemanları ile çizilen eğriler yardımıyla hata fonksiyonları bulunmuştur. Örnek bir kalibrasyon eğrisi ve hata fonksiyonu Şekil 4.8’de görülmektedir.



Şekil 4.8 Kalibrasyonu yapılan örnek termokupl - referans termokupl ilişkisi

Tablo 4.4.'te deneysel çalışmada kullanılan termokupllara ait kalibrasyon eğri denklemleri verilmektedir.

Tablo 4.4 Termokupl ve RTDlere ait kalibrasyon denklemleri

Termoeleman Adı	Kalibrasyon Denklemi	R^2
Fin Sıcaklığı-1	$y = 11,431 x + 14,116$	0,97
Fin Sıcaklığı-2	$y = 0,9915 x + 0,283$	0,96
Fin Sıcaklığı-3	$y = 0,987 x + 0,0547$	0,99
Fin Sıcaklığı-4	$y = 0,987 x + 0,0179$	0,98
Giris Havası-1	$y = 11.41 x + 17,126$	0,97
Giris Havası-2	$y = 0,9925 x + 0,2234$	0,98
Giris Havası-3	$y = 0,9974 x + 0,0547$	0,98
Giris Havası-4	$y = 0,9958 x + 0,1435$	0,97
Çıkis Havası-1	$y = 0,9392 x + 0,0162$	0,98
Çıkis Havası-2	$y = 0,9984 x - 0,0237$	0,97
Çıkis Havası-3	$y = 0,966 x - 0,1425$	0,98
Yag Cıkis	$y = 0,9968 x - 0,174$	0,99
Yağ Giriş	$y = 0,993 x - 0,141$	0,98
Yağ Giris RTD	$y = 0,9325 x - 0,1456$	0,99
Yağ Çıkis RTD	$y = 0,9943 x - 0,1455$	1

Tek fazlı ısı değıştiricilerin basınç düşümü ve ısı transferioranı ölçümlelerinde belirsizlik analizi kullanılan tüm ölçüm cihazları dikkate alınarak Robert J. Moffat [43] tarafından önerilen yöntemle göre hesaplanmıştır. Denklem 5.2 de gösterilen hava tarafındaki ısı transferi havanın ortalama yığın sıcaklığındaki özgül ısı kapasitesi, hava sıcaklık değışimi ve hava kütleli debisinin çarpımı ile hesaplanmaktadır. Bu denklemden yola çıkarak Denklem 4.1'deki yaklaşımla hava giriş-çıkış sıcaklıklarını ölçen termoelemanları ve hızölçerin belirsizliğe etkisi irdelenmiştir.

$$b_Q = \sqrt{b^2 \left[\frac{\partial Q_a}{\partial m} \right]^2 + b^2 \left[\frac{\partial Q_a}{\partial \Delta T} \right]^2 b_{\Delta T}^2} \quad (4.1)$$

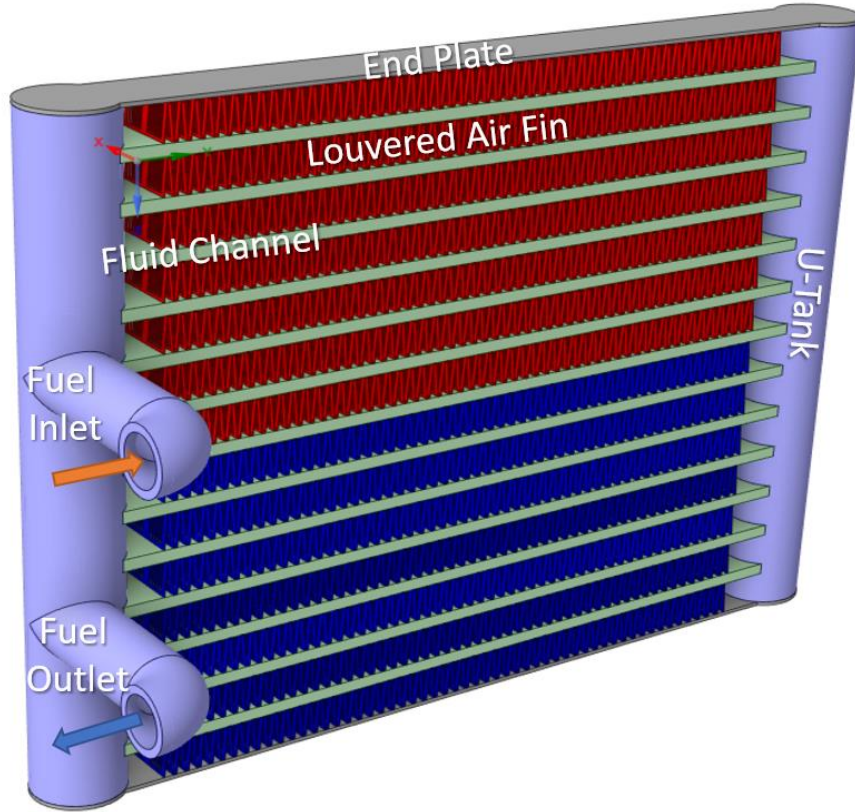
Kompakt ısı değıştiricilerinde basınç düşümü performansı için sürtünme faktörü f Denklem 5.11'de detaylı olarak gösterilmektedir. Burada ΔP toplam basınç düşümünü, V serbest hava hızını, ifade etmektedir. Buna göre basınç tarafındaki belirsizlik denklemi denklem 4.2'de verilmektedir.

$$b_F = \sqrt{\left[\frac{\partial f}{\partial \Delta P} \right]^2 b_{\Delta P}^2 + \left[\frac{\partial f}{\partial V} \right]^2 b_{V_i}^2} \quad (4.2)$$

İlgili denklemler sonucunda deneysel çalışmaların ısı geçişi tarafında maksimum belirsizlik miktarı $\pm\%10$ -11, sürtünme faktörü f için belirsizlik oranı hız değerlerinde $\pm\%10$ 'in altındadır.

5.1 Isı Transferi ve Basınç Düşümü Hesaplama Metodolojisi

Mevcut soğutucu tasarımı, ısı transfer kapasitesi ve basınç düşümü hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi ile incelenmiştir. Şekil 5.1’de detayları gösterilen mevcut soğutucu CFD ile modellenmiştir. Mevcut yakıt soğutucusu U-akış tipinde bir kompakt soğutucudur. Geleneksel bir kompakt ısı değiştiricisi akışkanın giriş-çıkış yaptığı ve küçük kanallara ayrıldığı manifoldlar, kanallar ve hava kanatçıklarından oluşur. Mukavemet sağlamak ve karşılıklı iki manifoldu birbirine sabitlemek için ise son plakalar kullanılır.



Şekil 5.1 Yakıt soğutucu 3D model görünümü

İlk olarak mevcut model üzerinde hava kanatçıkları dikkate alınmadan soğutma suyu basınç düşümü için hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen analizlerde Ansys Fluent R 2021 paket programı kullanılmıştır. Isı değiştiricisi tasarımında önemli parametrelerden birisi ısı transfer alanıdır. Isı değiştiricilerinde farklı kanatçık ve kanal geometrileri

kullanılarak ısı transfer alanını artırarak ısı transferi kapasitesinin artırılması amaçlanmaktadır. Kanal ve kanatçık geometrileri sonucu ısı transfer kapasitesi belirlendikten sonra, ısı değiştiricisinde hava ve soğutma suyu basınç düşümü hesaplanmalıdır. Zira geometrideki değişiklikler basınç kaybını etkilemektedir.

Kompakt ısı değiştiricileri, akışkanlarından en az birisi gaz olan ve tipik olarak birim hacimde 700 (m²/m³)’ten daha büyük bir ısı geçiş yüzey alanı olan ısı değiştiricileridir. Literatürde kompakt ısı değiştiricilerinde ısı transferi ve basınç düşümü karakteristiği Colburn-J faktörü ve Stanton sayısı ile tanımlanmaktadır.

Isı değiştiricisinde ortam havasına olan toplam ısı transferi ve basınç düşümünün hesaplanmasında boyutsuz sayılar Reynolds sayısı (Re), Nusselt sayısı (Nu), Prandtl sayısı ve Stanton sayısı aşağıda verildiği şekilde hesaplanmıştır. Test akışkanı tarafında gerçekleşen ısı transferi yağın kütleli debisi, ortalama özgül ısı kapasitesi ve akışkan sıcaklık farkının çarpımı ile hesaplanmakta ve Denklem 5.1 de gösterilmektedir. Özgül ısı kapasitesi malzemenin sıcaklığını 1 derece arttırmak için gerekli ısı enerjisidir.

$$Q_F = \dot{m}_o c_P (T_{fo} - T_{fi}) \quad (5.1)$$

Denklem 5.1 de gösterilen hava tarafındaki ısı transferi ise yine aynı şekilde havanın ortalama yağın sıcaklığındaki özgül ısı kapasitesi, hava sıcaklık değişimi ve hava kütleli debisinin çarpımı ile hesaplanmaktadır.

$$Q_A = \dot{m}_a c_P (T_{ao} - T_{ai}) \quad (5.2)$$

Denklem 5.2 de gösterilen yağ tarafındaki ısı transferi ise yine aynı şekilde havanın ortalama yağın sıcaklığındaki özgül ısı kapasitesi, hava sıcaklık değişimi ve hava kütleli debisinin çarpımı ile hesaplanmaktadır.

$$Q_M = \frac{Q_A + Q_F}{2} \quad (5.3)$$

Ortalama ısı transferi hava ve su tarafı ısı transferi oranlarını ortalaması alınarak Denklem 5.3’de ifade edilmektedir.

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (5.4)$$

Denklem 5.4’de taşınım ile olan ısı transferinin iletim ile olan ısı transferine oranını ifade eden boyutsuz sayı olan Nusselt sayısı aşağıdaki gibi ifade edilir.

Prandtl sayısı, momentum ve termal difüzyon oranını ifade etmek için akışkanlar mekaniğinde ve ısı transferinde yaygın olarak kullanılır. Akışkanın ısı transferi davranışı konusunda bilgi veren Prandtl sayısı Denklem 5.5’te gösterilmektedir.

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k} \quad (5.5)$$

Stanton sayısı ise zorlanmış ısı taşınımını değerlendirmek için kullanılan bir boyutsuz sayıdır. Bir akışkana aktarılan ısıya akışkanın termal kapasitesine oranını gösterir. Denklem 5.6’da Stanton sayısı verilmiştir [31].

$$St = \frac{Nu}{Re_D Pr} \quad (5.6)$$

Colburn faktörü bir akış sistemindeki konvektif ısı transfer katsayısını sürtünme faktörüyle ilişkilendirir. Colburn faktörü, ısı eşanjörlerinin veya diğer ısı transfer cihazlarının performansını belirlemek için sürtünme faktörü f ile birlikte kullanılır. Denklem 5.7’de matematiksel olarak ifadesi verilen Colburn faktörü belirli bir akışkan debisi için ısı transferinin verimliliğinin bir ölçüsüdür ve farklı ısı eşanjörü tasarımlarını veya çalışma koşullarını karşılaştırmak için sıklıkla kullanılmaktadır.

$$j = St Pr^{2/3} \quad (5.7)$$

Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü, ısı transfer oranını ve basınç düşüşünü karşılaştırmak için kullanılan boyutsuz sayılardır. Birimsiz olması nedeniyle farklı özelliklere sahip farklı ısı eşanjörlerini karşılaştırma imkanı verir. Bu çalışmada taşınım ile ısı transfer katsayısı bulunarak Nusselt sayısı bulunmuş ve ısı transferi performansını karşılaştırmak için kullanılmıştır. Reynolds sayısı Denklem 5.8’de tanımlanan hidrolik çapa göre hesaplanmaktadır. A_{min} minimum serbest akış alanı, L_s hava akış yönündeki ısı transfer bölgesi derinliği ve A hava tarafındaki toplam ısı transferi alanıdır.

$$Da = \frac{4A_{min}L_s}{A} \quad (5.8)$$

Reynolds sayısı Denklem 5.9’da gösterilmektedir. Denklem 5.10’da ise literatürde de karşılaşılan L_p ölçüsüne göre tanımlanan Reynolds sayısı verilmiştir. CFD ve

deneysel çalışmaların birbiri ile doğrulaması yapılırken Denklem 5.10'da hesaplanan Reynolds sayısı kullanılmıştır.

$$Re = \frac{\rho D_a u}{\mu} \quad (5.9)$$

$$Re_{LP} = \frac{L_P \left(\frac{\dot{m}_a}{2} \right)}{A_{\text{ön hava}} \mu_{\text{hava}}} \quad (5.10)$$

Kays ve London sürtünme faktörünü birim toplam ısı transfer alanı başına "eşdeğer kesme kuvveti" olarak tanımlamaktadır [33]. Yine burada kullanılan hız, minimum serbest akış alanından geçen hızdır. Isı değiştiricisi giriş ve çıkış bölgesinde ısı değiştiricisi boyunca oluşan basınç kayıplarına göre çok daha küçük basınç kayıpları meydana gelir. Bu nedenle giriş ve çıkış bölgesinde basınç kayıplarının ihmal edildiği kabulüyle ΔP aşağıdaki şekilde ifade edilmektedir. Buna göre kompakt ısı değiştiricilerinde basınç düşümü performansı için sürtünme faktörü f Denklem 5.11'de gösterilmektedir.

$$f = \frac{\Delta P F_P}{\rho V_1^2 L} \quad (5.11)$$

Denklem 5.12'de gösterilen hava tarafı ısı taşınım katsayısı ortalama logaritmik sıcaklık farkı, ısı transferi yüzey alanı ve ısı transfer oranı ile hesaplanmaktadır.

$$h = \frac{Q_A}{A \Delta T_{LM}} \quad (5.12)$$

Ortalama logaritmik sıcaklık farkı, duvar ve hava giriş ve çıkış sıcaklık değerleri kullanılarak hesaplanmaktadır. Hava tarafı ısı transfer oranı ortalaması ve ısı transfer yüzey alanı kullanılarak ısı taşınım katsayısı değeri hesaplanmaktadır.

$$\Delta T_{LM,KA} = \frac{(T_{ao}) - (T_{ai})}{\ln \frac{T_d - T_{ai}}{T_d - T_{ao}}} \quad (5.13)$$

Logaritmik ortalama sıcaklık farkı bulunurken çapraz akışlı ısı değiştiricilerinde karşı akış için bulunan logaritmik ortalama sıcaklık farkı bir düzeltme katsayısı (F) ile çarpılır (Denklem 5.13). Çapraz akışlı ısı eşanjörleri için ortalama sıcaklık farkını belirlemek için kullanılan LMTD düzeltme faktörü P , R değerleri ile akış düzenlemesine bağlı bir fonksiyon olarak ifade edilmektedir. Literatürde farklı akış

düzenlemeleri için LMTD düzeltme faktörünü belirlemeye yönelik birçok denklem verilmiştir. Literatürde genel olarak çapraz akışlı ısı eşanjörleri için ortalama sıcaklık farkını belirlemek için kullanılan LMTD düzeltme faktörü 1 olarak kabul edilmiştir. [33] Bu çalışmada da $\Delta T_{LM} = \Delta T_{LM,KA}$ olarak alınmıştır.

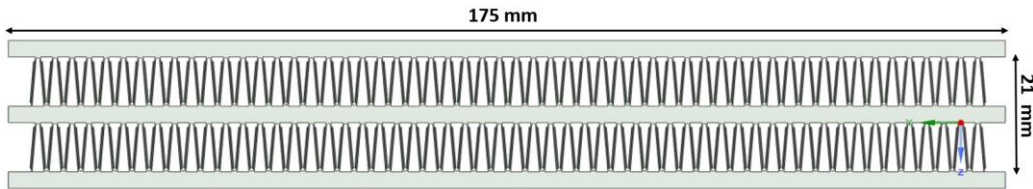
P , fiilen aktarılan ısıнын, aynı soğuk sıvı sıcaklığının sıcak sıvı giriş sıcaklığına yükseltilmesi durumunda aktarılacak olan ısıya oranının bir ölçüsüdür. Buna göre P , ısı eşanjörünün soğuk-akışkan tarafındaki sıcaklık etkinliğidir.

$$P = \frac{(T_{fi} - T_{fo})}{(T_{fi} - T_{ai})} \quad (5.14)$$

Denklem 5.15'te ifade edilen R soğuk akışkanın sıcaklık farkı değerinin sıcak akışkanın sıcaklık farkı değerine oranıdır ve ısı kapasitesi oranı olarak adlandırılır.

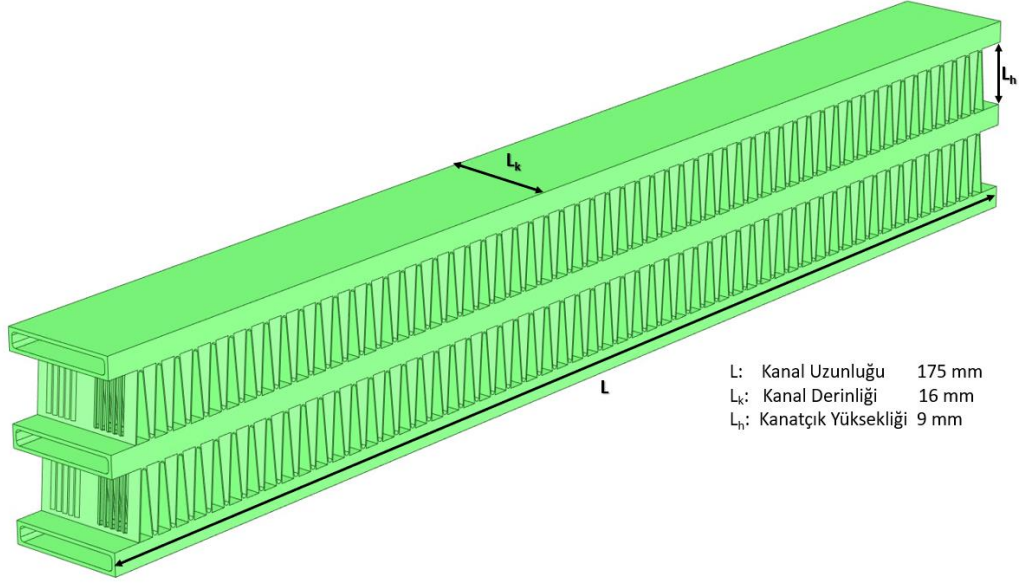
$$R = \frac{(T_{ai} - T_{ao})}{(T_{fi} - T_{fo})} \quad (5.15)$$

Deneysel ölçümler tamamlandıktan sonra hava tarafı Reynolds sayısı, Stanton sayısı ve sürtünme faktörü değerleri hesaplanmıştır. Hesaplamalarda Kays ve London [33] tarafından önerilen metot takip edilmiştir.



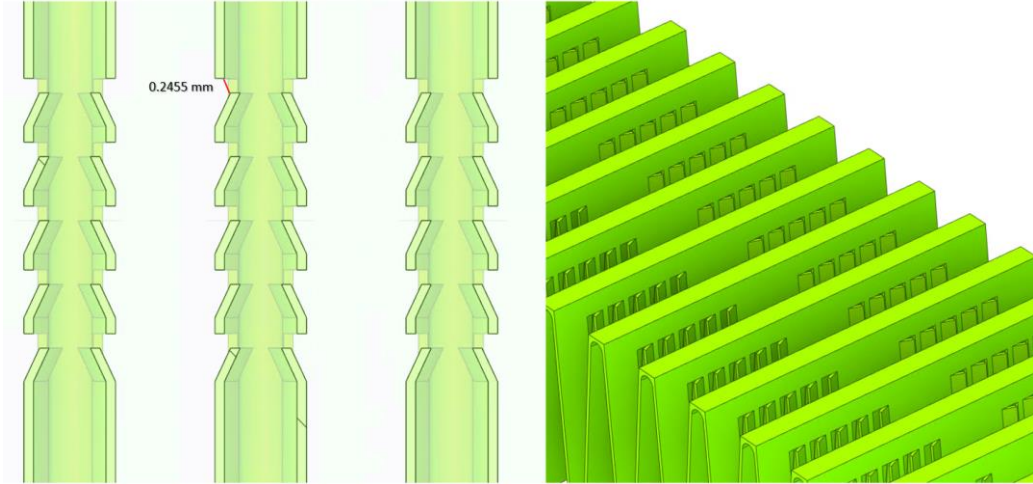
Şekil 5.2 Yakıt soğutucu CFD ön görünüş modeli

Mevcut yakıt soğutucusunun bir adet soğutma kanalı iki adet hava kanatçığı içeren geometrisinin ön görünüşü Şekil 5.2'de gösterilmektedir. Soğutma suyu kanal uzunluğu 175 mm'dir. Şekil 5.3'de gösterilen perspektif görünüşte hava yönünde akış derinliği gösterilmiş olup, 16 mm'dir. Hava kanatçığı yüksekliği ise 9 mm'dir.



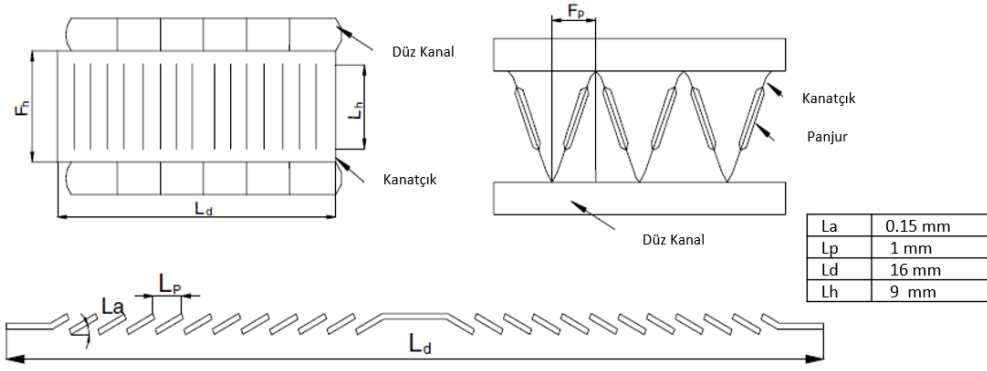
Şekil 5.3 Soğutma kanalı izometrik görünüş

Deneysel çalışmaları yapılan ısı değıştiricisinin hava kanatçığı panjurlu yapıdadır. Panjurlu hava kanatçığı kompakt ısı değıştiricilerinde yaygın olarak kullanılmaktadır.



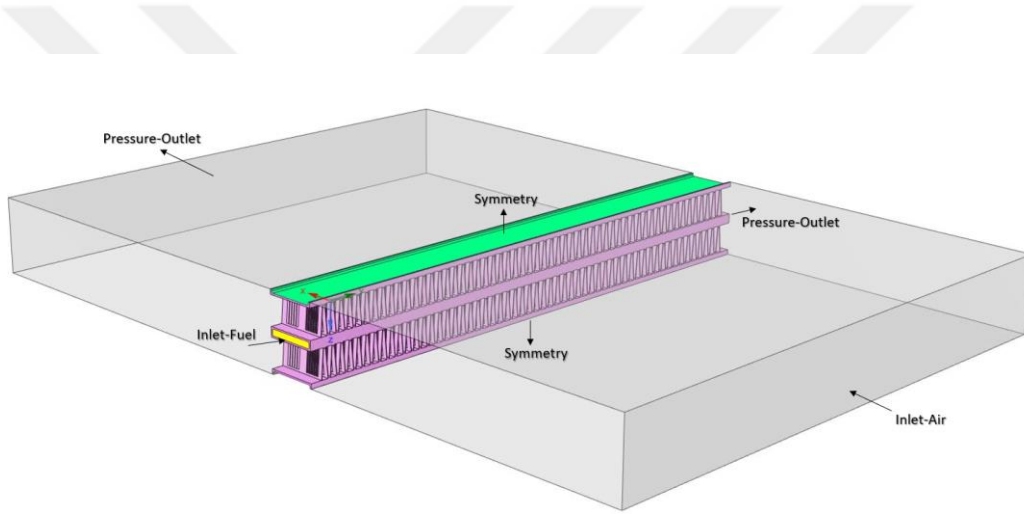
Şekil 5.4 Panjurlu hava kanatçığı 3B kesit görünümü

Deneysel çalışmaları yapılan panjurlu hava kanatçığının 3 boyutlu model kesit görünümü Şekil 5.4’de gösterilmektedir. Geometrinin en dar mesafesi 0,2455 mm’dir. Panjurlu hava kanatçığı geometrisi ile ilgili tanımlamalar Şekil 5.5’de verilmiştir.



Şekil 5.5 Panjurlu hava kanatçığı geometrik tanımlaması

5.2 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Çalışmaları



Şekil 5.6 CFD sınır şartları model gösterimi

CFD analizlerinde çözüm süresini azaltmak amacıyla simetriden yararlanılarak bir akışkan kanalı ve temas halinde olan hava kanatçıkları modellenmiştir. Literatürdeki çalışmalardan farklı olarak hava ve sıvı akışkan tarafı birlikte çözüme dahil edilmiştir.

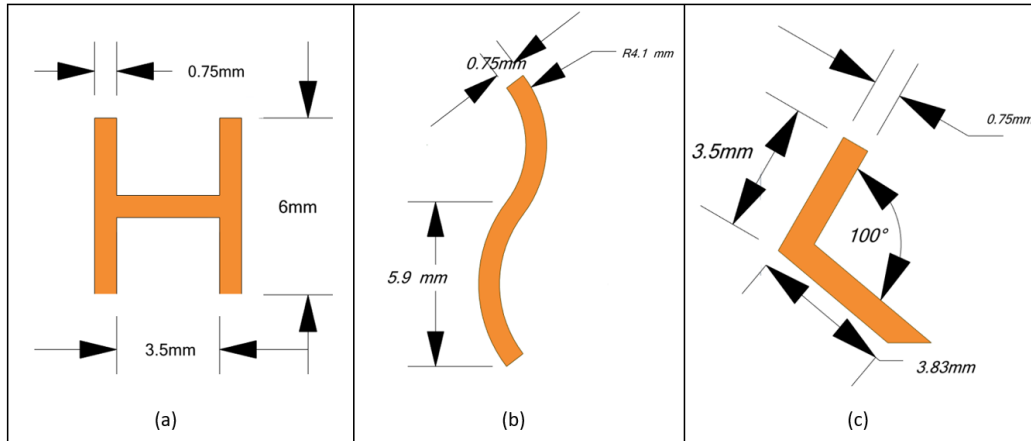
Tablo 5.1’de gösterilen sınır şartları ile farklı geometriler için CFD analizleri gerçekleştirilmiştir. Isı değiştiricisinde ısı transferinin hesaplanabilmesi için fiziksel modelin yeterince detaylı olarak belirlenmesi gerekir. Çalışmada tanımlanan sınır koşulları etki alanlarının tüm sınırları için tanımlanmıştır. Gerçekleştirilen analizlerde ısı transferi performansları karşılaştırılmıştır. Mevcut yakıt soğutucusunun bir kanal iki kanatçık yapısından oluşan bölümü için Şekil 5.6’da sınır şartları gösterilmektedir. Akışkanların giriş sınır koşulları mass flow

inlet olarak tanımlanmıştır. Yine aynı şekilde her iki akışkanın çıkış sınır koşulları pressure outlet olacak şekilde ayarlanmıştır. Isı transfer yüzeyleri için özel bir sınır koşulu tanımlanmamıştır. Malzeme olarak katı kısımlar için sabit özelliklere sahip alüminyumun tanımlanmıştır. Yakıt olarak deneysel çalışmalarda kullanılan Tablo 4.3 'de termo-fiziksel özellikleri verilen PO-32 ısı transfer yağı kullanılmıştır. Hava özellikleri olarak sıkıştırılamaz ideal gaz yaklaşımı ile yoğunluk hesaplanmış, özgül ısı ve termal iletkenlik sabit değerler olarak tanımlanmıştır ($c_p = 1006 \text{ J/kg K}$ ve $k = 0,0263 \text{ W/mK}$).

CFD analizleri HP Z840 iş istasyonunda (64 GB RAM, 2 adet Intel Xeon CPU E5-2630 v4 (toplam 40 çekirdek) ve NVIDIA Quadro M5000 ekran kartı) yapılmıştır. Her durum için ortalama hesaplama süresi yaklaşık 5 gün sürmüştür.

Tablo 5.1 CFD analizi sınır şartları

İsimlendirme	Sınır Şartı	Kütleli Debi [kg/s]	Akışkan Sıcaklığı [K]
inlet_fuel	Mass Flow Inlet	0,0875	353-363-373
inlet_air	Mass Flow Inlet	0,025	243
outlet_fuel	Pressure Outlet	-	
outlet_air	Pressure Outlet	-	

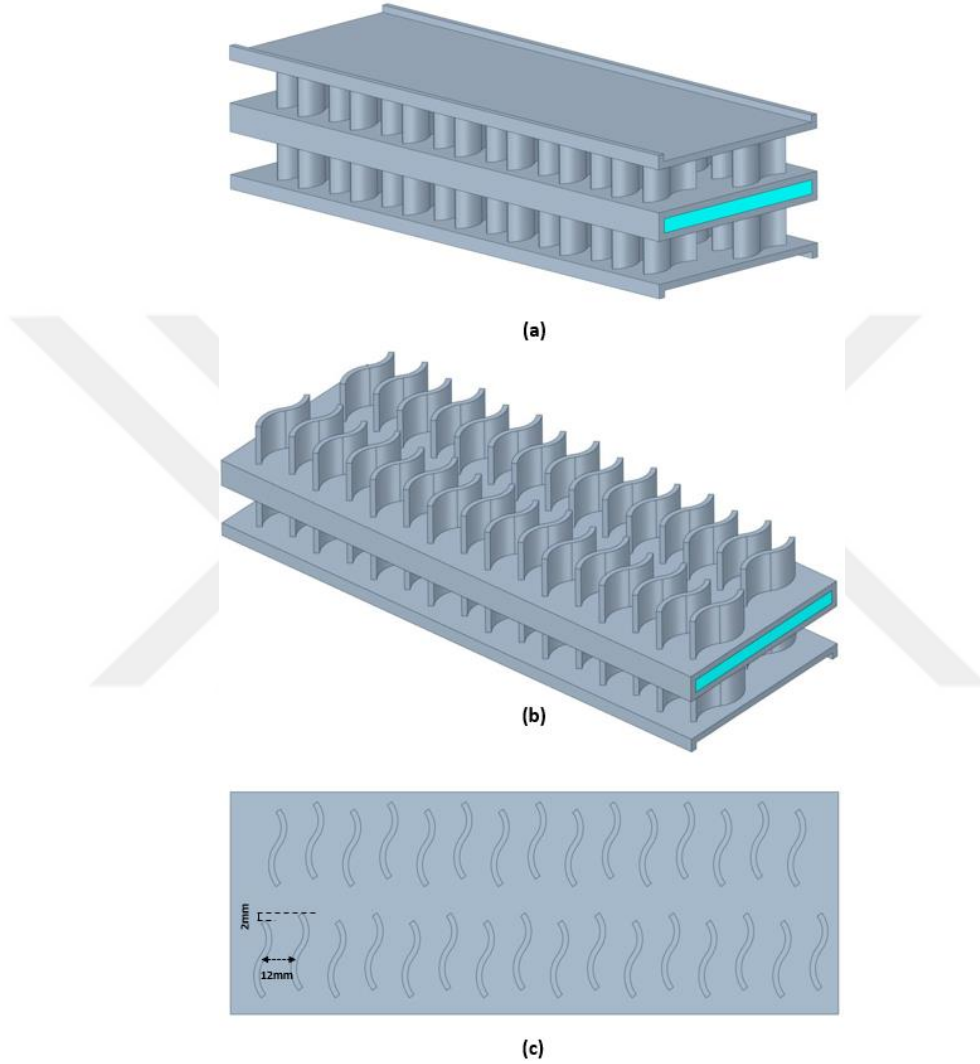


Şekil 5.7 Alternatif hava kanatçığı profil kesitleri

Bu tez çalışmasında deneysel çalışmalarda kullanılan mevcut yakıt soğutucusu hava kanatçıkları ile birlikte S-fin, V-fin, H-fin, S Delikli-fin, V Delikli-fin olarak isimlendirilen beş farklı hava kanatçığı tasarımı için CFD analizleri gerçekleştirilmiştir. Delikli fin geometrileri S ve V profilli kanatçıklara sahip

geometriler referans alınarak sırasıyla 2 mm ve 4.2 mm çapta akışa dik ekseninde delikler açılarak oluşturulmuştur. Şekil 5.7’de kanat profilleri ile ilgili ölçüler gösterilmektedir.

5.3 S-Kanat Geometrisi

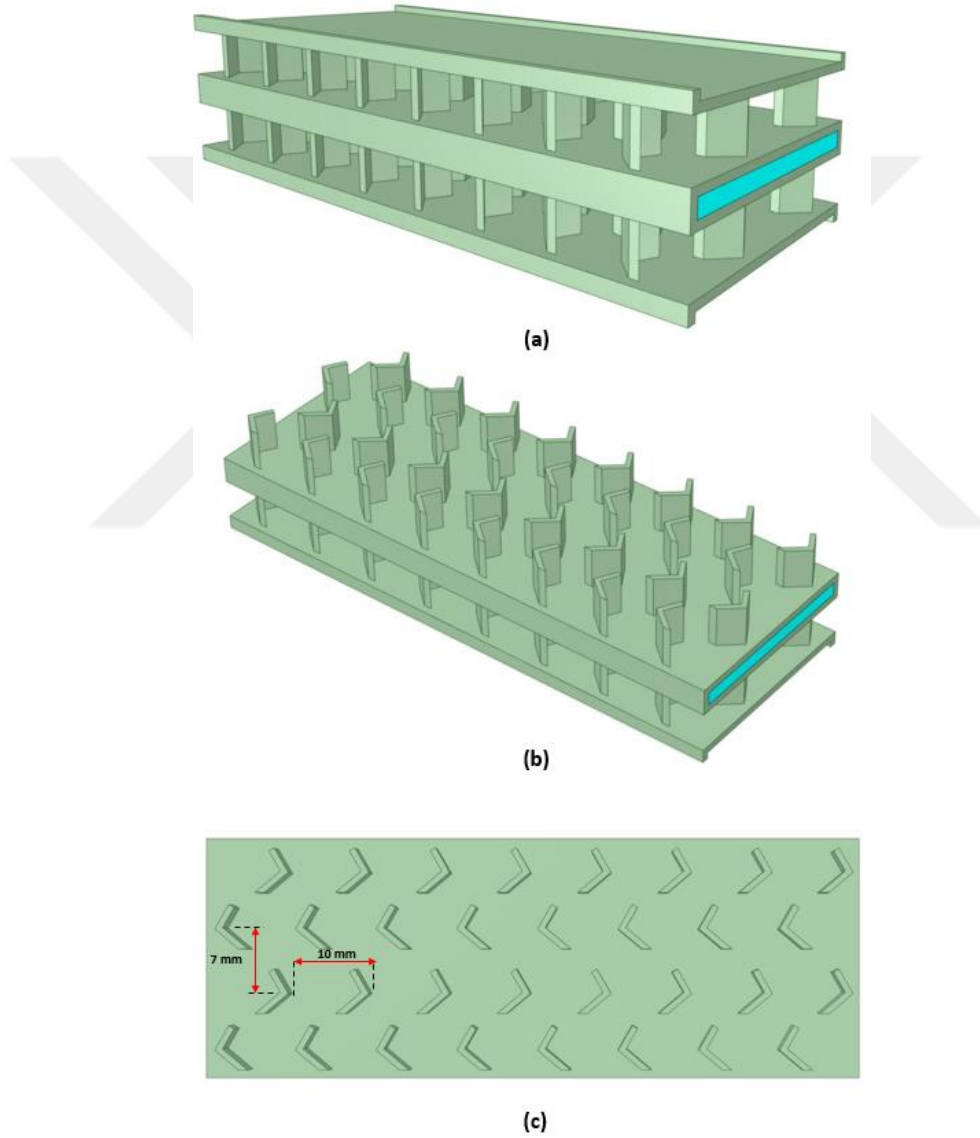


Şekil 5.8 (a) İzometrik görünüş, (b) S kanat yapısı gösterimi, (c) S kanat üst görünüş

Şekil 5.8’de S geometrili hava kanatçığı yapısı gösterilmektedir. Literatürde de benzer geometride kanatçıklar mevcut olup, bu çalışmada keskin açıya sahip olmayan bir geometri oluşturulmuştur. Şekil 5.8-c’de gösterildiği gibi iki sıralı olarak kullanılan S kanat geometrisi, hizalı olarak 2 mm akış yönünde ötelenmiş ve 2 sıralı olarak kanal üzerine konumlandırılmıştır. Akışkan akış yönü boyunca S kanatçıkları arasındaki mesafe 12 mm’dir.

5.4 V-Kanat Geometrisi

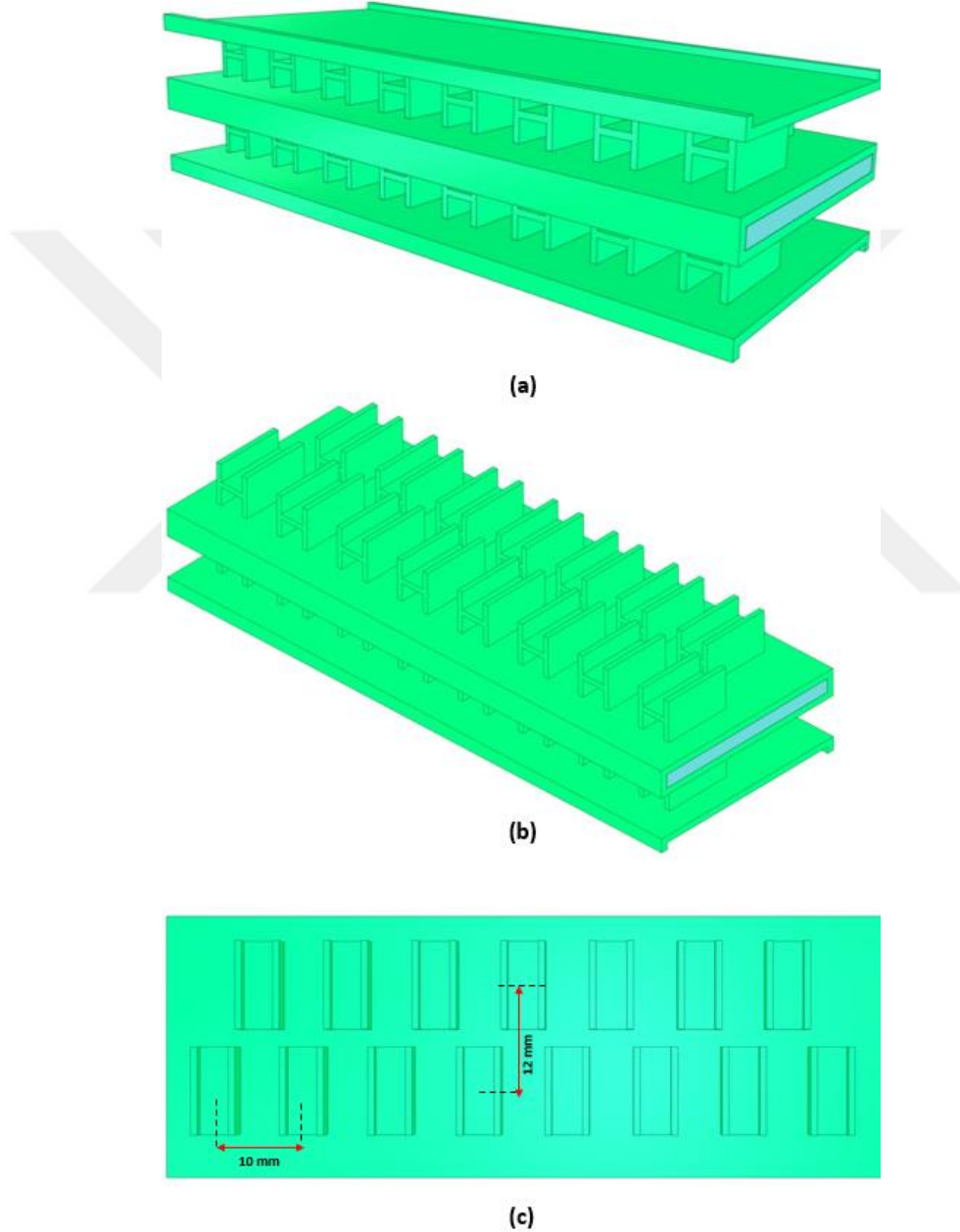
Şekil 5.9’da V geometrili hava kanatçığı yapısı gösterilmektedir. Dört sıralı olarak kullanılan geometri hizalı olarak 2 mm olarak ötelenerek kanal üzerine konumlandırılmıştır. V kanat geometrisi ile hava akışının soğutma kanalı üzerinde zik-zak akımı oluşturması beklenmektedir. Şekil 5.9-c’de gösterildiği gibi hava akış yönü boyunca 7 mm, akışkan akış yönü boyunca 10 mm aralıklarla V kanatçıkları kanal üzerine konumlandırılmıştır.



Şekil 5.9 (a) İzometrik görünüş, (b) V kanat yapısı gösterimi, (c) V kanat üst görünüş

5.5 H-Kanat Geometrisi

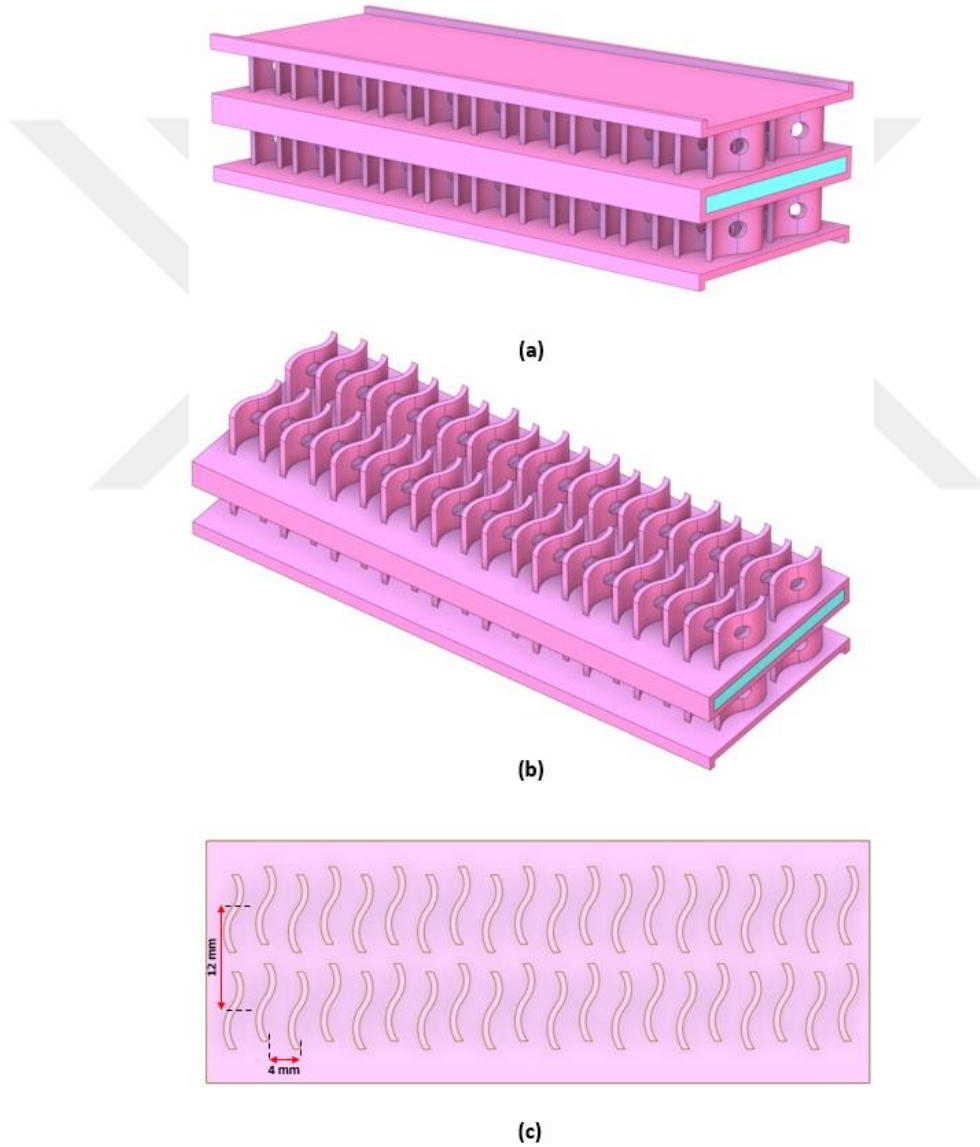
Şekil 5.10’da H geometrili hava kanatçığı yapısı gösterilmektedir. H kanat geometrisi iki sıralı olarak soğutma kanalı üzerine konumlandırılmıştır. S ve V geometrilerine göre daha homojen akışın gerçekleşmesi beklenen geometride daha az sıklıkta kanatçık kullanılmıştır. H kanatçıkları hava akış yönü boyunca iki sıra dizilmekte olup, akışkan akış yönünde 10 mm aralıklarla konumlandırılmışlardır.



Şekil 5.10 (a) İzometrik görünüş, (b) H kanat yapısı gösterimi, (c) H kanat üst görünüş

5.6 S-Delik Kanat Geometrisi

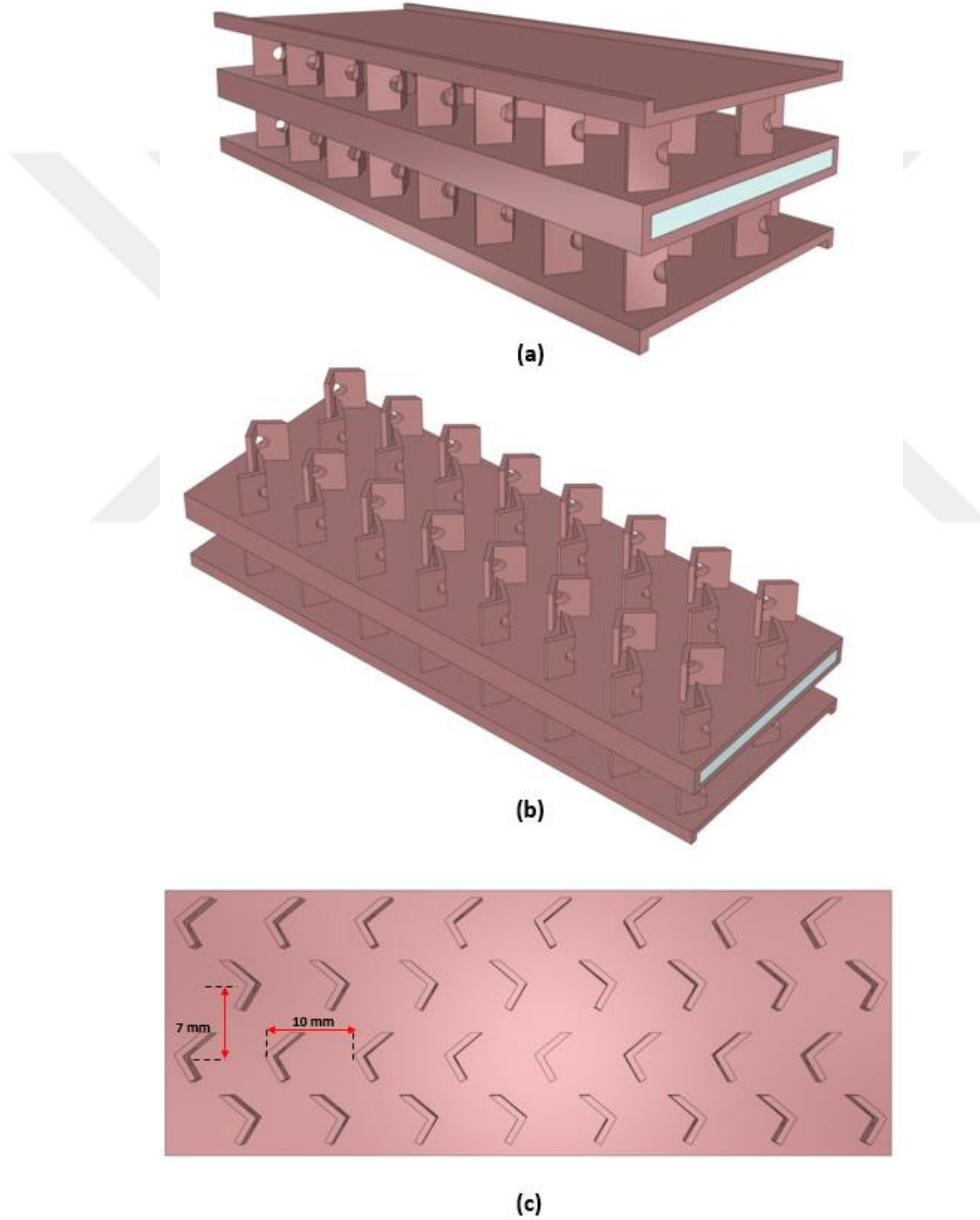
Şekil 5.11’de S geometrisi merkezine 2 mm çaplı delik açılarak SD kanat yapısı oluşturulmuştur. Ayrıca S kanat yapısına göre kanal üzerine daha sık aralıklı olarak konumlandırılmıştır. Kanat geometrisi üzerine açılan delik ile kanal üzerinde akışın türbülans etkilerinin artacağı düşünülmektedir. Ayrıca ağırlık olarak da S kanat yapısına göre daha hafif hale getirilmiştir. Şekil 5.11-c’de gösterildiği gibi hava akış yönü boyunca 12 mm, akışkan akış yönü boyunca 4 mm aralıklarla SD kanatçıkları kanal üzerine konumlandırılmıştır.



Şekil 5.11 (a) İzometrik görünüş, (b) SD kanat yapısı gösterimi, (c) SD kanat üst görünüş

5.7 V-Delik Kanat Geometrisi

Şekil 5.12’de V geometrisinin merkezine 2 mm çaplı delik açılarak V kanat yapısı oluşturulmuştur. SD kanat geometrisinde beklenildiği gibi VD kanat geometrisinde de amaç, kanal üzerinde akışın türbülans etkilerinin artmasıdır. Kanatçıklar hava akış yönünde 7 mm aralıklarla 4 sıra simetrik olarak yerleştirilmiştir. Şekil 5.12-c’de görüleceği gibi V kanat geometrisi ile kanal üzerinde konumlandırma aynı ölçülerdedir.



Şekil 5.12 (a) İzometrik görünüş, (b) VD kanat yapısı gösterimi, (c) VD kanat üst görünüş

5.8 Sayısal Çözüm Yöntemi

Yapılan nümerik analizlerde sürekli rejimde sıkıştırılamaz akış için süreklilik, Navier-Stokes ve enerji denklemleri ve ilgili türbülans denklemleri kullanılmıştır. Bu denklemler ikinci dereceden ayrıklaştırma şeması kullanılarak çözülmüştür

Yapılan nümerik analizlerde sürekli rejimde sıkıştırılamaz akış için süreklilik, Navier-Stokes ve enerji denklemleri ve ilgili türbülans denklemleri kullanılmıştır. Bu denklemler ikinci dereceden ayrıklaştırma şeması kullanılarak çözülmüştür

Denklemler aşağıda ifade edilmektedir. Denklemlerde u , T , P , ρ , μ , c_p ve k sırasıyla ortalama hız, sıcaklık, basınç, yoğunluk, dinamik viskozite, özgül ısı ve termal iletkenliği gösterir.

Kütle Korunumu için:

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0 \quad (5.16)$$

Momentum Denklemi:

$$\begin{aligned} \rho_a \left(\frac{u_x \cdot u_x}{\partial x} + \frac{u_x \cdot u_y}{\partial y} + \frac{u_x \cdot u_z}{\partial z} \right) &= \eta_a \left(\frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial z^2} \right) \\ \rho_a \left(\frac{u_y \cdot u_x}{\partial x} + \frac{u_y \cdot u_y}{\partial y} + \frac{u_y \cdot u_z}{\partial z} \right) &= \eta_a \left(\frac{\partial^2 u_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_y}{\partial z^2} \right) \\ \rho_a \left(\frac{u_z \cdot u_x}{\partial x} + \frac{u_z \cdot u_y}{\partial y} + \frac{u_z \cdot u_z}{\partial z} \right) &= \eta_a \left(\frac{\partial^2 u_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} \right) \end{aligned} \quad (5.17)$$

Enerji Denklemi:

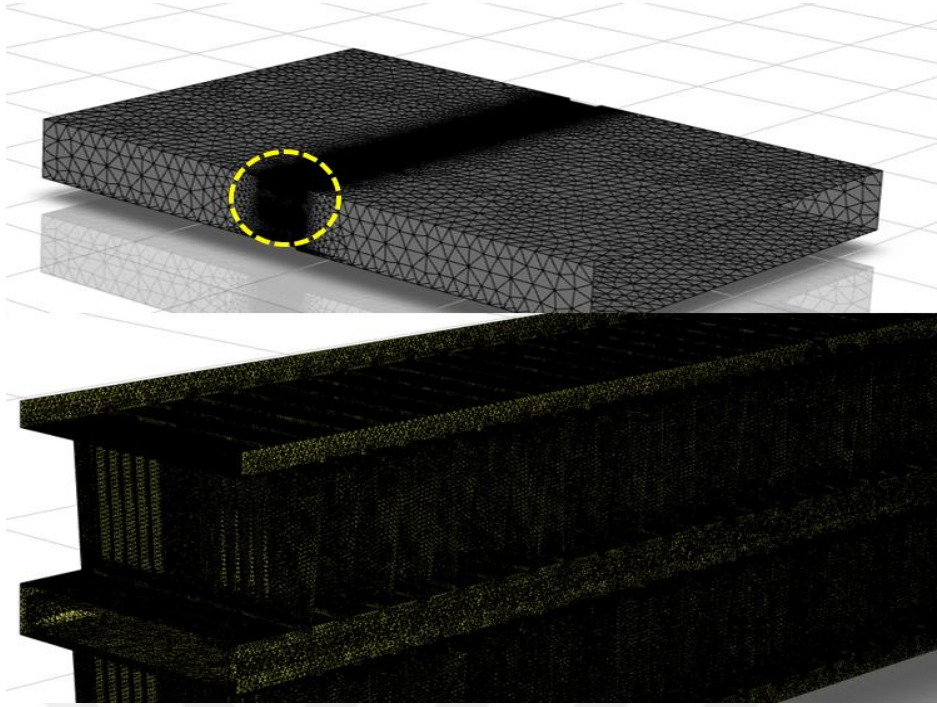
$$\rho_a \left(\frac{\partial(u_x T)}{\partial x} + \frac{\partial(u_y T)}{\partial y} + \frac{\partial(u_z T)}{\partial z} \right) = \frac{k_a}{c_a} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (5.18)$$

k-ε türbülans modeli denklemleri:

$$\begin{aligned}\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho v_i k) &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\frac{\mu}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \mu_t \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial v_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon \\ \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho v_i \varepsilon) &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\frac{\mu}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} \mu_t \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial v_i}{\partial x_j} - C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} \rho\end{aligned}\quad (5.19)$$

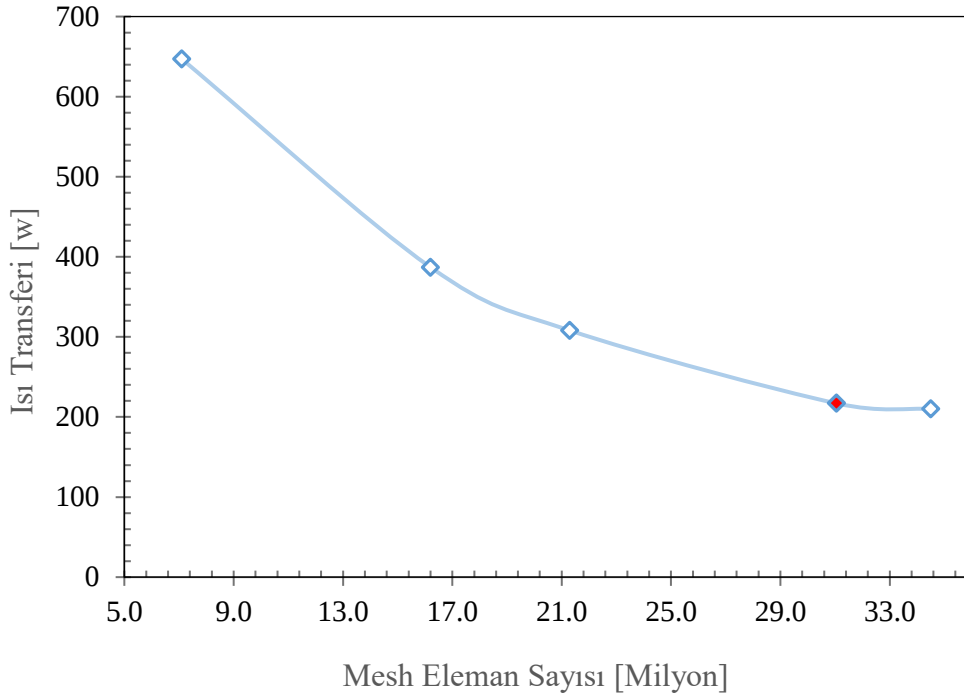
$$\mu_t = C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k} \rho$$

Akışı hesaplamak için basınca dayalı çözücü seçilmiştir. Akışı yöneten denklemler kütle, momentum ve enerjinin korunum denklemlerini içerir. Bu çalışmada, standart k-ε geliştirilmiş duvar fonksiyonu türbülans modeli seçilmiştir. Burada k ve ε sırasıyla türbülanslı kinetik enerji (turbulent kinetic energy) ve türbülanslı kinetik enerjinin yayılma hızıdır (the rate of dissipation of turbulent kinetic energy). Ana denklemler çözülürken, couple algoritması seçilmiştir. Momentum ve enerji denklemleri ikinci dereceden diferansiyel şeması kullanılarak ayrıklaştırılmıştır. Enerji denkleminin yakınsama doğruluğu 10^{-6} dır.



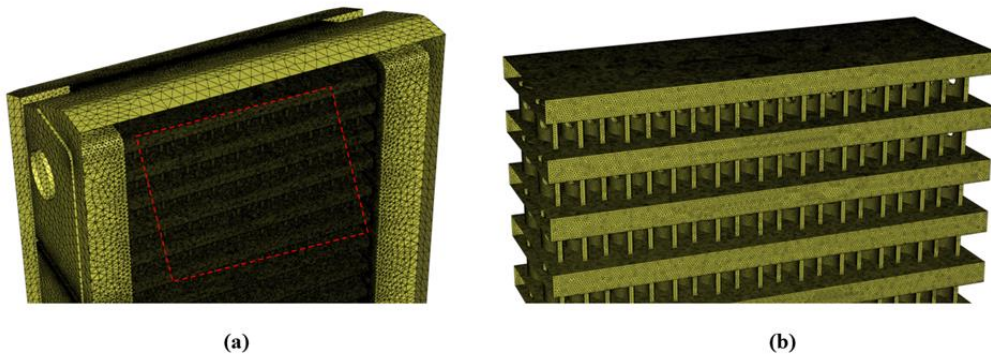
Şekil 5.13 CFD modeli ağ örgüsü yapısı

CFD modeli için ağ ANSYS Meshing kullanılarak oluşturulmuştur. Kanal geometrisinde bölgesel olarak face sizing kullanılarak daha sık bir mesh yapısı oluşturulmuştur. Sonucun mesh yapısından bağımsızlığını göstermek için Şekil 5.14’de gösterildiği gibi mesh bağımsızlığı çalışması yapılmıştır. Ağ yapılarının miktarı ve kalitesi, simülasyonların zamanı ve doğruluğu için oldukça önemlidir. Bu nedenle simülasyon sonuçlarını etkilememek için mesh tipi ve boyutu seçilirken dikkat edilmelidir. Ağ örgüsünden bağımsızlığı yakalamak için en az beş ağ örgüsü oluşturulmuştur. Mesh yapısı toplam 31.063.064 elemandan oluşan ağ yapısıyla analizlere devam edilmiştir. Şekil 5.13’de gösterildiği gibi kanal ve hava kanatçıklarına daha sık mesh yapısı uygulanmıştır. Ağ örgüsü ortalama skewness değeri 0,25 maksimum skewness değeri 0,87’dir. Tam gelişmiş akışın elde edilebilmesi ve akışta giriş çıkış etkilerinin oluşmaması için hava tarafı hacmi yeteri kadar uzun tutulmuştur.



Şekil 5.14 Mesh bağımsızlığı

Alternatif hava kanadı ve ısı değiştiricisi çalışmalarında da aynı skewness değeri ve ağ yapıları referans alınarak ağ örgüsü oluşturulmuştur (Şekil 5.15). Alternatif ısı değiştiricisi CFD modeli için ağ örgüsü ortalama skewness değeri 0,25 maksimum skewness değeri 0,90'dur. Mesh yapısı toplam 38.230.234 elemandan oluşan ağ yapısıyla analizlere devam edilmiştir.



Şekil 5.15 Alternatif ısı değiştirici ağ örgü yapısı

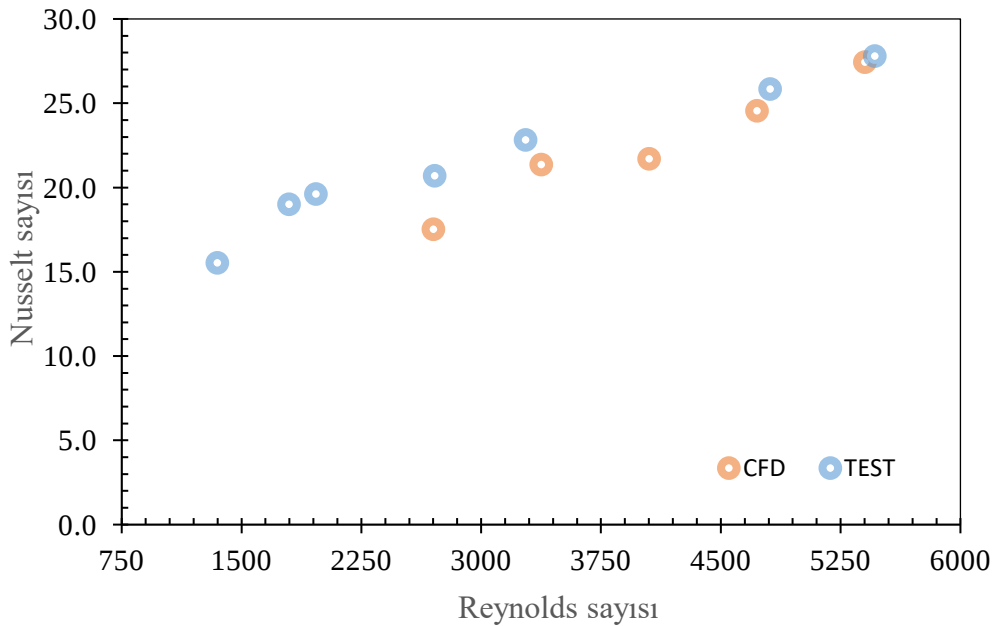
5.9 Sayısal ve Deneysel Çalışmaların Karşılaştırılması

Bu bölümde mevcut yakıt soğutucusu için gerçekleştirilen hesaplamalı akışkanlar dinamiği çalışmalarının deneysel çalışmalar ile doğrulaması yapılmıştır. Mevcut soğutucu ve deneysel çalışmalar Tablo 5.2’de gösterilen sınır şartlarında hava tarafı ısı transfer performansı açısından karşılaştırılmıştır.

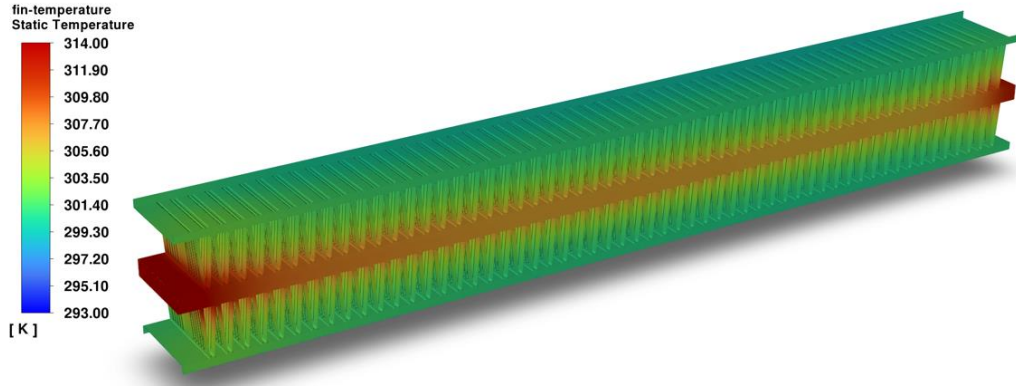
Tablo 5.2 Deneysel çalışma senaryosu CFD sınır şartları

Hava Kütleli Debisi	Hava Giriş Sıcaklığı	Yağ Giriş Sıcaklığı
kg/s	K	K
0,421	293	353
0,526	293	353
0,63126	293	353
0,73647	293	353
0,84168	293	353

Kanat hatvesine bağlı hesaplanan Reynolds sayısına bağlı Nusselt sayısı eğrisi Şekil 5.16’da gösterilmiştir. Şekil 5.16’da da görüldüğü gibi deneysel ve sayısal çalışmalar birbiri ile uyumlu ve %7 hassasiyette doğrulamaktadır. Gerçekleştirilen diğer analizlerde ağ örgüsü ve çözümleme metodu bu sayısal analizde kullanılan metotlar referans alınarak gerçekleştirilmiştir.



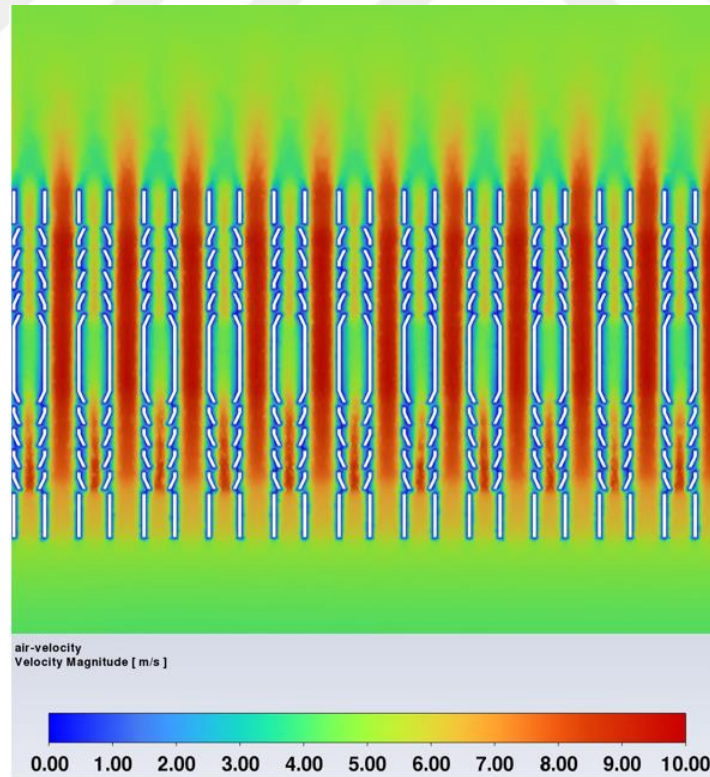
Şekil 5.16 CFD ve deneysel çalışma karşılığı



Şekil 5.17 Panjurlu kanatçık yüzey sıcaklığı

Mevcut yakıt soğutucusu ile Tablo 5.2’ de gösterilen beş farklı analiz gerçekleştirilmiştir. Şekil 5.17 ve Şekil 5.18’de sırasıyla yüzey sıcaklığı ve hız kontürleri gösterilmektedir.

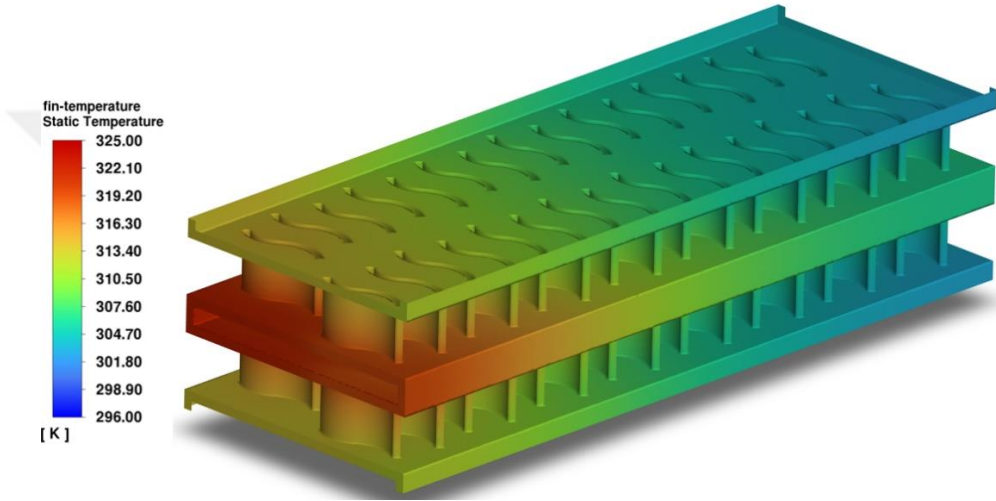
Şekil 5.18’de kanatlardaki panjur geometrisi nedeniyle sınır tabakasının sürekli olarak parçalandığı görülmektedir. Bu da ısı transfer performansında iyileşme sağlamaktadır.



Şekil 5.18 Panjurlu kanatçık kesit hız kontürü

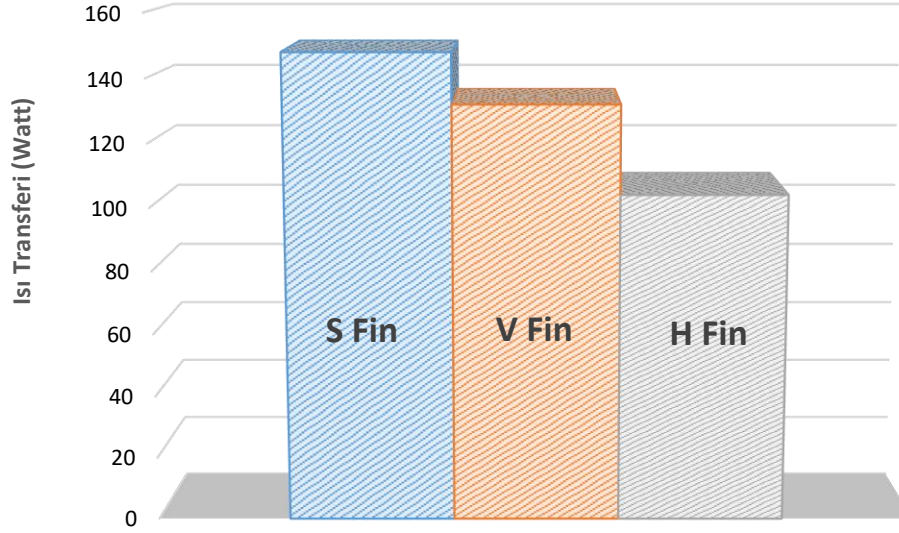
5.10 Alternatif Hava Kanatçık Geometrisi CFD Analizleri

Ekllemeli imalata uygun farklı ve basit geometrilere sahip üç farklı hava kanatçığı üzerinde CFD çalışmaları gerçekleştirilmiştir. 34.290.653 elemandan oluşan ağ örgüsü oluşturulmuştur. Referans CFD modeline uygun şekilde sınır şartları ve akış hacimleri modellenmiştir. Ağ örgüsü ortalama skewness değeri 0,25 maksimum skewness değeri 0,84'tür. Geometriler arasındaki ısı transferi performansını karşılaştırmak için Şekil 5.19, Şekil 5.21 ve Şekil 5.22'de yüzey sıcaklığı kontürleri gösterilmektedir.



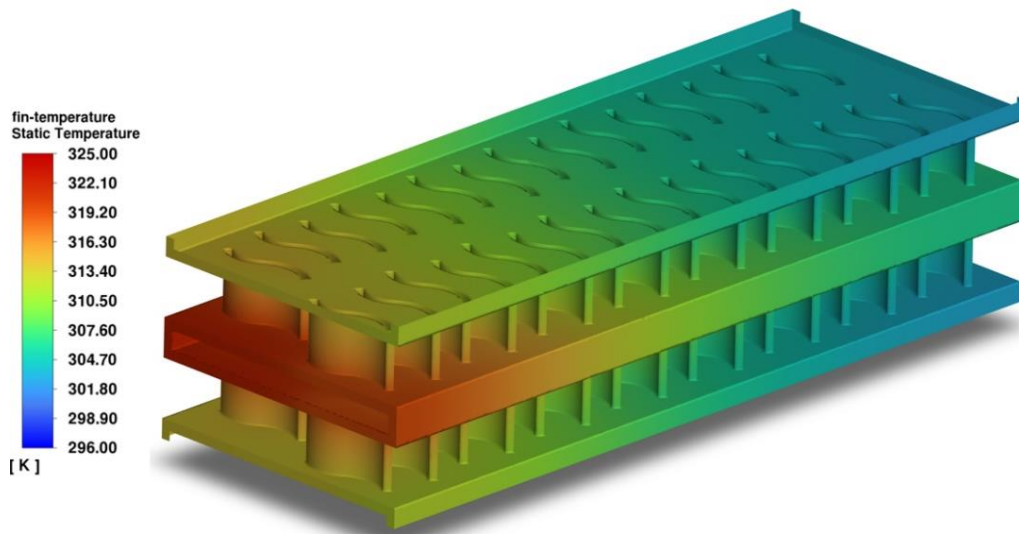
Şekil 5.19 S Kanatçık yüzey sıcaklığı

Buna göre S kanatçık geometrisine sahip Şekil 5.19'da gösterilen yüzey sıcaklıklarındaki değişimin H ve V geometrili kanatçık yapısına göre daha fazla olduğu görülmektedir.

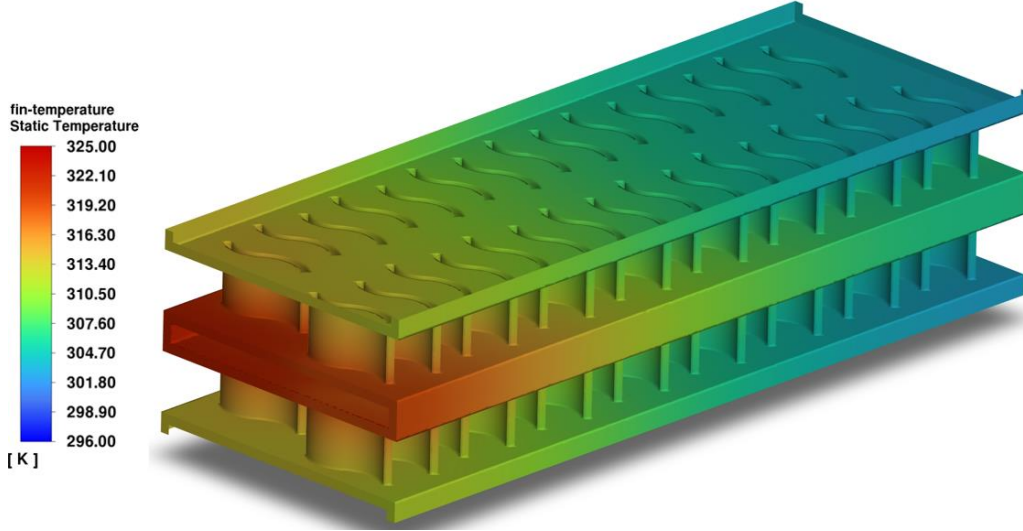


Şekil 5.20 Geometri ısı transferi performansı karşılaştırması

Sınır şartları, hava hızı (velocity-inlet) 8 m/s, sıcaklığı 293 K ve akışkan debisi 0,083 kg/s ve akışkan sıcaklığı 353 K olacak şekilde CFD analizleri çözümlenmiştir. Kanatçıkların ısı transferi performansı Şekil 5.20’de özetlenmiştir.



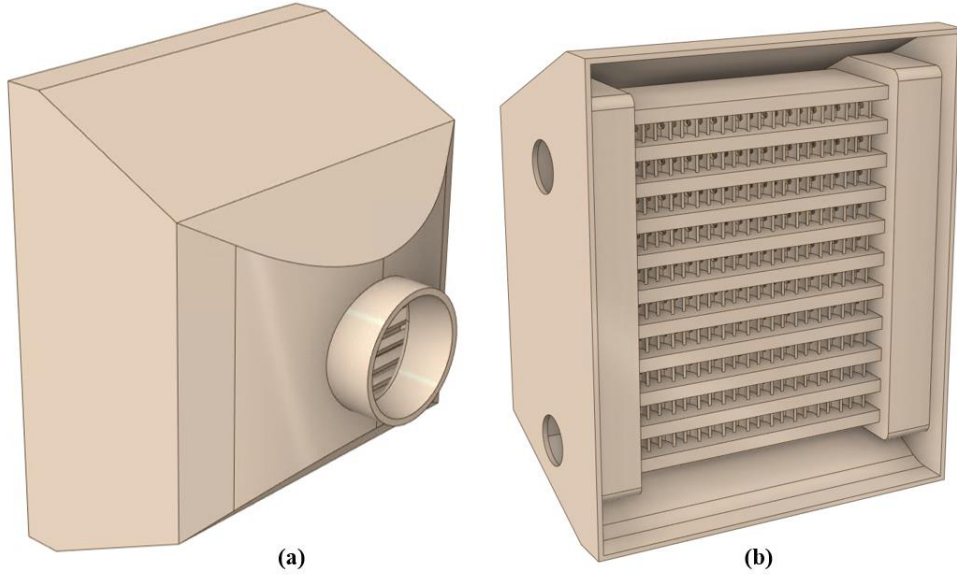
Şekil 5.21 H kanatçık yüzey sıcaklığı



Şekil 5.22 V kanatçık yüzey sıcaklığı

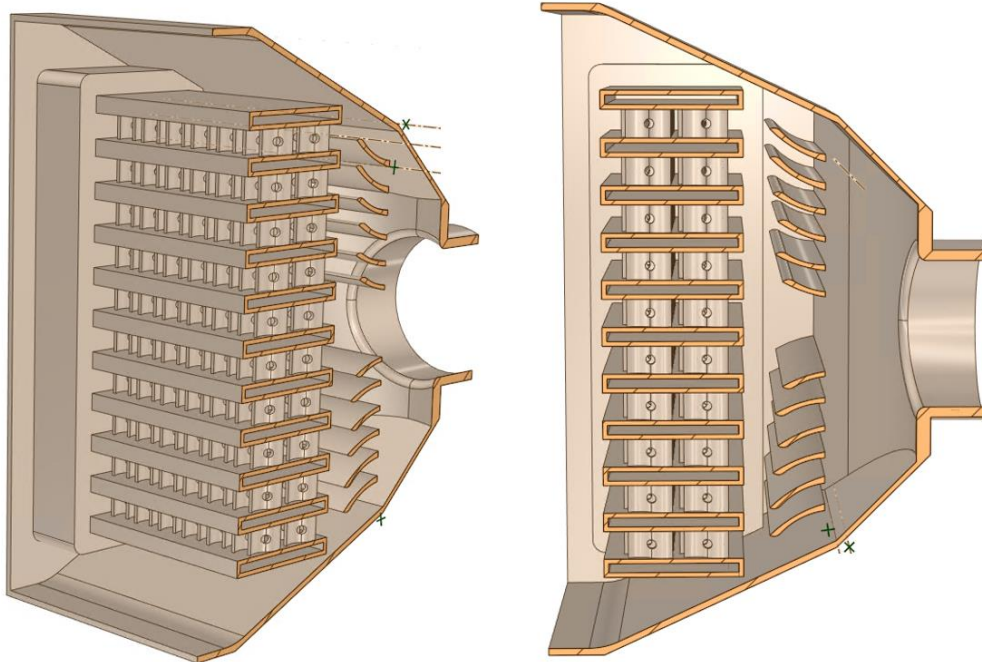
5.11 Alternatif Isı Değiştiricisi CFD Analizleri

Bu bölümde mevcut yakıt soğutucusuna alternatif olacak bir ısı değiştiricisi tasarımı önerilmiştir. Deneysel çalışmaları gerçekleştirilen ısı değiştiricisi ile benzer geometrik ölçülere sahip olacak şekilde tasarlanmıştır. Buna göre akışkan giriş borusu çapı aynı alınmıştır. Eklemeli imalat metodunun avantajlarından yararlanılacak bir tasarıma gidilmiş ve ısı değiştiricisi, havayı kanatçıklara toplayarak yönlendiren davlumbaz geometrisi ile bütünleşik şekilde tasarlanmıştır. Hava kanatçıkları için gerçekleştirilen CFD çalışmaları incelendiğinde S-Delikli fin geometrisinin ısı transferi performansının daha iyi olduğu görülmüş ve hava kanadı olarak S-delikli kanat geometrisi kullanılmıştır. Şekil 5.23’de tasarlanan alternatif ısı değiştiricisi gösterilmektedir.

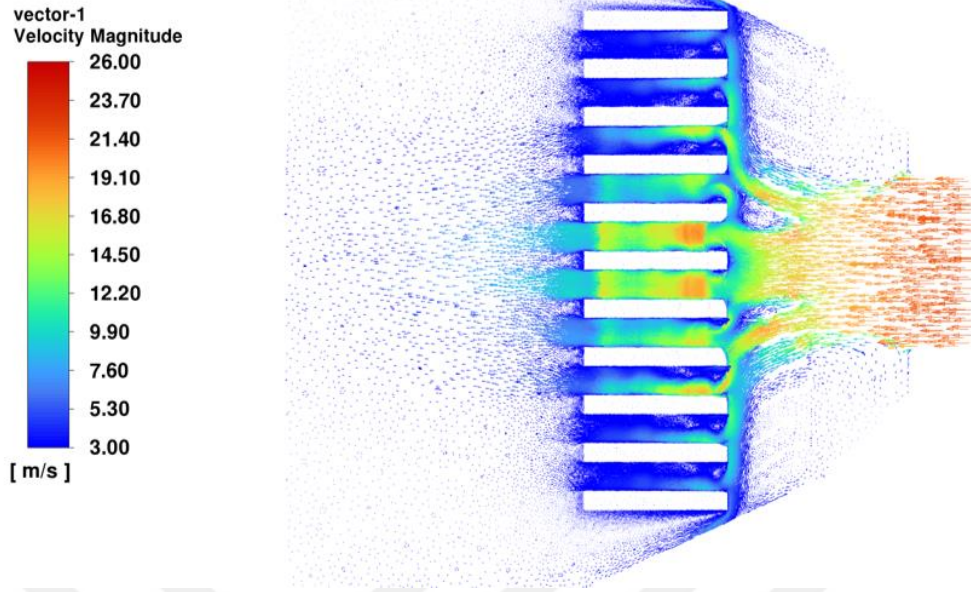


Şekil 5.23 Alternatif ısı değıştircisi genel görünüm, (a) hava giriş yönü, (b) hava çıkış yönü

Davlumbaz içersine akışı ısı değıştircinin çekirdek bölgesine yönlendiren 10 adet yönlendirici plaka eklenmiştir. Bu sayede havanın ısı değıştircisi içersinde daha homojen bir şekilde hareket edeceği öngörölmüştür. Şekil 5.24’de alternatif ısı değıştircisinin kesit görüntüsü verilmiş ve yönlendirici plakalar gösterilmiştir.

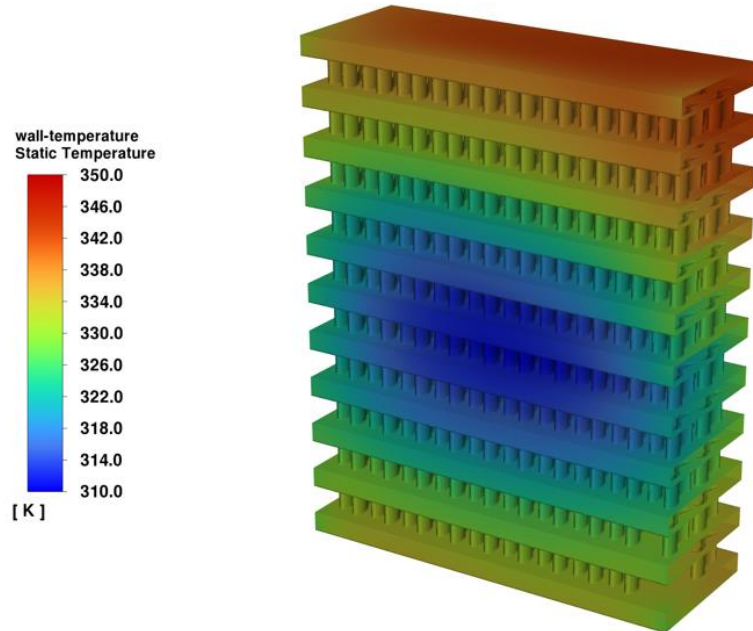


Şekil 5.24 Alternatif ısı değıştircisi kesit görünüşü



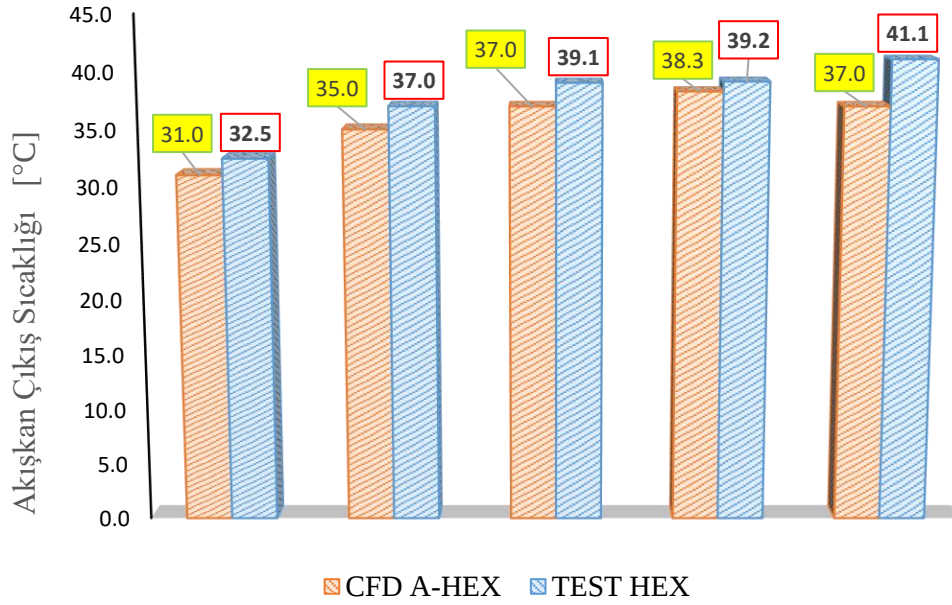
Şekil 5.25 Alternatif ısı değiştiricisi orta düzlem kesit hız vektörleri

Şekil 5.25’de ısı değiştiricisinin orta kesitinin hız vektörleri gösterilmektedir. Isı yönlendirici plakaların havayı yönlendirerek akışın daha homojen bir şekilde dağılmasına etki ettiği görülmektedir. Isı değiştiricisi katı yüzey sıcaklığı Şekil 5.26’da gösterilmektedir.



Şekil 5.26 Alternatif ısı değiştiricisi katı yüzey sıcaklığı dağılımı

Şekil 5.27’de gerçekleştirilen CFD analizi ile deneysel çalışmalar karşılaştırılmıştır. Alternatif ısı değiştiricisi sırasıyla $\Delta T = 25, 35, 45, 55$ ve $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ olduğu senaryolar için akışkan çıkış sıcaklığı karşılaştırılmıştır. Alternatif tasarım ile gerçekleştirilen çalışmada yağ çıkış sıcaklıklarının daha düşük olduğu görülmektedir.



Şekil 5.27 Akışkan çıkış sıcaklıkları karşılaştırması

6

Isı transferi performansına ek olarak hava tarafı ve akışkan tarafı basınç kaybı değerleri için sayısal ve deneysel çalışmalar gerçekleştirilecektir. Deneysel çalışmaların sonucu sürtünme katsayısı ve colburn faktörü ile ilgili korelasyonlar önerilecektir.



7.1 Deneysel Sonuçlar

Bu bölümde deneysel çalışmaların sonuçları paylaşılmıştır. Deneysel çalışmalar sonucu sıcaklık ölçümleri kullanılarak mevcut soğutucunun ısı transferi ve basınç düşümü sonuçları tablolar halinde verilmektedir. Basınç düşümü ve ısı transferi ile ilgili Colburn faktörü, sürtünme faktörü grafikleri Reynolds sayısına bağlı eğriler oluşturularak gösterilmektedir.

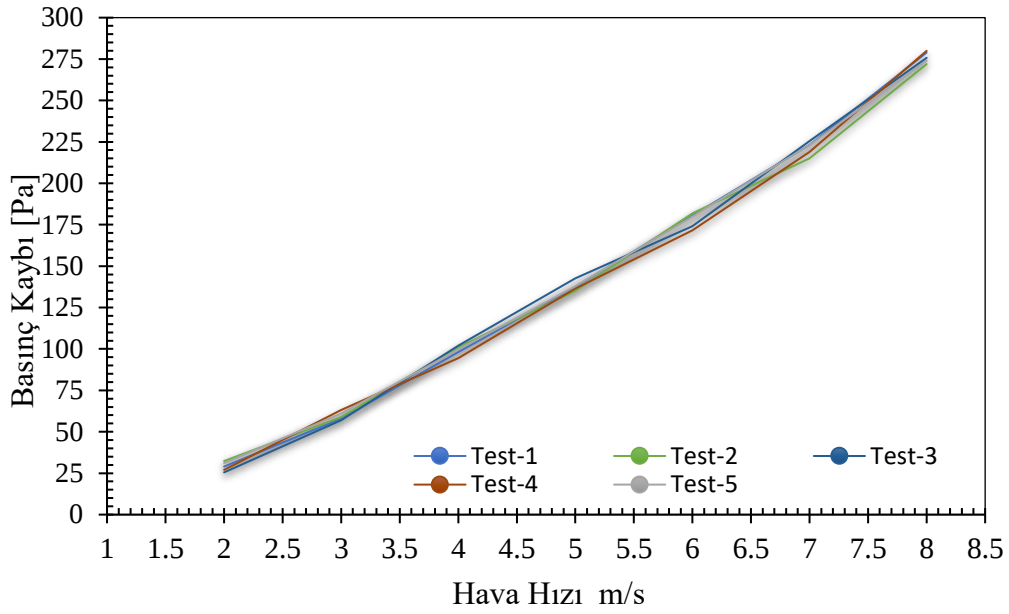
7.2 Hava Tarafı Basınç Düşümü ile İlgili Sonuçlar

Basınç düşümü ölçümleri fan frekansı 10, 15, 20, 25, 30, 35 ve 40 Hz olacak şekilde yapılmış ve manometre üzerinden fark basınç değeri kayıt altına alınmıştır. Tablo 7.1’de basınç düşümü değerleri verilmektedir. Şekil 7.1’de basınç düşümü hava hızı eğrisi gösterilmektedir.

Tablo 7.1 Basınç Düşümü Deney Sonuçları

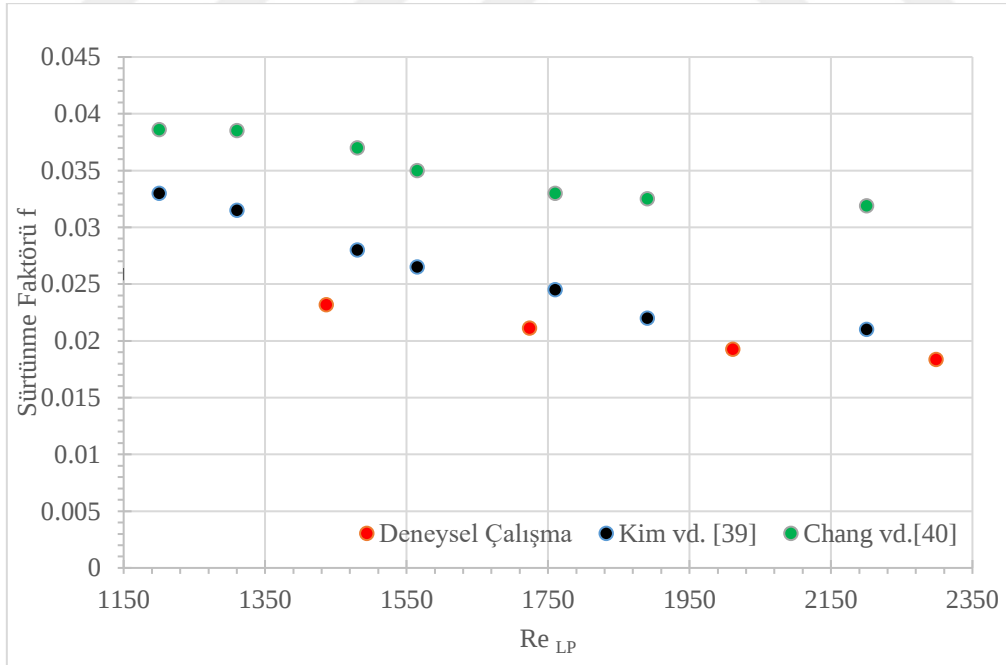
Hava Hızı m/s	Fan Frekansı Hz	ΔP Pa
2	10	29,42
3	15	58,84
4	20	98,10
5	25	137,30
6	30	180,13
7	35	223,45
8	40	278,192

Basınç düşümü için sistemde 5 farklı test gerçekleştirilmiştir. Testler esnasında ortam sıcaklığı 20 °C olarak ölçülmüştür.



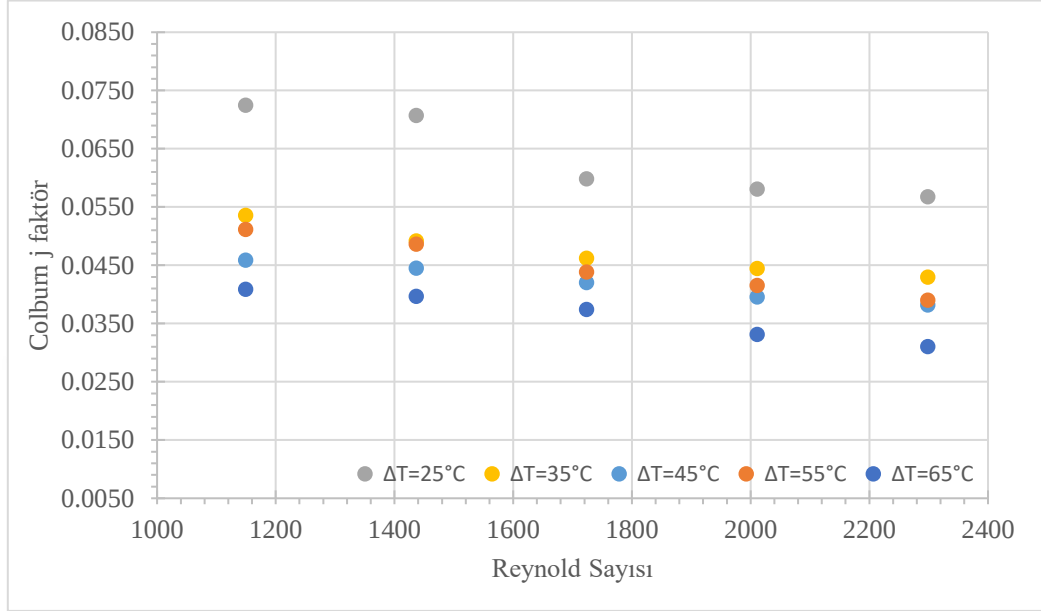
Şekil 7.1 Hava hızına bağlı hava tarafı basınç düşümü eğrisi

Yine basınç düşümü performansı ile ilgili olarak Reynolds sayısına bağlı sürtünme faktörü ilişkisi Şekil 7.2’de gösterilmiştir. Kim[41] ve Chang[42] panjur kanatlı hava kanatçıkları ile ilgili yaptığı çalışmalarla ile deneysel çalışma sonucu ortaya çıkan sürtünme faktörü değerleri karşılaştırılmıştır.

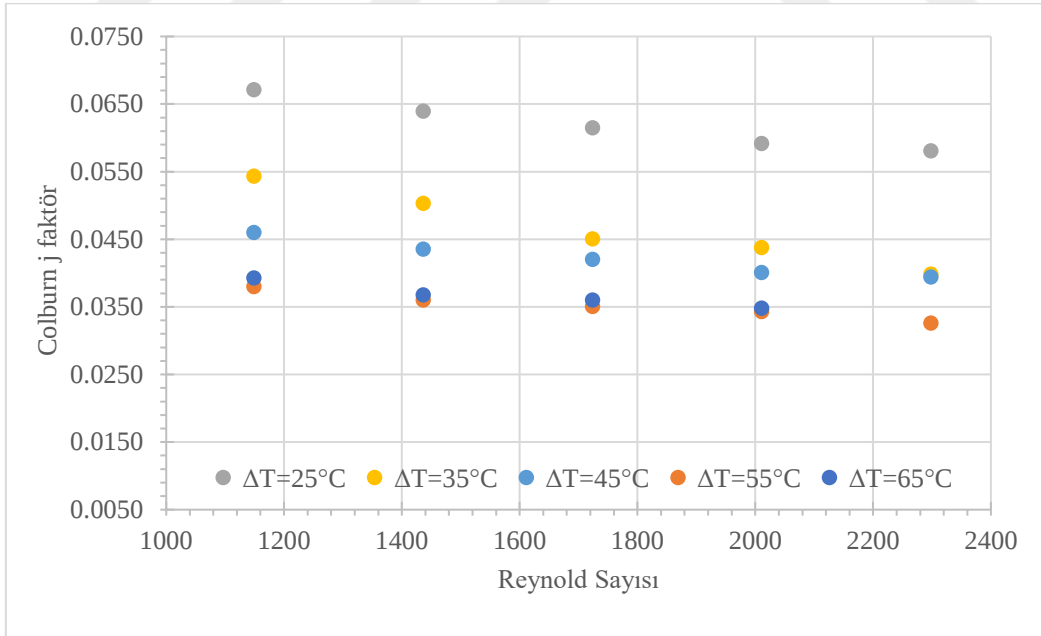


Şekil 7.2 Reynolds sayısı sürtünme faktörü grafiği

Şekil 7.3’de vana tam açık durumdayken gerçekleştirilen iki akışkanın giriş sıcaklık farkı sırasıyla $\Delta T = 25, 35, 45, 55$ ve 60°C olduğu senaryolarda Colburn faktörünün Reynolds sayısına bağlı eğrileri gösterilmektedir.



Şekil 7.3 Reynold sayısı Colburn faktörü grafiği - tam vana

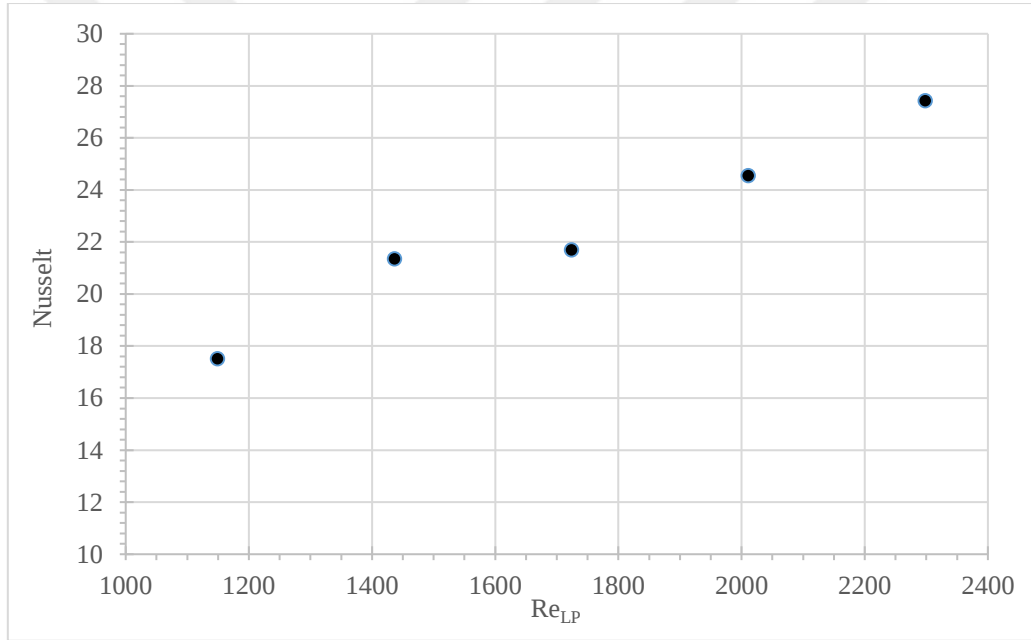


Şekil 7.4 Reynold sayısı Colburn faktörü grafiği - yarım vana

Şekil 7.4’de vana yarım açık pozisyonundayken gerçekleştirilen, iki akışkanın giriş sıcaklık farkı sırasıyla $\Delta T = 25, 35, 45, 55$ ve $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ olduğu senaryolarda Colburn faktörünün Reynolds sayısına bağlı eğrileri gösterilmektedir.

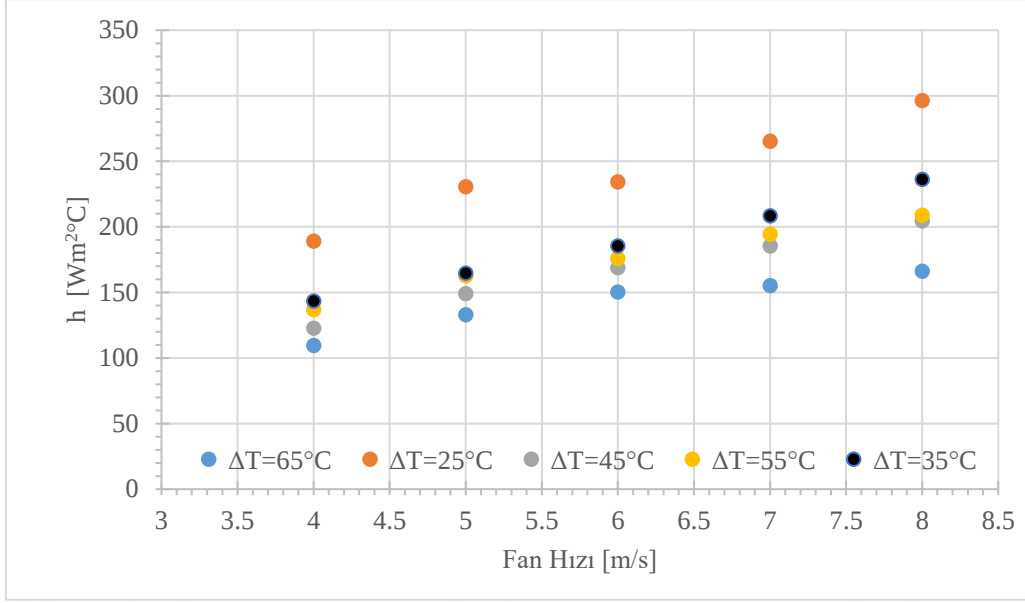
7.3 Isı Transferi Performansı ile İlgili Sonuçlar

Bu bölüm gerçekleştirilen deneysel çalışmalarda elde edilen sıcaklık değerleri ile mevcut yakıt soğutucusunun ısı transferi performansına yönelik sonuçları içermektedir. Hava tarafı h taşınım katsayısı sonuçları grafikleştirilmiştir. Şekil 7.5’de deneysel sayısal çalışmalar fin hatvesi ölçüsüne bağlı hesaplanan Reynolds sayısına karşılık gelen Nusselt sayıları çıkartılmıştır.



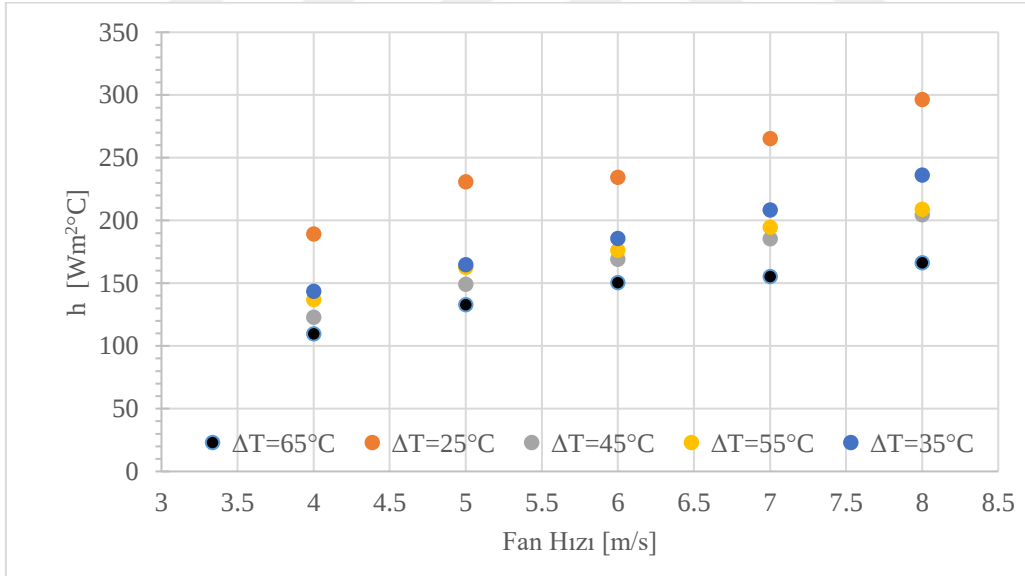
Şekil 7.5 Reynolds - Nusselt sayısı grafiği

Şekil 7.6’da vana tam açık durumda gerçekleştirilen iki akışkanın giriş sıcaklık farkı sırasıyla $\Delta T = 25, 35, 45, 55$ ve $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ olduğu senaryolarda ortaya çıkan taşınım katsayıları fan hızına bağlı olarak gösterilmektedir.



Şekil 7.6 Taşınım katsayısı - fan hızı eğrisi tam açık vana

Şekil 7.7’de vana yarım açık pozisyondayken gerçekleştirilen iki akışkanın giriş sıcaklık farkı sırasıyla $\Delta T = 25, 35, 45, 55$ ve 60°C olduğu senaryolarda ortaya çıkan taşınım katsayıları fan hızına bağlı olarak gösterilmektedir.



Şekil 7.7 Taşınım katsayısı - fan hızı eğrisi yarım açık vana

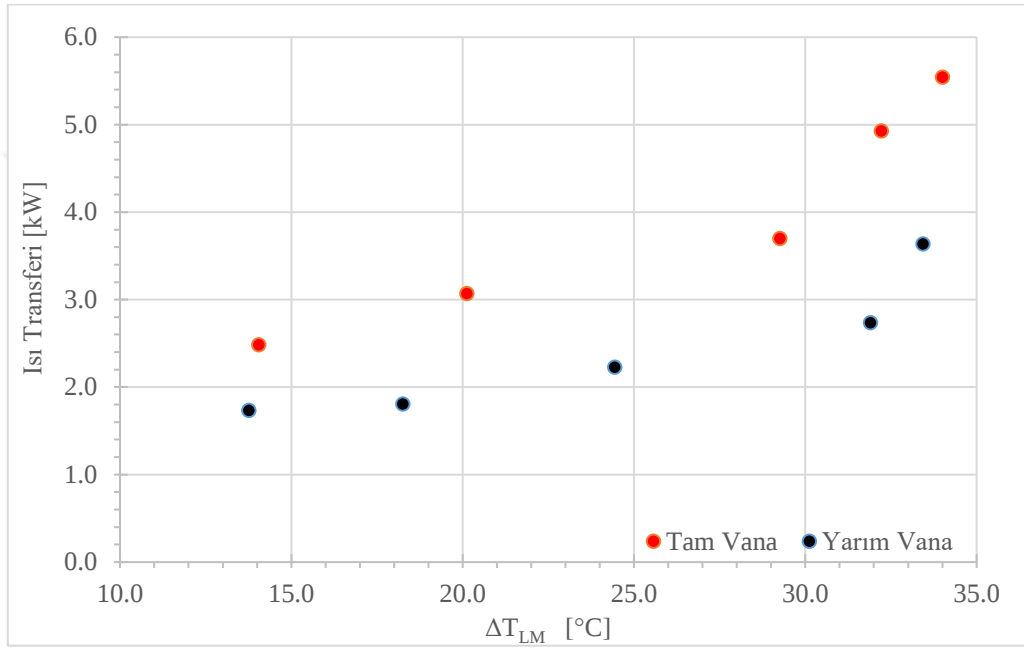
7.4 4 m/s Fan Hızındaki Deneysel Çalışma Sonuçları

Yapılan deneylerde farklı yağ sıcaklıklarında fan frekansı 20 Hz olarak ayarlanarak ortalama hava hızının 4 m/s olduğu senaryoda soğutucunun gerçekleştirdiği ısı transferinin hesaplanması için sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Gerçekleştirilen

deney senaryoları Tablo 7.2’de gösterilmektedir. Ortalama sıcaklık farkı 30 °C’den sonra ısı transferi artış hızı artmaktadır(Şekil 7.8).

Tablo 7.2 Fan frekansı 20 Hz deney senaryoları

Fan Frekansı Hz	Ortam Sıcaklığı [°C]	Yağ Giriş Sıcaklığı [°C]	Yağ Debisi [l/dk]
20	21	50-60-70-80	2.23-4



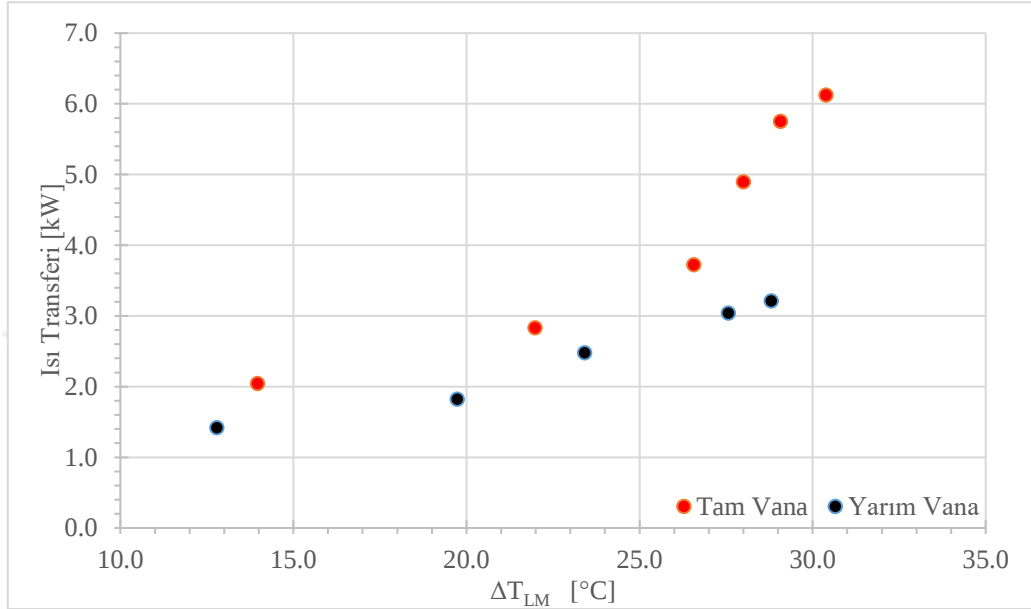
Şekil 7.8 Fan 20 Hz ısı transferi -sıcaklık farkı eğrisi

7.5 5 m/s Fan Hızındaki Deneysel Çalışma Sonuçları

Gerçekleştirilen deneylerde farklı yağ sıcaklıklarında fan frekansı 25 Hz olarak ayarlanarak ortalama hava hızının 5 m/s olduğu soğutucunun gerçekleştirdiği ısı transferinin hesaplanması için sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Gerçekleştirilen deney senaryoları Tablo 7.3’de gösterilmektedir. Tam açık vana pozisyonunda ortalama logaritmik sıcaklık farkı 25°C’den fazla olduğunda ısı transferi artış hızı artmaktadır (Şekil 7.9).

Tablo 7.3 Fan frekansı 25 Hz deney senaryoları

Fan Frekansı Hz	Ortam Sıcaklığı [°C]	Yağ Giriş Sıcaklığı [°C]	Yağ Debisi [l/dk]
25	22	50-60-70-80	2.23-4

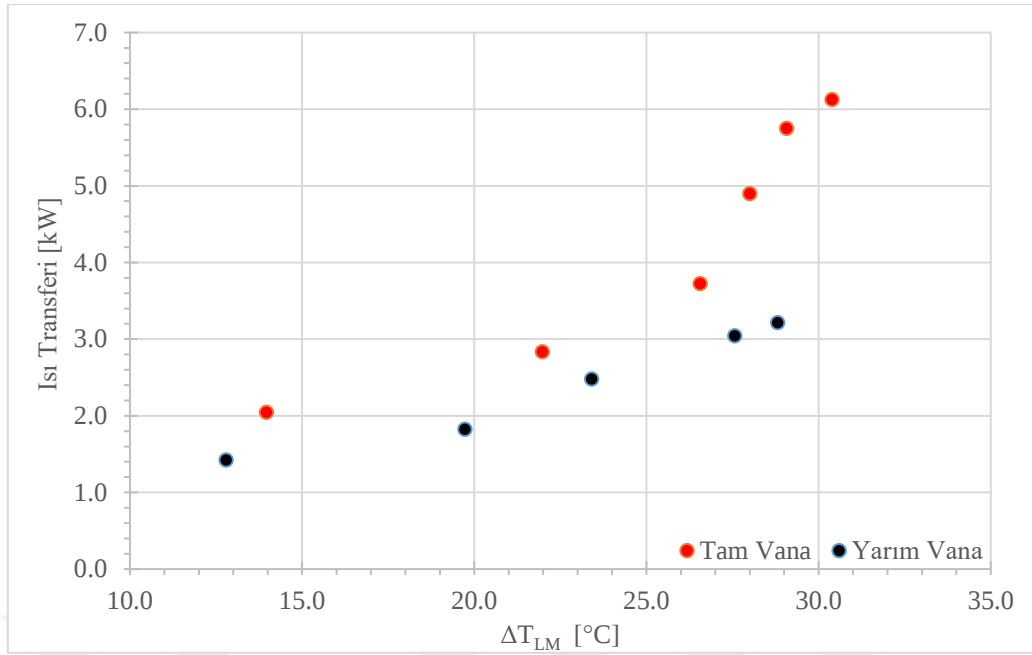
**Şekil 7.9** Fan 25 Hz ısı transferi -sıcaklık farkı eğrisi

7.6 6 m/s Fan Hızındaki Deneysel Çalışma Sonuçları

Gerçekleştirilen deneylerde farklı yağ sıcaklıklarında fan frekansı 30 Hz olarak ayarlanarak ortalama hava hızının 6 m/s olduğu soğutucunun gerçekleştirdiği ısı transferinin hesaplanması için sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Gerçekleştirilen deney senaryoları Tablo 7.4’de gösterilmektedir. Deney sonuçları Şekil 7.10’da verilmiştir.

Tablo 7.4 Fan frekansı 30 Hz deney senaryoları

Fan Frekansı Hz	Ortam Sıcaklığı [°C]	Yağ Giriş Sıcaklığı [°C]	Yağ Debisi [l/dk]
30	21	50-60-70-80	2.23-4



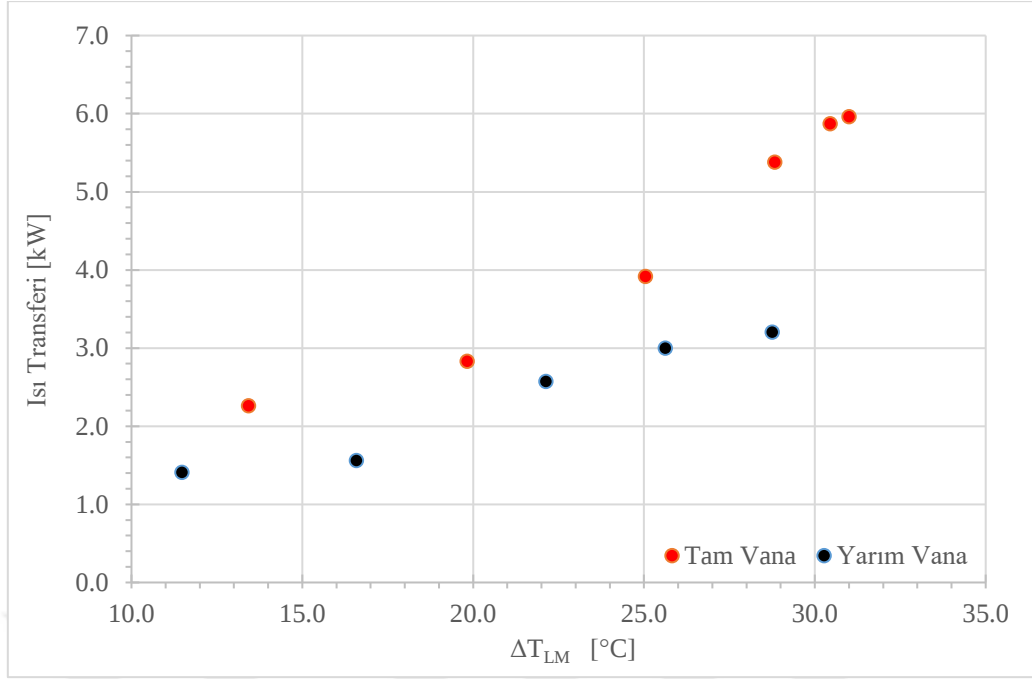
Şekil 7.10 Fan 30 Hz ısı transferi -sıcaklık farkı eğrisi

7.7 7 m/s Fan Hızındaki Deneysel Çalışma Sonuçları

Gerçekleştirilen deneylerde farklı yağ sıcaklıklarında fan frekansı 35 Hz olarak ayarlanarak ortalama hava hızının 7 m/s olduğu soğutucunun gerçekleştirdiği ısı transferinin hesaplanması için sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Gerçekleştirilen deney senaryoları Tablo 7.5'te gösterilmektedir. Deney sonuçları Şekil 7.11'de verilmiştir. Tam açık vana pozisyonunda ortalama logaritmik sıcaklık farkı 25°C'den fazla olduğunda ısı transferi artış hızı artmaktadır.

Tablo 7.5 Fan frekansı 35 Hz deney senaryoları

Fan Frekansı Hz	Ortam Sıcaklığı [°C]	Yağ Giriş Sıcaklığı [°C]	Yağ Debisi [l/dk]
35	22.4	50-60-70-80	2.23-4



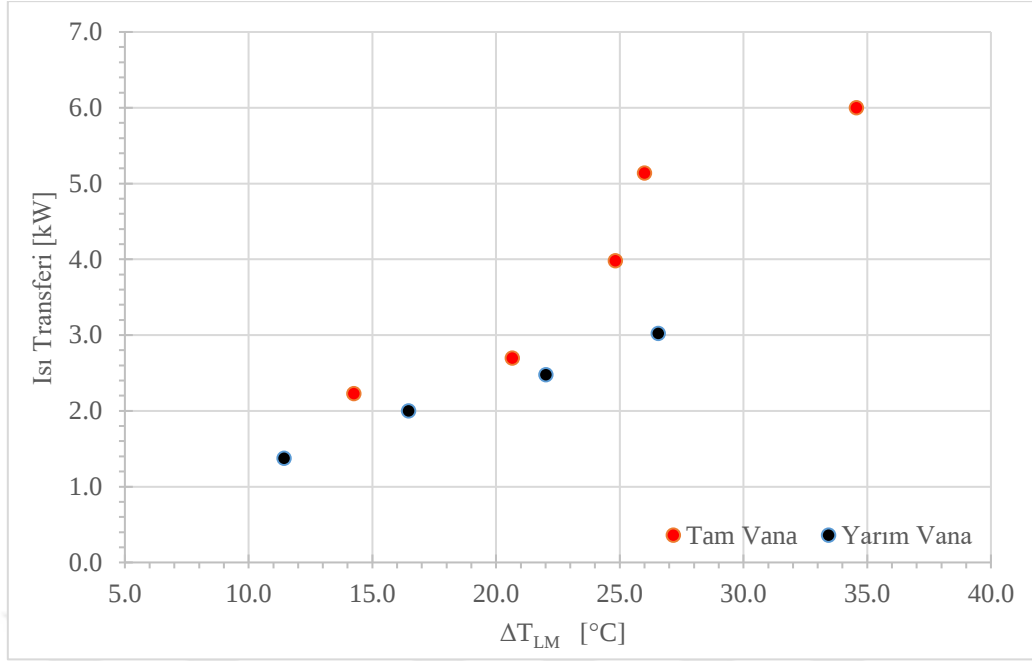
Şekil 7.11 Fan 35 Hz ısı transferi - sıcaklık farkı eğrisi

7.8 8 m/s Fan Hızındaki Deneysel Çalışma Sonuçları

Gerçekleştirilen deneylerde farklı yağ sıcaklıklarında fan frekansı 40 Hz olarak ayarlanarak ortalama hava hızının 8 m/s olduğu soğutucunun gerçekleştirdiği ısı transferinin hesaplanması için sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Gerçekleştirilen deney senaryoları Tablo 7.6’da gösterilmektedir. Deney sonuçları Şekil 7.12’de verilmiştir.

Tablo 7.6 Fan frekansı 40 Hz deney senaryoları

Fan Frekansı Hz	Ortam Sıcaklığı [°C]	Yağ Giriş Sıcaklığı [°C]	Yağ Debisi [l/dk]
40	20.5	50-60-70-80	2.23-4

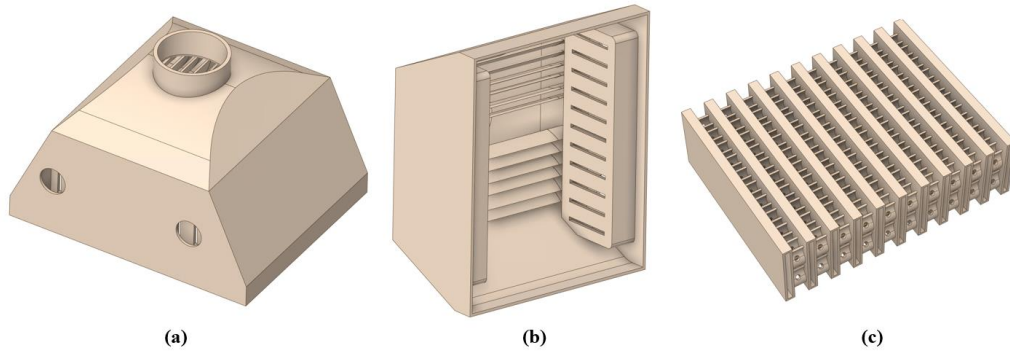


Şekil 7.12 Fan 40 Hz ısı transferi -sıcaklık farkı eğrisi

Isı transferi eğrileri incelendiği zaman birbirleri ile uyumlu olduğu görülmüştür. Akışkan sıcaklık farkı değeri 25 °C'den daha fazla olduğu test sonuçlarında ısı transfer oranının dikkat edici şekilde arttığı görülmektedir (Şekil 7.12).

Tam ve yarım vana ile gerçekleştirilen testler birbiri ile uyum göstermektedir.

7.9 Eklemeli İmalat Metodu ile Üretim



Şekil 7.13 Davlumbaz yapısı (a) giriş tarafı, (b) çıkış tarafı ve (c) kanal modeli

Deneyssel ve sayısal çalışmalar sonucu tasarım olarak öne sürülen SD kanatlı ısı değiştiricisi DMLS eklemeli imalat metodu ile üretime uygun olarak tasarlanmıştır (Şekil 7.13). Isı değiştiricisi tasarımlarında literatürde bu metodun kullanıldığı görülmüş ve AlSi10Mg malzemesi kullanılmasına karar verilmiştir. İlk aşama

tasarımları Space Claim paket programında tasarlanan ürünün detay tasarımı CATIA V5'de tamamlanmıştır. Isı değiştiricisi dış kabuk bölgesini oluşturan davlumbaz ve kanal geometrisi olacak şekilde 2 farklı parça olarak modellenmiştir. Eklemeli imalatla parça üretiminde, kolaylık sağlaması için modele eklenen destek yapılarını azaltmak için 45 ° ve üzeri formda model oluşturulmuştur. Isı değiştiricisi minimum et kalınlığı 0,75 mm olarak tasarlanmıştır. Yine de imalatçı gerekli olduğu durumda bu destek yapıları modele ekleyebilir. Bu durum üretimi süresini uzatacaktır. Parçanın zeminde kalmasını sağlamak ve olası gerilme ve mekanik etkileri en aza indirmek için destek yapılar önem arz etmektedir. Son ürünü ortaya çıkarmak için bu destek yapıların nasıl kaldırılacağı da imalatçı ile birlikte karar verilecek bir işlemdir.

7.10 Sonuç ve Tartışma

Bu çalışma ile ticari bir yakıt eşanjörünün deneysel ve sayısal olarak karşılaştırmalı ısı transferi ve basınç düşümü performansı incelenmiştir. Nümerik çalışmalarda yakıt soğutucusunun birbirini tekrarlayan bir bölümü alınarak çalışmalar yapılmıştır. Deneysel ve sayısal çalışmalar fin hatvesi ölçüsüne bağlı hesaplanan Reynolds sayısına karşılık gelen Nusselt sayıları çıkartılmış ve karşılaştırması yapılmıştır. Sayısal çalışmalar deneysel olarak elde edilen verilerle ısı transferi performansı açısından % 10 hata aralığının altında doğrulanmıştır. Doğrulan CFD modeli ile alternatif hava kanatçıkları tasarımları arasında SD delikli fin geometrisi seçilerek eklemeli imalata uygun bir ısı değiştiricisi tasarımı önerilmiştir. SD delikli fin geometrili ısı değiştiricisi teknik özellikleri Tablo 7.7’de gösterilmiştir.

Tablo 7.7 SD Isı değiştiricisi teknik özellikleri

Teknik Özellik		
İsim	SDFinDesign Hex	
Kullanım Amacı	UAV Engine	
Isı Transferi (Yaklaşık)	6.1	[kW]
Sıcak Akışkan: Yağ	PO-32	
Debi	4	[lpm]
Yoğunluk	872	[kg/m ³]
Giriş Sıcaklığı	86	[°C]
Çıkış Sıcaklığı	38	[°C]

Tablo 7.7 SD Isı değiştiricisi teknik özellikleri(devamı)

Özgül Isı	2,198	[kJ/kg K]
Kinematik Viskozite @40 C	32,18	[mm ² /s]
Termal İletkenlik	0,11	w/mK
Soğuk Akışkan Hava	Ortam Havası	
Debi	0,86	[kg/s]
Yoğunluk	1,205	[kg/m ³]
Inlet pressure (abs.)	1013,25	[mbar]
Giriş Sıcaklığı	20	[C]
ıkış Sıcaklığı	27,4	[C]
Özgül Isı	1,006	[kJ/kg K]
Geometrik zellikler		
Uzunluk (Tanklarla birlikte)	115x140	[mm]
Core Uzunluğu	82	[mm]
Core Yüksekliği	4	[mm]
Core Derinliği	30	[mm]
Cidar Kalınlığı	2	[mm]
Cooler type	plate/fin	
Yağ Akış Tipi	U_Flow	
Hava-Yağ Akış Tipi	Crossflow	
Giriş ıkış Port apı 	15	[mm]
Bağlantı Tipi	9/16" UNF	

Önerilen ısı değiştiricisi mevcut yakıt soğutucuya göre %6 daha iyi ısı transferi performansı sağlamaktadır. Bunun yanında 764 gram olan mevcut yakıt soğutucuya göre daha hafif olup, 506 gram ağırlığında bir ısı değiştiricisi tasarımı ortaya çıkmıştır. Mevcut ısı değiştiricisi toplam ısı transfer alanı 0,185 m² iken nerilen SD fin geometriki ısı değiştiricisinde bu değer 0,235 m²'dir. Eklemeli imalat metoduna uygun şekilde tasarımı yapılan yeni SD fin geometrili ısı değiştiricisi insansız hava araçlarında kullanılabilecek hale getirilmiştir.

Deneysel çalışmaların sonucunda mevcut ısı değiştiricide ΔT değeri 30C 'in üzerine çıktığında ısı transferi oranındaki artış % 30 lara ulaştığı görülmektedir. Tam ve yarım vana ile yapılan deneysel çalışmalar birbirleri ile uyumlu olduğu görülmekle birlikte debi artışının ısı transferine etkisi, ΔT değeri 25'in üzerine çıktığı zaman daha net olarak görülmektedir. h taşınım katsayısı ile ΔT değişiminin tam ve yarım vana deneysel çalışmalarında uyumlu olduğu görülmektedir.

Alternatif kanatçık geometrisi ile ilgili bulguları incelediğimizde; farklı geometriler arasında S, H, V profil kesitli kanatçıklar incelenmiş S kesitli geometrinin ısı

transferi performansı açısından daha iyi performans gösterdiği görülmüştür. Diğer iki kanat profilinin arasında H kanat profili en düşük ısı transferi performansına sahipken V profilli kanatçığın S profil kesitli kanatçığa yakın bir ısı transferi performansına sahip olduğu görülmektedir.



KAYNAKÇA

-
- [1] A.M. Aneesh, A. Sharma, A. Srivastava, K.N. Vyas, P. Chaudhuri, "Thermal hydraulic characteristics and performance of 3D straight channel based printed circuit heat exchanger ", *Appl. Therm. Eng.* , vol.98, pp.474–482, 2016.
 - [2] H.H. Khan, A.M. Aneesh, A. Sharma, A. Srivastava, P. Chaudhuri, "Thermal hydraulic characteristics and performance of 3D wavy channel based printed circuit heat exchanger ", *Appl. Therm. Eng.* , vol.87, pp.519-528, 2015.
 - [3] Seung Yeob Lee, Bo Guen Park, Jin Taek Chung, "Numerical studies on thermal hydraulic performance of zigzag-type printed circuit heat exchanger with inserted straight channels ", *Applied Thermal Engineering*, vol.123, pp.1434-143, 2017.
 - [4]. Babak Lotfi, Bengt Sundén, Qiuwang Wang "An investigation of the thermo-hydraulic performance of the smooth wavy fin-and-elliptical tube heat exchangers utilizing new type vortex generators ", *Applied Energy*, vol.162, 2015.
 - [5] S.M. Lee, K.Y. Kim, "Multi-objective optimization of arc-shaped ribs in the channels of a printed circuit heat exchanger ", *Int. J. Therm. Sci.* , vol.94, pp.1-8, 2015.
 - [6] S.M. Lee, K.Y. Kim, S.W. Kim, Multi-objective optimization of a double-faced type printed circuit heat exchanger ", *Appl. Therm. Eng.* , vol.60, pp.44-50, 2013.
 - [7] N. Tsuzuki, Y. Kato, T. Ishiduka, "High performance printed circuit heat exchanger ", *Appl. Therm. Eng.* vol.27, pp.1702-1707, 2007.
 - [8] Ngo L, Kato Y, Nikitin K, Tsuzuki N "New printed circuit heat exchanger with S shaped fins for hot water supplier ", *Exp Thermal Fluid Sci.* , vol.30, pp.811-819, 2006.
 - [9] Oh C, Kim E, Sharake R, Patterson M " Effect of channel configurations for tritium transfer in printed circuit heat exchangers ", *International congress on advances in nuclear power plants*, pp.9146, 2009.
 - [10] Kim De, Kim Mh, Cha Je, Kim So, "Numerical investigation on thermal hydraulic performance of new printed circuit heat exchanger model ", *Nucl Eng Des.* , vol. 238, pp.3269-3276, 2008.
 - [11] K. Natesan, A. Moiseyev, S. Majumdar, "Preliminary issues associated with the next generation nuclear plant intermediate heat exchanger design ", *J. Nucl. Mater.* , vol.392, pp.307- 315, 2009.
 - [12] H.P. Lo, C.H. Hung, C.C. Wang, "Simulation of velocity distribution and pressure drop in every channel in the printed circuit heat exchanger ", *ECS Trans.* , vol.57, pp.393-399, 2013.

- [13] Hamidreza Rastan, Amir Abdi, Bejan Hamawandi, Monika Ignatowicz, Josua P. Meyer, Björn Palm, "Heat transfer study of enhanced additively manufactured minichannel heat exchangers ", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol.161, pp.120271, 2020.
- [14] L.L. Hein, M.V.V. Mortean, "Theoretical and experimental thermal performance analysis of an additively manufactured polymer compact heat exchanger ",*International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol.124, pp.105237, 2021.
- [15] David Saltzman, Michael Bichnevicius, Stephen Lynch, Timothy W. Simpson, "Design and evaluation of an additively manufactured aircraft heat exchanger", *Applied Thermal Engineering*, vol.138, 2018.
- [16] Tisha Dixita, Ebrahim Al-Hajria, Manosh Paulb, Perumal Nithiarasuc and S. Kumarb, "High performance, microarchitected, compact heat exchanger enabled by 3D printing", *Applied Thermal Engineering*, vol.210, pp.118339, 2022.
- [17] Merve Göltas, Baris Gürel, Ali Keçebas, Volkan Ramazan Akkaya, Onur Vahip Güler, "Improvement of thermo-hydraulic performance with plate surface geometry for a compact plate heat exchanger manufactured by additive manufacturing", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol.188, pp.122637, 2022.
- [18] Sofiya Pracht, Julian Will, Steffen Klöppel, Thomas Funke, Hans Quack, Christoph Haberstroh, "Experimental and numerical study of a 3D-printed aluminium cryogenic heat exchanger for compact Brayton refrigerators", *Cryogenics* , vol.123, pp.103418, 2021.
- [19] Jiuxin Ning, Xiaodong Wang, Yajing Sun, Chenggang Zheng, Shengwu Zhang, Xi Zhao, Changyong Liu, Wentao Yan, "Experimental and numerical investigation of additively manufactured novel compact plate-fin heat exchanger ", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol.190, pp.122818, 2021.
- [20] Evaldas Greiciunas, Duncan Borman, Jonathan Summers, Steve J. Smith "Experimental and numerical study of the additive layer manufactured inter-layer channel heat exchanger", *Applied Thermal Engineering*, vol.188, pp.116501, 2021.
- [21] Adrian S. Sabau, Adrian Bejanb, David Brownellc, Kyle Gluesenkampd, Bart Murphyd, Fred List, Keith Carverd, "Additive manufacturing, and performance of heat exchanger with a novel flow-path architecture", *Applied Thermal Engineering*, vol.180, 2020.
- [22] Ali İhsan Koca, Cemal İrfan Çalışkan, Ebubekir Koç, "A Novel 3-D Printed Air-Cooled Fuel Cooler Heat Exchanger for Aviation Industry", *JAMT*, pp.2-22, 2022.
- [23] Xiang Zhang, Ying Huang, Jiangnan Song, Zongpeng Ma, Lunjun Chen, Taike Li, "Numerical investigation of the air-side performance of louver fin-and-tube radiators having rectangular, tapered and airfoil section configuration ", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol.80, pp.281-287, 2015.

- [24] Miftah Altwieb, Krzysztof J. Kubiak, Aliyu M. Aliyu, Rakesh Mishra, "A new three-dimensional CFD model for efficiency optimisation of fluid-to air multi-fin heat exchanger ", *Thermal Science and Engineering Progress*, vol.19, pp.100658, 2020.
- [25] Ngoctan Tran, Chi-Chuan Wang, "Optimization of the airside thermal performance of mini-channel-flat-tube radiators by using composite straight-and-louvered fins", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol.160, pp.120160, 2020.
- [26] S.H. Habibian, Ali Mostafazade Abolmaali, H. Afshin, "Numerical investigation of the effects of fin shape, antifreeze and nanoparticles on the performance of compact finned-tube heat exchangers for automobile radiator ", *Applied Thermal Engineering*, vol.133, 2018.
- [27] V.P. Malapure, Sushanta K. Mitra , A. Bhattacharya, "Numerical investigation of fluid flow and heat transfer over louvered fins in compact heat exchanger ", *International journal of Thermal Sciences*, vol.46, pp. 199-211, 2007.
- [28] Davenport, C. J., " Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Louvered Heat Exchanger Surfaces, in *Heat Exchangers" Theory and Practice*, J. Taborek, G. F. Hewitt, and N. Afgan, Eds., Hemisphere/McGraw-Hill, Washington, D.C., pp. 397-412, 1983.
- [29] Palumbo B et al., "Tensile Properties Characterization of AlSiMg10 Parts Produced by Direct Metal Laser Sintering via Nested Effects Modeling ", *Material*, vol.10, pp 144, 2017.
- [30] Beauvais, F. N., "An Aerodynamic Look at Automotive Radiators, SAE Paper No. 650470 ", 1965.
- [31] Kakaç, S., "Heat Exchanger Design Course Fundamentals and Applications", İTÜ Makina Fakültesi 21-24 Mayıs (1996)
- [32] Shah R. K., Sekulic D. P., " Fundamentals of Heat Exchanger Design ", John Wiley and Sons, New Jersey, USA, 2003
- [33] Kays, W. M., and London, A. L., *Compact Heat Exchangers*, 2nd ed., McGraw-Hill, New York, 1984.
- [34] Zhao-gang Qi, Jiang-ping Chen, Zhi-jiu Chen "Parametric study on the performance of a heat exchanger with corrugated louvered fins," *Applied Thermal Engineering*, vol 27, pp. 539–544, 2007
- [35] Hutter, C., Büchi, D., Zuber, V., and Von Rohr, P. R., "Heat transfer in metal foams and designed porous media," *Chemical Engineering Science*, vol.66, pp. 3806-3814, 2011.
- [36] Cevallos J. G. , "Thermal and Manufacturing Design of Polymer Composite Heat Exchangers," Ph.D. Thesis, University of Maryland, College Park, 2014.
- [37] Thompson, S. M., Aspin, Z. S., Shamsaei, N., Elwany, A., and Bian, L., "Additive manufacturing of heat exchangers: A case study on a multi-layered Ti–6Al–4V oscillating heat pipe," *Additive Manufacturing*, 8, pp. 163-174, 2015.
- [38] Ramirez, D. A., Murr, L. E., Li, S. J., Tian, Y. X., Martinez, E., Martinez, J. L., Machado, B. I., Gaytan, S. M., Medina, F., and Wicker, R. B., 2011, "Open-

cellular copper structures fabricated by additive manufacturing using electron beam melting," *Materials Science and Engineering, A*, 528, pp. 5379-5386, 2011.

- [39] Kumar, V., Manogharan G., and Cormier, D. R., "Design of periodic cellular structures for heat exchanger applications", *Proceeding of Solid Freeform Fabrication Symposium*, Austin, TX, pp. 738-748, 2009.
- [40] Tsopanos S., Sutcliffe C., and Owen I., "The manufacture of microcrossflow heat exchangers by selective laser melting," *Proceedings of ECI: Fifth International Conference on Enhanced, Compact and Ultra Compact Heat Exchangers*, Hoboken, NJ, USA, pp. 410-417, 2005,
- [41] Kim MH, Bullard CW, "Air-side thermal hydraulic performance of multi-louvered fin aluminum heat exchangers.", *Int J Refrig*, pp.390–400, 2002.
- [42] Chang YJ, Hsu KC, "Generalized friction correlation for louver fin geometry.", *Int J Heat Mass Transfer*, vol.43, pp. 2237-2243, 2000.
- [43] R. J. Moffat, "Describing the uncertainties in experimental results" *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 1, no.1, pp. 3–17, 1988.

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

Konferans Bildirileri

1. Dinçer, T. and Zafer, G., "Development of Experimental and Numerical Methods for the Design of a Fuel Heat Exchanger Suitable for Additive Manufacturing for Unmanned Aerial Vehicles ", 3rd International Symposium of Scientific Research and Innovative Studies, 2023, pp.204-217.

