

Plaka Kanatlı Isı Dağıtıcı Termal Performansının Deneysel Olarak Zorlanmış Konveksiyonda İncelenmesi

Vahit ÇORUMLU^{1*} , Mesut ABUŞKA² 

¹Manisa Celal Bayar Üniversitesi, Akhisar Meslek Yüksekokulu, Elektrik ve Enerji Bölümü, 45200, Manisa, Türkiye

²Manisa Celal Bayar Üniversitesi, Akhisar Meslek Yüksekokulu, Makine Bölümü, 45200, Manisa, Türkiye

Makale Bilgisi

Araştırma makalesi
Başvuru: 10/04/2023
Düzeltilme: 24/10/2023
Kabul: 26/10/2023

Anahtar Kelimeler

Isı Dağıtıcı
Plaka kanat
Zorlanmış konveksiyon
Termal performans

Article Info

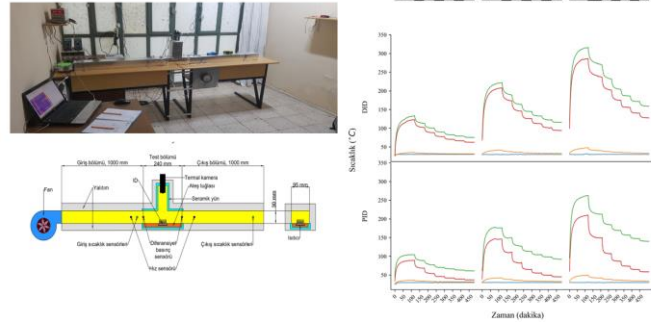
Research article
Received: 10/04/2023
Revision: 24/10/2023
Accepted: 26/10/2023

Keywords

Heat sink
Plate fin
Forced convection
Thermal Performance

Grafik Özet (Graphical/Tabular Abstract)

Bu çalışmada plaka kanatlı ısı dağıtıcının bir rüzgar tüneline zorlanmış taşınım altında termohidrolik performansı araştırılmıştır. Deneyler 7 farklı hava hızında ve 3 farklı ısıtma gücünde gerçekleştirilmiştir. / In this study, the thermohydraulic performance of a plate fin heat sink under forced convection in a wind tunnel is investigated.



Şekil A: Deneysel kurulum ve zamana bağlı sıcaklık ölçümleri / **Figure A:** Experimental setup and time-dependent temperature measurements

Önemli noktalar (Highlights)

- Plaka kanatlı ısı dağıtıcının zorlanmış konveksiyonda termal ve hidrolik performansları deneysel olarak incelenmiştir. / Thermal and hydraulic performances of the plate-fin heat sink in forced convection were examined experimentally.
- Yüzey sıcaklıklarında PID, DID'a göre güçler için sırasıyla 30,75 °C, 58,3 °C ve 82,22 °C daha düşüktür. / At surface temperatures, PID is 30.75 °C, 58.3 °C and 82.22 °C lower for powers than DID, respectively.
- Güç artışıyla THP'de PID modelin avantajı azalmıştır. / The advantage of the PID model in THP decreased with the increase in power.

Amaç (Aim): Bu çalışmanın temel amacı, elektronik komponentlerin güvenli çalışmasını sağlayan ve sıcaklık kontrolünü sağlayan bir ısı dağıtıcı tasarlamak ve karakterize etmektir. / The main objective of this study is to design and characterize a heat sink that provides safe operation and temperature control of electronic components.

Özgünlük (Originality): Bu çalışma, elektronik komponentlerin termal performansını artırmak için plaka kanatlı ısı dağıtıcılarının bir tasarımını sunmaktadır. / This study presents a design of plate fin heat sinks to improve the thermal performance of electronic components.

Bulgular (Results): Çalışma sonuçları, plaka kanatlı modelin düz tip bir ısı dağıtıcıya göre belirli avantajlar sunduğunu göstermektedir. / The study results show that the plate finned model offers certain advantages over a flat heat sink.

Sonuç (Conclusion): Termal direnç ve termo hidrolik performans açısından çalışmanın sonuçları, plaka kanatlı ısı dağıtıcının elektronik komponentlerin soğutulmasında etkili bir çözüm olduğunu göstermektedir. / The results of the study in terms of thermal resistance and thermo hydraulic performance show that the plate fin heat sink is an effective solution for cooling electronic components.



Plaka Kanatlı Isı Dağıtıcı Termal Performansının Deneysel Olarak Zorlanmış Konveksiyonda İncelenmesi

Vahit ÇORUMLU^{1*} , Mesut ABUŞKA² 

¹Manisa Celal Bayar University, Akhisar Vocational School, Department of Electrical and Energy, 45200, Manisa, Turkey

²Manisa Celal Bayar University, Akhisar Vocational School, Department of Machine, 45200, Manisa, Turkey

Makale Bilgisi

Araştırma makalesi
Başvuru: 10/04/2023
Düzeltilme: 24/10/2023
Kabul: 26/10/2023

Anahtar Kelimeler

Isı Dağıtıcı
Plaka kanat
Zorlanmış konveksiyon
Termal performans

Öz

Elektronik komponentlerin soğutulması belirli sıcaklık aralığında güvenli çalışmalarını temin eden başlıca ve yaygın yöntem ısı dağıtıcılar olup en çok kullanılan geometrilerin başında ise plaka kanat yapısı gelmektedir. Bu çalışmada 80x80x5 mm taban plakası ölçüsü üzerine 10 mm yüksekliğe sahip 10 adet kanata sahip bir plaka kanatlı ısı dağıtıcı (PID) tasarlanarak imal edilmiş ve termal karakteristiklerinin belirlenmesine yönelik olarak rüzgâr tüneli tipinde bir test düzeneği kurulmuştur. Test kanalı en-boy oranı 3,16 olarak belirlenmiştir. Testler 30°C ortam sıcaklığında zorlanmış konveksiyon şartlarında (2000-16000 Re sayısı aralığında) 33-66-99 W ısı güçlerinde icra edilmiştir. Testlerde karşılaştırma amacıyla düz tip bir ısı dağıtıcı (DİD) kullanılmıştır.

Güç ortalaması dikkate alınarak plaka model düze göre yüzey sıcaklıklarında 57°C ve eklem sıcaklıklarında 30,5°C'lik avantaj sağlamıştır. Nu sayısında plakalı model düze göre güçler için sırasıyla %79, %35 ve %38 daha yüksek olup buradan bariz olarak 33 W'ta oldukça iyi bir ısı transfer performansı sergilemiştir. Termal dirençte plakalı model düze göre güçler için sırasıyla 0,61, 0,50 ve 0,39 K/W daha düşük değerlere sahip olup güç artışıyla azalan bir eğilim göstermiştir. Plakalı modelin basınç kaybı düze göre güçler için sırasıyla 0,88, 0,75 ve 1,13 Pa yüksek gerçekleşmiştir. Basınç kaybındaki bu küçük farkların, plakalı modelin akışa paralel kanatlara sahip olmasının payı büyüktür. Termo hidrolik performansta (THP) ise plakalı model düze göre güçler için sırasıyla %40, %10 ve %10 avantaj sağlamış ve özellikle 33 W için bariz yüksek bir performans sergilemiştir. Güç artışıyla THP'deki plakalı modelin avantajı azalmıştır.

Experimental Investigation of Plate Fin Heat Sink Thermal Performance in Forced Convection

Article Info

Research article
Received: 10/04/2023
Revision: 24/10/2023
Accepted: 26/10/2023

Keywords

Heat sink
Plate fin
Forced convection
Thermal Performance

Abstract

The main and common method that ensures safe operation of electronic components within a certain temperature range by cooling them is the heat sinks, and the plate-fin structure is one of the most used geometries. In this study, a plate-fin heat sink (PHS) with 10 fins of 10 mm height on a base plate size of 80x80x5 mm was designed and manufactured and a wind tunnel type test setup was established to determine its thermal characteristics. The test channel aspect ratio was determined as 3.16. The tests were carried out under forced convection conditions (in the range of 2000-16000 Re number) at 33-66-99 W thermal powers at 30°C ambient temperatures. A flat type heat sink (FHS) was used in the tests for comparison purposes.

Considering the average powers, the plate model has an advantage of 57 °C at surface temperature and 30.5 °C at junction temperature, compared to flat one. The plate model in Nu number is 79%, 35% and 38% higher for the powers, respectively, compared to the flat model, and it clearly showed a very good heat transfer performance at 33 W. In thermal resistance, the plate model had lower values of 0.61, 0.50 and 0.39 K/W for the powers, respectively, compared to the flat, and showed a decreasing trend with the increase in power. The pressure drop of the plate model was 0.88, 0.75 and 1.13 Pa higher for the powers compared to the flat one, respectively. These small differences in pressure drop are due to the fact that the plate model has fins parallel to the flow. In thermo-hydraulic performance (THP), the plate model provided a 40%, 10% and 10% advantage for the powers, respectively, compared to the flat one, and showed a significantly higher performance, especially for 33 W. With the increase in power, the advantage of the plate model in THP decreased.

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Elektrik ve elektronik sektöründeki hızlı gelişime paralel soğutulması gereken donanımların ısı ve elektriksel yükleri artmaktadır. Isıl yükleri artan donanımların soğutulması, eklem sıcaklıklarının güvenli çalışma sıcaklık aralıklarında tutulması donanım ve sistem ömürlerini etkileyen başlıca etkenlerden biridir. Öyle ki elektronik donanımların uygun olmayan yüksek sıcaklıklarda çalışması sonucu %55 oranında elektronik donanım arızasına sebebiyet vermektedir [1]. Ayrıca yüksek sıcaklıkta çalışmak zorunda kalan elektronik donanımların kullanım ömürleri kısalmaktadır. Dolayısıyla elektronik donanımların termal yönetimleri oldukça önem kazanmaktadır. Elektronik donanımların soğutulmasında en çok kullanılan yöntemlerin başında ısı dağıtıcılar gelmekte olup bu yöntem hem düşük maliyetli hem de verimlidir. Isı dağıtıcılar genellikle ısı iletim katsayısı yüksek malzemeden mamul ve yüzey alanı büyük olarak tasarlanırlar. Isı dağıtıcılarda yüzey geometrisi, malzeme ve akış tipi termal performansı etkileyen başlıca etkenlerdir. Isı dağıtıcı tasarımlarında genel yaklaşım basitlik ve düşük maliyet eksenindedir. Isı dağıtıcılar kullanım yerine, ısı yüküne ve işgal edilen hacme bağlı olarak doğal veya zorlanmış konveksiyon şartlarında kullanılmaktadır. Yüzey yapısına bağlı olarak akışkan akışının blokajı gerek termal performansı gerekse de basınç kaybı açısından tasarım parametrelerinin optimizasyonunu gerektirmektedir. Literatürde yüzey yapısına ilişkin birçok çalışma bulunmakta olup yüzey yapısı modifikasyonları ile ısı transfer alanı artırılıp türbülans oluşturulmakta ve termal performans iyileştirilmektedir. Bu kapsamda karşımıza çıkan başlıca kanat geometrilerinden biri de plaka kanat yapısıdır. Plaka kanatlı ısı dağıtıcıların tercih edilme nedenlerinin başında akışa paralel kanat yapısıyla göreceli olarak düşük basınç kaybı ve kanat yüksekliğinin ısı dağıtıcı boyunca süre gelebilmesiyle yüksek ısı transfer alanına sahip olmasıdır. Bu çalışmanın içeriğine paralel olarak mümkün olduğu kadar literatürdeki benzer kanat geometrileri ve test koşulları dikkate alınmıştır.

Li ve Chao [2] Reynolds sayısı, kanat boyu ve genişliği açısından çapraz akışlı plaka kanatlı ısı dağıtıcısının performansını deneysel olarak incelemiştir. Reynolds sayısının artışıyla termal direncin azalan eğimle düştüğünü ve belirli bir Reynolds sayısında ısı transfer artışının sınırlandığını belirtmişlerdir. Kanat genişliğinin artmasıyla akış kanalının sınırlandığını ve genişliğin azaltılması ile de ısı transfer alanının düşmesiyle performansı negatif etkilediği, dolayısıyla optimum kanat genişliği için yüksekliği

artırmanın performansa katkı sağladığını vurgulamışlardır.

Karabulut ve Alnak [3] mikroçip soğutulmasına yönelik sur ve dikdörtgen şeklindeki bakır plakalı yüzeylerin 1000 W/m^2 ısı akısında hava jeti akışı ile soğutulmasını sayısal ve deneysel olarak 4000-10000 Reynolds sayısı ve jet-plaka arası uzaklık (H/D_h) için 4-10 şartları için incelemiştir. 4000 Reynolds sayısı ve $H/D_h=4$ değerleri için sur desenli yüzeylere göre dikdörtgen desenli yüzeylerde %31,45 daha yüksek ortalama Nu sayısı değeri elde edilmiştir.

Özdiilli ve Şevik [4] kanat kullanımının ve geometrik modifikasyonların ısı transferini önemli derecede artırdığı, spesifik olarak ise konvektif ısı transfer katsayısında standart modele göre Model 1'in (trapez bükümlü ve yüzgeç kanatçıklı plakalı ısı dağıtıcı) %44-51 arasında, Model 2'de (köşeleri kesik trapez bükümlü ve yüzgeç kanatçıklı plakalı ısı dağıtıcı) ise %57-62 arasında artışın herhangi bir kütle artışı olmaksızın kaydedilmiştir. Ayrıca termal dirençte de %30'a varan iyileştirilme elde edilmiştir. Simülasyon sonuçları, ısı kaynağına yakınındaki yüzgeç tipi kanatçıkların artırılmasının ve çalışmayan alanların azaltılmasının ısı dağıtıcı termal performansını önemli ölçüde etkilediğini göstermiştir.

İnci ve Bayer [5] kare, silindir ve plaka kanatlı ısı dağıtıcılarının ısı transferi artışına yönelik geometrik optimizasyonu geçiş rejimindeki dış akışta sayısal olarak incelemiştir. Taban plakası en yüksek sıcaklığının, silindir kanatlı modelde diğerlerine göre yaklaşık %4,5 oranında daha düşük çıktığı gözlemlenmiştir.

Chingulpitak vd. [6] kanat yanallarına delik modifiyesi yapılmış plaka kanatlı ısı dağıtıcı ile standart plaka kanatlı ısı dağıtıcının değişik delik çapı (4-7-10 mm) ve sayısı (14-27-75 adet) için termal performansını test etmişlerdir. Isı transfer katsayısında en iyi sonucu %11,6 artış ile 75 adet 3 mm çaplı delik modifiyesi sağlarken aynı koşullarda optimize edilmiş modifiye model termal performansı %10,6 ve %28 daha az ısı dağıtıcı malzeme hacmiyle sağlamıştır.

Khan vd. [7] ısı dağıtıcının toplam termal/akışkan performans değerine; plaka, kare, dairesel ve eliptik kanatların etkisine odaklanmışlardır. Seçilen geometrik unsurlar; ısı transferi, sürtünme, minimum entropi üretimine karşın kanal en-boy oranı ve Re sayısı açısından incelenmiş ve sonuçlardan seçilen kanat yapılarının bu parametrelere bağlı oldukları vurgulanmıştır.

Yüksek Re sayıları için toplam entropi üretimi, düşük en-boy oranı ve büyük çevre uzunlukları açısından en iyi sonucu plaka kanatlı model vermiştir.

Li vd. [8] test tüneline yerleştirilmiş plaka kanatlı ısı dağıtıcının giriş-üst kısmına yerleştirilmiş bir siperin, kanat yüksekliği ile genişliğinin ve Re sayısının termal performansa etkisini incelemişlerdir. Kullanılan siperin by-pass akışını azalttığı ve daha fazla akışkanın kanatlardan geçerek performansı artırdığı belirtilmiştir. Re sayısının artmasıyla termal direncin azalan bir trend ile düştüğünü ve belirli bir Re sayısına kadar performans artışının süregeldiğini vurgulamışlardır. Kanatların genişlemesiyle akışın kısıtlandığı, kanatların daralmasıyla ise ısı transfer alanının azaldığı ve her iki koşulda da ısı transferinin azaldığı belirtilmiştir.

Yu vd. [9] plaka kanatlı ısı dağıtıcı ile yeni tasarım iğne kanatçıklı plaka kanatlı ısı dağıtıcının termal performansı test edilmiştir. İğne kanatçıklı plakalı model standart modele göre termal direnç açısından %30 daha düşük değere sahip olup ve pompalama gücü arttıkça kâr faktörü azalmış ve iğne kanatçıklı plaka kanatlı modelin kâr faktörü, aynı pompalama gücüne sahip plaka kanatlı modele göre yaklaşık %20 daha yüksek çıkmıştır.

Abuşka ve Çorumlu [10] iğne kanatlı ısı dağıtıcılar konusunda konik ve çapraz kesim iğne kanatlı modelleri deneysel olarak kanat yerleşimi açısından zorlanmış konveksiyonda incelemişlerdir. Modifiye şaşırtmalı konik modelin modifiye olmayan modele göre yüzey ve eklem sıcaklıklarında 2-7°C daha düşük değerler elde edilmiştir. Modifiye model termal direnci %3,5 ile %5,8 arasında daha düşük çıkarken termo-hidrolik performansta ise diğer modellere göre %10,9 ile %13,3 arasında avantaj sağlamışlar olup iğne kanatlı ısı dağıtıcılarında kanat yerleşiminin önemine vurgu yapmışlardır.

Çiçek vd. [11] yüksek güçlü LED'lerin soğutulması için bir ısı borulu ısı dağıtıcı tasarlamışlardır. Isı borulu ve borusuz LED'lere 40-100 W arasında güçler uygulayarak performans analizi icra edilmiştir. Kanatlı soğutucunun düşük LED giriş güçlerinde yeterli olduğunu, yüksek LED giriş güçlerinde ise ısı borulu modelin çok daha etkili soğutma sağladığını belirtmişlerdir. İki model arasında LED bağlantı sıcaklıkları arasındaki fark 40 W gibi daha düşük bir güç girişinde 4 °C'ye kadar düşerken, 60 W, 80 ve 100 W güçte sırasıyla 7, 12 ve 15 °C'ye çıkmıştır. 100 W giriş gücünde eklem sıcaklığı için ısı borulu modelde 110 °C değerinde ise 125°C olarak belirlenmiştir.

Kim vd. [12] plaka kanatlı ısı değiştiricide kanat kalınlığının akış yönünde değişimine yönelik optimizasyon çalışması icra etmişlerdir. Bu kapsamda plaka kanatlarını dikdörtgen, üçgen ve ters trapez geometrisinde incelemişlerdir. Isı dağıtıcı modellerindeki kanatçık kalınlığının değişkenliği dikdörtgen kanatlı modele göre termal dirençte %15'e kadar azaltım sağlamıştır. Ayrıca pompalama gücü arttıkça veya soğutucunun uzunluğu azaldıkça termal dirençteki azalmanın miktarı arttığı belirtilmiştir. Böylelikle değişken kanat kalınlığının soğutma çözümlerine katkı sağlayacağını ifade etmişlerdir.

Gupta vd. [13] plaka kanatlı ısı dağıtıcının kanatları üzerindeki çukur ve çıkıntıları ele aldıkları çalışmada zorlanmış konveksiyonda rüzgâr tüneli tipi bir test düzeneğinde ısı ve akış açısından incelemişlerdir. 6800-15200 Reynolds sayısı aralığında testleri icra etmişlerdir. Kanat sıralarının ısı ve akış performansının önemli ölçüde çukur derinliğinin artışına bağlı olduğunu tespit etmişlerdir.

Huang ve Tung [14] çalışmalarında sabit hacimde kanat dizisinin taban plakasının ortalama sıcaklığını minimize etmek için dalga şekilli kanat dizisinin optimal şeklini tahmin etmek için nümerik analiz icra ederek deneysel olarak termal kamera ölçümleriyle doğrulamışlardır. Optimal tasarım kanatçık dizisinin (Fin#4), düz plaka (Fin#1), modifiye sinüzoidal plakalı (Fin#2) ve düzenli sinüzoidal plakalı (Fin#3) kanat dizilerinden daha iyi ısı transfer özelliklerine sahip olduğu tespit edilmiştir. Taban plakasının bağlı sıcaklığı sırasıyla %8,78, %1,45 ve %1,35 oranında daha düşük çıkmış ve tasarlanan dalgalı plaka kanat dizisini pratik endüstriyel uygulamalara önemli bir katkı sağlayacağını belirlemiştir.

Ahmed çalışmasında [15] plaka kanatlı ısı dağıtıcının kanat kanallarına monte edilen çıkıntılarının ısı dağıtıcı hidrotermal performansını nümerik olarak optimize etmiş ve çıkıntılarının boyutları, sayıları, konumları ve yönelimlerini çıkıntısız plaka kanatlı ısı dağıtıcıyla karşılaştırmalı olarak incelemiştir. Çıkıntılara sahip plakalı ısı dağıtıcının termal performansı 1,55 kat daha iyi belirlenmiş ancak çıkıntı sayısının artışıyla performans artışının azaldığını belirtilmiştir. Aynı termal performans değeri için çıkıntılı modelde %69,65 oranında fan gücü azalmıştır. Ayrıca 15 çıkıntılı ve 5 kanala sahip modelin termo-hidrolik performansı, 9 kanala sahip çıkıntısız modele göre 1,37 kat daha iyi çıkarken aynı zamanda imalat malzemesi miktarında %27,24 düşüş elde edilmiştir.

Karathanassis vd. [16] plaka kanatlı ısı dağıtıcıda kanat sayısının akışa paralel olarak ısı dağıtıcı boyunca artışını ve giriş-çıkış manifoldunu sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. Ortalama duvar sıcaklığı baz alınarak termal direnç debiye bağlı olarak 0,008-0,014 K/W'dır. Isı dağıtıcı duvar sıcaklığı Reynolds sayısı azalışıyla daha tek düze formasyondadır.

Hussain vd. [17] çalışmalarında plaka kanatlı ısı dağıtıcı kanatlarının taban plakasına birleşim yerlerinde dolgu profilinin termal performans etkisini paralel akış şartlarında incelemişlerdir. Önerilen tasarımın normal plaka kanatlı ısı dağıtıcıya göre aynı koşullarda termal dirençte %18 ve taban plakası sıcaklığında %7,5 avantajlı olduğu belirtilmiştir.

Tariq vd. [18] plaka kanatlı ısı dağıtıcının kanatları üzerinde dairesel delikler, kare delikler ve yatak oluşturularak iki farklı ısı dağıtıcı önermişler ve sayısal-deneysel olarak 3049-52195 Reynolds sayısı aralığında incelemişlerdir. Önerilen modellerin normal plaka kanatlı ısı dağıtıcıya göre Nusselt sayısında %42,8 ve %35,9 oranında iyileştirme elde edilmiş olup gerek basınç kaybında gerekse imalat malzeme kütlelerinde de azaltım sağlanmıştır.

Culham vd. [19] ısı dağıtıcı malzemesi ısı iletim katsayısı özelinde termal performans etkisini incelemişlerdir. Isı dağıtıcı malzemesi olarak alüminyum alaşımlarının ($k=200\text{W/mK}$) ısı transfer özelliklerinin oldukça iyi olduğunu ve plastik bağlayıcı grafit veya metal parçacık içeren kompozitlerin de ($k=25-100\text{W/mK}$ arası) termal performans da minimum kayıp ile kullanılacaklarını belirtmişlerdir. Düşük ısı iletimine sahip ısı dağıtıcılarda kanat profillerinin genellikle yüksek termal direnci karşılamak üzere kısa ve kalın seçildiğini ve en uygun termal performans için kanat sayısının artırılması gerektiğini böylelikle daha kalın profilli ilave kanatçıkların akışı bloke etmesi sebebiyle fan gücünün arttığını ifade etmişlerdir.

Kanargi vd. [20] düz ve açılı (30° ve 45°) ısı dağıtıcının termo hidrolik performansını sayısal olarak analiz ederek deneysel doğrulamasını icra etmişlerdir. 30° 'lik kanatlara sahip ısı dağıtıcı daha güçlü ikincil hava akış hızlarıyla 45° 'lik modele göre daha iyi performans göstermiştir. 60 W ısıtma gücü için aynı fan güçlerinde düz kanatlı ısı dağıtıcıya göre bağlantı sıcaklığında 16°C 'ye kadar azalma sağlanarak sabit eklem sıcaklığı için açılı kanatlı ısı dağıtıcının fan güç gereksiniminde %75'e varan iyileştirme elde edilmiştir.

Nilpueng vd. [21] normal sinüzoidal dalga plakalı ve çapraz kesimli sinüzoidal dalga plakalı ısı dağıtıcı modellerinin termal performansını test etmişler ve bu kapsamda plaka kanatların şaşırtmalı yerleşimi, hava hızı, taban plaka sıcaklığının ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisi ve hava akışındaki basınç düşümünü incelemişlerdir. Dalga boyu 18,68 mm, genişliği 2 mm ve şaşırtma değişim açısı 0° , 90° ve 180° olan sinüzoidal dalgalı plaka kanatlar kullanılmış, testler 1 ila 5 m/s arasında değişen bir hava hızında ve 70°C , 90°C ve 110°C 'lik bir ısı dağıtıcı taban yüzey sıcaklığında gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar, daha yüksek şaşırtmalı yerleşim açısının ve hava hızının ısı transfer katsayısı ve basınç kaybında iyileştirmeye neden olurken taban plakası sıcaklığının ısı transfer katsayısı ve basınç düşümünde hafif bir etki gösterdiği belirtilmiştir. Aynı şaşırtmalı yerleşim açısı şartları için çapraz kesimli model sinüzoidal modele göre Nusselt sayısında yaklaşık olarak %5,9-19,1 avantaj sağlamıştır. Termo-hidrolik performansta ise 180° 'ye sahip çapraz kesimli model en yüksek değere sahip olmuştur.

Chingulpitak vd. [22] plaka kanatlı ve çapraz kesimli ısı dağıtıcının termo-hidrolik analizini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. 1,5 mm'lik çapraz kesim uzunluğunun ve 6 olan çapraz kesim sayısının ısı dağıtıcı ısı direncinin, aynı pompalama gücündeki plaka kanatlı ısı dağıtıcıya göre %16,2 daha düşük olduğu bulunmuştur.

Elektronik ve elektrik donanımların soğutularak belirli sıcaklık sınırlarında güvenli çalışmalarını temin eden başlıca ve en yaygın yöntem ısı dağıtıcılar olup en çok kullanılan geometrilerin başında ise plaka kanat yapısı gelmektedir. Bu çalışmada $80\times 80\times 5\text{ mm}$ taban plakası ölçüsü üzerine 10 mm yüksekliğinde 10 adet kanata sahip bir plaka kanatlı ısı dağıtıcı tasarlanarak imal edilmiş ve termal karakteristiklerinin belirlenmesine yönelik olarak rüzgâr tüneli tipinde bir test düzeneği kurulmuştur. Test kanalı $30\times 95\text{ mm}$ kesit ölçüsüne olup hava akış kanalı en-boy oranı 3,16 olarak belirlenmiştir. Testlerde karşılaştırma amacıyla düz tip bir ısı dağıtıcı kullanılmıştır. Testler 30°C ortam sıcaklığında zorlanmış konveksiyon şartlarında ($2000-16000\text{ Re}$ sayısı aralığında) $33-66-99\text{ W}$ ısı güçlerinde icra edilmiş ve termal karakteristik parametreleri irdelenmiştir.

2. MATERYAL VE METOD (MATERIALS AND METHODS)

Bu bölüm, iki alt başlık halinde sunulmuş olup ilkinde kullanılan ısı dağıtıcı modelleri, deney seti

ve deney prosedürü olup ikincisinde ise termal analize ilişkin matematiksel açıklamalar yer almaktadır.

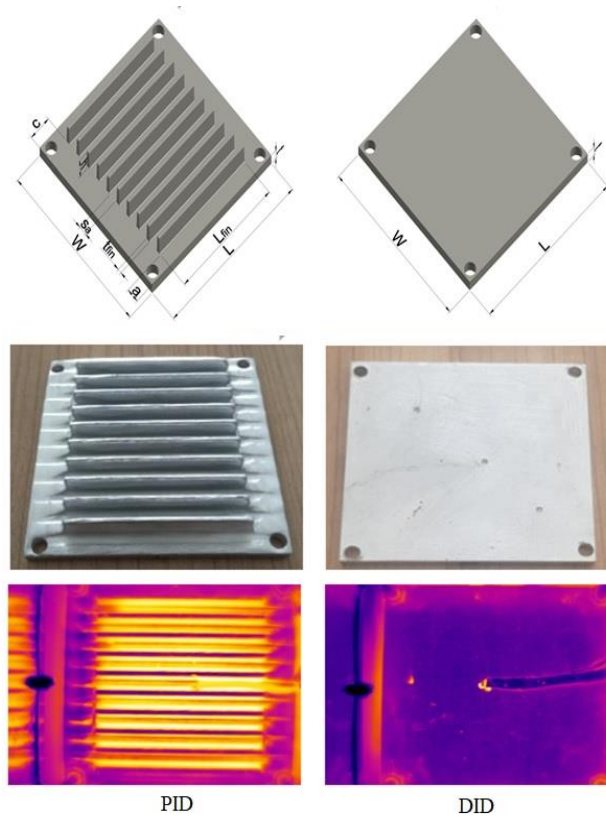
2.1. Deney Seti (Experiment Setup)

Bu deneysel çalışmadaki performans testlerinde elektrikli ısıtıcı ile ortam sıcaklığı 30 °C, ısı dağıtıcı altına yerleştirilen plaka tip ısıtıcı ile ısı dağıtıcı ısı yükleri 33-66-99 W ve rüzgâr tüneli tipi test

düzeneği giriş kanalına takılan bir radyal fan ile akış hızlar 1'den 7 m/s hıza kadar yedi farklı hızda belirlenerek icra edilmiştir. Plaka kanatlı ısı dağıtıcı (PID) modeli test edilmiş ve kanatsız yani düz bir ısı dağıtıcı (DID) [10] modeli ile karşılaştırılmıştır. Isı dağıtıcı modelleri alüminyumdan CNC'de 80x80x5 mm taban plakası ölçülerinde imal edilmişlerdir. İmalatı yapılan ısı dağıtıcıların Teknik özellikleri Tablo 1'de, modellerin fotoğrafları ve teknik şekilleri Şekil 1'de verilmiştir.

Tablo 1. Isı dağıtıcı modellerin özellikleri (Specifications of the heat sink models)

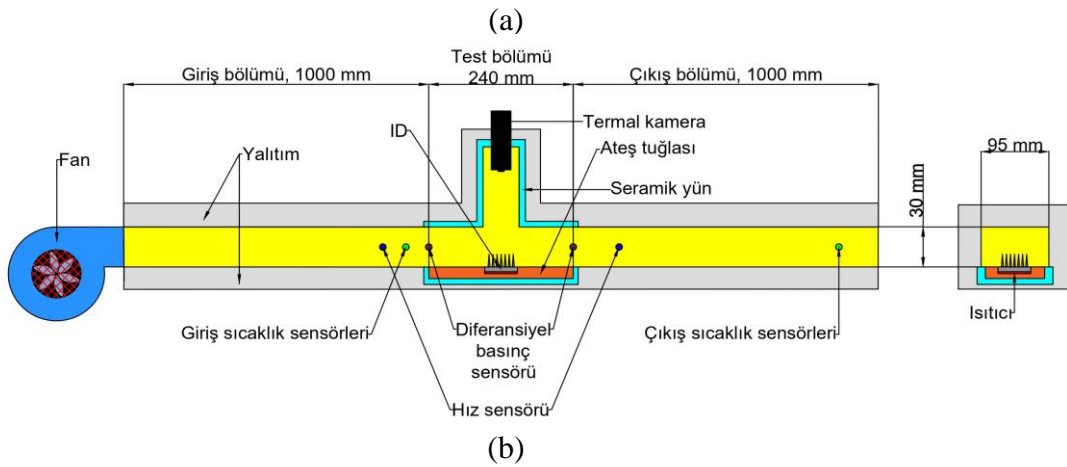
Model	Taban			Kanat								Yüzey alanı (m ²)	Kütle (g)
	(mm)			(mm)									
	W	L	t	no	h	L _{fin}	t _{fin}	s _a	t _d /b _d	a/b	c/d		
PID	80	80	5	10	10	54	2,6	4,33	-	7,5/-	13/-	0,0177	114,3
DID	80	80	5	-	-	-	-	-	-	-	-	0,0064	83,8



Şekil 1. Plaka kanatlı ve düz tip ısı dağıtıcıların teknik resmi, fotoğrafı ve termal resmi (Technical drawing, photo and thermal image of plate finned and flat type heat sinks)

Deney setinin fotoğrafı ve şematik görünüşü Şekil 2’de verilmiştir. Deney seti açık tip rüzgâr tüneli tipi test düzeneği ve ölçüm cihazlarından ibarettir. Açık tip rüzgâr tüneli test düzeneği; bir radyal fan, giriş kanalı, test kanalı, çıkış kanalından oluşmaktadır. Test düzeneğindeki hava akışı bir radyal fan ve fanı kontrol için kullanılan güç kaynağı ile sağlanmıştır. Deney seti için 30x95 mm kesit alanına sahip 240 mm uzunluğunda test bölümü ve 1000 mm uzunluğunda giriş ve çıkış hava kanalları imal edilerek tüm tünel 20 mm’lik XPS izolasyon levhası ile yalıtılmıştır. Isı dağıtıcıların ısı güçlerinin uygulanabilmesi için 80x80x3 mm ölçüsündeki ısıtıcı rezistans kullanılmış ve rezistans ve ısı dağıtıcı için bir ateş tuğlasına yatak açılarak montajı gerçekleştirilmiş ve ısı dağıtıcı, rezistans ve ateş tuğlasının çevresi 5 mm’lik seramik yünü ile izole edilmiştir. Isıtıcı rezistans bir güç kaynağı ile kontrol edilmiştir. Testlerin belirlenen 30°C ortam sıcaklığının sağlanabilmesi için termostat kontrollü iki adet ortam ısıtıcısı kullanılmıştır. Bir termal kamera test bölmesinden 250 mm yükseğe yerleştirilerek gerekli yüzey sıcaklıklarına ilişkin ölçme işlemi gerçekleştirilmiştir. Giriş hava

sıcaklığı ölçümü için test kanalı girişinde PT1000 tipi iki adet sensör kullanılırken çıkış sıcaklığı için ise beş adet T tipi ısı çift ve iki adet de PT1000 tipi sensör kullanılmıştır. Eklem sıcaklığı ölçümü için ısı dağıtıcıların altına açılan kanallara çapraz üç adet T tipi ısı çift kullanılmıştır. Gerek termal kamera referans sıcaklık ölçümü için gerekse de ısı dağıtıcı yüzey sıcaklık ölçümü için bir adet ısı çift kullanılmıştır. Flir SC325 termal kamera ve ThermoCAM Researcher 2.10 analiz yazılımı, ısı dağıtıcı yüzey sıcaklıklarının ölçümünde kullanılmıştır. Test kanalına giren ve çıkan hava hızı ölçümleri hem pervane tipli bir anemometre ile manuel olarak hem de hot-wire tipi anemometre ile gerçekleştirilmiştir. Yine test kanalı öncesi ve sonrasında basınç kaybı ölçümü için diferansiyel tip analog bir fark basınç ölçer kullanılmıştır. Ortam sıcaklığı için de bir adet PT1000 tip sıcaklık sensörü kullanılmıştır. Sıcaklık ve hava hızı ölçümü için bir 16 kanallı veri kayıt cihazı kullanılmıştır ve cihazın veri kayıt aralığı 10 saniye olarak belirlenmiştir. Ölçüm cihazlarının özellikleri Tablo 2’de verilmiştir.



Şekil 2. (a) Deney seti, (b) şematik görünüş ((a) Experimental setup, (b) schematic view)

Tablo 2. Ölçüm cihazlarının özellikleri (Specifications of measuring instruments)

Sensör / Cihaz	Model	Ölçüm aralığı / Özellik	Hassasiyet
Sıcaklık & Hız	Kestrel 3000	0,4-40 m/s, -29+70 °C	%±3
Hot-wire tip anemometre	Delta Ohm HD403TS1	0,2-40 m/s	±0,2 m/s
Isıl çift	Elimko	-35+250 °C, T-tipi	±0,5°C
Sıcaklık sensörü	Comet SN234	-50+200 °C, PT1000 tip	±0,15°C
Fark basınç ölçer	Magrfhelic	0-100 Pa	%±2
Termal kamera	FLIR SC325	-20-350 °C	±2 °C ya da okumanın %±2'si
Termostat		220V, 50Hz, 10A, -50+110 °C	±0.03°C
Multimetre	CHY 21	Dijital multimetre	±(0.5%+1 hane) V ±(1%+1 hane) A
Radyal fan	Ebmpapst G1G133-DE1-02	2000 min ⁻¹ , 40 W, 16-28 V	
Isıtıcı plaka	BYM Ltd.	0-24 V, maks. 190 W	
Güç kaynağı (ısıtıcı)	Sayntech 23003	0-30 V x 2 ve 5 V, 0-5 A x 2 ve 3 A	
Güç kaynağı (fan)	TT Technic RXN-303D	0-30 V, 0-3 A	
Veri kayıt cihazı	Comet MS6D	16 girişli	
Tartı	Extent JCS-B	Maks. 3 kg	0,1 g

Testler, ortam sıcaklığının belirlenen değere ulaşmasının ardından ki bu yaklaşık bir saat sürmüş olup yine belirlenen ısıl güç değerinde deney seti çalıştırılmış ve yedi farklı hızdaki testler ardışık olarak icra edilmiştir. Sonuçların teyidi için testler çift tekrarlı olarak yapılmıştır. Yapılan ön denemelere binaen 1 m/s deneyi için 120 dk., 2 m/s deneyi için 90 dk. ve diğer hızlar için 60 dk. test süresi olarak belirlenmiştir. Her hız değişimi öncesi manuel ölçümler olan basınç farkı, termal kamera, manuel hava hızı ölçümü gerçekleştirilerek kaydedilmiştir. Ölçüm değerlerinin son 20 dakikalık bölümünün ortalama değerleri termo-hidrolik hesaplamalarda dikkate alınmıştır.

2.2. Analiz (Analysis)

Isıtıcı rezistans plakaya uygulanan elektriksel güç, ısı dağıtıcıya uygulanan termal güce eşit olup aşağıdaki gibi ifade edilir;

$$\dot{Q}_{EG} = \dot{Q}_{TG} = IV \quad (1)$$

burada \dot{Q}_{EG} , \dot{Q}_{TG} , I ve V sırasıyla elektriksel güç, termal güç, akım ve voltajdır. Ayrıca elektriksel güç, ısı dağıtıcıdan kayıp ısı ve akışkana aktarılan ısının toplamı olup şöyle ifade edilir;

$$\dot{Q}_{EP} = \dot{Q}_l + \dot{Q}_a \quad (2)$$

burada \dot{Q}_l ve \dot{Q}_a çevreye olan ısı kaybı ve ısı dağıtıcıdan atılan ısı olup akışkana transfer edilen termal güç aşağıdaki gibi ifade edilebilir;

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_a c_{p,a} (T_{o,a} - T_{i,a}) \quad (3)$$

burada \dot{m}_a , $c_{p,a}$, $T_{i,a}$ ve $T_{o,a}$ sırasıyla soğutma havasının kütleli debisi, giriş-çıkış havası sıcaklık ortalamasına göre havanın özgül ısı kapasitesi ve soğutma havasının çıkış-giriş sıcaklıklarıdır. Havanın kütleli debisi hesabı,

$$\dot{m}_a = \rho_a v_a A_{cs} \quad (4)$$

şeklinde olup burada ρ_a , v_a ve A_{cs} sırasıyla havanın ortalama sıcaklığına göre yoğunluğu, havanın ortalama hızı ve havanın kanaldaki akış kesit alanıdır. Havanın ortalama hava sıcaklığı, giriş-çıkış hava sıcaklık ortalaması alınarak yapılır ve aşağıda ifade edilmiştir.

$$T_a = \frac{T_{o,a} + T_{i,a}}{2} \quad (5)$$

Isı dağıtımı, ısı dağıtıcı yüzeyi ile soğutma havası arasındaki konvektif ısı transferi incelenerek belirtilir;

$$\dot{Q}_a = hA_{id}(T_{y,id} - T_a) \quad (6)$$

burada h , A_{id} ve $T_{y,id}$ sırasıyla konvektif ısı transfer katsayısı, ısı transferine konu olan ısı dağıtıcı yüzey alanı ve ısı dağıtıcı yüzey sıcaklığı ile akış havası sıcaklık farkıdır. Böylelikle, konvektif ısı transfer katsayısı aşağıdaki gibi tanımlanabilir:

$$h = \frac{\dot{m}_a c_{p,a}(T_{o,a} - T_{i,a})}{A_{id}(T_{y,id} - T_a)} \quad (7)$$

Soğutma havasının akış karakteristiğini ifade eden Reynolds sayısı ve akış kanalı için hidrolik çap aşağıdaki denklemlerde verilmiş olup;

$$Re = \frac{\rho_a v_a D_h}{\mu} \quad (8)$$

burada D_h ve μ , akış kanalının hidrolik çapı ve havanın ortalama sıcaklığına göre dinamik viskozitesidir.

$$D_h = \frac{2WL}{W+L} \quad (9)$$

Nusselt sayısı aşağıdaki denklemdeki gibi ifade edilebilir;

$$Nu = \frac{hD_h}{k_a} \quad (10)$$

burada k_a havanın ortalama sıcaklığına göre ısı iletim katsayısıdır. R_{th} termal direnç ısı dağıtıcıya uygulanan birim güç sonucu sıcaklık artış miktarı olup toplam termal direnç aşağıdaki gibi ifade edilir;

$$R_{th} = \frac{T_j - T_{i,a}}{qA} \quad (11)$$

burada T_j eklem sıcaklığı ve qA ise ısı akısıdır. Sürtünme faktörü (f) ise şöyle ifade edilebilir:

$$f = \frac{\Delta P}{4(1/D_h)(1/2)\rho_a v_a^2} = \frac{1}{2} \Delta P \frac{D_h}{\rho_a v_a^2} \quad (12)$$

Isıl analizde önemli performans parametrelerinden biri Termo-hidrolik performans (THP) olup fan güç birim tüketimi dikkate alınarak ısı transferindeki net artışı ifade eder;

$$THP = \frac{Nu/Nu_s}{(f/f_s)^{1/3}} \quad (13)$$

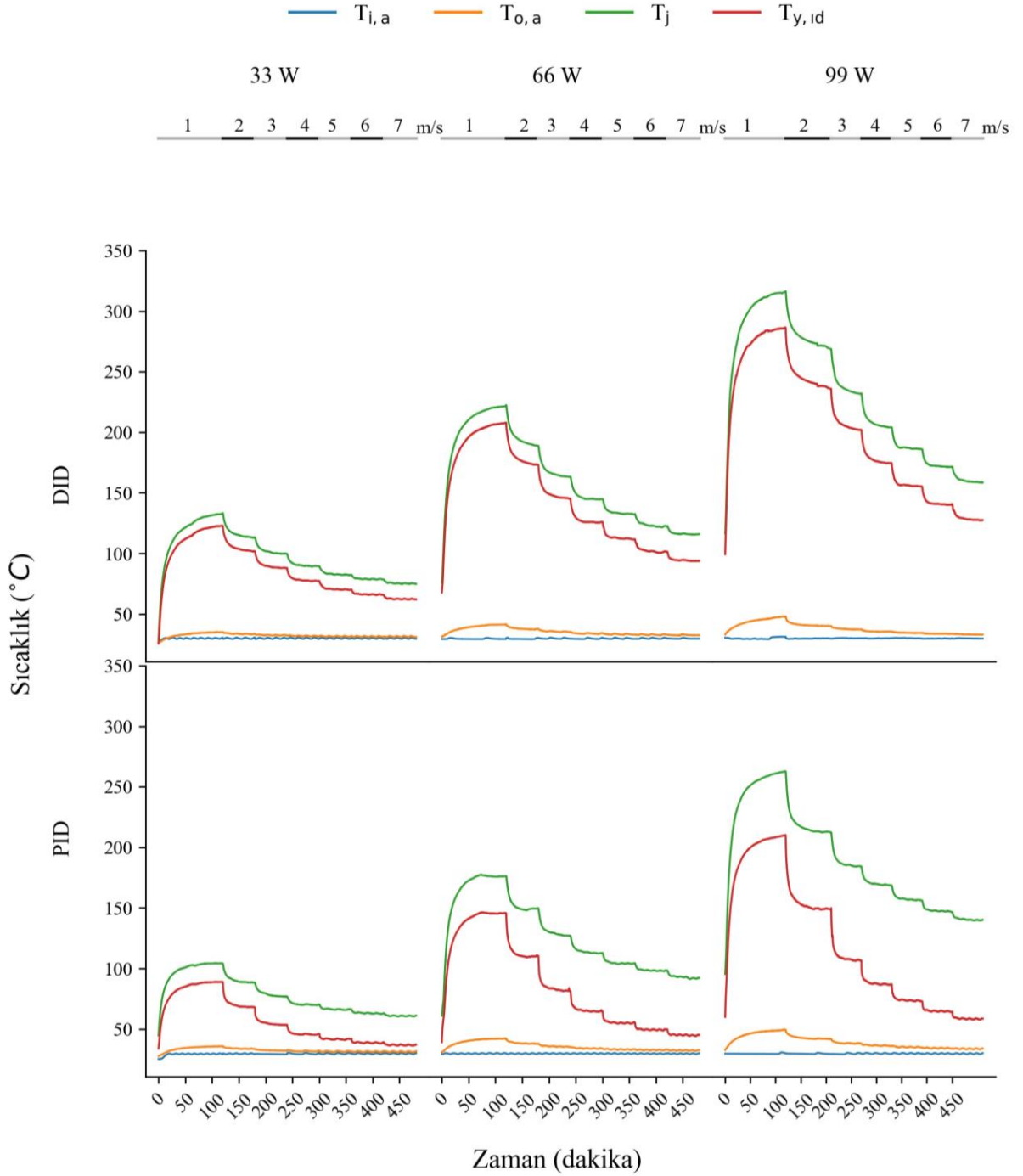
burada f_s düz ısı dağıtıcı için sürtünme faktörüdür. Deneysel ölçümlerdeki belirsizlikler, ölçüm cihazları ve test koşulları gibi çeşitli nedenlerle meydana gelmektedir. Holman [23] tarafından ifade edilen bağıl belirsizlik hesabı aşağıdaki denklemde verilmiştir.

$$W_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (14)$$

3. TARTIŞMA VE ARAŞTIRMA BULGULARI (RESULTS AND DISCUSSION)

Bu bölümde plaka kanatlı (PID) ve düz ısı dağıtıcının (DID) 30 °C ortam sıcaklığı ve zorlanmış konveksiyonda (1 m/s'den 7 m/s'ye, 2000'den 16000'a Re değeri) üç farklı ısıtma gücündeki (33-66-99 W) termal performans test sonuçları verilmiştir.

Ortalama değerlerle giriş havası sıcaklığı ($T_{i,a}$), çıkış havası sıcaklığı ($T_{o,a}$), eklem sıcaklığı (T_j) ve ısı dağıtıcı yüzey sıcaklığı ($T_{y,id}$) değerleri Şekil 3'de sunulmuştur. Ölçülen sıcaklık değerleri yedi hız ve üç ısıtma gücünü kapsamaktadır. Şekil 3'teki ölçüm değerlerine baktığımızda stabil, trend olarak birbirine benzer olup sıcaklıkların rejime girme zamanı da oldukça yakındır. Akışkan hızlarının belirlenen ısı güç için ardışık olarak yapılmasıyla merdiven formasyonu oluşmuş ve akışkan hızının artmasıyla tüm sıcaklık değerleri düşmektedir. Sıcaklık ölçümlerinin son 20 dakikalık bölümün ortalaması analizlerde kullanılmıştır. Doğal olarak en yüksek çıkış havası, yüzey ve eklem sıcaklıkları 1 m/s deneylerinde gerçekleşmiş olup ısıtma güçleri için değerler Tablo 3'te verilmiştir. Bu kapsamda en yüksek çıkış havası sıcaklığı 99 W testinde 1 m/s'de gerçekleşmiş olup bu değer düz ısı dağıtıcıda 47,55 °C iken plakalı modelde 49,04 °C'dir. Yüzey sıcaklığında ise düz model 285,64 °C iken plakalıda 209,28 °C olup fark 76,36 °C'dir. Eklem sıcaklığında durum düzde 315,20 °C olurken plakalıda 261,99 °C olup fark 53,21 °C'dir. Plaka kanatlı ısı dağıtıcının düze göre sıcaklık değerlerindeki bariz fark kanatların varlığına dayalı olarak yüksek ısı transfer alanı ve akış havasındaki oluşan türbülans kaynaklıdır.



Şekil 3. Deneysel sıcaklık ölçümlerinin zamana göre değişimi (Variation of the experimental temperature measurements over time)

Tablo 3. 1 m/s hızda ısıtma güçlerindeki ısı dağıtıcı sıcaklıkları (Heat sink temperatures at 1 m/s velocity)

Model	$T_{o,a}$ (°C)			$T_{y,id}$ (°C)			T_j (°C)		
	33 W	66 W	99 W	33 W	66 W	99 W	33 W	66 W	99 W
DID	34,87	41,18	47,55	122,36	207,15	285,64	132,19	221,14	315,20
PID	35,67	42,02	49,04	88,80	145,55	209,28	104,23	176,02	261,99

Isı dağıtıcı karakteristik sıcaklıkları en yüksek 1 m/s’de gerçekleşirken en düşük sıcaklıklar da 7 m/s’de oluşmuş ve Tablo 4’te ısıtma güçleri için karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Tablo 4’ten çıkış havası sıcaklıklarını incelediğimizde düz ile plakalı model arasındaki farkın çok küçük olduğu dikkat çekmekte bu durum akış kütleli debisinin yüksekliğindedir. Yüzey sıcaklıklarında; 33 W’ta düz 62,23 °C iken plakalıda 36,73°C olup fark 25,5°C’dir. Eklem sıcaklığında ise fark 14,32°C’dir. Hava akışına paralel kesintisiz paralel kanatların geniş yüzey alanıyla plaka kanatlı ısı

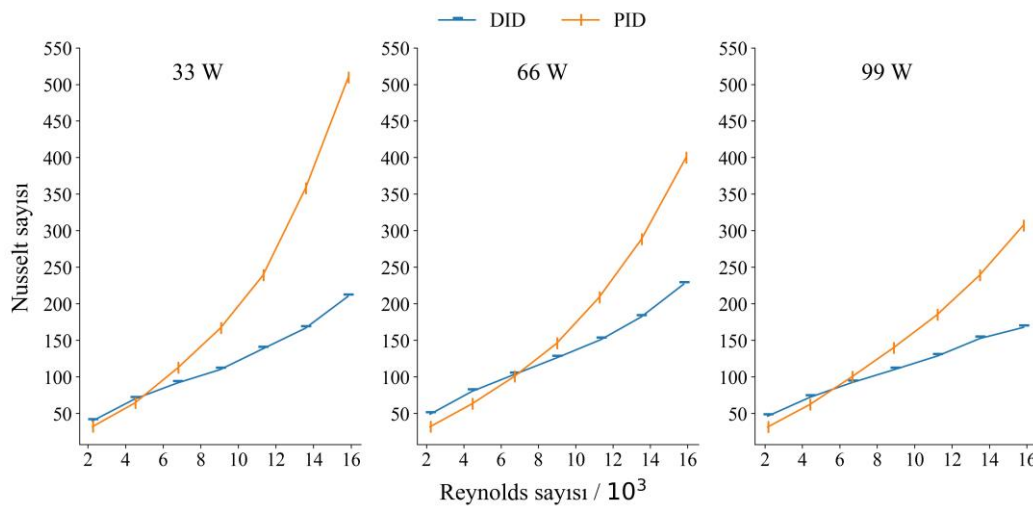
dağıtıcı, yüzey sıcaklıklarını önemli ölçüde azaltmaktadır. Plaka ısı dağıtıcıda hava akışına paralel olan kanatçıkların diğer bilinen kanat yapılarına, özellikle de akışa dik konumlandırılan kanatlara sahip ısı dağıtıcılara göre yüksek hızlarda kanatçıklar arasında daha az blokaja uğrayan bir hava akışı sağladığı çıkarımı yapılabilir. Böylece hava kanatlar arasından daha rahat akabilmekte, kanatların üzerinden göreceli olarak daha az bypass olarak ve diğer yapılara göre ısı transferini artırmaktadır.

Tablo 4. 7 m/s hızda ısıtma güçlerindeki ısı dağıtıcı sıcaklıkları (Heat sink temperatures at 7 m/s velocity)

Model	T _{o,a} (°C)			T _{y,id} (°C)			T _j (°C)		
	33 W	66 W	99 W	33 W	66 W	99 W	33 W	66 W	99 W
DID	31,23	32,42	32,92	62,23	93,84	127,61	75,08	115,72	158,80
PID	31,19	32,27	33,59	36,73	44,74	58,23	60,76	91,84	139,86

Şekil 4, Re sayısına bağlı olarak ısı dağıtıcı Nu sayılarının değişimini göstermektedir. Isı dağıtıcıların Nu sayısı, giriş güçleri için artan Re sayısı ile artarken termal direnç azalmaktadır. Isı dağıtıcının termal performansı, akış havası hızının yani kütleli debi artışıyla yükselmekte ancak buna karşın basınç kaybı ve buna bağlı olarak fan tüketimi artmaktadır. İlk iki Re değerinde plakalı modelin Nu değerleri az bir farkla düze göre düşük çıkarken diğer tüm Re değerlerinde plakalı model Re sayısının artışına paralel Nu değerleri belirgin olarak artmıştır. Isıtma güçlerini değerlendirecek olursak güç arttıkça Nu değerleri düşmektedir. En

yüksek Nu değeri; en yüksek Re değeri olan 16000 değerinde gerçekleşirken, plakalı model için 33 W’ta en yüksek 509,46, 66 W’ta 399,65 ve 99 W’ta 306,92 iken bu durum düz modelde sırasıyla 210, 226,70 ve 167,66 olarak gerçekleşmiştir. Dolayısıyla plakalının düze göre maksimum Nu sayılarındaki fark güçler için sırasıyla 299,46, 172,95 ve 139,26 olarak azalan bir trendde gerçekleşmiştir. Buradan plakalı ısı dağıtıcının göreceli olarak 33 W gibi düşük bir güçte ve yaklaşık olarak 500 ve üstü Re sayılarında en iyi performansı sergilemiştir.



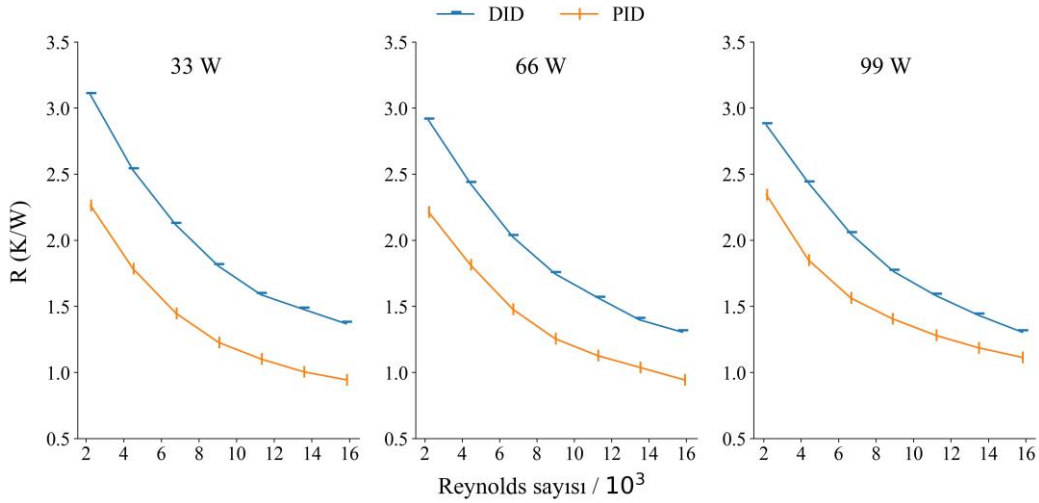
Şekil 4. Nu sayısının Re sayısına göre değişimi (Change of the Nu number according to the Re number)

Isı dağıtıcıya verilen birim enerji başına sıcaklık artışı yani termal direnç, giriş güçleri için Re sayılarına dayalı olarak Şekil 5’te verilmiştir. Isı

dağıtıcıların termal direnç değerleri, Re sayısı artışına zıt olarak düşmektedir. Üç ısıtma gücünde ve tüm hava akış hızlarında, düz model maksimum

termal dirence sahiptir. Yapılan deneylerde tüm soğutucular için ısıtma güçleri ve hava giriş sıcaklıkları aynı olduğundan, ısı dağıtıcıların termal direnç özellikleri eklem sıcaklığı ile doğrudan ilişkilidir. Soğutma uygulamalarında en kritik göstergelerden biri eklem noktası sıcaklığıdır. Eklem sıcaklığı, soğutulacak cihazın çalışması sıcaklığını gösterir. Bu açıdan değerlendirildiğinde plakalı ısı dağıtıcının, cihazın çalışma sıcaklığını düze göre bariz olarak daha etkin

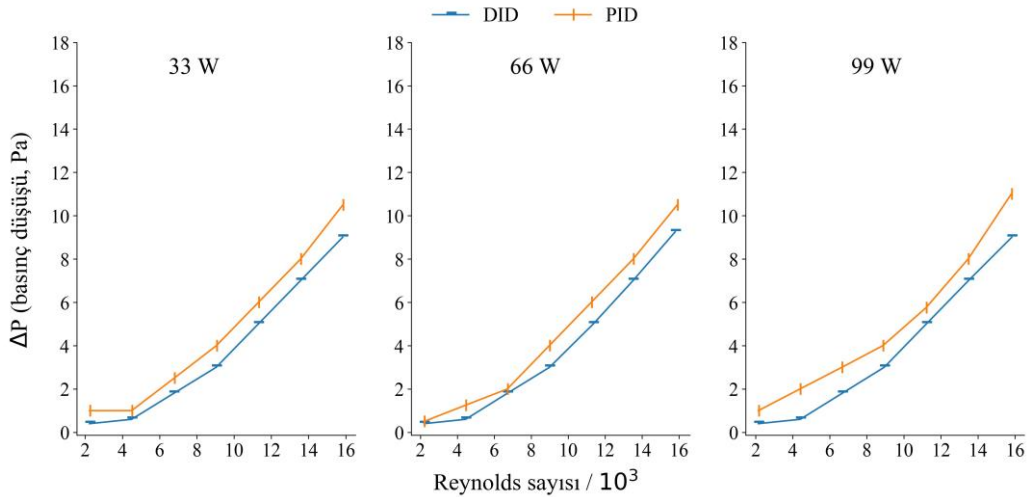
soğuttuğu söylenebilir. En yüksek termal direnç değerlerine tüm test koşullarında düz model sahip olmuştur. En yüksek termal direnç, 1 m/s hava akış hızında ve 33 W ısıtma gücünde 3,10 K/W ile düz modelde iken aynı şartlarda plakalı model 2,26 K/W, en düşük termal direnç değeri ise 7 m/s hava akış hızında ve 33 ve 66 W giriş gücünde 0,94 K/W ile plakalı modelde olup aynı koşulda düz modelin direnci 1,37 K/W'tır.



Şekil 5. Termal direncin Re sayısına göre değişimi (Variation of the thermal resistance according to the Re number)

Şekil 6, giriş güçleri için Re sayısına bağlı olarak ısı dağıtıcıların basınç düşüşünü göstermektedir. Isı dağıtıcılardaki basınç düşüşü, giriş güçleri için artan Re sayısı ile artmaktadır. Tüm ısıtma güçlerinde kaydedilen en yüksek basınç düşüşü, plakalı modelde, 99 W'ta ve 7 m/s hava akışı hızında 11 Pa

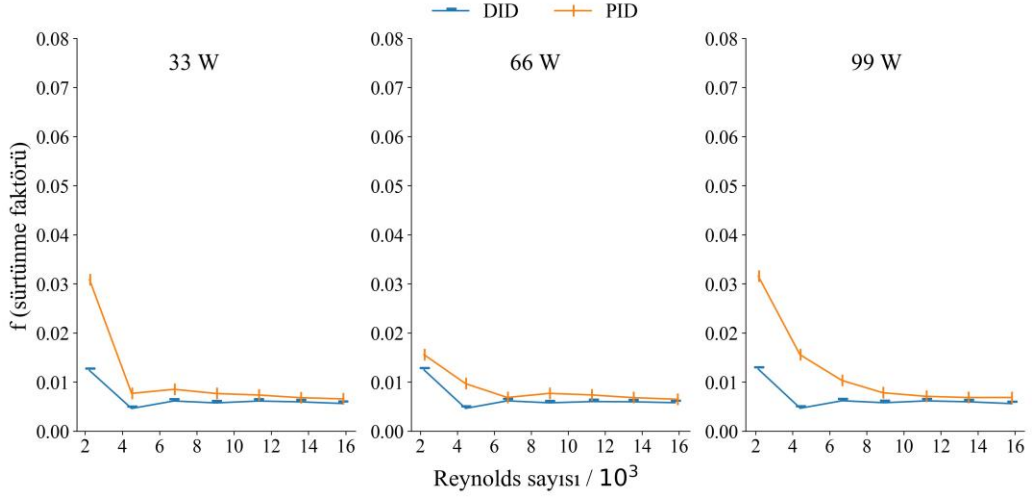
olup düz modelde aynı noktada 9 Pa'dır. Dolayısıyla genel olarak en yüksek basınç farkı değerinin 2 Pa olduğu düşünülürse bu değer plakalı modelin hava akışına paralel kanatlarından dolayı basınç kaybının göreceli olarak düşük kaldığı ve kabul edilebilir bir seviyede kaldığı söylenebilir.



Şekil 6. Basınç kaybının Re sayısına göre değişimi (Variation of the pressure loss according to the Re number)

Şekil 7, giriş güçlerinde ısı dağıtıcıların sürtünme faktörünün Re sayısı ile değişimini göstermektedir. Genel olarak modeller için ilk iki-üç hava akışında artan Re sayısı ile sürtünme faktörü azalır ancak

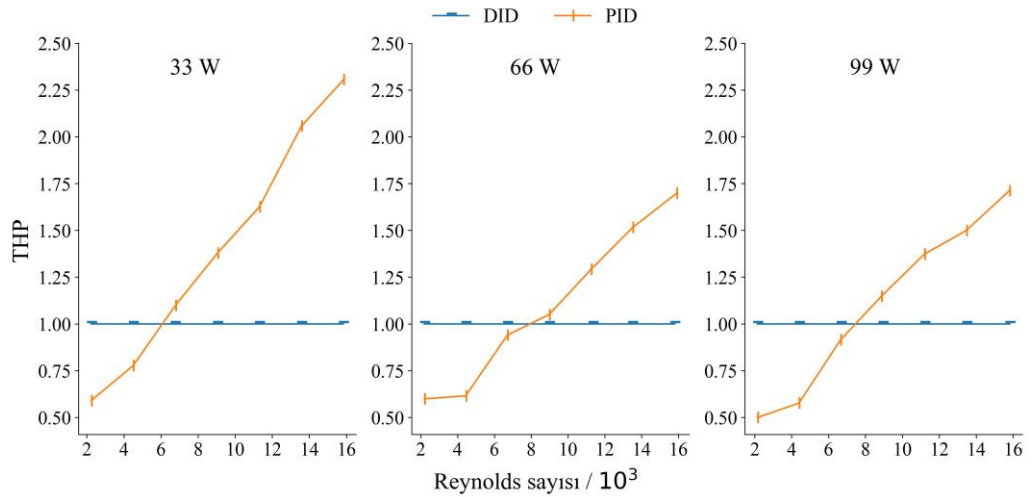
diğer hava akışlarında ise sürtünme faktörü önemli bir değişim göstermemekle birlikte düz ve plakalı modelin sürtünme faktörleri birbirine oldukça yakın olduğu söylenebilir.



Şekil 7. Sürtünme faktörünün Re sayısına göre değişimi (Variation of the friction factor according to the Re number)

Şekil 8, ısıtma güçlerinde Re sayısına bağlı olarak soğutucuların termo-hidrolik performansını göstermektedir. Düz ısı dağıtıcı baz karşılaştırma olduğu için THP'sı 1 olarak alınmıştır. Genel olarak, üç farklı giriş gücü için artan Re sayısı ile termo-hidrolik performans artmaktadır. Genel olarak ısıtma güçleri için 2100 ile 6800 Re sayıları arasında plaka modelin sürtünme faktörü azalırken Nu sayısı artmaktaydı. Bu Re aralığında Nu sayısı ve sürtünme faktörünün THP üzerindeki etkileri birlikte gözlenmektedir. 6800'den büyük Re değerlerinde plaka modelin sürtünme faktöründe önemli bir değişiklik olmadığından Nu sayısının THP üzerindeki etkisi ağırlıklı olarak bu bölgede görülmektedir. Plakalı ısı dağıtıcının 33 W'taki

değerleri genel olarak 66 ve 99 W göre daha yüksek olurken 66 ve 99 W'ta birbirlerine yakın çıkmıştır. Plakalı modelin THP'sı 33 W'ta en yüksek değeri 2,3, 66 W'ta 1,70 ve 99 W'ta 1,71 olarak 7 m/s hızda gerçekleşmiştir. Genel olarak ilk üç Re değerinde plakalı modelin THP'sı düze göre daha düşük kalmıştır. Buradan plakalı ısı dağıtıcının değerlendirmesini THP açısından genel olarak yapacak olursak yaklaşık 6000 Re değerinden yukarı Re değerlerinde kullanımının tavsiye edilebileceği çıkarılabilir. Aynı şekilde güç açısından duruma bakılacak olursa 66 ve 99 W gibi göreceli olarak yüksek güçler için THP seviyesi artmamaktadır.



Şekil 8. THP'nin Re sayısına göre değişimi (Variation of the THP according to the Re number)

Yukarıdaki açıklamalar ve yorumlarda genellikle en yüksek veya en düşük değerler dikkate alınmıştır. Ancak tüm hızlardaki değerlerin ortalaması bize genel bir değerlendirme yorumu sağlayacaktır. Termal parametrelerin tüm hızlardaki ortalamaları Tablo 5'de verilmiştir. Plakalı ısı dağıtıcı 33 W'daki

ortalama değerleri tüm değerler içinde en avantajlı değerler olup termal performans karakteristiklerinden yüzey sıcaklığı 53,27 °C, eklem sıcaklığı 75,61 °C, Nu sayısı 211,59, termal direnç 1,40 ve THP 1,40'dır.

Tablo 5. Termal parametrelerin tüm hızlardaki ortalamaları (Means of thermal parameters at all velocities)

Model	Güç W	T _{i,a} (°C)	T _{o,a} (°C)	T _{y,id} (°C)	T _j (°C)	Nu	R _{th} (K/W)	f	ΔP (Pa)	THP
PID	33	29,56	32,43	53,27	75,61	211,59	1,40	0,011	4,71	1,40
	66	29,73	35,32	78,70	122,77	176,71	1,41	0,009	4,61	1,10
	99	29,73	38,28	106,87	181,64	151,97	1,53	0,012	4,96	1,10
DID	33	29,96	32,32	84,01	95,86	117,96	2,00	0,007	3,83	1,00
	66	29,69	35,13	137,00	155,66	131,13	1,91	0,007	3,86	1,00
	99	30,07	37,30	189,09	219,90	109,88	1,92	0,007	3,83	1,00

Tablo 6. Literatür karşılaştırma tablosu (Literature comparison table)

Referans	ID özellikleri	Isı akısı (W/m ²)	Re	R (K/W)	ΔP (Pa)
Bu çalışma	PID, kanat sayısı 10, kanat yüksekliği 10 mm, kanat kalınlığı 2,6 mm	5156	2236	2,26	1
			4496	1,78	1
			6782	1,44	2,5
			9049	1,22	4
			11310	1,10	6
			13576	1,00	8
			15848	0,94	10,5
[24]	PID, kanat sayısı 12 ve 9, kanat yüksekliği 10 mm, kanat kalınlığı 1,5 mm	3587	2685	2,77	4,98
			5537	1,81	13,19
			7485	1,49	20,82
			11520	1,13	40,46
			14010	1,01	56,30
[9]	PID, kanat sayısı 9, kanat yüksekliği 10, kanat kalınlığı 1,5 mm	3845	5662	1,50	17,14
			7360	1,30	25,71
			9059	1,20	31,42
			11323	1,08	41,42
			13814	0,98	55,71

Literatürde bu çalışmaya gerek ısı dağıtıcı tipi gerekse test koşulları açısından en yakın bazı çalışma sonuçlarının karşılaştırma sonuçları tablosu aşağıda Tablo 6'da verilmiştir. Tablo 6'daki karşılaştırılan ısı dağıtıcı modelleri ve test koşulları benzer olsa da aynı değildir. Bu çalışma ve Yu vd. [9] yaptığı çalışmanın ortak kesişim noktası 9049 ve 9059 Re sayısı olarak ele alınabilir. Bu Re sayısında

ısı güçleri arasında birim alanda 1311 W'lık fark bulunmaktadır. Termal direnç değerleri sırasıyla 1,22 ve 1,20 K/W'tır. Basınç kaybında ise durum 4 ve 31,42 Pa'dır. Termal direnç değerleri birbirine yakın olsa da basınç kaybında yaklaşık 7 katlık bir fark bulunmaktadır. Bu farkın test kanalı en-boy oranına bağlanabilir. Jonsson ve Moshfegh'in [24] çalışmasında 11520 Re sayısı değeriyle bu

çalışmadaki 11310 Re sayısı termal parametreleri ele alacak olursak öncelikle birim alana uygulanan ısı gücünde 1569 W'lık fark olduğunu vurgulamak gerekmektedir. Termal direnç sırasıyla 1,10 ve 1,13 K/W gibi oldukça birbirine yakın değerlere sahiptir. Basınç kaybında ise durum 6 Pa'a 40,46 Pa'dır. Genel olarak bu çalışmadaki sonuçlardan termal direnç değeri literatürle uyumlu olurken basınç kaybında ise pozitif ayrıştığı söylenebilir. Bu durum test kanalı en-boy oranına bağlanabilir.

4. SONUÇ (CONCLUSION)

Bu çalışmada plaka kanatlı ısı dağıtıcı, düz ısı dağıtıcı ile karşılaştırmalı olarak zorlanmış konveksiyonda termal ve hidrolik performansları deneysel olarak incelenmiştir. Deneyler, 33 W, 66 W, 99 W ısıtma güçlerinde, Re sayısı 2000 ile 16000 arasında yedi hava akış hızında ve 30 °C sabit ortam sıcaklığında gerçekleştirilmiştir. Deneysel sonuçların yedi hızdaki ortalama değerlerine göre güçler açısından elde edilen bulgular şunlardır:

- Yüzey sıcaklıklarında PID, DID'a göre güçler için sırasıyla 30,75 °C, 58,3 °C ve 82,22 °C daha düşüktür.
- Eklem sıcaklıklarında PID, DID'a göre güçler için sırasıyla 20,25 °C, 32,89 °C ve 38,26 °C daha düşüktür.
- Nu sayısında PID, DID'a göre güçler için sırasıyla 93,63, 45,58 ve 42,09 daha yüksek olup buradan bariz olarak 33 W'ta çok daha iyi bir ısı transfer performansı sergilemiştir.
- Termal dirençte PID, DID'a göre güçler için sırasıyla 0,61, 0,50 ve 0,39 K/W daha düşük değerlere sahip olup güç artışıyla azalan bir eğilim göstermiştir.
- Basınç kaybında PID, DID'a göre güçler için sırasıyla 0,88, 0,75 ve 1,13 Pa daha yüksek olup en bu değerlerin paralel plaka kanatlara sahip PID modelin göreceli olarak düşük basınç kaybı değerlerine sahip olduğunu göstermektedir.
- THP'de ise PID, DID'a göre güçler için sırasıyla %40, %10 ve %10 avantaj sağlamış ve buradan özellikle 33 W için bariz bir performans yüksekliği elde edilmiştir. Güç artışıyla THP'deki PID modelin avantajı azalmıştır.

Bu çalışmadan elde edilen perspektifle gelecek vizyonunda plaka kanatlı ısı dağıtıcı modeli bazında kanat kalınlığı ve yüksekliğinin optimizasyonu, plaka kanat üzerinde yüzey alanını artıracak ancak

kütle miktarını da düşürecek modifikasyonlar incelenebilir.

ETİK STANDARTLARIN BEYANI (DECLARATION OF ETHICAL STANDARDS)

Bu makalenin yazarı çalışmalarında kullandıkları materyal ve yöntemlerin etik kurul izni ve/veya yasal-özel bir izin gerektirmediğini beyan ederler.

The author of this article declares that the materials and methods they use in their work do not require ethical committee approval and/or legal-specific permission.

YAZARLARIN KATKILARI (AUTHORS' CONTRIBUTIONS)

Vahit ÇORUMLU: Deneyleri yapmış, sonuçlarını analiz etmiş ve maklenin yazım işlemini gerçekleştirmiştir.

He conducted the experiments, analyzed the results and performed the writing process.

Mesut ABUŞKA: Deneyleri yapmış, sonuçlarını analiz etmiş ve maklenin yazım işlemini gerçekleştirmiştir.

He conducted the experiments, analyzed the results and performed the writing process.

ÇIKAR ÇATIŞMASI (CONFLICT OF INTEREST)

Bu çalışmada herhangi bir çıkar çatışması yoktur.

There is no conflict of interest in this study.

KAYNAKLAR (REFERENCES)

- [1] Khattak Z, Ali HM., Air cooled heat sink geometries subjected to forced flow: A critical review, International Journal of Heat and Mass Transfer ,130 (2019) 141-161.
- [2] Li, H.Y., Chao, S.M., Measurement of performance of plate-fin heat sinks with cross flow cooling, International Journal of Heat and Mass Transfer, 52.13-14 (2009) 2949-2955.
- [3] Karabulut, K., Alnak, D.E., Değişik şekilde tasarlanan ısıtılmış yüzeylerin hava jeti çarpmalı soğutulmasının araştırılması, Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi, 26 No.1 (2020) 88-98.
- [4] Özdilli Ö, Şevik S., Effect of channel and fin geometries on a trapeze plate-fin heat sink performance, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering, 235.5 (2021) 1326-1336.
- [5] Barış, A., Bayer, Ö., Experimental and numerical study on heat transfer performance of

- square, cylindrical and plate heat sinks in external transition flow regime, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 39 (2019) 151-161.
- [6] Chingulpitak, S., Ahn, H. S., Asirvatham, L. G., Wongwises, S., Fluid flow and heat transfer characteristics of heat sinks with laterally perforated plate fins, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 138 (2019) 293-303.
- [7] Khan, W., Culham, J., and Yovanovich, M., The Role of Fin Geometry in Heat Sink Performance, *ASME Journal of Electronic Packaging*, 128 No. 4 (2006) 324–330.
- [8] Li, H. Y., Tsai, G. L., Chao, S. M., Yen, Y. F., Measurement of thermal and hydraulic performance of a plate-fin heat sink with a shield, *Experimental thermal and fluid science*, 42 (2012) 71-78.
- [9] Yu, X., Feng, J., Feng, Q., Wang, Q., Development of a plate-pin fin heat sink and its performance comparisons with a plate fin heat sink, *Applied thermal engineering*, 25 No.2-3 (2005) 173-182.
- [10] Abuşka, M., Çorumlu V., A comparative experimental thermal performance analysis of conical pin fin heat sink with staggered and modified staggered layout under forced convection, *Thermal Science and Engineering Progress*, 37 (2023) 101560..
- [11] Çiçek, B., Ürün, E. & Şahin, N. (2023). Experimental and Numerical Analysis of an Innovative High Power LEDs Thermal Management System, based on Heat Sink- Heat Pipe Design. *Gazi University Journal of Science Part C: Design and Technology*, 11 (3), 824-836. DOI: 10.29109/gujsc.1315135.
- [12] Kim, D. K., Jung, J., & Kim, S. J. (2010). Thermal optimization of plate-fin heat sinks with variable fin thickness. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53(25-26), 5988-5995.
- [13] Gupta, A., Kumar, M., & Patil, A. K. (2019). Enhanced heat transfer in plate fin heat sink with dimples and protrusions. *Heat and Mass Transfer*, 55(8), 2247-2260.
- [14] Huang, C. H., & Tung, P. W. (2020). Numerical and experimental studies on an optimum Fin design problem to determine the deformed wavy-shaped heat sinks. *International Journal of Thermal Sciences*, 151, 106282.
- [15] Ahmed, H. E. (2016). Optimization of thermal design of ribbed flat-plate fin heat sink. *Applied Thermal Engineering*, 102, 1422-1432.
- [16] Karathanassis, I. K., Papanicolaou, E., Belessiotis, V., & Bergeles, G. C. (2015). Experimental and numerical evaluation of an elongated plate-fin heat sink with three sections of stepwise varying channel width. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 84, 16-34.
- [17] Hussain, A. A., Freegah, B., Khalaf, B. S., & Towsyfyan, H. (2019). Numerical investigation of heat transfer enhancement in plate-fin heat sinks: Effect of flow direction and fillet profile. *Case Studies in Thermal Engineering*, 13, 100388.
- [18] Tariq, A., Altaf, K., Ahmad, S. W., Hussain, G., & Ratlamwala, T. A. H. (2021). Comparative numerical and experimental analysis of thermal and hydraulic performance of improved plate fin heat sinks. *Applied Thermal Engineering*, 182, 115949.
- [19] Richard Culham, J., Khan, W. A., Michael Yovanovich, M., & Muzychka, Y. S. (2007). The influence of material properties and spreading resistance in the thermal design of plate fin heat sinks.
- [20] Kanargi, B., Lee, P. S., & Yap, C. (2018). A numerical and experimental investigation of heat transfer and fluid flow characteristics of an air-cooled oblique-finned heat sink. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 116, 393-416.
- [21] Nilpueng, K., Ahn, H. S., Jerng, D. W., & Wongwises, S. (2019). Heat transfer and flow characteristics of sinusoidal wavy plate fin heat sink with and without crosscut flow control. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 137, 565-572.
- [22] Chingulpitak, S., Chimres, N., Nilpueng, K., & Wongwises, S. (2016). Experimental and numerical investigations of heat transfer and flow characteristics of cross-cut heat sinks. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 102, 142-153.
- [23] Holman JP., *Experimental Methods for Engineers*, 8th ed., New York, McGraw-Hill, (2012).
- [24] Jonsson, H., & Moshfegh, B. (2001). Modeling of the thermal and hydraulic performance of plate fin, strip fin, and pin fin heat sinks-influence of flow bypass. *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, 24(2), 142-149.