

**FRAKTAL GEOMETRİLİ ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNDE DALLANMA
AÇISININ ISI DEĞİŞTİRİCİSİ PERFORMANSINA ETKİSİNİN SAYISAL
İNCELENMESİ**

Barış PEHLİVANOĞULLARI

Yüksek Lisans Tezi

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Tolga YASA

Eskişehir

Eskişehir Teknik Üniversitesi

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü

Haziran 2021

ÖZET

FRAKTAL GEOMETRİLİ ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNDE DALLANMA AÇISININ ISI DEĞİŞTİRİCİSİ PERFORMANSINA ETKİSİNİN SAYISAL İNCELENMESİ

Barış PEHLİVANOĞULLARI

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Eskişehir Teknik Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, Haziran 2021

Danışman: Doç. Dr. Tolga YASA

Isı kuyuları güç elektroniği, LED aydınlatma sistemleri, bilgisayar teknolojilerinde yaygın olarak kullanılan, üzerlerindeki kanatçıklar sayesinde atık enerjiyi soğuk akışkana hızlı bir şekilde transfer ederek bağlı bulunduğu komponentin sıcaklığının kontrol altında tutulmasını sağlayan elemanlardır. Daha yüksek güç tüketen sistemlerin gelişimiyle birlikte ısı kuyusu ebatları da büyümekte, bu doğrultuda ısı transfer yüzey alanı genişletilmiş, kompakt ısı kuyularına ihtiyaç da artmaktadır. Bu kapsamda çalışmada dallandırılmış ağaç benzeri tasarımı sayesinde daha düşük hacim ve yüksekliklerde yüksek ısı transfer alanının elde edilmesini mümkün kılan fraktal tipteki ısı kuyuları ele alınmış, dallanma açısının ısı transfer performansına etkisini numerik olarak incelemek amaçlanmıştır.

Çalışmada 40mm yüksekliğinde, 120mm çapında plakalı bir ısı kuyusu referans alınmış, temel çap ve ısı transfer yüzey alanı ölçüleri sabit tutularak 30°, 60° ve 120° açılarla dallandırılmış kanatçıklardan oluşan 3 yeni fraktal ısı kuyusu tasarlanmıştır. Tasarlanan tüm fraktal ısı kuyularında hem yükseklikte hem de ağırlıkta %50'nin üzerinde iyileşme sağlanmıştır. Çözümün numerik modelden bağımsız hale geldiğinden emin olmak üzere geometrik karmaşıklık seviyesi en yüksek model olan 30° açıyla dallandırılmış ısı kuyusunun tek kanatçığı dahil edilerek ağ hassasiyet analizleri gerçekleştirilmiş ve ideal model parametreleri belirlenmiştir. Bu model parametreleri esas alınarak referans ve fraktal ısı kuyularının hesaplamalı akışkanlar dinamiği modelleri oluşturulmuştur. Analizlerde ısı transferi çözümü için enerji denklemleri aktif hale getirilmiş, fraktal modellerdeki karmaşık akış yolları sebebiyle termal sınır tabaka gelişimini doğru modelleyebilmek adına k-w SST türbülans modeli kullanılarak akış

denklemleri çözdürülmüştür. Geometrik etkilerin yanı sıra artan hava debisine bağlı olarak performans kıyaslaması yapabilmek için 2.5m/s, 5m/s ve 10m/s olmak üzere HAD analizleri 3 farklı akış hızında tekrarlanmış ve çözümler elde edilmiştir.

HAD çözümleri incelendiğinde referans modelde enerji kaynağına yakın kanatçık bölgelerinde akış etkinliğinin zayıf ve türbülans yoğunluğunun düşük olduğu, bu sebeple de kanatçığın büyük oranda etkin kullanılamadığı anlaşılmıştır. Diğer yandan fraktal modellerin tümünde akışın hızlanarak ısı kuyusu altına doğru yönlendiği, bu sayede ısısının büyük oranda merkeze yakın kanatçıklar üzerinden uzaklaştırıldığı görülmüştür. Fraktal geometrilerin tümünün taban ortalama sıcaklıklarında referans modele kıyasla düşüş gözlenmiştir. 120° açıyla dallandırılmış IK-120 modelinde referans modele kıyasla taban sıcaklığında 5C°'lik düşüş, termal dirençte ise %15'lik bir iyileşme hesaplanmıştır. Karmaşık tasarımları sebebiyle fraktal ısı kuyularında akışta bölgesel hızlanmalar, akış ayrılmaları gözlenmiş, artan ısı taşınım kabiliyetlerine paralel olarak basınç kayıpları da yükselmiştir. Bu kapsamda fraktal modeller arasında en düşük basınç kayıpları IK-120 modelinde elde edilmiştir. Çalışmayla birlikte dallandırılmış fraktal yapılarla aynı hava debisinde benzer ya da daha iyi ısı transfer performansı gösterebilen kompakt ısı kuyularının tasarlanabileceği görülmüş, dallanma açılarının, kanatçık açıklıklarının, kanatçık sıralamalarının ve yöneliminin performans üzerindeki etkileri tecrübe edilmiştir. Literatürde fraktal geometriler özelindeki çalışma sayısı oldukça sınırlıdır. Dolayısıyla zorlanmış taşınım soğutulan fraktal ısı kuyularında geometrinin ve giriş hızının ısı transfer performansı üzerindeki etkilerinin anlaşılması kapsamında yönelik literatüre önemli bir katkı sağlanmıştır.

Anahtar Sözcükler: Fraktal Isı Kuyusu, Isı Transferi, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği, Nümerik Analiz

ABSTRACT

NUMERICAL INVESTIGATION OF THE EFFECT OF BRANCHING ANGLE ON THE HEAT TRANSFER PERFORMANCE OF A FRACTAL HEAT SINK

Bariş PEHLİVANOĞULLARI

Department of Mechanical Engineering

Eskişehir Technical University, Institute of Graduate Programs, June 2021

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Tolga YASA

Heat sinks are passive heat exchangers widely used in power electronics, LED lighting systems, computer technologies. Through their finned structure, they can quickly transfer waste heat energy to a cold fluid medium so that the temperature of the component they connected to can be kept under control. With the development of systems consuming more power, the need for efficient and compact heat sinks is also increasing. In this context, fractal heat sinks, which are allowing to obtain a higher heat transfer area even at lower volumes and heights owing to their tree-like branched structure, were investigated. It was aimed to numerically examine the effect of branching angle on the heat transfer performance. In the study, a radial plate-fin heat sink has an outer diameter of 120mm and a height of 40mm was taken as a reference model and 3 of new fractal heat sinks having branches at 30 °, 60 °, and 120 ° angles were designed by keeping the total surface area of each constant and equal to that of the reference model. To make sure that the solution is independent of the numerical model, mesh independence analyzes have been performed by including a single segment of the most complex fractal heat sink which was designed with branches at the angle of 30° and optimal mesh parameters have been determined. Based on these model parameters, computational fluid dynamics models of reference and fractal heat sinks were prepared. Since the fractal heat sinks have complex flow paths, a turbulence model giving more accurate solutions in regions where the flow separated or swirled was required to solve the thermal boundary layers precisely. Therefore k- ω SST turbulence model was used. In order to investigate the effects of mass flow rates on heat transfer performances, CFD analyzes were repeated at 3 different airflow speeds of 2.5m/s, 5m/s, and 10m/s. In the reference heat sink model it is observed that the flow activity is weak and turbulence density is low around the regions close to the heat source, hence most of the fin area cannot be used effectively. On the other hand,

in all fractal models, it is understood that the flow accelerates and is directed towards the bottom of the heat sink so that the heat is mostly dissipated from the fins close to the center. Compared to the reference model, a decrease was observed in the mean base temperatures of all the fractal heat sinks. In the IK-120 model branched at the angle of 120° , a decrease of 5°C in the base temperature and a 15% improvement in thermal resistance were calculated compared to the reference heat sink. Even though fractal heat sinks show better thermal performance than the reference model, due to their complex structures flow tends to accelerate and separate resulting in higher pressure drops. In this context, the lowest pressure losses among fractal models were obtained in the IK-120 model. With this study, it is understood that lightweight fractal heat sinks which show similar or better thermal performance compared to the conventional heat sink can be designed, and the effects of branching angles, fin spacing, fin alignment and orientation on performance have been experienced. The number of studies on fractal heat sinks in the literature is quite limited. Therefore, an important contribution has been made to the literature on understanding the effects of geometry and inlet velocity on heat transfer performance of fractal heat sinks cooled by forced convection.

Keywords: Fractal Heat Sink, Heat Transfer, Computational Fluid Dynamics, Numerical Analysis

TEŞEKKÜR

Çalışma kurgusunun hazırlığından tezin yazım sürecine kadar mentörlük ederek bilgi ve tecrübelerini aktaran danışmanım Sn. Doç.Dr. Tolga YASA'ya,

Prototip test parçalarının imalatı hususunda destek veren Sn. Akın ORHANGÜL ve alt yapısından faydalanmama imkân sağlayan Tusaş Motor Sanayii'ne,

Çalışmam süresince bana destek olan sevgili annem, babam ve eşime çok teşekkür ediyorum.

Barış PEHLİVANOĞULLARI



ETİK İLKE VE KURALLARA UYGUNLUK BEYANNAMESİ

Bu tezin bana ait, özgün bir çalışma olduğunu; çalışmamın hazırlık, veri toplama, analiz ve bilgilerin sunumu olmak üzere tüm aşamalarında bilimsel etik ve kurallara uygun davrandığımı; bu çalışma kapsamında elde edilen tüm veri ve bilgiler için kaynak gösterdiğimi ve bu kaynaklara kaynakçada yer verdiğimi; bu çalışmanın Eskişehir Teknik Üniversitesi tarafından kullanılan “bilimsel intihal tespit programı”yla tarandığını ve hiçbir şekilde “intihal içermediğini” beyan ederim. Herhangi bir zamanda, çalışmamla ilgili yaptığım bu beyana aykırı bir durumun saptanması durumunda, ortaya çıkacak tüm ahlaki ve hukuki sonuçları kabul ettiğimi bildiririm.

Barış PEHLİVANOĞULLARI

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
BAŞLIK SAYFASI	i
ÖZET	ii
ABSTRACT.....	iv
TEŞEKKÜR	vi
ETİK İLKE VE KURALLARA UYGUNLUK BEYANNAMESİ.....	vii
İÇİNDEKİLER	viii
TABLolar DİZİNİ	x
ŞEKİLLER DİZİNİ	xi
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xiv
1. GİRİŞ.....	1
1.1. Isı Kuyularının Kullanım Alanları ve Tipleri	3
1.2. Genişletilmiş Yüzeylerde Isı Transferi Teorisi	8
1.3. Performans Tayini ve Performansı Etkileyen Faktörler	13
1.3.1. Akış koşullarının etkisi.....	14
1.3.2. Geometrinin etkisi.....	19
1.4. Yenilikçi Tasarım ve İmalat Teknolojilerinin Kullanımı	23
1.5. Motivasyon	26
2. ARAŞTIRMA YÖNTEMİ.....	27
2.1. Modellerin Tanımı	27
2.2. Sayısal Çözüm Yöntemi.....	29
2.3. Ağ Yapısı ve Ağ Bağlılık Analizi	32
3. SONUÇLAR.....	40
3.1. Geometrik Etkilerin İncelenmesi	40
3.2. Malzeme seçiminin etkisi.....	55
3.3. Hız Etkilerinin İncelenmesi.....	56
3.4. Değerlendirme ve Gelecek Çalışmalar.....	60

KAYNAKÇA.....	63
EKLER	68
ÖZGEÇMİŞ	



TABLÖLAR DİZİNİ

Sayfa

Tablo 2.1 Referans ve parametrik ısı kuyusu modellerinin yükseklik ve ağırlık kıyaslamaları	29
Tablo 2.2 Isı kuyusu IN625 katı malzeme özellikleri	32
Tablo 2.3 Isı kuyusu geometrilerinin karmaşıklık kıyaslamaları	33
Tablo 2.4 Ağa bağlılık analizlerinde oluşturulan model değişkenleri	35
Tablo 2.5 Ağa bağlılık analizleri sonucunda elde edilen akış ve sıcaklık değerleri	36
Tablo 3.1 $V=2.5\text{m/s}$ giriş hızında ısı kuyusu bütünü sıcaklık değerleri[$^{\circ}\text{C}$].....	44
Tablo 3.2 $V=2.5\text{m/s}$ giriş hızında ısı kuyularına tabandan giren debi yüzdeleri	52
Tablo 3.3 $V=2.5\text{m/s}$ giriş hızında ısı kuyularına dış çaptan giren debi yüzdeleri.....	52
Tablo 3.4 $V=2.5\text{m/s}$ giriş hızında 1/35'lik dilimdeki basınç kayıpları	53
Tablo 3.5 Isı kuyusu malzemesinin performansa etkisinin kıyaslanması	56

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 1.1 Gaz türbin palelerinde iç soğutma kanalları.....	2
Şekil 1.2 Arduino UNO devre kartının termal kamera görüntüsü.....	2
Şekil 1.3 Çalışma sıcaklığının işlemci çalışma frekansına etkisi	3
Şekil 1.4 Cessna 140 uçaklarında kullanılan Continental C-85 havacılık motor silindiri üzerindeki ısı kuyusu görevi gören bütünleşik kanatçıklar	4
Şekil 1.5 LED aydınlatma sistemlerinde kullanılan ısı kuyuları	5
Şekil 1.6 Isı kuyusu tipleri.....	6
Şekil 1.7 Pasif ve aktif ısı kuyuları.....	6
Şekil 1.8 Katmanlı imalat ile üretilmiş ısı kuyuları.....	7
Şekil 1.9 Topoloji optimizasyonu ile performansı iyileştirilmiş ve hafifletilmiş ısı kuyuları	8
Şekil 1.10 Genişletilmiş yüzeylerde enerji korunumu.....	9
Şekil 1.11 Sabit kesitli kanatlarda ısı transferi	9
Şekil 1.12 1 Boyutlu sonsuz kanatçık varsayımında m değişkeninin sıcaklık değişimine etkisi	12
Şekil 1.13 Isı kuyularında elektrik direnç yaklaşımı	13
Şekil 1.14 Taşınım ile ısı transferi.....	15
Şekil 1.15 Düz plaka üzerinde gelişen sınır tabaka	15
Şekil 1.16 Düz plaka üzerinde gelişen akışta termal sınır tabaka değişimi.....	16
Şekil 1.17 Düz plaka üzerinde gelişen akışta türbülansa geçiş	16
Şekil 1.18 Türbülansa geçişte ısı taşınım katsayısının değişimi	17
Şekil 1.19 Sınır tabaka gelişimini engelleyen tasarımlar	19
Şekil 1.20 Lazer Toz Metal Yataklı Katmanlı İmalat Sistemi Şeması.....	24
Şekil 1.21 a)Topoloji optimizasyonu ile performansı iyileştirilmiş ve katmanlı imalat ile üretilmiş bir ısı kuyusu b) Optimize edilmiş ve alüminyum malzemeden katmanlı imalat üretilmiş bir ısı kuyusu	25
Şekil 1.22 Solda parametrik sağda topoloji optimizasyonu ile ısı transferi iyileştirilmiş ısı kuyusu simülasyon ve üretim sonrası görselleri	26

Şekil 2.1 a) Referans ısı kuyusu, b) IK-30 / 30° açıyla dallanmış ısı kuyusu, c) IK-60 / 60° açıyla dallanmış ısı kuyusu, d) IK-120 / 120° açıyla dallanmış ısı kuyusu	28
Şekil 2.2 Fraktal ısı kuyularının tasarımında sabit tutulan geometrik unsurlar ve büyüklükleri	28
Şekil 2.3 Isı kuyusu performans analizi modeli	29
Şekil 2.4 Eklemeli imalat ile IN625 malzemeden üretilmiş referans ve fraktal ısı kuyusu parçaları	32
Şekil 2.5 Sınırlarda tanımlanan ağ eleman değişkenleri.....	34
Şekil 2.6 IK-30 modeli için oluşturulan 5 numaralı ağ model yapısı.....	35
Şekil 2.7 Isı kuyusu kesit alan ortalama sıcaklıklarının hesaplandığı yükseklikler	36
Şekil 2.8 Ağa bağlılık analizlerinde yüksekliğe bağlı olarak ısı kuyusu kesit alan ortalama sıcaklık değerleri değişimi	37
Şekil 2.9 Ağa bağlılık analizlerinde farklı tasarım noktalarındaki basınç kayıpları	37
Şekil 2.10 2. Dereceden denklemlerle çözülen modellerde kesit alan ortalama sıcaklıklarının yüksekliğe bağlı değişimi.....	39
Şekil 3.1 $V = 2.5\text{m/s}$ Akış hızında ısı kuyuları üzerindeki sıcaklık dağılımı	40
Şekil 3.2 Isı kuyusu simetri düzleminde alt ve üst kenar üzerinden alınan sıcaklık değerleri	41
Şekil 3.3 Kesit alan ortalama sıcaklıklarının incelendiği yükseklikler	42
Şekil 3.4 2.5 m/s Giriş Hızındaki Kesit Alan Ortalama Sıcaklıkları	42
Şekil 3.5 Fraktal modellerde 2.5m/s giriş hızında %0h kesitindeki sıcaklık dağılımı	43
Şekil 3.6 $V=2.5\text{m/s}$ hızda %20'lik dilimlerde akışkana transfer edilen ısıнын yüzdesel kıyaslaması.....	44
Şekil 3.7 $V=2.5\text{m/s}$ giriş hızında farklı yüksekliklerdeki XY hız vektörleri.....	46
Şekil 3.8 $V=2.5\text{m/s}$ giriş hızında 0-20m/s aralığındaki hız akım çizgileri	47
Şekil 3.9 $V=2.5\text{m/s}$ giriş hızında farklı yüksekliklerde hava çıkış yönündeki(+z) hızlar	48
Şekil 3.10 $V=2.5\text{m/s}$ giriş hızında farklı yüksekliklerdeki türbülans kinetik enerji dağılımı	50
Şekil 3.11 Fraktal modellerde radyal yöne bağlı yüzey alanı değişimi.....	51

Şekil 3.12 $V=2.5\text{m/s}$ giriş hızına ısı kuyusuna giren hava debisinin incelendiği bölgeler	52
Şekil 3.13 $V=2.5\text{m/s}$ giriş hızında yüzeydeki kayma gerilmeleri.....	55
Şekil 3.14 $V=2.5\text{m/s}$ giriş hızında ısı kuyularının termal direnç değerleri.....	55
Şekil 3.15 Artan hava hızlarında ısı kuyusu tabanındaki maksimum sıcaklıklar	57
Şekil 3.16 Artan hava giriş hızlarında ısı kuyusu taban ortalama sıcaklıkları	58
Şekil 3.17 Artan hava giriş hızlarında ısı kuyusu termal dirençleri	58
Şekil 3.18 Artan hava giriş hızlarında basınç kayıpları.....	59
Şekil 3.19 Farklı akış hızlarında fraktal ısı kuyularının performans faktörü değişimi.....	60

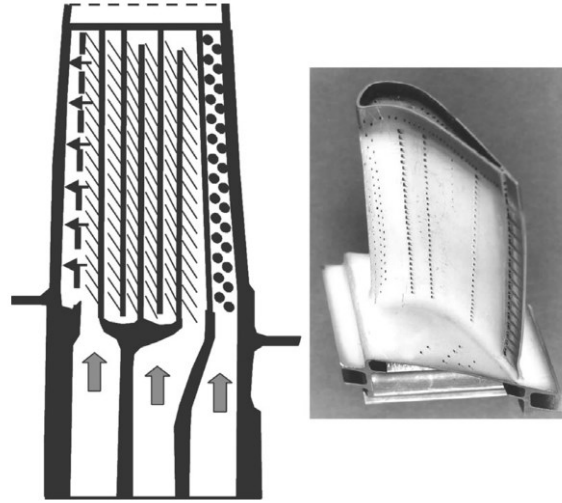


SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
SST	: Shear Stress Transport
LES	: Large Eddy Simulation
DES	: Detached Eddy Simulation
RANS	: Reynolds Averaging Navier-Stokes
Re	: Reynolds Sayısı
Nu	: Nusselt Sayısı
Pr	: Prandtl Sayısı
h	: Isı taşınım katsayısı
k	: Isı iletim katsayısı
ρ	: Yoğunluk
μ	: Dinamik viskozite
V	: Hız
P	: Basınç
q	: Isı Akısı
A_c	: Isı İletim Kesit Alanı
A_s	: Taşınım Yüzey Alanı
T_∞	: Ana Akım Akışkan Sıcaklığı
PF	: Performans Faktörü
τ_w	: Yüzey Kayma Gerilmesi

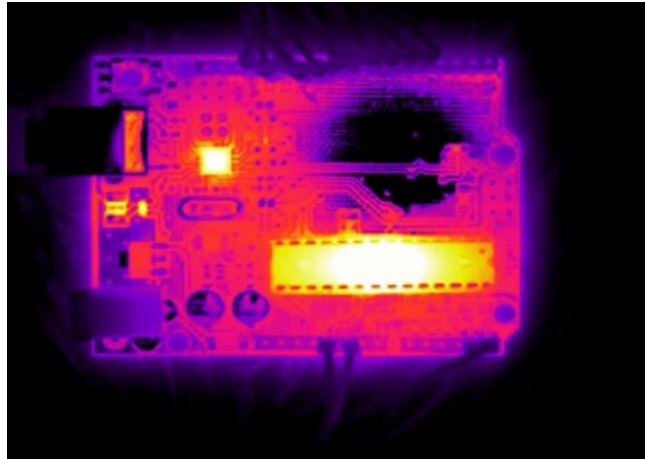
1. GİRİŞ

Enerjinin bir biçimi olan ısı, buhar makinesi, gaz türbini gibi güç üreten sistemlerin sürekli devinimi için kömür, petrol gibi kaynaklardan kontrollü bir şekilde elde edilir ve devamlı takviyesiyle şaft ve elektrik gücüne dönüştürülebilirler. Fosil enerji kaynaklarının oksijenle yakılmasıyla gerçekleşen ekzotermik reaksiyonlar sonucunda ortaya çıkan ısı enerjisi transfer ortamına, genellikle de hava, su gibi akışkanlara aktararak basınçlandırılır, genleştirilir ve hareket enerjisine dönüştürülür. Ancak tüm bu sistemlerde gücün kaynağını oluşturan organik bağ enerjisinin tamamı faydalı bir şekilde işe dönüştürülemez ve bu sebeple de %100 verim elde edilemez. Mekanik sistemlerde ise potansiyel enerjinin tam verimle doğrudan işe dönüştürülememesinin önündeki en büyük engel sürtünme kuvvetleridir ve bu direnci yenebilmek, sistemlerin ömrünü ve verimliliğini arttırabilmek için rulman, manyetik yataklama teknolojileri geliştirilmiş, triboloji bilimi inşa edilmiştir. Diğer yandan benzer kayıplar atom altı seviyelerde de gerçekleşmektedir. Örneğin elektronik devre sistemlerinde hareket eden elektronlar, üzerinden sıçradıkları iletken atomlarına çarparak enerjilerinin bir kısmını bu atomlara transfer ederler. İletken atomlarına transfer edilen bu enerji makro boyutta iletkenlerin istenmeyen şekilde sıcaklığının artmasına sebep olur ve sistem bütününde verimlilik düşer. Gerçek durumda adyabatik koşulların sağlanamaması sebebiyle ortaya çıkan bu ısı kayıplar sistem alt bileşenlerinin sıcaklığının artmasına sebep olmakta, bu durum da hareketli olsun ya da olmasın malzemelerin davranışını, sistemin performansını doğrudan etkilemektedir. Örneğin gaz türbin motorlarında, motor verimliliği yanma odası çıkış sıcaklığıyla doğrudan ilişkilidir fakat buradaki limitleri malzeme teknolojileri belirlemektedir. Basınçlandırılmış hava ve yakıt karışımı alev aldığı anda 1500 °C'ye varan sıcaklıklara erişilmekte olup, bu sıcaklıklar akışkanın etkileşim halinde bulunduğu yanma odası ve akış yönlendirici parça malzemelerinin ergime noktasının üzerindedir (Boyce, 2012). Bu bölgelerde sistemin devinimini sürdürebilmesi, ilgili alt bileşenlerin maruz kaldığı yüklere karşı uzun süreli dayanım gösterebilmesi için metal sıcaklıklarının belirli seviyelerin altına çekilmesi gerekir. Günümüz havacılık motorlarında hem verimi arttırmak hem de kritik bölgelerdeki sıcaklıkları istenilen seviyelere çekebilmek için gelişmiş kaplama ve soğutma teknolojileri kullanılmaktadır. Gaz türbin yüksek basınç rotor paleleri için geliştirilen soğutma tasarım teknolojilerine ilişkin görseller Şekil 1.1'de paylaşılmıştır.



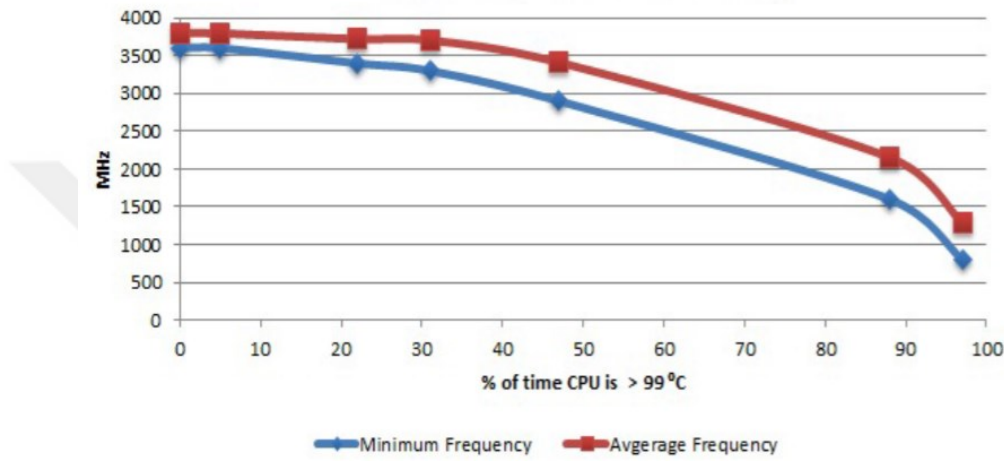
Şekil 1.1 Gaz türbin palelerinde iç soğutma kanalları (R.S. Bunker, 2009)

Elektronik sistemlerde elektron-iletken atom etkileşiminden kaynaklanan enerji kayıplarının yanında, aydınlatma vb. fonksiyonlara sahip sistemler aracılığıyla da ısı kayıplar gerçekleşebilir. Çoğu elektronik devre transistör, direnç, mikroçip vb. alt bileşenlerden oluşur ve devreler metal iletken ağların lehimlenmesiyle kapatılır. Isı kayıpların yükseldiği bölgelerde sıcaklıklar devreyi oluşturan bu bileşenlerin performansını olumsuz yönde etkileyebilir, lehimlerin eriyerek devrenin işlevsiz hale gelmesine sebep olabilir. Bu kapsamda kritik bölgelerde sıcaklıkların kontrol altına alınması, sistemin aynı performansla fonksiyonunu sürdürebilmesi ve güvenilirliği için çok önemlidir. Şekil 1.2’deki Arduino UNO devre kartının çalışırken alınan termal kamera görüntüsü incelendiğinde devre üzerindeki işlemcilerde işlem yükünün fazla olmasından dolayı sıcaklıkların diğer komponentlere kıyasla daha yüksek olduğu görülmektedir (Al-Obaidy et al., 2017).



Şekil 1.2 Arduino UNO devre kartının termal kamera görüntüsü (Al-Obaidy et al., 2017)

Best (2015) sıcaklığın CPU performansına etkisini incelemiş, sıcaklık arttıkça işlemci çalışma frekansının dolayısıyla işlem hızının düştüğünü gözlemişlerdir. Yaptıkları çalışma sonucunda elde ettikleri sıcaklık ve çalışma hızı arasındaki ilişkiyi gösteren grafik Şekil 1.3'te paylaşılmıştır. Bir CPU üreticisi olan Intel firması da yoğun kullanım sebebiyle güç tüketiminin artmasına bağlı olarak sıcaklıkların yükselmesi durumunda transistörlerin zarar görmesini engellemek için bilinçli olarak çalışma hızlarını düşürdüklerini belirtmektedir (Intel, n.d.-b).



Şekil 1.3 Çalışma sıcaklığının işlemci çalışma frekansına etkisi (Best, 2015)

Performansı sürekli kılabilmek ve sistemlerin güvenliğini sağlayabilmek için sıcaklığın kontrol edilmesi gerekmektedir. Bu kapsamda sistemlerdeki atık ısıyı ortamdan hızla uzaklaştırmak için yüksek termal iletkenlik özellik gösteren malzemelerden üretilmiş ısı kuyuları kullanılır ve görece daha soğuk bir akışkanla doğal ya da zorlanmış koşullar altında teması sağlanarak taşınım ile sıcaklıklar kontrol altına alınır.

1.1. Isı Kuyularının Kullanım Alanları ve Tipleri

Isı kuyuları yüksek güç elektroniğinde, LED aydınlatma sistemlerinde, içten yanmalı motorlarda, işlemcilerde ve diğer pek çok uygulamada sistemle bütünleşik ya da modüler olarak kullanılırlar. Temelde görevi bölgesel olarak ısıyı uzaklaştırmak olan ısı kuyuları termal iletkenliği yüksek olan alüminyum ve bakır vb. malzemelerden üretilirler. Bu sayede sıcaklığının yükselmesinin istenmediği ilgili bileşende ısı enerjisinin hızla ısı kuyusuna iletilmesi sağlanır. Şekil 1.4'te içten yanmalı bir havacılık motoruna ait silindir görseli paylaşılmıştır. Yanma reaksiyonu sonrasında açığa çıkan ısı enerjisi sistemden uzaklaştırmak ve silindirin aşırı ısınmasını önlemek için silindirle bütünleşik halde

kanatçıklar tasarlanmıştır. Çalışması sırasında soğuk hava silindir üzerindeki kanatçıklara yönlendirilerek ısıнын silindirden uzaklaştırılması sağlanmaktadır.



Şekil 1.4 Cessna 140 uçaklarında kullanılan Continental C-85 havacılık motor silindiri üzerindeki ısı kuyusu görevi gören bütünleşik kanatçıklar (Air-Cooled Engine - Wikipedia, n.d.)

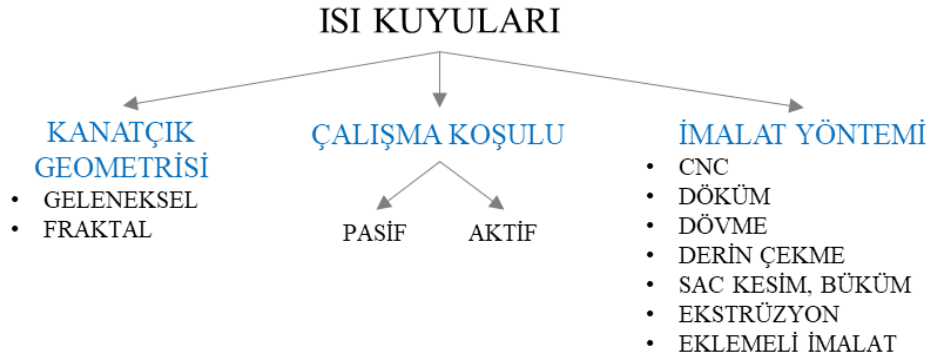
LED aydınlatma sistemlerinin düşük enerji tüketimleri sebebiyle kullanım alanları hızla genişlemektedir. Bu sistemlerin de performans ve ömrü doğrudan soğutma performanslarıyla ilişkilidir. Şekil 1.5’te piyasadaki LED aydınlatma sistemlerinde kullanılan farklı ısı kuyusu örnekleri paylaşılmıştır. LED soğutma uygulamalarında tercih edilen ısı kuyusu formu genellikle silindirik olurken, boyutları aydınlatma armatürünün çapı ile sınırlandırılır. Yükseklikleri ise gerekli ısı yüküne göre belirlenmektedir. Yüksekliğin kritik olduğu uygulamalarda ise fan aracılığıyla ısı zorlanarak ortamdan uzaklaştırılır ve soğutucu boyutu düşürülür.



Şekil 1.5 LED aydınlatma sistemlerinde kullanılan ısı kuyuları (Lasance & Poppe, 2014)

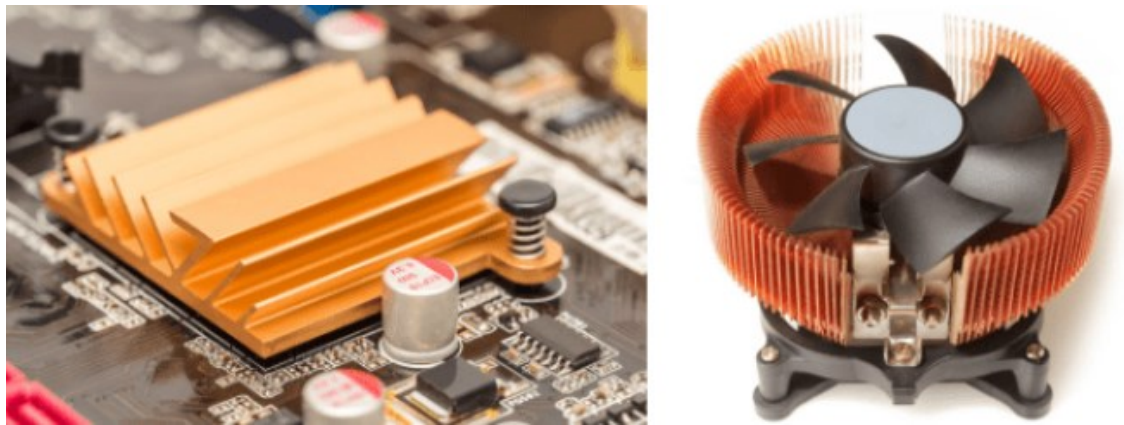
Elektronik imalat teknolojilerinin gelişmesi ve küçük boyutlara indirgenebilmesiyle telefon, bilgisayar gibi gelişmiş cihazların milyarlarca her yıl üretilip bireysel kullanıcılara ulaştırılmaktadır. Küresel ısınmayı yavaşlatmak amacıyla ülkelerin karbon salınımını azaltmak için fosil yakıt yerine yenilenebilir enerji kaynaklarını teşvik eden politikaları hayata geçirmesiyle elektriğin hayatımızdaki yeri ve öneminin giderek artması beklenmektedir. Dünya nüfusundaki artış ve teknolojiye bu dönüşüm sürekli olduğu sürece elektronik cihaz tüketimi sürekli artacak dolayısıyla hemen her yüksek güç elektroniği sisteminde, bilgisayarda, telefonda, televizyonda, aydınlatma sisteminde bulunan ısı kuyularının uygulama alanı genişleyecek, performansı daha da önemli hale gelecektir.

Isı kuyuları yukarıda bahsedildiği üzere farklı sistemlerdeki yaygın kullanımı sebebiyle uygulama alanına bağlı olarak malzeme, tasarım ve imalat yöntemi başlıklarında çeşitlilik gösteren komponentlerdir. Bu durum ısı kuyularının tek başlık altında incelenmesini zorlaştırmaktadır. Bu kapsamda bu çalışmada ısı kuyuları ortam koşulları, imalat yöntemi ve kanatçık geometrisi başlıkları altında incelenmiş olup sınıflandırmaya ilişkin görsel Şekil 1.6'da paylaşılmıştır.



Şekil 1.6 Isı kuyusu tipleri

Çalışma koşullarına göre incelendiğinde ısı kuyuları pasif ve aktif olmak üzere iki başlık altında incelenebilirler. Isıyı emerek ortamdan uzaklaştıran akışkanın hareketi, akışkan ısınıp yükseldiği için doğal yollardan gerçekleşiyorsa buradaki ısı transferi olayı doğal taşınım, bu olgunun gerçekleştiği sistemler de pasif sistemler olarak adlandırılır. Bu sistemlerde ısı kaynağı ve ısı kuyusu dışında başka bir bileşen bulunmaz, dolayısıyla imalatı ve montajı kolay, maliyeti düşüktür. Diğer yandan düşük akış hızları sebebiyle kanatçıklar üzerindeki termal tabaka gelişerek ilerler ve akışkanın ısıyı emme kabiliyeti düşer. Bu sebeple ısı kayıplarının yüksek olduğu uygulamalarda ısı sisteminde daha hızlı uzaklaştırılması için fan, pompa vb. ikincil bileşenlerle akışkana hareket enerjisi verilir ve bu soğutma sistemleri aktif sistemler olarak isimlendirilir. Şekil 1.7’de solda pasif sağda ise fan aracılığıyla hava ile aktif soğutulan iki farklı sistem görüntüsü paylaşılmıştır.



Şekil 1.7 Pasif ve aktif ısı kuyuları (Celsia, n.d.)

Isı kuyuları CNC, dövme, döküm, ekstrüzyon, sac katlama, kesme, kaynak gibi birçok farklı geleneksel imalat yöntemiyle üretilebilir geometrilerdir fakat üretim metodu

tercihini belirleyen en önemli iki faktör üretilecek ısı kuyusu adeti ve geometrisinin karmaşıklık seviyesidir. Genellikle lineer ya da radyal yönde kendini tekrar eden basit şekilli kanatçıklardan oluşan ısı kuyularının seri imalatında ekstrüzyon, dövme, döküm gibi yöntemler tercih edilirken, görece daha karmaşık hatlara sahip ısı kuyularının imalatında ise CNC ya da katmanlı imalat gibi yenilikçi üretim yöntemleri kullanılmaktadır. Şekil 1.8’de LED aydınlatma uygulamaları için Plunkett firması tarafından geliştirilmiş ve katmanlı imalat teknolojileriyle üretilmiş karmaşık, hafif ve yüksek performanslı ısı kuyusu görselleri paylaşılmıştır. Alüminyum, bakır gibi iletkenlik katsayısı yüksek malzemelerin de katmanlı imalat teknolojilerine entegre edilmesiyle karmaşık akış yollarına sahip yüksek performanslı ısı kuyusu ve ısı değiştiricisi geometrilerinin üretimi mümkün hale gelmiştir.



Şekil 1.8 Katmanlı imalat ile üretilmiş ısı kuyuları (Illumarco, 2019)

Isı kuyusu tasarımlarını kendine özgü yapan çok sayıda karakteristik özelliği bulunsa da hepsini geleneksel ve yenilikçi olmak üzere iki başlık altında incelemek mümkündür. Geleneksel ısı kuyuları kendini lineer ya da radyal olarak tekrar eden kanatçıklardan oluşur. İmalatında da basit geometrileri sebebiyle genellikle ekstrüzyon, dövme, döküm gibi geleneksel metotlar tercih edilir. Fraktal ısı kuyuları ise dallandırılmış yapıları gereği ağaca benzetilir. Bu tip ısı kuyularında hacim çok arttırılmadan yüzey alanını arttırmak amaçlandığı için yapıları genellikle karmaşıktır. Günümüzde gelişen bilgisayar teknolojileri ve artan hesaplama kapasitesiyle yapay zekayla desteklenen üretken tasarım metotları ve topoloji optimizasyonu metotları tasarım yazılımlarına entegre edilmiş, katmanlı imalat gibi ileri imalat teknolojileriyle de geliştirilen bu tasarımlar üretilebilir dolayısıyla endüstride uygulanabilir hale gelmiştir. Şekil 1.9’da topoloji optimizasyonu yöntemleriyle performansı iyileştirilmiş yenilikçi ısı kuyusu

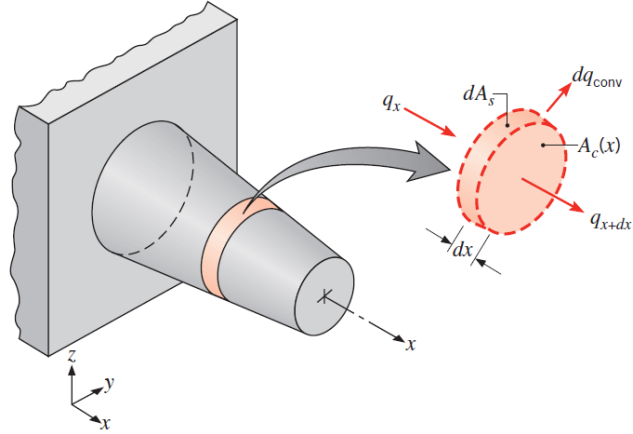
görselleri paylaşılmıştır. Soldaki ısı kuyusu hassas döküm ile üretilirken sağdaki ısı kuyusu ise katmanlı imalat ile üretilmiştir.



Şekil 1.9 Topoloji optimizasyonu ile performansı iyileştirilmiş ve hafifletilmiş ısı kuyuları (Lei et al., 2018)(Christopher, 2019)

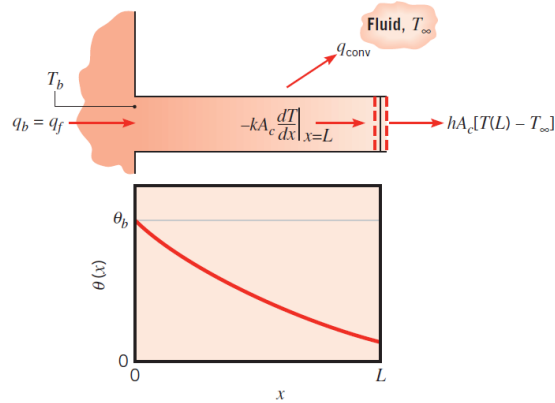
1.2. Genişletilmiş Yüzeylerde Isı Transferi Teorisi

Atık ısının taşınımıyla uzaklaştırıldığı uygulamalarda soğutmayı hızlandırmanın ilk yolu ısı taşınım katsayısını arttırmaktır. Bu iyileşme, ısı kapasitesi daha yüksek bir akışkanın örneğin hava yerine suyun kullanılmasıyla sağlanabilir ancak karmaşık ve kapalı sistemlere ihtiyaç duyulur. İkinci olarak akışın sıcak bölge üzerine zorlanarak yönlendirilmesiyle soğutma performansı artırılabilir ancak bu çözüm de pompa, fan gibi yüksek enerji tüketen sistemleri gerektirir. Neticede bu çözümler maliyetlidir ve yine de yeterli olmayabilirler. Bu kapsamda ısının transfer edileceği soğuk medyayla sıcak bölgenin temas ettiği yüzey alanının genişletilmesi sağlanarak tasarım ve soğutma performansı iyileştirilir.



Şekil 1.10 Genişletilmiş yüzeylerde enerji korunumu (Bergman et al., 2011)

Şekil 1.10’da gösterilen dx birim kanat mesafesi boyunca kanatçık çevresinden taşınım ile soğuk ortama atık ısı enerjisi transfer edilir. Kontrol hacmi giriş çıkışında Şekil 1.11’de aktarıldığı üzere sıcaklık farkı oluşur. Kanatçıklar genellikle ısı potansiyelin fazla olduğu bölgelerde konumlandırıldıkları için taşınım ile ısı transferi dışarı yönlü olur ve kontrol hacmi çıkışında sıcaklıklar düşer.



Şekil 1.11 Sabit kesitli kanatlarda ısı transferi (Bergman et al., 2011)

$$q_x = q_{x+dx} + dq_{conv} \quad (1)$$

Kontrol hacmi girişindeki ısı akısı q_x , dx genişliği boyunca sıcaklıktaki değişimin, ısı iletim katsayısı ve kesit alanının çarpılmasıyla elde edilir.

$$q_x = -kA_c \frac{dT}{dx} \quad (2)$$

Bu kapsamda kontrol hacmi çıkışındaki ısı akısı, girişteki ısı akısıyla, kontrol hacmi boyunca ısı akısı değişiminin toplanmasıyla elde edilebilir.

$$q_{x+dx} = q_x + \frac{dq_x}{dx} dx \quad (3)$$

(3) numaralı denklemde dq_x terimi yerine (2) numaralı denklem yerleştirilirse kontrol hacmi çıkışındaki ısı akısı aşağıdaki formülle hesaplanır.

$$q_{x+dx} = -kA_c \frac{dT}{dx} - k \frac{d}{dx} \left(A_c \frac{dT}{dx} \right) dx \quad (4)$$

Taşımla ısı transferi, ısı taşınım katsayısı h , diferansiyel yüzey alanı dA_s ve akışkan yüzey arasındaki sıcaklık farkının çarpımıyla elde edilir.

$$dq_{conv} = h dA_s (T - T_\infty) \quad (5)$$

Diferansiyel kontrol hacmi giriş çıkışındaki ısı akısı farkı, taşımla ısı transferine eşittir. Denklem (2) (4) ve (5) kullanılarak bu koşul sağlandığında aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$\frac{d}{dx} \left(A_c \frac{dT}{dx} \right) - \frac{h dA_s}{k dx} (T - T_\infty) = 0 \quad (6)$$

Kanatçık kesit alanının sabit olmadığı ve x eksenine bağlı olarak değiştiği durumda kanatçık ısı transfer denkleminde kesit alanının da türevi alınarak denklem genişletilir.

$$\frac{d^2 T}{dx^2} + \left(\frac{1}{A_c} \frac{dA_c}{dx} \right) \frac{dT}{dx} - \left(\frac{1}{A_c} \frac{h dA_s}{k dx} \right) (T - T_\infty) = 0 \quad (7)$$

Kesit alanının sabit olduğu varsayımıyla $dA_c/dx = 0$, $dA_s/dx = P$ olacak şekilde eşitlenirse elde edilen yeni denklem:

$$\frac{d^2 T}{dx^2} - \frac{hP}{kA_c} (T - T_\infty) = 0 \quad (8)$$

Elde edilen yeni denklem ikinci dereceden bir bilinmeyenli homojen bir denklem olup denklemde bilinmeyen tek terim kanatçık sıcaklığı olan T 'dir. Çözümü basitleştirmek için yeni bir değişken olan θ denklem 9'da verildiği gibi tanımlanarak değişken dönüşümü yaklaşımı ile denklem çözülebilir.

$$\theta(x) \equiv T(x) - T_{\infty} \quad (9)$$

Burada elde edilen yeni değişken fonksiyonunun 1. ve 2. türevleri $T(x)$ fonksiyonuyla aynıdır çünkü fonksiyonun diğer elemanı olan T_{∞} sabit bir sayıdır ve etkisizdir. Bu kapsamda denklem (8)'de $T(x) - T_{\infty}$ yerine $\theta(x)$ koyularak yeniden düzenlenir.

$$\frac{d^2\theta}{dx^2} - m^2\theta = 0 \quad (10)$$

$$m^2 \equiv \frac{hP}{kA_c} \quad (11)$$

Nihai durumda sabit kesit alanlı genişletilmiş yüzeyler için ısı transfer denklemi elde edilir.

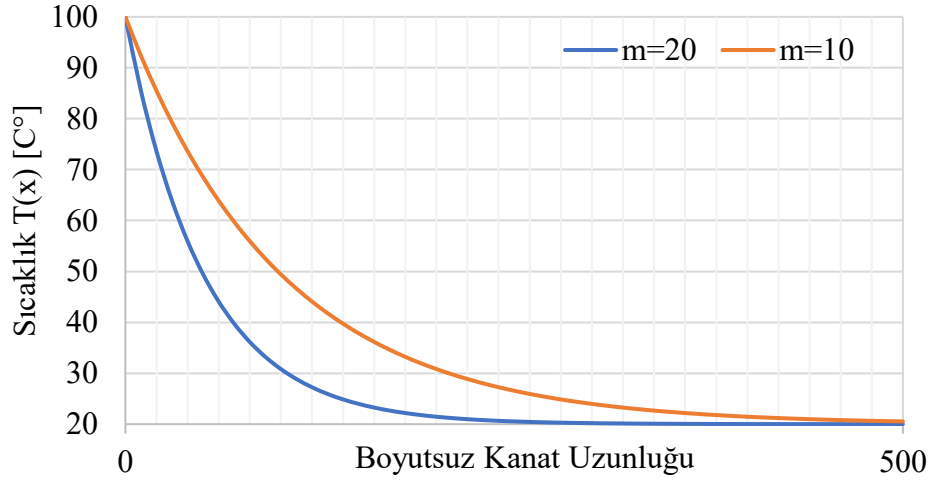
$$\theta(x) = C_1 e^{mx} + C_2 e^{-mx} \quad (12)$$

Kanatçık üzerindeki sıcaklık dağılımını veren (12) numaralı denklemde C_1 ve C_2 olmak üzere iki bilinmeyen bulunmaktadır. Bu sebeple denklemin tam çözümünü elde edebilmek için en az iki sınır koşulu hakkında bilgi sahibi olmak gereklidir. İlgili denklemin çözümü için literatürde kanatçık başlangıç ve bitiş noktalarında sıcaklıkların bilindiği, kanat ucunun adyabatik ya da kanatçığın sonsuz uzunlukta kabul edildiği özel yaklaşımlar bulunmaktadır (Bergman et al., 2011).

Bu kapsamda (12) numaralı denklemdeki m katsayısının sıcaklık dağılımına etkisinin anlaşılması adına 1 boyutlu sonsuz uzunluktaki kanatçık yaklaşımı ele alınmış ve basit bir model oluşturulmuştur. Bu özel çözümde taban sıcaklığının bilindiği, kanatçığın sonsuz uzunlukta olduğu ve uç noktasında sıcaklığın hava sıcaklığına eşit olduğu kabul edilmektedir. Bu sınır koşullarıyla (12) numaralı denklemin bilinmeyenleri çözüldüğünde 1 boyutlu sonsuz kanatçık yaklaşımı için sıcaklık değişim denkliği elde edilir.

$$\frac{\theta}{\theta_b} = e^{-mx} \quad (13)$$

(13) numaralı sıcaklık dağılım fonksiyonu kullanılarak 2 farklı m katsayısı için taban sıcaklığının 100°C , serbest akışkan sıcaklığının ise 20°C olduğu bir boyutlu sonsuz kanatçığı üzerindeki sıcaklık değişimi hesaplatılmış ve kanat uzunluğu boyunca elde edilen değerler Şekil 1.12’de paylaşılmıştır.

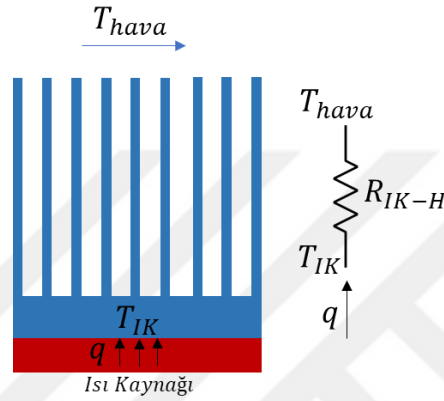


Şekil 1.12 1 Boyutlu sonsuz kanatçık varsayımında m değişkeninin sıcaklık değişimine etkisi

Görüldüğü üzere m katsayısının artışı kanatçık üzerindeki sıcaklıkların daha hızlı düşmesini sağlamış, ısı kuyusu termal performansını arttırmıştır. Bu özel çözüm yaklaşımından hareketle tabana yakın bölgedeki sıcaklıkların düşüşü için ısı taşınım katsayısının (h) ve kanatçık profil çevre uzunluğunun (P) artırılması gerektiği anlaşılmaktadır. Isı taşınım katsayısının büyüklüğü akış hızı, sınır tabaka kalınlığı ve türbülans yoğunluğuyla ilişkilidir. Bu sebeple akış yolunu ortaya çıkaran ısı kuyusu geometrisinin kendisi ve havayı akmaya zorlayan fan benzeri ikincil sistemlerin kapasitesi performansta belirleyici rol oynamaktadır. Diğer yandan kanatçık çevre uzunluğunun artırılması ise kesit üzerinde kanatçık sıklığının artırılmasıyla, ağaç benzeri dallandırılmış ısı kuyusu tasarımlarıyla mümkündür. Bu kapsamda fraktal ısı kuyuları karmaşık akış yolları sayesinde sınır tabaka gelişimini engelleyerek türbülans yoğunluğunun dolayısıyla ısı taşınım kabiliyetinin iyileşmesini, sık ve dallandırılmış tasarımıyla da hacmine oranla yüksek bir kanatçık yüzey alanının elde edilmesini mümkün kılmaktadır.

1.3. Performans Tayini ve Performansı Etkileyen Faktörler

Isı kuyuları, ısı kaynağı ve soğuk medya arasındaki etkileşimin artmasını ve hızlanmasını sağlamakla görevlidirler. Bu kapsamda etkileşim kapasitesi genişletilmiş yüzey alanıyla, etkileşim hızı ise uygun akış davranışının elde edilmesi ve ısı iletkenliği yüksek malzemelerin kullanımı ile arttırılmaktadır. Bu sayede sıcaklığı kontrol altında tutulmak istenen komponentin soğuk medyayla arasındaki direncin düşürülmesi hedeflenir.



Şekil 1.13 Isı kuyularında elektrik direnç yaklaşımı

Şekil 1.13'te gösterildiği üzere atık ısı üreten kaynak enerjisini ısı kuyusuna aktarır. Bu noktada ısı kuyusunun kendisi ısı kaynağı ve soğuk hava arasında bir direnç oluşturur. Bu direnç değeri elektrik akım benzeşimiyle (14) nolu formüldeki gibi ifade edilir ve ısı kuyusu performansında belirleyici rol oynar.

$$I * R = V; Q[W] * R_{IK-H}[C^{\circ}/W] = \Delta T[C^{\circ}] \quad (14)$$

$$R_{IK-H} \downarrow T_{IK} \downarrow$$

Isı kuyusu direncindeki düşüş, ısı kuyusu taban sıcaklığıyla ortam havası sıcaklığı arasındaki farkın azalmasıyla sonuçlanır. Bu sebeple düşük termal dirençli ısı kuyularıyla, artan atık ısı miktarına karşılık sıcaklıklardaki artış daha yavaş olur ve daha iyi soğutma performansı edilir. Pratikte yayılan atık ısı miktarının ve ortam hava sıcaklığının bilindiği durumlarda, ideal çalışma sıcaklığının sağlanabileceği uygun ısı kuyularının seçimi bu termal direnç değeri kullanılarak yapılmaktadır.

Isı kuyusunun tek başına yeterli olmadığı durumlarda fan vb. ikincil sistemler kullanılarak ısı taşınım kabiliyetinin arttırılması hedeflenir. Bu sistemlerden maksimum

faydayı sağlamak ve soğutma için harcanan ekstra enerjiyi minimize etmek için ısı kuyusu ve fanın birlikte çalışabileceği optimum noktanın bulunması, bu noktada da ısınan komponentin kritik çalışma sıcaklığının altında tutulması beklenir. Isı kuyusu üzerinden akmaya zorlanan hava hızının arttırılması termal direnci düşürse de basınç kayıplarının artmasına bu da daha fanın daha fazla güç tüketmesine sebep olur. Bu kapsamda termal kazanımların yanında basınç kayıplarının da göz önünde bulundurulduğu bir performans kıyaslama yöntemi geliştirilmiş olup denklem (15)'de paylaşılmıştır (Hajmohammadi et al., 2021).

$$PF = \frac{Nu_2/Nu_{ref}}{(\Delta p_2/\Delta p_{ref})^{\frac{1}{3}}} \quad (15)$$

Bu performans kıyaslama yönteminde, denklem (15)'de gösterildiği üzere ısı taşınım kabiliyetlerindeki artış basınç kayıplarındaki değişimle oran olarak boyutsuz bir performans faktörü elde edilir. Bu sayede termal kazançların yanında ikincil sistemlerden çekilecek enerji de göz önünde bulundurularak performans kıyaslaması gerçekleştirilir.

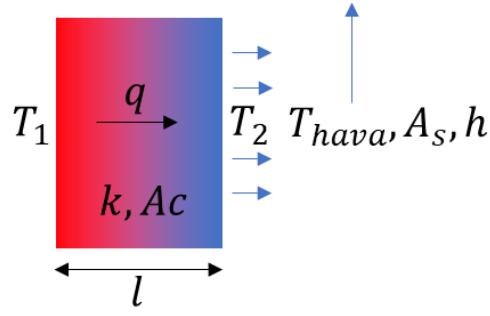
$$PF = [R_{IK-H} * m]^{-1} \quad (16)$$

Denklem (16) incelendiğinde bu yaklaşımda performansın, azalan termal direnç ve ısı kuyusu ağırlığıyla arttığı görülmektedir (Dogruoz & Arik, 2010).

Yukarıda aktarılan kıyaslama yöntemlerinde ısı kuyusu termal direncinin, basınç kayıplarının, ısı kuyusu ebat ve ağırlığının performansta belirleyici rol oynadığı anlaşılmaktadır. Tüm bu faktörler de doğrudan ısı kuyusu tasarımı ve bu tasarımın şekillendirdiği akış davranışıyla ilişkilidir.

1.3.1. Akış koşullarının etkisi

Isı kuyusu termal direncinde belirleyici olan taban sıcaklığında, ısı kuyusu üzerindeki akış etkinliğine bağlıdır. Şekil 1.14'de aktarılan taşınım ile ısı transferi gösterimi incelendiğinde katı parça üzerinden geçen ısı akısının yüzeyden soğuk akışkana transfer edilen ısı akısına eşit olduğu görülmektedir. Bu basit yaklaşımda malzeme ve geometrinin sabit kabul edildiği durumda sadece ısı taşınım katsayısının artışıyla denklem (17)'de aktarıldığı üzere potansiyel farkın düştüğü, bu sayede taban sıcaklığının dolayısıyla termal dirençte düşüşün sağlanabileceği anlaşılmaktadır.

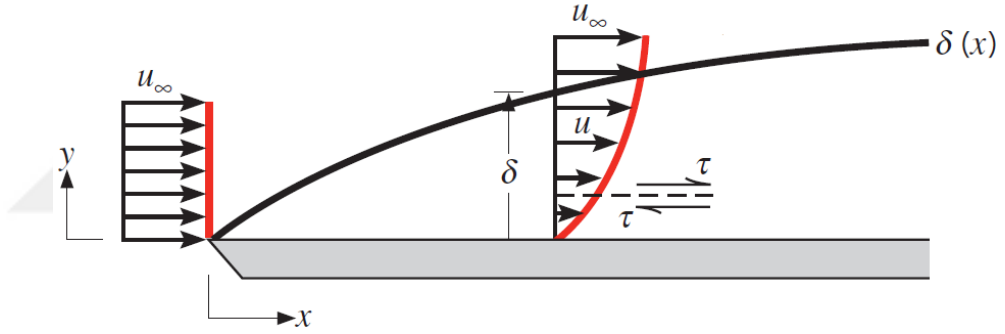


Şekil 1.14 Taşınım ile ısı transferi

$$q = -k * A_c * \frac{(T_2 - T_1)}{l} = (T_2 - T_{hava}) * h * A_s \quad (17)$$

$h \downarrow T_2 \downarrow T_1 \downarrow$

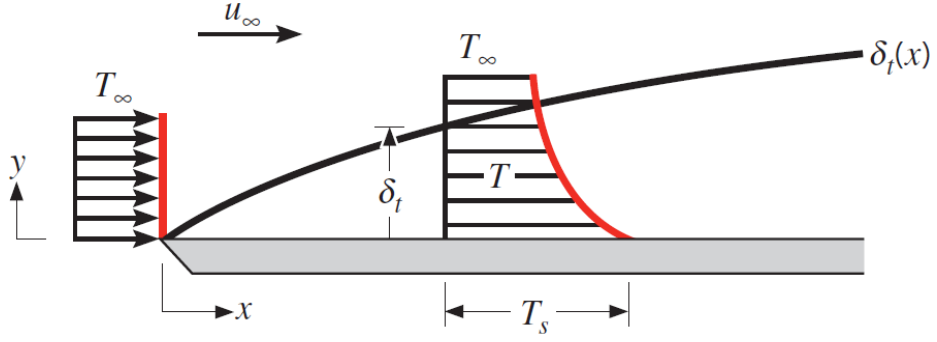
Isı taşınım katsayısının artışı ise ısı kuyusu geometrisi etrafında şekillenen akış ile ilişkilidir.



Şekil 1.15 Düz plaka üzerinde gelişen sınır tabaka (Bergman et al., 2011)

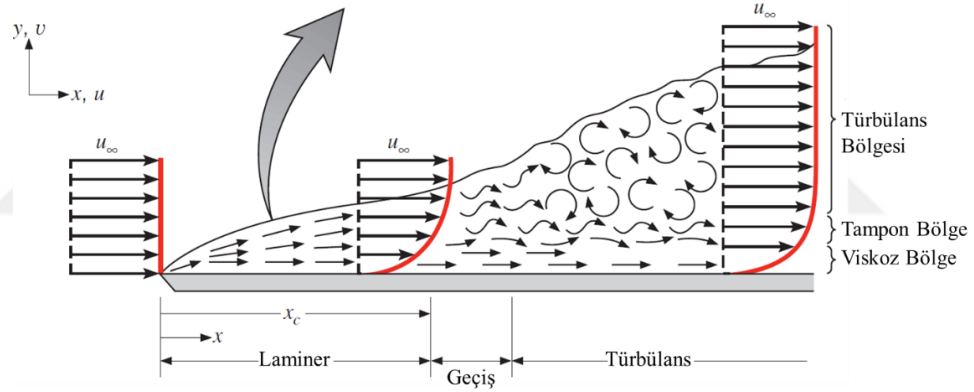
Akışkanların, üzerlerinden aktıkları geometri sabit olduğu sürece yüzey üzerinde hareketsiz oldukları kabul edilir. Duvar üzerinde hareketsiz haldeki akışkan viskoz kuvvetlerin etkisiyle üzerinden akan akışkan parçacıklarını yavaşlatır ve ana akım hızının altında akan bir sınır tabaka gelişir. Düz plaka üzerinde gelişen ve gittikçe kalınlaşan sınır tabakaya ilişkin bir görsel Şekil 1.15’de paylaşılmıştır.

Kendinden daha sıcak bir yüzey üzerinden akan akışkana ise yüzeyden ısı transfer edilir ve akışkanın sıcaklığı gelişen akış boyunca artar.



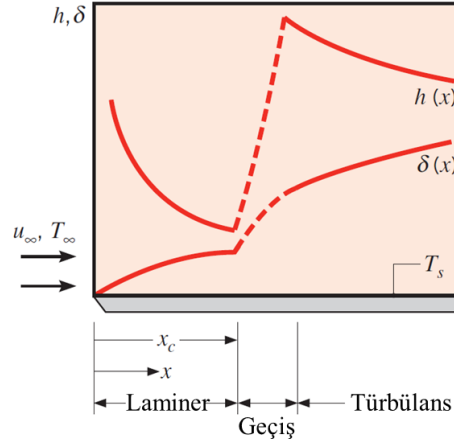
Şekil 1.16 Düz plaka üzerinde gelişen akışta termal sınır tabaka değişimi (Bergman et al., 2011)

Sınır tabakanın gelişimiyle akışın yavaşladığı bölgenin kalınlığı artar ve Şekil 1.16'da gösterildiği üzere sıcak yüzeyden transfer edilen ısı ile viskoz bölgedeki sıcaklıkların artmasına sebep olur. Sıcak yüzey ile akışkan arasındaki bu potansiyel farkın azalmasıyla da ısı taşınım performansı düşer.



Şekil 1.17 Düz plaka üzerinde gelişen akışta türbülansa geçiş (Bergman et al., 2011)

Gelişen akışla birlikte momentum kuvvetleri viskoz kuvvetlere baskın gelmeye başlar. Bu sebeple Şekil 1.17'de aktarıldığı üzere akışta düzensizlikler, girdaplar oluşmaya başlar ve türbülanslı rejime geçiş gerçekleşir. Bu bölgede ana hatta ilerleyen yüksek hızlı akışkan viskoz bölgedeki görece daha yavaş akışkanın karışmasını sağlayan ters akım, girdaplar meydana gelir. Türbülans bölgedeki düzensizlikler termal sınır tabakanın gelişimini engelleyerek viskoz bölgedeki sıcaklığın artışını yavaşlatır ve ısı transfer kabiliyeti iyileşir.



Şekil 1.18 *Türbülansa geçişte ısı taşınım katsayısının değişimi (Bergman et al., 2011)*

Şekil 1.18’de görüldüğü üzere laminar bölgede sınır tabaka gelişimiyle birlikte ısı taşınım katsayısı h azalırken türbülans rejimine geçişle birlikte hızlı bir yükseliş görülür. Bu kapsamda yüzeyden ısıнын uzaklaştırıldığı tüm uygulamalarda türbülans yoğunluğunun artırılmasıyla ısı taşınım kabiliyetinin iyileştirilmesi hedeflenir.

Taşınım ile soğutmanın gerçekleştirildiği CPU, türbin kanatçığı gibi pratik uygulamalarda giriş hava akış profili ve akışın üzerinden aktığı yüzey geometrisi de değişkenlik gösterir. Dolayısıyla akıştan alınan ısı transferi verimi hem sıcak bölgeye yönlenen akışın hızı ve profili, hem de sıcak yüzey geometrisiyle doğrudan ilişkilidir. Isı kuyuları özelinde kullanılan fanın gücü ve çalışma hız aralığı, konumu, ısı kuyusunun oryantasyonu, ısı kuyusu geometrisinden kaynaklanan jet akışları ve akış ayrılmalarının varlığı ve yoğunluğu ısı kuyusu, sistemdeki akış davranışını dolayısıyla termal performansını belirleyen faktörlerdir.

Jeng vd. (2017) LED aydınlatma sistemi üzerinde kullanılan plakalı bir ısı kuyusunu ele almış, fan ile akmaya zorlanan hava doğrultusunun ısı kuyusu performansına etkilerini incelemişlerdir. Yaptıkları çalışmada pasif soğutmaya kıyasla, fan kullanıldığında taşınım performansında %75-%200 arasında bir iyileşme sağlandığını, akışın sıcak bölgeye yakın deliklerden emilip aşağıya yönlendirildiği oryantasyonda ısı kuyusunun daha yüksek verim alındığını belirtmişlerdir.

Yeh (2012) ekstrüzyon, plaka ve hücre tipi kanatçıklardan oluşan dikdörtgen ısı kuyularını ele almış, 1.5m/s ve 5m/s akış hızlarındaki performanslarını numerik olarak incelemiştir. Çalışmada hücre tipi kanatçıklı ısı kuyusunun dar kanal geometrisi sebebiyle akışın ısı kuyusu çevresinden dolanma eğilimi gösterdiği, geniş yüzey alanına rağmen

2.2m/s altındaki hızlarda ısı taşınım etkinliğinin zayıf olmasından dolayı daha kötü soğutma performansı gösterdiği vurgulanmıştır.

Hernandez-Perez vd. (2020) dikey plakalı standart bir ısı kuyusunu referans alarak, kanatçıklarını açıldırılmış ve dilimlere bölerek süreksiz yeni bir ısı kuyusu tasarlamışlardır. Yaptıkları çalışmada geometrinin etkileri yanında zorlanmış akış yönünün de etkilerini incelemiş, paralel akış koşulu dışındaki tüm açılarda havanın parçalı ısı kuyusu içerisine daha rahat nüfuz etmesi sebebiyle basınç kayıplarında %49'a varan oranlarda düşüş gözlemlendiği belirtilmiştir. Bunun yanında konvansiyonel ısı kuyusunda akışın düzlemsel kanatçıklar üzerinde geliştiği, bu sebeple ısı transfer verimliliğinin parçalı ısı kuyusuna kıyasla daha düşük olduğu vurgulanmıştır.

Patil vd. (2015) yaptıkları çalışmada zorlanmış taşınımın etkilerini incelemek için bir LED aydınlatma sistemini ele almış ve sıcaklık ölçümleri gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada doğal taşınım ile soğutmanın ısı kuyusu taban sıcaklıklarını yeterince düşürmediği için yeterli olmadığı, fan kullanımıyla sıcaklıkların hızlı bir şekilde düştüğü belirtilmiştir. Diğer yandan fan hızının 5910 RPM'den 8650 RPM'e yükseltildiği durumda taban sıcaklığında sadece 0.7C°'lik bir düşüş gözlemlendiği, artan akış hızıyla birlikte sıcaklık düşüşünün yavaşladığı bilgisi paylaşılmıştır.

X. L. Xie vd. (2007) yaptıkları çalışmada su ile soğutulan bir mikrokanaallı ısı kuyusu performansını incelemiş, akış hızının artışıyla taşınımsal dirençteki düşüşle performansta iyileşme sağlandığını, yüksek akış hızlarında ise iletim direncinin toplam ısı kuyusu direncinde daha baskın olması sebebiyle artan basınç kayıplarıyla birlikte verimliliğin düştüğünü vurgulamıştır.

Literatürdeki çalışmalardan da anlaşılacağı üzere hava giriş hızı, yönelimi, sınır tabaka gelişimi, türbülans yoğunluğu gibi değişkenler akış davranışını bütünüyle değiştirmekte, ısı taşınım kabiliyetiyle birlikte ısı kuyusu performansında belirleyici rol oynamaktadır. Ancak bu akış parametrelerinin etkisini geometriden bağımsız olarak incelemek mümkün değildir çünkü akışkan ısı kuyusu içerisine girdikten sonra davranışı bütünüyle geometriyle ilişkilidir. Bu kapsamda ısı kuyusu tasarımının akış yönelimini, gelişimini dolayısıyla performansını nasıl etkilediğinin anlaşılması kritiktir.

1.3.2. Geometrinin etkisi

Isı kuyusunun soğuk akışkanla etkileşime giriş şekli doğrudan ısı kuyusu tasarımıyla ilişkilidir. Geometrinin negatif hacmi içerisinde, soğuk akışkan yönlenmeye zorlanır dolayısıyla kanatçık tasarımı akışkanın davranışını da belirler. Akış etkilerinin incelendiği bölümde aktarıldığı üzere artan akış hızıyla termal direnci düşürmek mümkünken artan basınç kayıpları daha güçlü fan, pompaların kullanımını zorunlu kılmaktadır. Diğer yandan uygun tasarlanmamış bir ısı kuyusunda akış hızının ısı transfer performansı üzerindeki etkisi sınırlıdır. Bu kapsamda uygulamaya özel ısı kuyularının tasarımı hem termal hem de basınç kayıpları özelinde daha verimli ve daha ekonomik soğutma sistemlerinin elde edilebilmesi için kritiktir.

Isı kuyusu geometrileri tasarlanırken termal performansı arttırmak için ısı transfer yüzey alanını genişletmek, soğuk akışkanın sıcak bölgeye hızlı bir şekilde yönlenmesini sağlamak, türbülans yoğunluğu arttıracak şekilde sınır tabaka gelişimini engelleyecek unsurlar geliştirmek hedeflenirken, fan güç tüketimini minimize etmek için basınç kayıplarını azaltacak etkin kanatçık geometrilerini elde etmek amaçlanır.



Şekil 1.19 Sınır tabaka gelişimini engelleyen tasarımlar(Shamloo & Pirzadeh, 2015)

Şekil 1.19'daki akım çizgileri incelendiğinde kübik unsurların akışın gelişimine engel olduğu anlaşılmaktadır. Bu sayede termal sınır tabakanın gelişimi engellenerek sıcaklık potansiyel farkının açılması, ısı taşınım kabiliyetinin dolayısıyla termal performansın iyileşmesi sağlanmaktadır.

Tijani ve Jaffri (2018) yaptıkları çalışmada silindirik pinli ve düzlemsel plakalı kanatçıklardan oluşan iki ısı kuyusunu referans almış, kanatçıkların üzerine delikler açarak oluşturduğu iki ısı kuyusuyla performanslarını kıyaslamışlardır. Çalışma sonucunda havanın bu deliklerden geçebilmesi sayesinde daha az dirençle karşılaştığı bu sebeple daha düşük basınç kayıplarının ölçüldüğü, daha yüksek termal performans elde edildiği belirtilmiştir.

Meganathan vd. (2021) çalışmalarında pasif olarak soğutulan, plakalı, pinli, delikli ve açılı olmak üzere farklı ebatlarda kanatçıklara sahip 10 farklı ısı kuyusu geometrisi

tasarlamış ve numerik olarak performanslarını kıyaslamıştır. Çalışmada sonunda en çok ısının delikli kare profilli kanatçıklara sahip ısı kuyusu üzerinden aktarıldığı belirtilmiştir.

Tariq vd. (2021) düzlemsel plakalı bir ısı kuyusunu referans almış, kanatçıkların içerisinde dairesel ve kare profilli kanallar açarak dış yüzeyi girintili çıkıntılı iki yeni ısı kuyusu tasarlamışlar. Tasarladıkları yeni ısı kuyularıyla ağırlık azaltımının yanında ısı transfer yüzey alanını da iyileştirmişlerdir. Çalışmada ısı taşınım performanslarında %35.9 ve %42.8'lik artış sağlanırken, boşluklu yapıları sayesinde basınç kayıplarının da düştüğü belirtilmiştir.

Mate ve Tale (2020) birbiri ardına konumlanmış silindirik ve plakalı kanatçıkların oryantasyonunu paralel ve W şeklinde konumlandırarak iki farklı ısı kuyusu tasarlamış, sabit reynolds sayısında ısı transfer performanslarını kıyaslamıştır. Çalışmada W şeklindeki kanatçıklarla daha yüksek ısı taşınım katsayısının elde edilebildiği, bunun da yüzey alanı artışı ve akış gelişimine engel olan akışa dik kanatçık oryantasyonuyla elde edildiği aktarılmıştır.

Bornoff vd. (2018) optimal ısı kuyusunun tasarımını elde etmeye yönelik olarak, termal direnç değerinin minimize edilmeye, ağırlığın azaltılmaya çalışıldığı üretken bir tasarım metodu geliştirmişlerdir. Bu kapsamda elde ettikleri yeni tasarımla termal performansta kayıp gerçekleşmeden mevcut ısı kuyusunun ağırlığını %18 oranında azaltmayı başarmışlardır.

Al-Damook vd.(2015) pin kanatçıklı standart bir ısı kuyusunu referans almış, üzerine farklı sayı ve konumda delikler açarak geometrinin performansa etkisini incelemişlerdir. Çalışmada artan delik sayısı ile iyileşen ısı taşınım kabiliyetinin yanında, basınç kayıplarında da düşüş sağlandığı belirtilmiştir. Referans modele kıyasla üzerinde 5 delik açılmış ısı kuyusunda ısı transfer performansında %11'lik artış sağlandığı aktarılmıştır. Termal performanstaki bu artışın, açılan deliklerden kazanılan ek yüzey alanının yanında, deliklerin içinden geçerek hızlanan akıştaki jet etkisiyle elde edildiği vurgulanmıştır. Ancak önerilen ısı kuyusu tasarımında deliklerden verim alabilmek için, soğuk hava akım doğrultusunun delik eksenlerine paralel olacak şekilde hizalanması gerektiğinin kritik olduğu belirtilmiştir.

G. Xie vd. (2015) mikrokanaallı bir ısı kuyusu içerisine Y şeklinde dallandırılmış kanatçıklar eklemiş ve kanatçıklar arasındaki açının ve kanatçık uzunluğunun termal

performansa olan etkisini incelemiştir. Çalışmada dallandırılmış ısı kuyularının dikdörtgen kanallı geleneksel ısı kuyularına kıyasla daha iyi performans gösterdiği, artan kanatçık uzunluğu ve dallandırma açısıyla termal verimliliğin arttığı gösterilmiştir.

Yan vd. (2019) Y şeklinde fraktal bir mikrokanallı ısı kuyusu tasarımının optimizasyonuna yönelik genetik algoritma yöntemini kullanmış, termal ve hidrolik performans parametrelerinin ayrı ayrı ve birlikte dahil edildiği modelleme faaliyetleri yürütmüşlerdir. Basınç kayıplarının minimize edildiği modelde, termal olarak optimize edilen modele kıyasla %54.5 ve %67.2'lik bir iyileşme varken, ısı transfer performansının kötü olduğu görülmüştür. Diğer yandan termal olarak optimize edilen modelde termal direnç direnç, hidrolik olarak optimize edilen modele göre %50 daha düşüktür. Bu kapsamda iki hedefin de dahil edildiği çok amaçlı bir optimizasyon gerçekleştirilmiş, bu sayede en iyi termal sonucun alındığı modelle aynı ısı transfer performansını gösterebilen fakat basınç kayıpları %25 oranında düşürülmüş bir ısı kuyusu tasarımı elde edilebilmiştir.

Tavassoli (2000) dik plakalı bir ısı kuyusuyla, kanatçıkları açıldırılmış bir ısı kuyusunun performanslarını, akışın kanatçıklara paralel yönlendirildiği durum için kıyaslamıştır. Çalışmada açıldırılmış kanatçıklarla hava giriş alanının arttığını, basınç kayıplarının azaldığını, bu sayede ısı kuyusu içerisine yönelen hava debisinin artmasıyla daha yüksek termal performansın elde edilebildiği aktarılmıştır.

Gupta vd.(2021) içi boşaltılmış mikropinli ısı kuyularında boşluk profilinin ve boşluk sayısının ısı transfer performansına olan etkisini incelemiştir. Çalışmada en iyi termal performansın silindirik boşluk profilleriyle elde edildiği, boşluk sayısının 1'den 2'ye çıkarılmasıyla %30'luk, 2'den 3'e çıkarılmasıyla %25'lik bir iyileşme sağlandığı aktarılmıştır. Diğer yandan boşluklu yapısı sayesinde hava pinlerin içerisinden geçebilmiş bu sayede basınç kayıpları da düşürülmüştür.

Liu vd. (2007) elektronik çiplerin soğutulmasına yönelik fraktal iç kanallı bir ısı kuyusunun optimize edilmesine yönelik olarak, dallanma seviyesinin ve dal genişlik-yükseklik oranının performansa etkisini incelemiş, yaklaşık basınç kayıplarını ve ısı transfer performansını öngören teorik bir model geliştirmişlerdir. Çalışma sonucunda ideal dallanma seviyesini 7, yükseklik genişlik oranını ise 1.87 olarak belirlemişlerdir.

Yu vd.(2005) plakalı dikdörtgen bir ısı kuyusunu ele almış, plakalar arasına silindirik pinler yerleştirerek ısı transfer performansındaki değişimi incelemiştir. Çalışmada plaka arasına giren akışın pin çevresinden geçerek hızlandığı, bu sayede ısı taşınım kabiliyetinin artışıyla termal dirençte yaklaşık %30'luk bir düşüşün sağlandığı aktarılmıştır.

Jang vd. (2015) plakalı silindirik bir ısı kuyusunu referans almış, plakaların ısı kuyusu yüksekliği boyunca iki kesitte boşaltıldığı parçalı yeni bir ısı kuyusu tasarlamıştır. Pasif olarak soğutulan bu ısı iki kuyusunda kanatçık etkinliği farklı oryantasyonlarda kıyaslanmış, parçalı ısı kuyusuna havanın tüm açılarda daha rahat girip ısı kuyusuyla daha iyi etkileşime girdiği aktarılmıştır. Diğer yandan plakalı referans ısı kuyusunun akışa dik konumlandırıldığı oryantasyonlarda yukarıda kalan kanatçıkların havaya etkileşime geçemediği için verim elde edilemediği belirtilmiştir.

Shah vd.(2002) işlemcilerin soğutulması için yaygın olarak kullanılan ve akışın taban plakasına dik yönlendirilerek ısı transferinin gerçekleştirildiği plakalı ısı kuyularında, kanatçıkların yükseklik, genişlik ve kalınlıklarının etkisini sayısal olarak incelemiştir. Çalışmada özellikle merkeze ve alt yüzeye yakın bölgelerde basıncın hızla arttığı, akış hızının dolayısıyla ısı transferinin düştüğü gözlenmiş, bu bölgedeki kanatçık yoğunluğunun azaltılmasıyla hem ısı transfer performansının hem de basınç kayıplarının azaltıldığı belirtilmiştir.

Lee vd. (2021) fan güç tüketiminin sınırlandırılarak termal direncin minimize edilmeye çalışıldığı bir topoloji optimizasyonu modeliyle sabit profilli bir ısı kuyusu tasarımı geliştirmişlerdir. Referans alınan ısı ticari ısı kuyusuna kıyasla topoloji optimizasyonu yapılmış yeni tasarımla termal dirençte %31, ağırlıkta da %9 oranında düşüş sağlanmıştır.

Akış etkinliğini, türbülans yoğunluğu arttırmaya yönelik olarak finler üzerinde boşaltmaların yapıldığı, akışı düzensiz hale getiren unsurların eklendiği tasarımların kıyaslandığı birçok akademik çalışma bulunmaktadır. Literatürde önerilen tasarımlarda temelde termal direnci düşürmek amaçlanırken fan güç tüketimini minimize etmeye yönelik olarak basınç kayıplarını da azaltmak hedeflenmiştir. Diğer yandan gelişen imalat teknolojileriyle birlikte üretken tasarım, topoloji optimizasyonu gibi yenilikçi tasarım

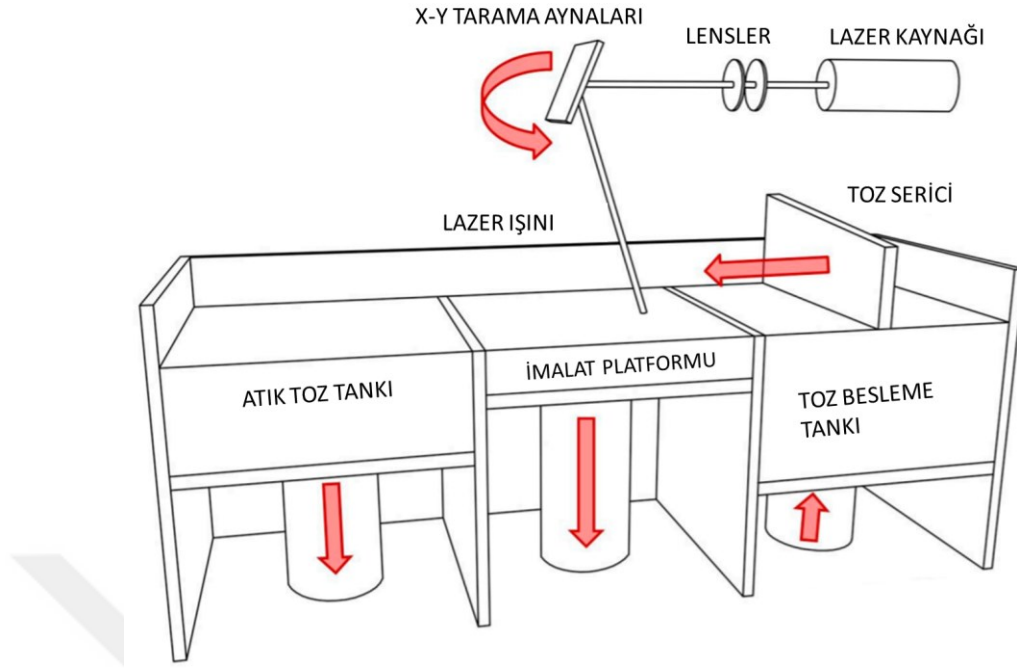
yöntemlerinin kullanıldığı akademik çalışmaların ve pratik uygulamaların yaygınlaştığı görülmektedir.

Neticede geometrinin ve akış koşullarının birbiriyle güçlü bir ilişki içinde olduğu, termal performansın akış karakteriyle, akış karakterinin de ısı kuyusu geometrisiyle ilişkili olduğu anlaşılmıştır.

1.4. Yenilikçi Tasarım ve İmalat Teknolojilerinin Kullanımı

Küresel ısınmanın etkisiyle enerji kayıplarını minimize eden, yüksek performanslı, daha az malzemeyle aynı fonksiyonu gösterebilen hafif sistemlerin tasarımı ve üretimi gittikçe daha önemli bir hale gelmektedir. Bu kapsamda çevre-hava kirliliği ve karbon salınımında büyük payı olan havacılık ve otomotiv endüstrisini regüle etmek için bir dizi yasal düzenleme hayata geçirilmiş, firmaları çevreye daha duyarlı sistemler geliştirmeleri yönünde teşvik eden programlar başlatılmıştır. Günümüzde artan hesaplama kapasiteleriyle kısa sürelerde büyük numerik problemlerin çözümlerini almamıza imkân sağlayan bilgisayar teknolojileri ilerlemiş, makine öğrenmesi ve yapay zekâ algoritmalarıyla zenginleştirilmiş topoloji optimizasyonu, üretken tasarım metodolojileriyle probleme özgü spesifik tasarımlar elde etmemizi sağlayan yazılımlar geliştirilmiştir.

Tasarım teknolojilerindeki tüm bu gelişmelere paralel olarak çok karmaşık geometrilerin, ilk prototipleme maliyeti olmaksızın hızlı bir şekilde imalatını çok geniş bir malzeme yelpazesinde mümkün hale getiren katmanlı imalat teknolojileri geliştirilmiş, konvansiyonel yöntemlerle üretilmesi imkânsız olan tasarımların da kullanımının önü açılmıştır. Ağırlığın kritik öneme sahip olduğu havacılık ve uzay sanayii, bu teknolojilere büyük yatırımlar yapmakta ve özgün sistemlerine entegre etmek üzere büyük projeler yürütmektedirler. Diğer yandan ürünler, malzemenin kaldırılmasıyla değil, eklenmesiyle elde edildiğinden çok daha düşük hurda oranlarıyla parça imalatı gerçekleştirilebilmekte bu sayede hem ham malzeme maliyetleri azalmakta hem de karbon salınımının düşürülmesine katkı sağlanmaktadır.



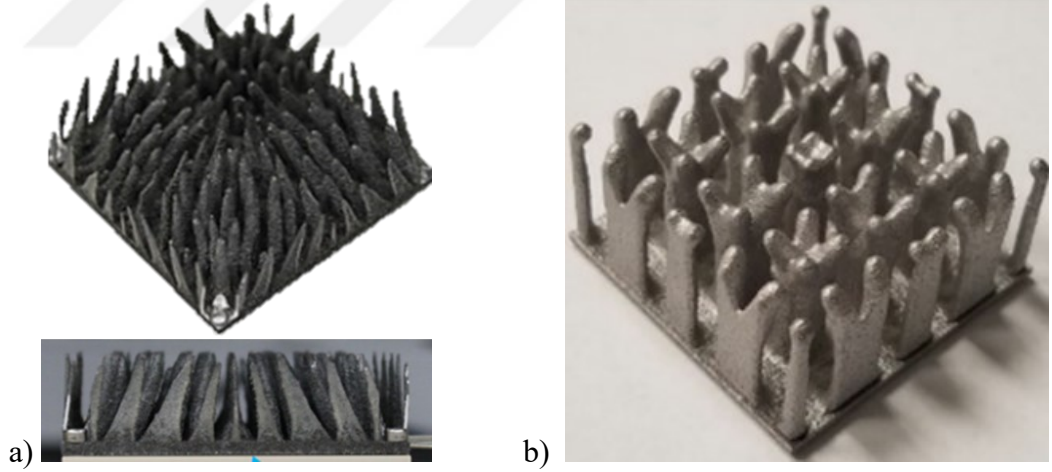
Şekil 1.20 Lazer Toz Metal Yataklı Katmanlı İmalat Sistemi Şeması (Palumbo et al., 2017)

Şekil 1.20’te toz yataklı lazer ergitmeli katmanlı imalat sisteminin görsel şeması paylaşılmıştır. Bu imalat teknolojisi literatürde LPBF, DMLS olarak da geçiyor olup, tekrarlanabilirliği, sağlayabildiği mekanik özellikler ve geometrik hassasiyet sayesinde yüksek sıcaklık veya yapısal yük taşıyan havacılık uygulamalarında da aktif bir şekilde kullanılmaktadır. İmalat süreci, üretimi gerçekleştirilecek geometrinin bilgisayar ortamında katman kalınlıklarına dilimlenmesi ve her bir dilimi için parametrelerin tanımlanmasıyla başlar. Dilimlenen katmanlar için oluşturulan 2 boyutlu kesitler tezgaha aktarılır. Lazer, kaynağından ayrıldıktan sonra lensler vasıtasıyla aynalar üzerine odaklanır ve imalat platformu üzerine düşürülür. Lazerin platform üzerindeki lokasyonu X-Y tarama aynalarının birlikte hareketiyle sağlanır. Yüksek enerjili lazer ışını, platform üzerinde bulunan metal toz parçacıklarının üzerine düşerek ergimesine neden olur. Lazer hareketi her katman için önceden tanımlanmış tarama yolları boyunca sürdürülerek o yüksekliğe denk gelen geometri kesit alanının tamamı ergitilerek bir alt katmanla kaynatılır. Tarama sonrası imalat platformu 1 katman boyunca aşağı iner ve toz besleme tankı yükseltilerek toz serici vasıtasıyla imalat platformuna yeni bir katman tozun serilmesi sağlanır. İmalat platformunun tamamının metal tozuyla kapatılması, bir çok uygulama için yoğunluk, mekanik isterler ya da imalat riskleri sebebiyle kritiktir. Platform üzeri toz kaplandıktan sonra toz serici önünde kalan fazla toz atık toz tankına

iletilir. Bu döngü parça yüksekliği boyunca tekrarlanır ve metal toz hammalzemenin katman katman üst üste kaynatılmasıyla parçanın tamamı imal edilmiş olur.

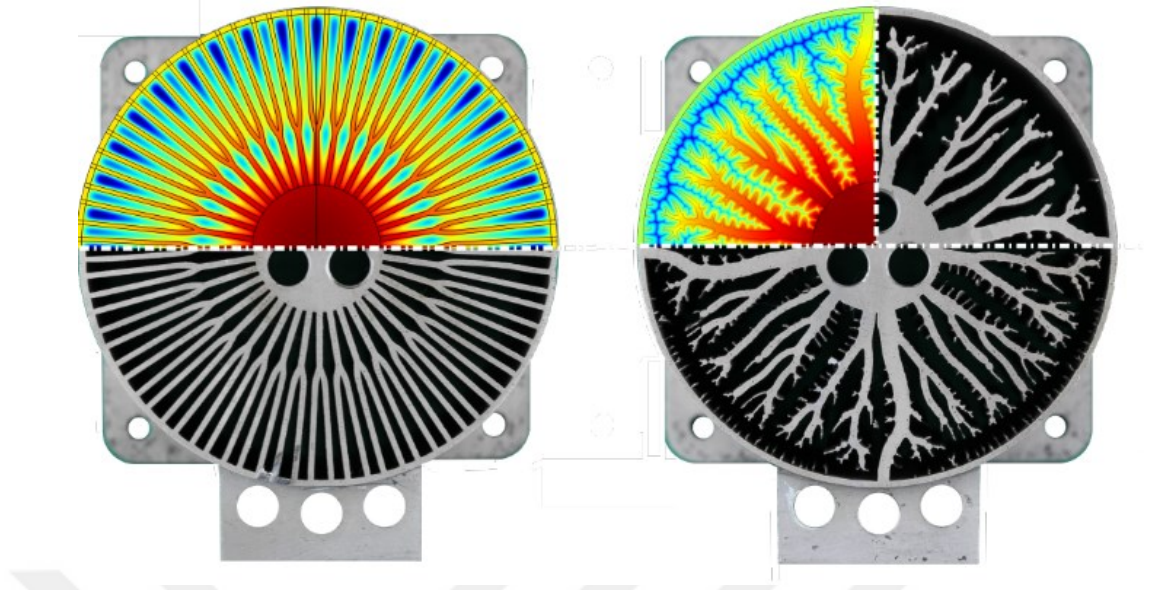
Bu teknoloji sayesinde konvansiyonel metotlardan gelen geometrik kısıtlar büyük oranda aşılmış olup, çok karmaşık, yüzey alanı çok daha geniş organik yapıları ve yüksek performanslı ısı kuyularının imalatı mümkün hale gelmiştir.

Dede vd. (2015) jet akışıyla soğutulan bir ısı kuyusunu, taşınım ve iletim denklemlerini dahil ederek oluşturduğu 3 boyutlu topoloji optimizasyonu modeliyle geliştirmiş ve ısı transfer performansını iyileştirmiştir. Elde ettiği karmaşık geometriyi katmanlı imalat teknolojisiyle AlSi12 malzemedan üretmiş ve optimize edilmiş ısı kuyusu performansını, bakır ve alüminyum malzemelerden üretilmiş klasik pin ve plakalı ısı kuyularıyla deneysel olarak kıyaslamış ve daha iyi performans gösterdiğini gözlemlemiştir. İlgili çalışma sonucunda tasarlanıp üretilen ısı kuyusu Şekil 1.21-a'da paylaşılmıştır. Benzer şekilde Şekil 1.21-b'de yine 3 boyutta optimize edilmiş ve katmanlı imalat ile alüminyum malzemedan üretilmiş başka bir ısı kuyusu görseli paylaşılmıştır.



Şekil 1.21 a) Topoloji optimizasyonu ile performansı iyileştirilmiş ve katmanlı imalat ile üretilmiş bir ısı kuyusu (Dede et al., 2015) b) Optimize edilmiş ve alüminyum malzemedan katmanlı imalat üretilmiş bir ısı kuyusu (Nafis et al., 2020)

Lange vd. (2018) COMSOL ticari numerik analiz yazılımını kullanarak hem parametrik hem de topoloji optimizasyonu ile ısı transfer performansı iyileştirilmiş iki ısı kuyusu geometrisi tasarlamış olup bu iki ısı kuyusuna ilişkin simülasyon ve katmanlı imalat sonrası üretilmiş görselleri aynı resim üzerinde Şekil 1.22'te paylaşılmıştır.



Şekil 1.22 Solda parametrik sağda topoloji optimizasyonu ile ısı transferi iyileştirilmiş ısı kuyusu simülasyon ve üretim sonrası görselleri (Lange et al., 2018)

1.5. Motivasyon

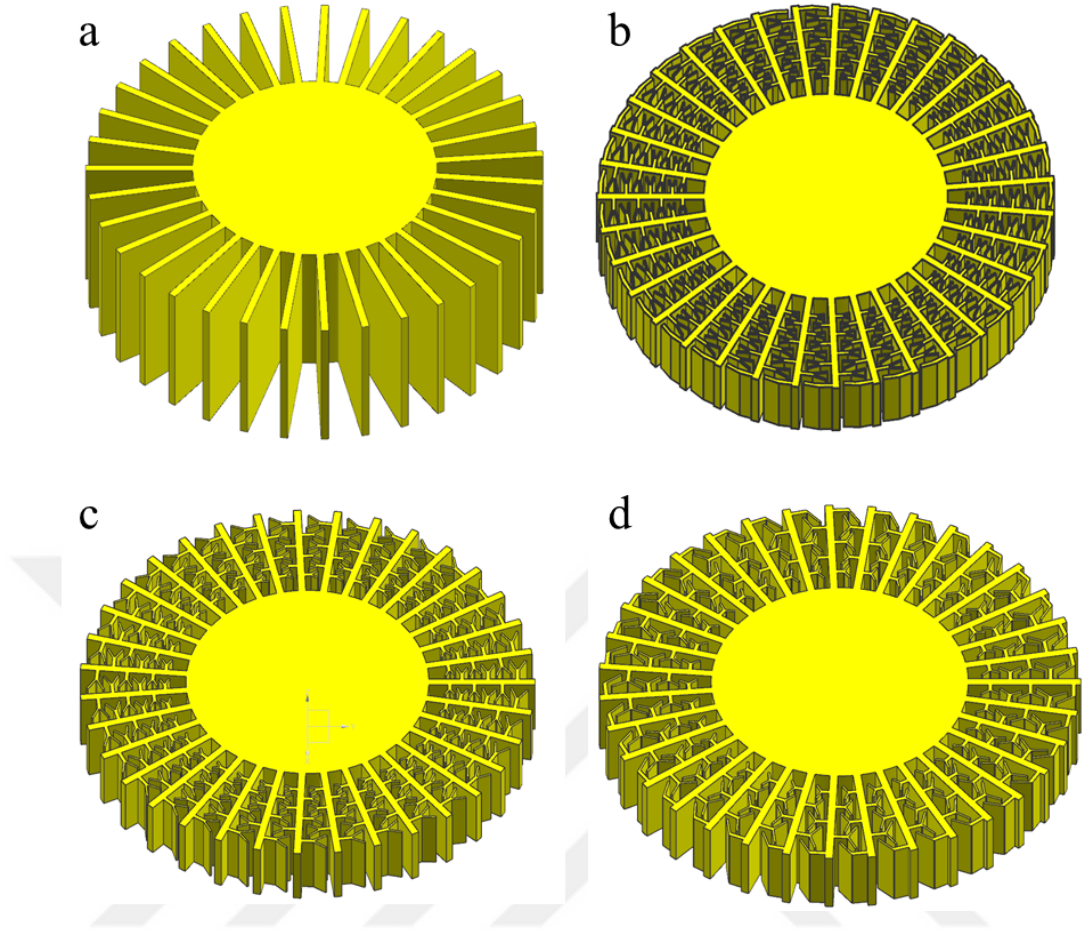
Silindirik içi dolu fraktal ısı kuyuları üzerinde yapılmış çalışma sayısının oldukça az, literatürdeki bilginin de oldukça sınırlı olduğu görülmüştür. Diğer yandan alüminyum, bakır gibi yüksek iletim katsayısına sahip malzemelerin adapte edildiği, çok karmaşık hatlara sahip geometrilerin üretimini mümkün kılan ileri katmalı imalat teknolojileriyle, ağırlığına oranla yüzey alanı çok daha geniş, yüksek performanslı ısı değiştiricilerinin, ısı kuyularının tasarımı ve üretimi mümkün hale gelmiş, havacılık ve uzay sektöründe popülerlik kazanmıştır. Bu çalışmayla fraktal ısı kuyularının geometriyle doğrudan ilişkili olan akış- ısı transferi olayları detaylı bir şekilde incelerken literatürdeki kısıtlı bilginin zenginleştirilmesi, daha az malzemeyle hafif fakat yüksek performanslı ısı kuyularının tasarım metodolojilerinin geliştirilmesi amaçlanmıştır.

2. ARAŞTIRMA YÖNTEMİ

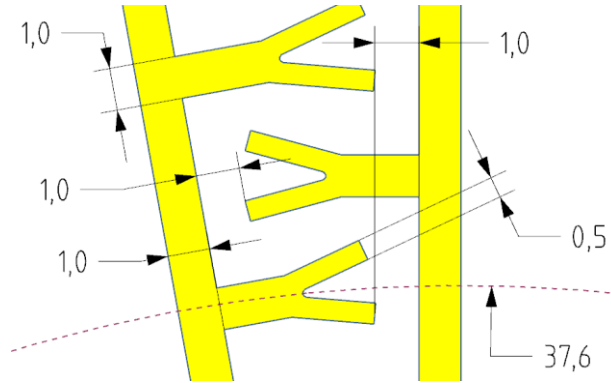
Zorlanmış taşınım ile soğutulan ısı kuyularında kanatçık dallanma açısının ısı değiştiricisi performansına etkisinin doğrudan incelenebilmesi amacıyla düzlemsel kanatlı geleneksel bir ısı kuyusu referans model olarak belirlenmiş, bu modelin merkez ve dış çap ölçüleri, toplam kanat yüzey alanı sabit tutularak karşılaştırmalı ısı kuyusu geometrileri tasarlanmıştır. Nihai durumda akışkanla temas eden toplam yüzey alanı birbirine eşit fakat farklı ağırlık ve yüksekliklerdeki ısı kuyusu modelleri, altından ısı yükünün tanımlandığı üstünden ise fan vasıtasıyla havanın emildiği simetrik bir modelin içerisine dahil edilerek akışkanlar dinamiği ve ısı transfer denklemleri çözülmüş, performansları kıyaslanmıştır.

2.1. Modellerin Tanımı

Isı kuyularında kanat geometrisinin ve kanatçık dallanma açısının doğrudan ısı transferi performansına etkisini inceleyebilmek adına hâlihazırda ticari bir ürün olarak da satılan 120 mm dış çaplı, 40 mm yüksekliğe sahip 35 kanattan oluşan geleneksel bir ısı kuyusu referans model olarak belirlenmiştir. Bu geometrinin dış ve merkezi blok çapı, akışkan etkileşimli yüzeylerinin toplam alanı sabit tutularak 30, 60 ve 120 derecelerle dallandırılmış kanatçıkların eklendiği parametrik ısı kuyusu geometrileri tasarlanmıştır. Referans ve 30°, 60°, 120° dallanma açılarıyla elde edilmiş yeni ısı kuyusu modelleri sırasıyla Şekil 2.1’de verilmiş olup geometrik detayların aktarıldığı teknik resimler Ek-1’de paylaşılmıştır. Fraktal modellerin tasarımında açılar dışında sabit tutulan ilk sıra kanatçık merkez radyusu, kanatçık ve kanal genişliği gibi geometrik özellikler Şekil 2.2’de paylaşılmıştır.



Şekil 2.1 a) Referans ısı kuyusu, b) IK-30 / 30° açıyla dallanmış ısı kuyusu, c) IK-60 / 60° açıyla dallanmış ısı kuyusu, d) IK-120 / 120° açıyla dallanmış ısı kuyusu



Şekil 2.2 Fraktal ısı kuyularının tasarımında sabit tutulan geometrik unsurlar ve büyüklükleri

Farklı açılarla dallandırılmış yeni ısı kuyusu modellerinde birim yüksekliğe düşen akış etkileşimli yüzey alanı arttırılmış ve ağırlıkları azaltılmıştır. Tablo 2.1 incelendiğinde referans modele kıyasla ağırlık/hacmin %50'nin üzerinde azaltıldığı görülmektedir. Fraktal ısı kuyularının yükseklikleri, dallanmış tasarımları sayesinde aynı yüzey alanına

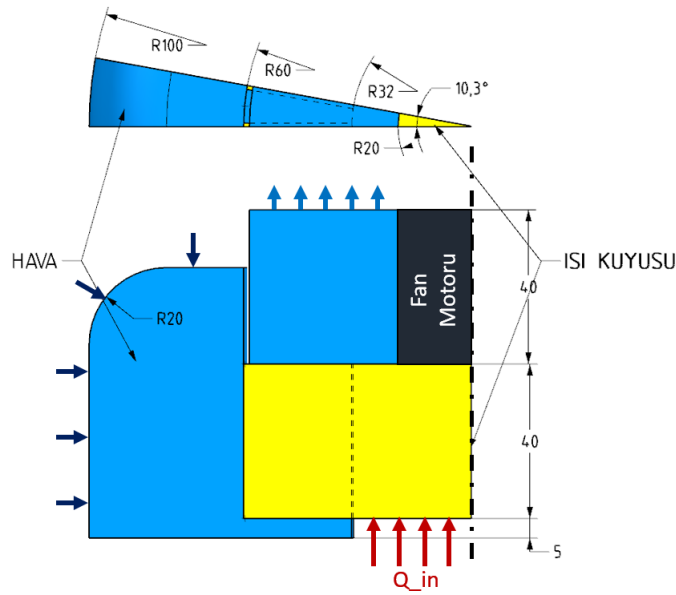
sahip olmasına rağmen %65 oranında azaltılmış, yükseklikteki bu düşüş çalışacakları sistemde kapladıkları zarf hacminde de benzer oranda bir iyileşme sağlamıştır.

Tablo 2.1 Referans ve parametrik ısı kuyusu modellerinin yükseklik ve ağırlık kıyaslamaları

	Yükseklik (mm)	Hacim (cm ³)	Ağırlık Kazancı (%)
Ref	40.00	207.1	-
IK-30	13.05	87.92	57.5%
IK-60	15.53	97.81	52.8%
IK-120	16.38	102.03	50.7%

2.2. Sayısal Çözüm Yöntemi

Radyal simetrik ısı kuyusu geometrisinin 1/35’lik dilimi etrafını saran hava hacmiyle birlikte Şekil 2.3’de görüldüğü gibi modellenmiştir. Sağlıklı sonuçlar alabilmek için karşılaştırması yapılacak tüm modellerde akış hacmi boyutları sabit tutulmuştur. Çözümlerde ilgili denklemler ayrıklaştırmasında ikinci dereceden fonksiyonlar tercih edilerek numerik hataları mümkün olduğunca minimize etmek amaçlanmıştır.



Şekil 2.3 Isı kuyusu performans analizi modeli

CPU’yu temsilen ısı kuyusu alt yüzeyine sabit ısı akışı sınır koşul olarak tanımlanmıştır. Bu ısı akışı değeri belirlenirken ise çalışmada baz alınan ısı kuyusunun yer aldığı CPU soğutma uygulamaları için belirlenen termal tasarım güç ve sıcaklıkları referans alınmıştır. Örneğin Intel Core-i5-6287U işlemcisi için paylaşılan teknik veriler incelendiğinde ısı kuyusu üzerinden uzaklaştırılmak üzere üretilen ısı gücünün 28 Watt, işlemci çipinde izin verilen maksimum sıcaklığın ise 100 °C olduğu görülmektedir (Intel,

n.d.-a). Bu kapsamda referans ısı kuyusu geometrisinin CPU ile doğrudan temas eden 30 mm çaplı dairesel yüzeyinden 28 Watt ısı gücün iletilmesi için gerekli ısı akısı denklem 1’de hesaplanmıştır.

$$q[W/m^2] = \frac{28W}{\pi(0.03m)^2} = 9903[W/m^2] \quad (18)$$

CPU sıcaklığını kontrol altında tutmak için tasarlanıp üretilen ve bu çalışmaya referans olan ısı kuyusunun çalışma koşullarını taklit edebilmek adına altındaki dairesel yüzeyden $10000 W/m^2$ ’lik ısı akısı tanımlanmış ve ısı transferi modeli oluşturulmuştur. Hazırlanan ısı kuyusu performans analizi modellerinde havanın ısı kuyusuna radyal yönde dışarıdan giriş yapması ve fan vasıtasıyla 2.5, 5 ve 10m/s hızlarında merkez eksenini doğrultusunda sistemden uzaklaştırılması sağlanarak akış sınır koşulları tanımlanmıştır.

Sınır koşullarının belirlenmesinin ardından problemin doğasına uygun türbülans modelinin belirlenmesi çok kritiktir çünkü türbülansın yoğunlaşacağı, girdapların oluşacağı bölgelerin doğru tespit edilmesi ısı transferini dolayısıyla nihai durumda performans değerlendirmesini doğrudan etkileyecektir. Akıştaki dalgalanmaların Navier-Stokes denklemlerine entegrasyonu türbülans çözümünün doğrudan elde edildiği DES, büyük girdapların çözüldüğü ancak küçük girdapların modellendiği LES, büyüklü-küçüklü tüm girdapların modellendiği ampirik verilere dayanarak oluşturulmuş RANS türbülans modelleri geliştirilmiştir. LES ve DES türbülans modelleri akış denklemlerinin doğrudan çözümüne en yakın modeller olmalarına karşın RANS modeline kıyasla çok daha uzun çözüm sürelerine, hesaplama altyapısına ihtiyaç duyarlar. Bu kapsamda ticari çözücülerde de yerini almış, karmaşık geometriler için uygulanabilirliğini kanıtlamış tek ve iki bilinmeyenli transport denklemlerinin çözüldüğü birçok RANS tipi türbülans modeli geliştirilmiştir. Örneğin iki denklemlilik türbülans modellerinden biri olan k-ε, pek çok akış olayında hızlı ve kabul edilebilir doğrulukta sonuçlar veren iki denklemlilik yarı ampirik bir modeldir. k-ε türbülans modelinde gelişen sınır tabakalar için ampirik olarak geliştirilmiş duvar fonksiyonları kullanılmaktadır ve bu sebeple ters basınç gradyanlarının olduğu, akışın sınır tabakadan ayrıldığı bölgelerde hatalı sonuçlar vermektedir. Bir diğer iki denklemlilik türbülans modeli olan k-ω ise türbülans gerilmelerini hesaplayarak ters basınç gradyanları altındaki akış ayrılmalarını yüksek doğrulukta tahmin eder fakat bu türbülans modeli de girişteki türbülans yoğunluğu, türbülans uzunluğu gibi değişkenlere duyarlıdır. İki türbülans modelinin avantajlarından

faydalanmak adına duvara yakın bölgelerde $k-\omega$, serbest akım bölgelerinde ise $k-\epsilon$ türbülans modeline geçiş yapabilen, türbülans üretiminin ve viskozitesinin sınırlandırıldığı yeni bir türbülans modeli olan $k-\omega$ SST geliştirilmiştir. $k-\omega$ SST türbülans modelinde $k-\epsilon$ ve $k-\omega$ modelleri arasındaki geçiş türbülans yayılım denkleminde bulunan ve 0 ile 1 arasında bir değer alan F_1 katsayısıyla sağlanır. F_1 katsayısı sınır tabaka içerisindeyken 1 değerini alır ve ek terimin ortadan kaldırılmasıyla $k-\omega$ türbülans modeline geçiş sağlanır.

Türbülans kinetik enerji denklemi:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla(\rho U k) = \nabla \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right) + P_k + \rho \epsilon \quad (19)$$

Türbülans yayılım denklemi:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \nabla(\rho U \omega) = & \nabla \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla \omega \right) + \frac{\gamma}{v_t} P_k - \beta \rho \omega^2 \\ & + 2(1 - F_1) \frac{\rho \sigma_{\omega 2}}{\omega} \nabla k : \nabla \omega \end{aligned} \quad (20)$$

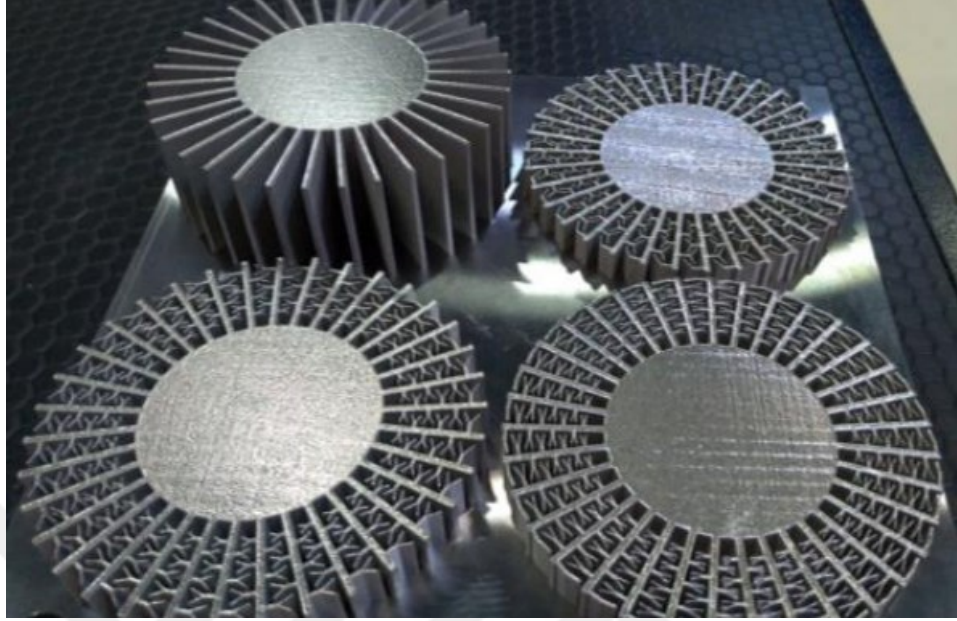
Kinematik girdap viskozitesi ve türbülans limiti:

$$v_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, S F_2)} \quad , \quad P_k = \min \left(\tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j}, 10 \beta * k \omega \right) \quad (21)$$

Bu kapsamda çalışmada sınır tabaka gelişimini engellemek amacıyla dallandırılmış ısı kuyuları geometrilerinde akışta ayrılmalara ve girdaplar beklendiğinden dolayı akış içerisindeki türbülans olaylarının modellenmesinde $k-\omega$ SST türbülans modeli tercih edilmiştir.

Geometrinin akış üzerindeki etkilerini daha iyi inceleyebilmek adına ısı iletim katsayısı gerçek uygulamasında tercih edilen malzemesine kıyasla çok daha düşük olan cam, polimer gibi malzemelerle kurgulanmış modeller kullanılmaktadır. Diğer yandan çalışmada tasarlanan dallandırılmış ısı kuyuları karmaşık geometrileri nedeniyle konvansiyonel yöntemlerle üretilmesi zor modellerdir. Bu kapsamda doğrulama testlerinde kullanılmak üzere eklemeli imalat teknolojisiyle IN625 malzemeyle üretim denemeleri gerçekleştirilmiş, IN625 malzemesinin düşük ısı iletim katsayısıyla da oluşturulan modellerde taşınımın iletme baskın gelmesini sağlayarak geometrinin akış

üzerindeki etkilerini incelemek hedeflenmiştir. Eklemeli imalat ile üretilmiş ısı kuyusu parçaları Şekil 2.4’de paylaşılmıştır.



Şekil 2.4 Eklemeli imalat ile IN625 malzemeden üretilmiş referans ve fraktal ısı kuyusu parçaları

IN625 malzemesine ait özellikler Tablo 2.2’de paylaşılmıştır.

Tablo 2.2 Isı kuyusu IN625 katı malzeme özellikleri (Special Metals, 1992)

Yoğunluk (kg/m ³)	8441
Cp-Özgöl Isı (J/kg.K)	435
Isı iletim katsayısı (W/m.K)	10.5

2.3. Ağ Yapısı ve Ağa Bağlılık Analizi

Hesaplamalı analiz yöntemlerinde çözüm elde edilmek istenen fiziksel sistemler kendinden çok daha küçük boyutlarda hacimlere bölünür ve her biri diğerinden farklı olan küçük elemanlar ile problemin bütününe yansıtan bir ağ modeli oluşturulur. Günümüzde bu ayrıklaştırma işlemi yazılımın kullanıcılarından bağımsız olarak otomatik bir şekilde yapılabilen olmasına karşın doğru bir model oluşturabilmek için problemin iyi analiz edildiği kullanıcılar tarafından tasarlanmasını zorunlu kılmaktadır.

Oluşturulan her bir ağ eleman, farklı hacme, ağırlığa, konuma ve şekle sahip olmakla birlikte tüm bu değişkenler oluşturulan fiziksel sistemin davranışını doğrudan etkilemektedir. Örneğin ağ yapısı içerisindeki eleman boyutları küçüldükçe sistem çok daha doğru temsil edilebilmekte fakat artan eleman sayısı hesaplama sürelerini de

arttırmaktadır. Diğer yandan büyük elemanlı ağ yapıların yanına konumlanmış küçük hacimli ağ elemanının şekli zorunlu olarak çarpılmakta, eleman boyutları arasındaki hızlı geçiş nihai durumda problemin çözümünü olumsuz yönde etkilemektedir. Bu çalışmada referans ve dallandırılmış ısı geometrileri arasında performans kıyaslaması yapmak, akış ve ısı transferi olgularını geometriyle ilişkilendirerek doğru bir şekilde yorumlayabilmek için tüm modellerde akış hacmi ve sınır koşulları sabit tutularak simetrik problemler tanımlanmıştır. Ancak gittikçe karmaşılaşan akış yolları ağ eleman haritasının baştan tasarımını gerektirmekte bu durum da modellerin ağ yapısında farklılığa sebep olmaktadır. Bu kapsamda çözüm süresi-çözüm hassasiyeti ekseninde optimum ağ eleman sayısı ve parametrelerini belirleyebilmek için ağa bağlılık analizleri kurgulanmış, diğer ısı kuyusu modellerinde yakınsama problemi yaşamamak için görece en karmaşık akış yollarına sahip olan 30 dereceyle dallandırılmış IK-30 kodlu ısı kuyusu geometrisiyle ağa bağlılık analizleri gerçekleştirilmiştir. Isı kuyularının toplam yüzey alanlarının hacimlerine bölünmesiyle elde edilen karmaşıklık değerleri hesaplanarak Tablo 2.3’de paylaşılmıştır. Tablo 2.3’de görüldüğü üzere dalların eklenmesiyle ısı kuyularının karmaşıklığı neredeyse 2 katına çıkmış ve en yüksek değer 30 dereceyle dallandırılmış IK-30 modelinde elde edilmiştir.

Tablo 2.3 Isı kuyusu geometrilerinin karmaşıklık kıyaslamaları

Karmaşıklık Toplam Yüzey Alanı / Hacim [1/cm]	
REF.	4.7
IK-30	11.2
IK-60	10.0
IK-120	9.7

Sistem Şekil 2.3’te görüldüğü üzere ısının iletileceği katı ısı kuyusu ve akış hacminden oluşmaktadır. Isı kuyusu altından verilen ısı enerjisi daha düşük sıcaklıktaki akışkana transfer edilmek üzere önce gövde yüzeyine sonra da kanatlarına yönelir ve ısı transferi büyük oranda ısı kuyusunun akışkanla buluştuğu yüzeylerde gerçekleşir. Yüzeylerde gerçekleşecek ısı transferi akışkanın ısı kuyusu üzerindeki hareketleriyle doğrudan ilişkilidir. Bu kapsamda çalışmada tasarlanan yeni ısı kuyularının referans modelle doğru bir şekilde kıyaslanabilmesi için akışkan hareketlerinin özellikle sınırlarda doğru çözülmesi çok kritiktir. Hız profillerinde elde edilecek yanlış sonuçlar yüzeyler

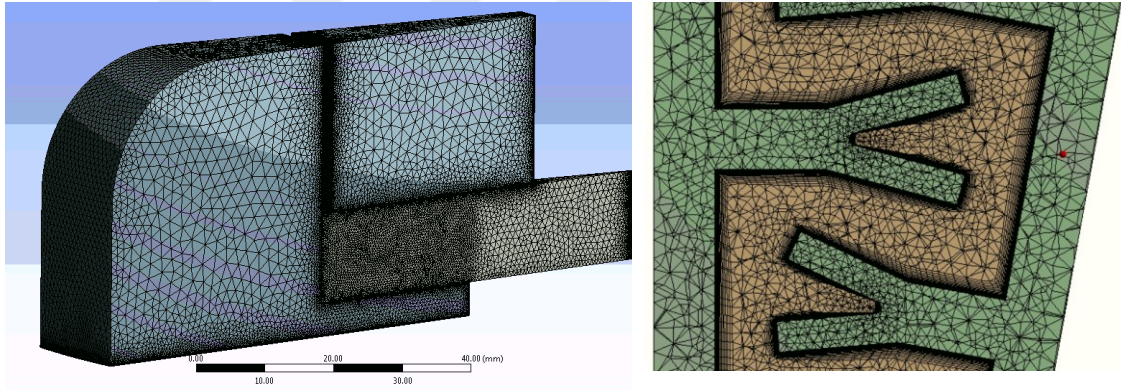
The diagram shows a quantum dot with a parabolic potential (blue curve) and discrete energy levels (red dots). The energy levels are labeled $n=5, 6, 7$ on the left. The potential is labeled $V=0$ at the bottom and V_∞ at the top. The width of the dot is labeled s . Two red arrows labeled ISI point upwards towards the dot, representing input signals.

Akışkan uzayının büyük bir bölümünü sınırdan tamamıyla ayrılmış, tamamen gelişmiş ya da ana akımdan ayrılarak döngüye girmiş akış bölgeleri oluşturmaktadır. Soğuk havanın sisteme giriş ve çıkış yaptığı, ısı kuyusu üzerinden çekilen enerjinin sistemin dışına taşındığı bu bölgelerde ağ yapısını doğrudan etkileyen değişkenler ağ eleman büyüklüğü ve büyüme hızıdır. Diğer yandan iletim problemlerinin çözüldüğü ısı kuyusu katı uzayında sıcaklık dağılımını dolayısıyla yüzeyindeki ısı transferini doğrudan etkileyen değişken ise katı uzayındaki eleman büyüklüğü ve büyüme hızıdır. Bu çalışmada büyüme hızları sabit tutularak elemanların büyüklüğü değişken olarak belirlenmiştir.

IK-30 ısı kuyusu geometrisi kullanılarak, 4 farklı ağ eleman değişkeninin farklı değerleriyle 7 farklı sistem modellenmiş ve elde edilen ağ yapısı bütününe ilişkin çıktılar Tablo 2.4’de paylaşılmıştır.

Tablo 2.4 *Ağa bağlılık analizlerinde oluşturulan model değişkenleri*

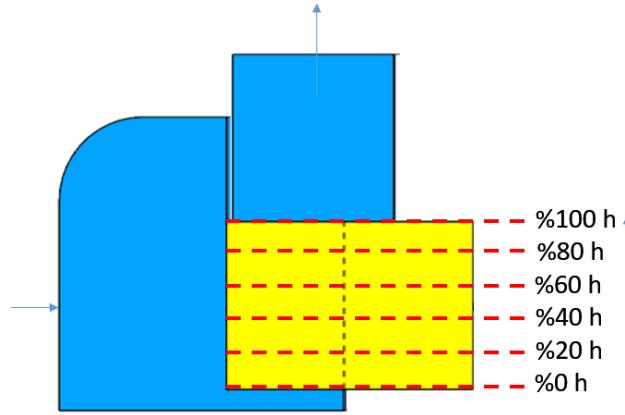
		DP 1	DP 2	DP 3	DP 4	DP 5	DP 6	DP 7
Ağ Parametreleri	Maks. Eleman Boyutu	3.00	3.00	3.00	3.00	2.00	2.00	1.00
	IK Eleman Boyutu	2.00	2.00	1.00	1.00	1.00	0.75	0.75
	Sınır Eleman Boyutu	0.60	0.50	0.30	0.3	0.25	0.2	0.175
	Sınır Katman Sayısı	15	15	15	15	20	20	20
Ağ Özellikleri	Maks. Çarpıklık	9.0E-01	9.4E-01	9.7E-01	9.4E-01	9.2E-01	9.3E-01	9.5E-01
	Ortalama Çarpıklık	3.6E-1	3.54E-1	3.00E-1	3.16E-1	3.09E-1	2.88E-1	2.75E-1
	Min. Ortogonal Kalite	1.2E-2	1.44E-2	4.66E-3	1.51E-2	7.12E-3	1.13E-2	7.37E-3
	Ort. Ortogonal Kalite	6.9E-1	7.08E-1	7.83E-1	7.74E-1	7.69E-1	7.98E-1	8.14E-1
	Toplam Eleman Sayısı	1,53E6	1,75E6	2,66E6	5,07E6	6,97E6	8,85E6	10,47E6



Şekil 2.6 *IK-30 modeli için oluşturulan 5 numaralı ağ model yapısı*

Ağ elemanlar oluşturulurken sınır tabaka profilinin doğru çözülebilmesi için minimum katman sayısı 15 olarak belirlenmiş ve modeldeki elemanların çarpıklık değerinin 0.96’nın altında kalması hedeflenmiştir. 5 numaralı model bütününe ait ağ yapısı ve ısı kuyusu içerisindeki eleman dağılımı Şekil 2.6’de paylaşılmıştır. Görüldüğü üzere havayla etkileşim halinde olan ısı kuyusu kenarları çevresinde eleman sıklığı artmaktadır. Oluşturulan bu 7 model çözüldükten sonra akış özelinde basınç kayıpları ve y^+ değerleri, ısı transferi başlığında ise ısı kuyusu hacimsel ortalama sıcaklığı ve farklı yüksekliklerdeki alan ortalama sıcaklık değerleri hesaplatılmış ve çözüm süresi ekseninde

karşılaştırılmıştır. Isı kuyusu üzerinde kesit alan ortalama sıcaklık değerlerinin hesaplandığı yüksekliklere ilişkin görsel Şekil 2.7’te paylaşılmıştır.

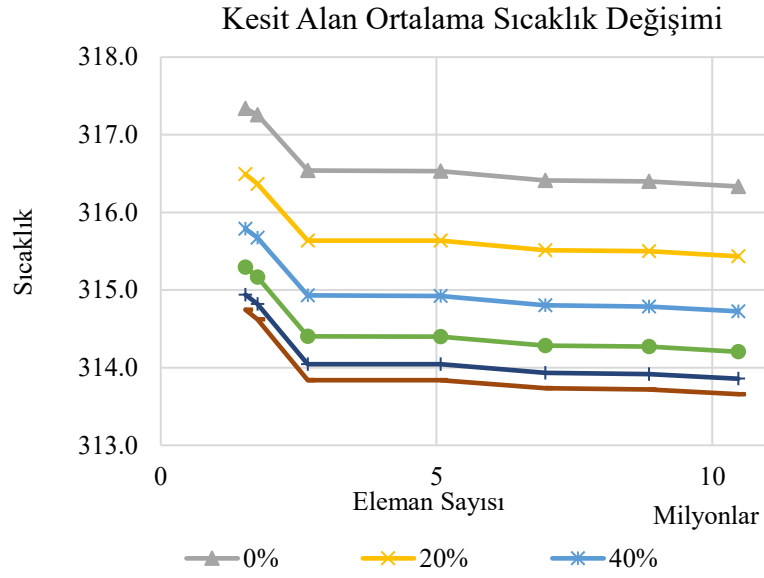


Şekil 2.7 Isı kuyusu kesit alan ortalama sıcaklıklarının hesaplandığı yükseklikler

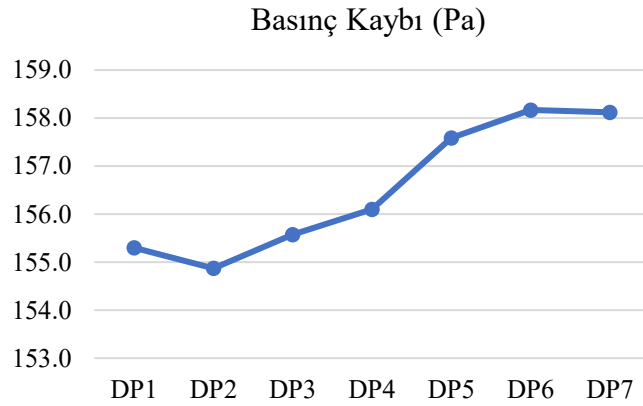
Tablo 2.5 Ağa bağlılık analizleri sonucunda elde edilen akış ve sıcaklık değerleri

		DP 1	DP 2	DP 3	DP 4	DP 5	DP 6	DP 7
Akış	Basınç Kaybı(Pa)	-155.30	-154.87	-155.57	-156.10	-157.59	-158.17	-158.12
	Enerji Korunumu							
	Hatası	3.0E-4	4.2E-4	-1.4E-2	-1.7E-4	6.6E-4	2.2E-4	1.1E-4
	Kütle Korunumu							
	Hatası	-1.9E-9	7.6E-9	2.3E-8	9.2E-9	6.5E-9	9.9E-9	3.9E-9
	y+	5.6E-1	5.5E-1	5.6E-1	6.2E-1	2.9E-1	3.1E-1	2.9E-1
Ortalama Sıcaklıklar (K)	İK Hacimsel	315.70	315.58	314.83	314.82	314.71	314.70	314.63
	0%H	317.34	317.26	316.54	316.53	316.41	316.40	316.33
	20%H	316.49	316.36	315.64	315.64	315.51	315.50	315.43
	40%H	315.79	315.68	314.93	314.92	314.81	314.79	314.73
	60%H	315.29	315.17	314.40	314.40	314.29	314.27	314.20
	80%H	314.94	314.82	314.04	314.04	313.93	313.92	313.86
	100%H	314.75	314.62	313.84	313.84	313.74	313.72	313.66
Solution	Maks. İterasyon	191	207	141	403	422	494	557
	Çözüm Süresi(S)	740	930	1735	6096	9713	14496	19951

Tablo 2.5’deki sonuçlar incelendiğinde artan eleman sayısı ile birlikte basınç kayıplarının arttığı, sıcaklıkların azaldığı görülmektedir. Çözüm süreleriyle birlikte alan ortalama sıcaklık değerlerinin kıyaslandığı grafik Şekil 2.8’de verilmiştir.



Şekil 2.8 Ağa bağlılık analizlerinde yüksekliğe bağlı olarak ısı kuyusu kesit alan ortalama sıcaklık değerleri değişimi



Şekil 2.9 Ağa bağlılık analizlerinde farklı tasarım noktalarındaki basınç kayıpları

Şekil 2.8’deki grafik incelendiğinde toplam ağ eleman sayısının 3milyonu aştığı 3. tasarım noktasından sonra ortalama sıcaklıklardaki değişimlerin %1’in altında kaldığı görülmektedir. Diğer yandan Şekil 2.9’deki grafik incelendiğinde basınç kayıplarındaki değişimin DP5’ten itibaren %1’in altına indiği dolayısıyla çözüm hassasiyetinin bu noktadan istenilen seviyeye geldiği anlaşılmaktadır.

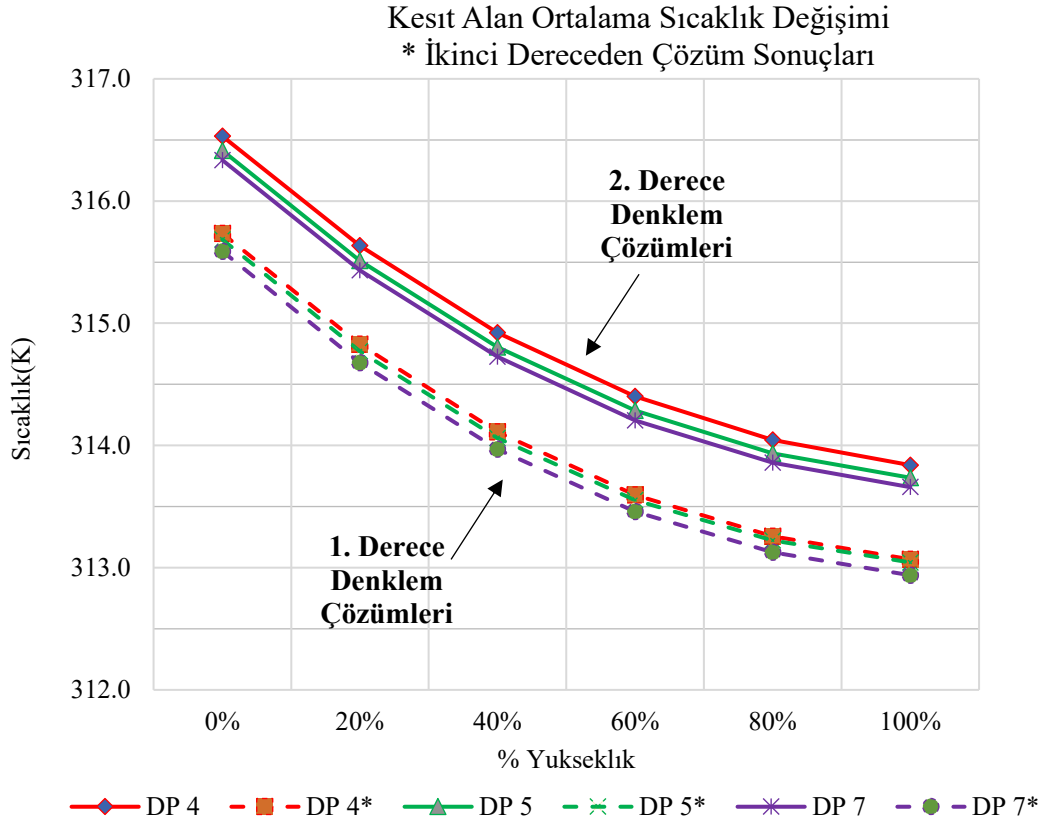
Türbülans problemlerinin çözüldüğü modellerde, duvara yakın bölgelerdeki sınır tabaka çözümünün hassasiyetine ilişkin bilgi, akışın karakterine ve o bölgede oluşturulan ağ yapı parametrelerine bağlı boyutsuz bir değer olan y^+ değişkeni ile ifade edilebilir. Boyutsuz y^+ değişkeni denklem (22)’de de paylaşıldığı gibi, sürtünmesel hızın, ağ

merkezinin katı yüzeyden uzaklığıyla çarpımının, akışkanın kinematik viskozitesine bölünmesiyle edilmektedir.

$$y^+ = \frac{y * u_\tau}{\nu} \quad (22)$$

Çalışmada modellenen fraktal ısı kuyularının karmaşık akış yolları, akışın sürekli olarak sınırdan ayrılmasına ve girdapların oluşmasına sebep olduğu için duvara yakın bölgelerde hız profilinin doğrudan çözülmesi gerekmektedir. Bu sebeplerle tercih edilen k- ω SST türbülans modeliyle duvara yakın bölgelerde çözümün doğruluğunu arttırabilmek için ağ yapısının sıklaştırılması gerekmekte ve boyutsuz y^+ değerinin 1'in altına çekilmesi gerekmektedir. Çalışma koşullarının etkisinin inceleneceği analizlerde artan akış hızıyla y^+ değerinin doğrusal olarak artması beklendiğinden dolayı gerçekleştirilen ağa bağlılık analizlerinde de bu değer 0.25'in altında kalması hedeflenmiştir. Çözüm süreleri ekseninde tüm modeller değerlendirilmiş ve en uygun parametrelerin 5. modelde elde edildiği görülmüştür.

Ağa bağlılık analizlerinde çözüm sürelerini iyileştirmek ve ırsamaların önüne geçmek için 1. Dereceden ayırıklaştırma denklemleri kullanılmıştır ancak çalışmanın devamında gerçekleştirilecek performans kıyaslama analizlerinde numerik ve modelleme hatalarını minimize etmek için 2. dereceden ayırıklaştırma denklemleri kullanılacağından dolayı, bu değişimin etkilerini görmek amacıyla seçilen 4, 5 ve 7. tasarım noktaları için analizler her iki ayırıklaştırma denklemleri için tekrarlanmış ve sonuçlar kıyaslanmıştır.



Şekil 2.10 2. Dereceden denklemlerle çözülen modellerde kesit alan ortalama sıcaklıklarının yüksekliğe bağlı değişimi

Şekil 2.10 incelendiğinde, ısı transferi potansiyelini oluşturan ısı kuyusu ve giren hava arasındaki sıcaklık farkının yaklaşık 15°C olduğu görülmektedir. İkinci dereceden denklemlerle elde edilen çözümlerde hesaplanan 1°C 'lik değişimin ısı kuyusu nihai performansı değerlendirmesinde yaklaşık %6 oranında bir değişim yaratacağı göz önünde bulundurulmalıdır. Hesaplanan sıcaklık farkının kıyaslanan üç modelde de aynı seviyelerde olduğu, sıcaklık değişimi trendinin yakalandığı görülmüştür.

Bu kapsamda geometrik ve çalışma koşullarının inceleneceği devam eden çalışmalarda 5. modelin ağ değişkenleri esas alınarak modeller oluşturulmuş, numerik hataları minimize etmek için ikinci dereceden denklemlerle çözümler elde edilmiştir.

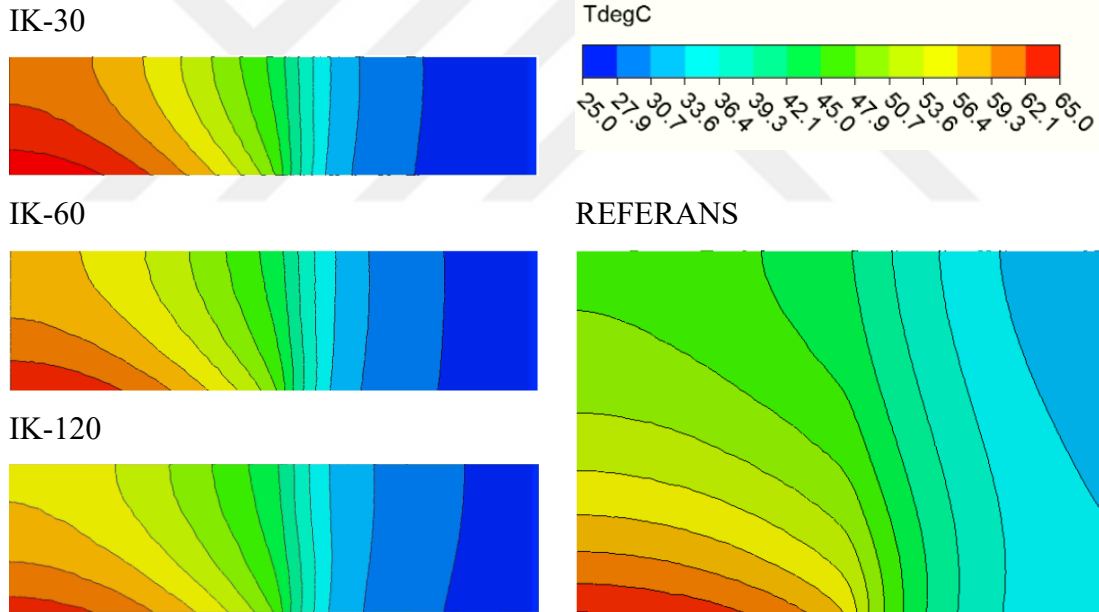
3. SONUÇLAR

Yapılan analiz çalışmalarında 2.5m/s hava giriş hızında geometrik etkiler ve artan hızlarda da akışın ısı kuyusu performansı üzerindeki etkileri incelenmiştir.

3.1. Geometrik Etkilerin İncelenmesi

Fraktal ısı kuyuları geometrilerinin referans model ile karşılaştırılması nümerik analiz sonuçlarına göre yapılmıştır.

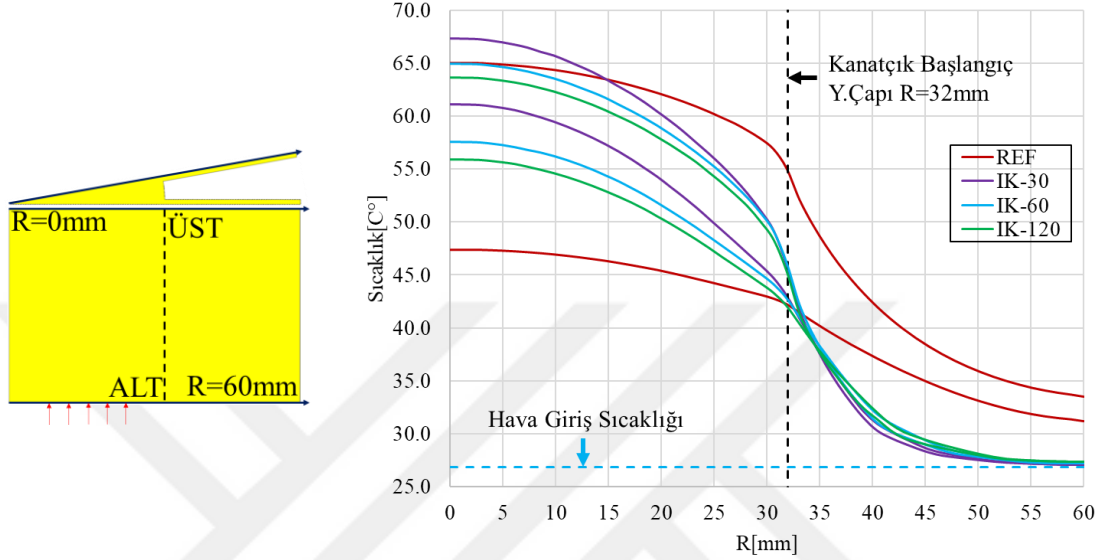
Isı kuyusu performansında belirleyici çıktılar olan sıcaklık, basınç kaybı ve termal direnç değerleri kanatçıklar üzerinden yönlenen akışın davranışıyla doğrudan ilişkilidir. Özellikle fraktal ısı kuyularının dallandırılmış karmaşık yapısı akış olgularını dolayısıyla da ısı transfer performansını bütünüyle değiştirmektedir. Bu bölümde performansa ilişkin nihai durumu özetleyen bu çıktıların yanı sıra, sebeplerinin de temellendirilebilmesi için 2.5 m/s giriş hızındaki akış ve ısı transferi olguları detaylı bir şekilde incelenecektir.



Şekil 3.1 $V = 2.5 \text{ m/s}$ Akış hızında ısı kuyuları üzerindeki sıcaklık dağılımı

Şekil 3.1'deki sıcaklık dağılımları incelendiğinde referans ısı kuyusu kanatlarında sıcaklığın daha homojen dağıldığı görülmektedir. Referans model, fraktal geometrilere kıyasla kanat uç bölgelerinde daha yüksek sıcaklıklara sahiptir. Buradan hareketle fraktal geometrilere ısı transferinin merkeze yakın bölgelerde daha yoğun olarak gerçekleştiği düşünülmektedir. Aynı şekilde fraktal geometriler değerlendirildiğinde dış bölgedeki kanatçıkların giriş hava sıcaklığına çok yakın olması sebebiyle etkin kullanılmadığı anlaşılmaktadır. Bu durum yeni tasarlanacak fraktal geometrilere ısı kuyusu çapının

düşülme potansiyelinin olduğu şeklinde yorumlanmıştır. Bu sayede boyutların daha da küçültülmesi mümkün olacaktır. Yeni tasarımlar değerlendirildiğinde ise en düşük sıcaklıkların IK-120 modelinde elde edildiği görülmektedir.



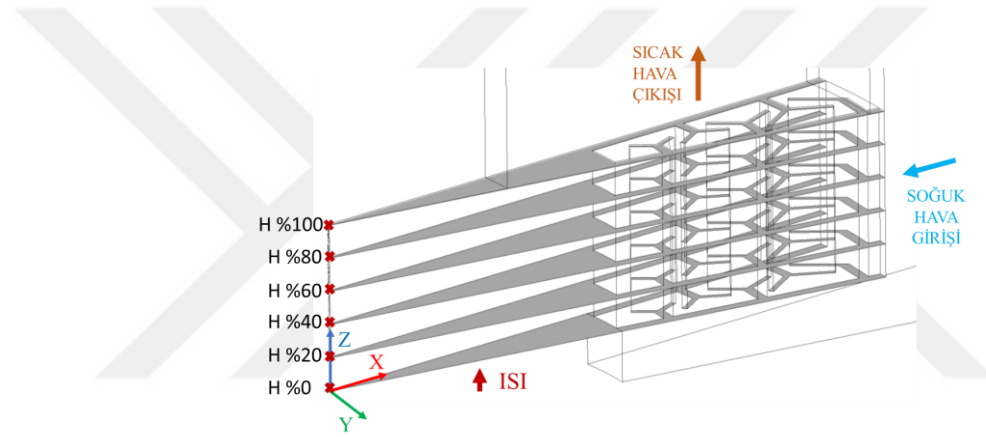
Şekil 3.2 Isı kuyusu simetri düzleminde alt ve üst kenar üzerinden alınan sıcaklık değerleri

Kanatçık etkinliğinin, ısı kuyusu yüksekliği boyunca maksimum ve minimum sıcaklık dağılımının kıyaslanabilmesi için simetri düzleminin alt ve üst kenarı üzerinden sıcaklık değerleri alınmış olup sonuçlar Şekil 3.2’de paylaşılmıştır. Taban ve tavan bölgeleri arasındaki en büyük fark referans modelde elde edilmiştir. Performansta önemli belirleyici faktörlerden biri olan maksimum taban sıcaklığı 67.4°C ile IK-30 modelinde elde edilirken, en düşük sıcaklık IK-120 modelinde elde edilmiştir. IK-120 modelinde referans modele kıyasla 2.5°C’lık bir kazanım elde edilmiştir.

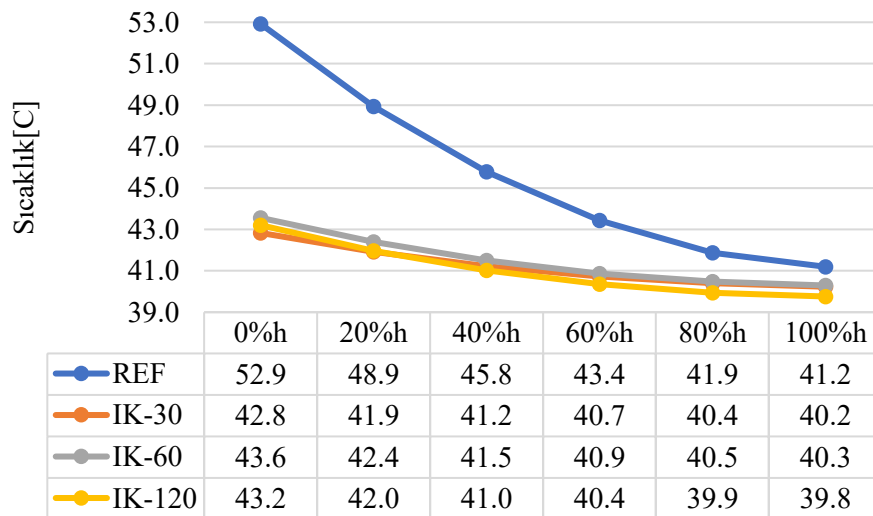
Fraktal geometrilerde kanat başlangıç noktasından sonra sıcaklıkların hızla düştüğü ve yaklaşık R=50mm’den sonra sıcaklıkların giriş havası sıcaklığına yaklaşmasıyla uç bölgedeki dallardan yeterince verim alınamadığı anlaşılmaktadır. Diğer yandan referans geometride en uç noktada dahi giriş havasıyla kanatçık arasında 5-10C°’lık sıcaklık farkının olması, düz kanatların tamamının etkin bir şekilde soğutmada rol aldığını göstermektedir. Çözülen HAD modelinde ısı girdisinin 32mm yarı çaplı merkez silindir alt yüzeyi üzerinde tanımlanmış olmasıyla, maksimum sıcaklıklar beklenildiği üzere en alt ve merkeze yakın kenar boyunca elde edilmiştir. Bu kapsamda ısı potansiyelin fazla olduğu bu bölgede uygun akış koşullarının sağlanması durumunda daha fazla enerjinin

soğuk akışkana transfer edilmesi beklenmektedir. Şekil 3.2’de kanat başlangıç noktasına kadar olan sıcaklık değerleri incelendiğinde fraktal geometrilerde sıcaklığın referans modele kıyasla çok daha hızlı düştüğü görülmektedir. Bu durum fraktal geometrilerde sıcaklıkların daha yüksek olduğu alt-merkez bölgelerin daha etkin kullanıldığını göstermektedir.

Çizgisel incelemelerin ötesinde kesit alanlardaki sıcaklığın kıyaslamasını yapabilmek adına tüm ısı kuyusu modelleri birbirine eşit yükseklikte 5 dilime ayrılarak her kesitteki alan ortalamalı sıcaklık değerleri hesaplatılmıştır. Bu hesaplamaların yapıldığı kesitler Şekil 3.3’de, hesaplanan alan ortalama sıcaklık değerleri ise Şekil 3.4’de gösterilmiştir.

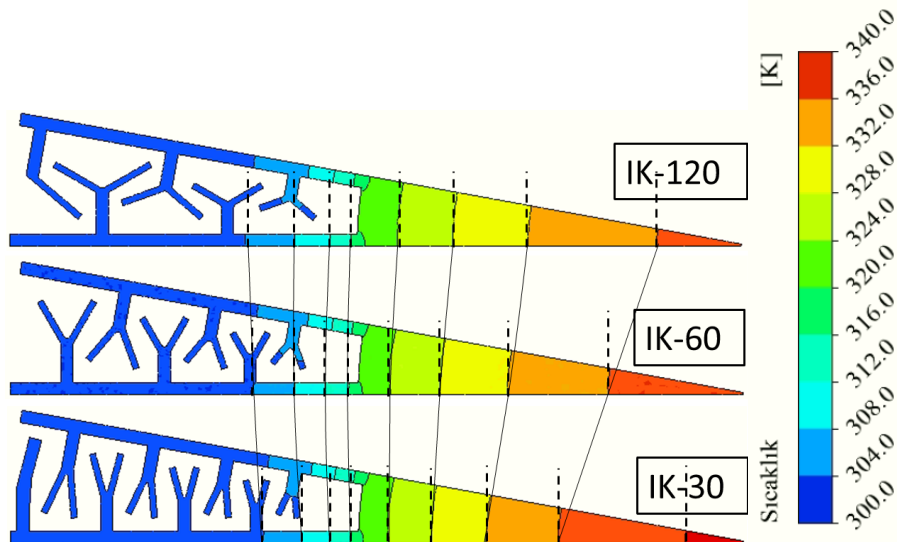


Şekil 3.3 Kesit alan ortalama sıcaklıklarının incelendiği yükseklikler



Şekil 3.4 2.5 m/s Giriş Hızındaki Kesit Alan Ortalama Sıcaklıkları

Şekil 3.4'deki kesit alan ortalama sıcaklık değerleri incelendiğinde tüm fraktal geometrilerde referans modele kıyasla tabanda yaklaşık 10C°'lık bir kazanım elde edildiği görülmektedir. Şekil 3.2'de incelenen çizgisel sıcaklıkların aksine buradaki sıcaklık farkları çok daha fazladır. Yine aynı şekilde fraktal ısı kuyuları kendi aralarında değerlendirildiğinde ise modellerin birbirine oldukça yakın sonuçlar verdiği görülmektedir. Bu durumun kesit alanı referans modele kıyasla oldukça fazla olan fraktal ısı kuyularının uç bölgelerindeki sıcaklıkların düşük olmasından kaynaklandığı düşünülmektedir. Dış bölgede etkin bir şekilde kullanılamayan ancak hala ısı kuyusunun alansal olarak büyük bir kısmını oluşturan dalların sıcaklığının çok daha düşük olması alan ortalamalı kesit sıcaklıklarında farkın daha da açılmasına sebep olmaktadır. Diğer yandan IK-30 ve IK-120 arasındaki bu fark da benzer şekilde IK-30'un kesit alanının IK-120'den daha fazla olmasından kaynaklanmaktadır. Şekil 3.5 incelendiğinde kanatçıkların başladığı merkez radiusundan itibaren tüm modellerde sıcaklıkların hızla düşüp benzerlik gösterdiği anlaşılmaktadır. Ancak silindirik merkez bölgede IK-30 ve IK-60 modellerindeki sıcaklık düşüşü IK-120'ye kıyasla daha hızlıdır. En düşük alan ortalama sıcaklığının IK-30'da elde edilmesinde soğuk bölge kanatçık alanının baskın rol oynadığı düşünülmektedir. Diğer yandan en yüksek alan ortalama sıcaklığının IK-60'ta elde edilmesinde ise IK-120'ye kıyasla merkez sıcaklığının daha yüksek olması ve IK-30'a kıyasla soğuk bölge kanatçık alanının daha dar olmasıyla ilişkilendirilmiştir.



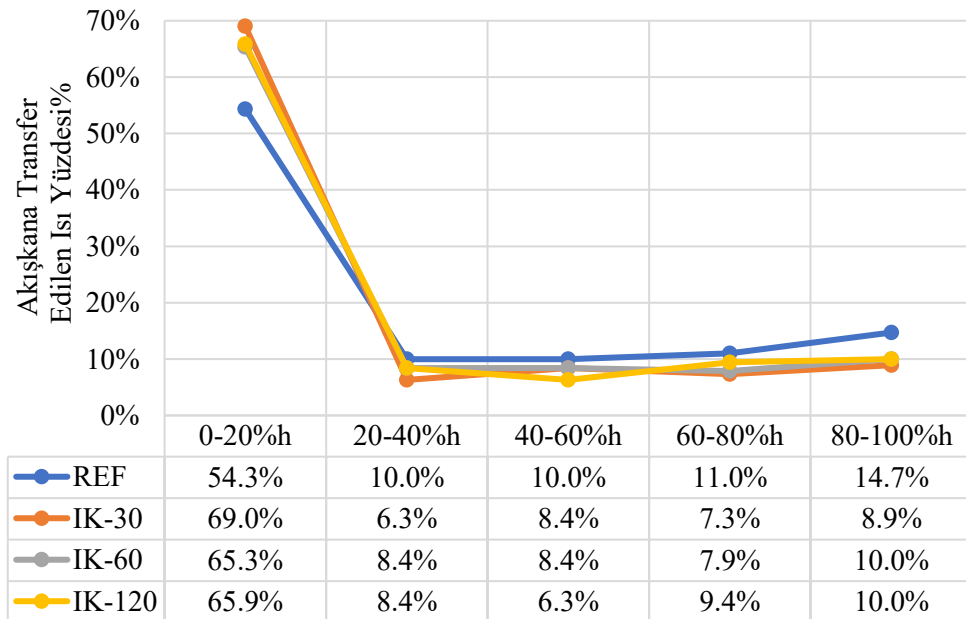
Şekil 3.5 Fraktal modellerde 2.5m/s giriş hızında %0h kesitindeki sıcaklık dağılımı

$V=2,5$ m/s giriş hızında bölgesel sıcaklık incelemelerine ek olarak ısı kuyusu bütününe ilişkin değerler Tablo 3.1’de paylaşılmış olup, tabanda minimum sıcaklıkların IK-120 modelinde elde edildiği görülmektedir.

Tablo 3.1 $V=2.5$ m/s giriş hızında ısı kuyusu bütünü sıcaklık değerleri[$^{\circ}C$]

	REF	IK-30	IK-60	IK-120
R<32mm Z=%0h Maks. Sıc.	65.1	67.4	64.9	63.7
R<32mm Z=%0h Ort. Sıc.	61.1	57.9	56.8	55.9
Hacim. Ort. Sıc.	45.4	41.2	41.4	40.9

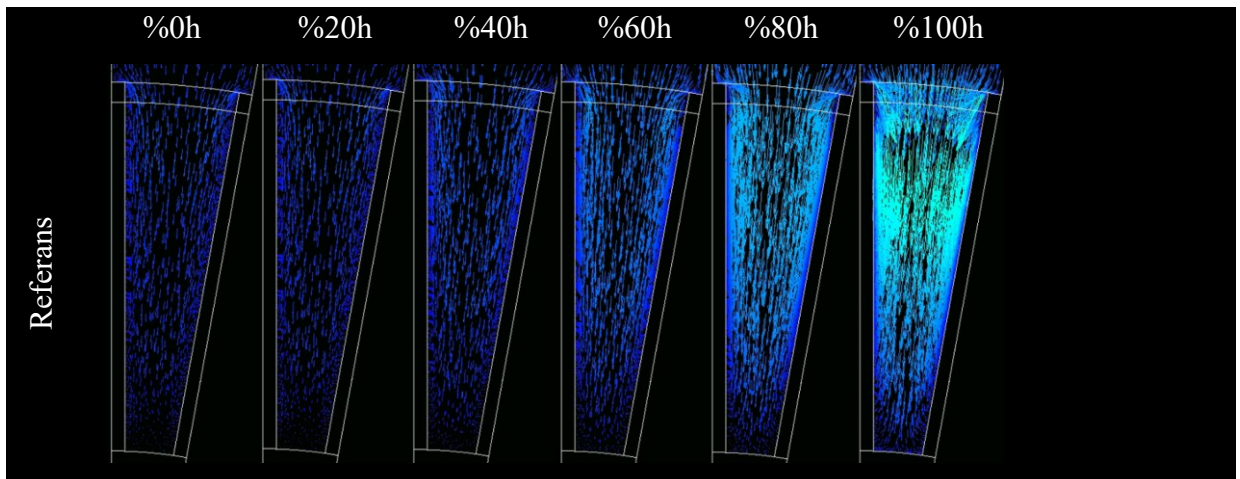
Fraktal ısı kuyularında alt-merkez bölgesi sıcaklığındaki hızlı düşüş, ısıнын büyük bölümünün buradan atıldığına işaret etmektedir. Sıcaklıkların incelendiği yüzdeler dilimler arasında akışkana transfer edilen ısıнын kıyaslanması ve fraktal geometrilerin merkezdeki yüksek etkinliğinin ikinci bir incelemesini gerçekleştirmek için ısı kuyusu üzerindeki kesit alanlarda 0.005mm et kalınlığı boyunca alan ortalamalı sıcaklık farklarından Z yönlü (yükseklik boyunca) ısı akıları hesaplanmış olup sonuçlar Şekil 3.6’de paylaşılmıştır. Dar kesit alanı boyunca elde edilen sıcaklık farklarının çok düşük olması sebebiyle, sonuçlar incelenirken birbirine yakın değerlerde hassasiyet aranmamalı, numerik hataların baskın olabileceği akılda tutularak temel seviyede bir kıyaslama yapılmalıdır.

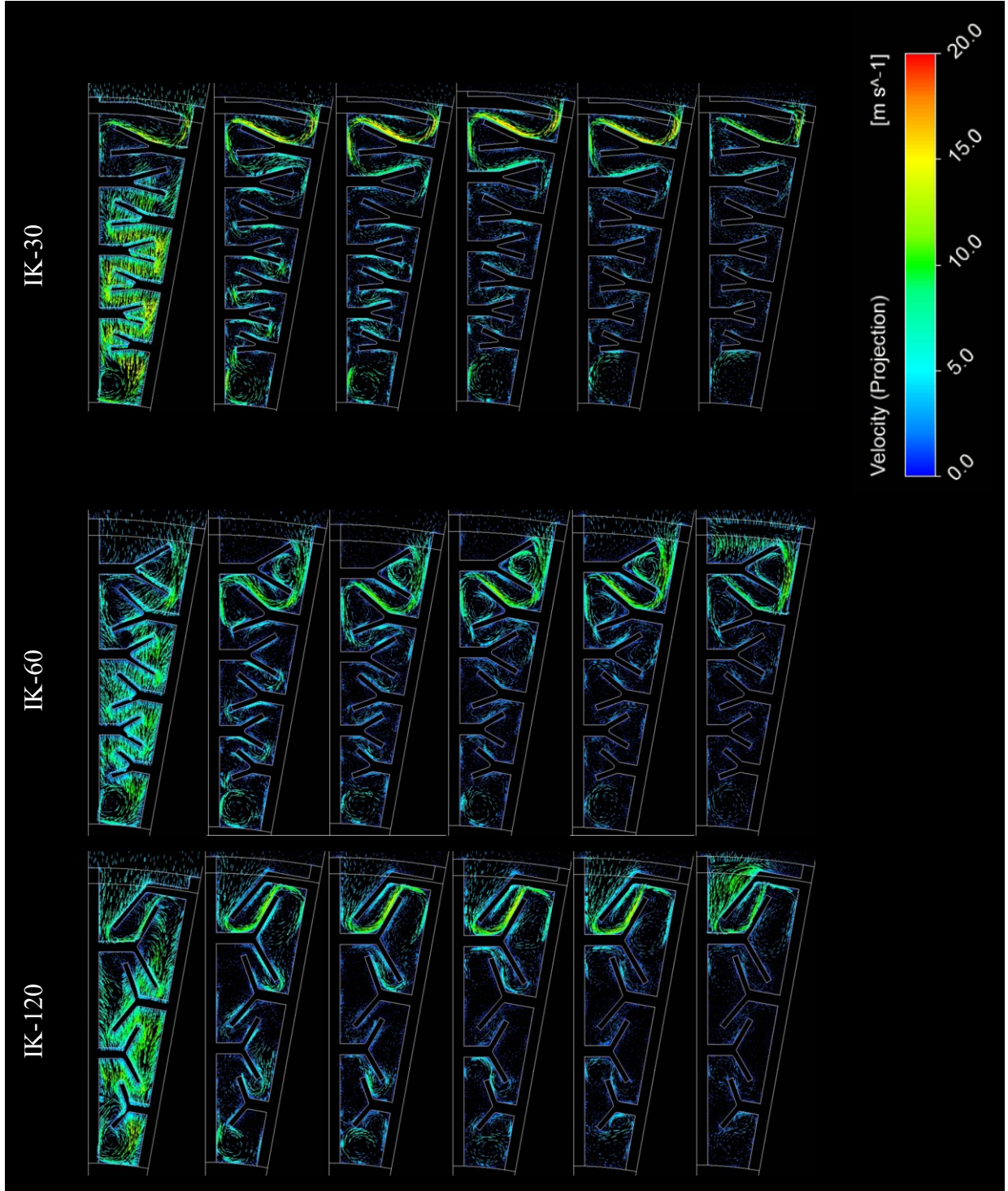


Şekil 3.6 $V=2.5$ m/s hızda %20’lik dilimlerde akışkana transfer edilen ısıнын yüzdeler kıyaslaması

Şekil 3.6 incelendiğinde tüm modellerde ısı'nın %50'den fazlasının ilk %20'lik dilimden akışkana transfer edildiği görülmektedir. En yüksek tavan sıcaklığının elde edildiği referans modelin üst bölgelerinde akışkana transfer edilen ısı oranının görece daha yüksek olması birbirini destekleyen verilerdir. Diğer yandan fraktal geometrilere ilk %20'lik dilimde transfer edilen ısı'nın referans modele kıyasla yaklaşık %15 daha fazla olması, fraktal modellerin alt-merkez bölgesindeki hızlı soğuma davranışını destekler niteliktedir. Dış bölgedeki kanatçık etkinliğinin düşük olmasının yorumlanması akış olgularının detaylı bir şekilde incelenmesini gerektirmektedir.

Şekil 3.7 incelendiğinde referans ısı kuyusunda XY yönlü hızların ısı kuyusu yüksekliği boyunca arttığı, maksimum hızların da akışın fan çerçevesinin altından girdiği uç bölgede elde edildiği görülmektedir. Diğer yandan tüm fraktal geometrilere havanın ısı kuyusu tabanından hızlanarak jet etkisiyle merkeze doğru yönlendiği görülmekte, bu sayede oluşan girdaplarla sıcak bölgenin ısı transferinde etkin bir şekilde kullanıldığı anlaşılmaktadır. Tüm fraktal geometrilere yükseklik arttıkça ısı kuyusu dış çapından içeriye giren havanın etkisiyle bu bölgedeki hızlarda artış olduğu görülmektedir. En yüksek hızlar IK-30 modelinde görülmekle birlikte dar bölgeden yüksek hızla içeriye giren havanın kanatçık uçlarından ayrıldığı, bu nedenle de dış bölgedeki kanatçıkların etkin kullanılmadığı anlaşılmaktadır. Buna karşılık IK-120 modeli incelendiğinde ısı kuyusu ucundaki görece geniş açılı yarım kanatçığın, havanın girişini dolayısıyla merkeze yönelimini kolaylaştırdığı anlaşılmaktadır.

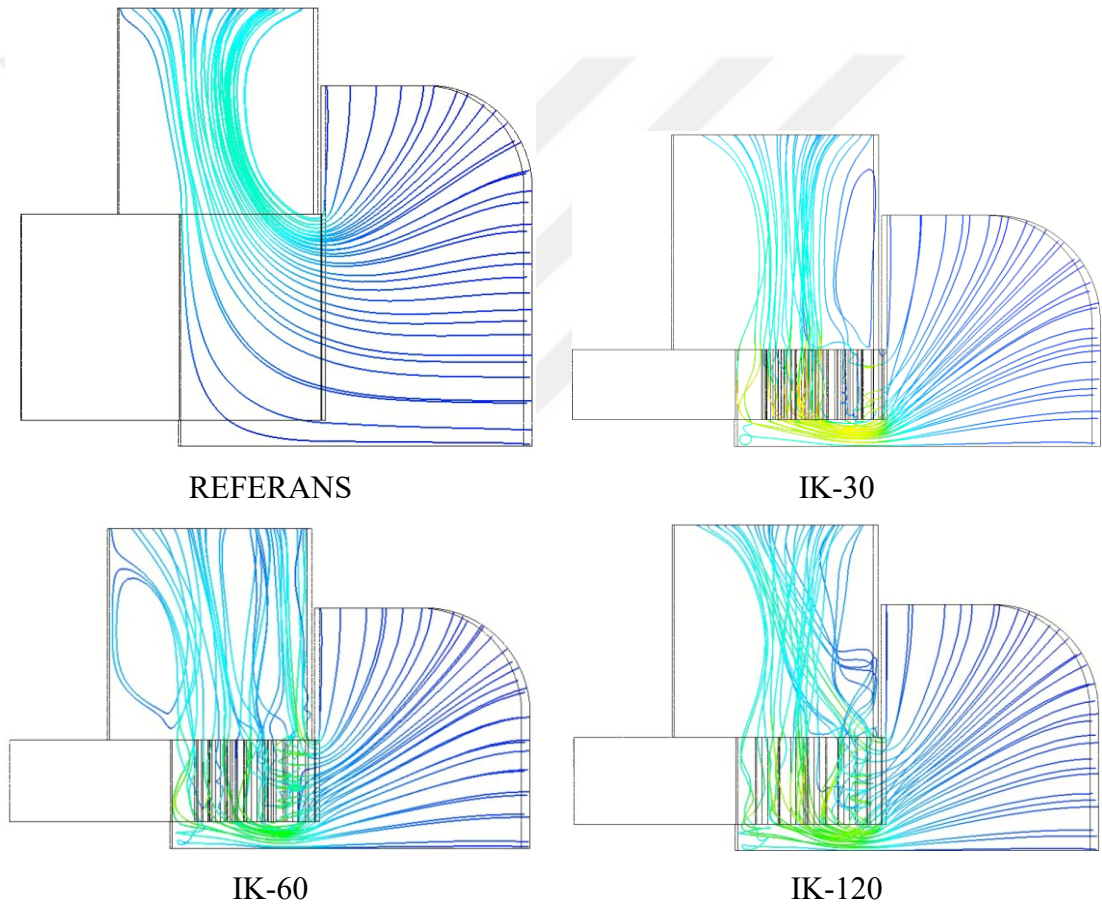




Şekil 3.7 $V=2.5\text{m/s}$ giriş hızında farklı yüksekliklerdeki XY hız vektörleri

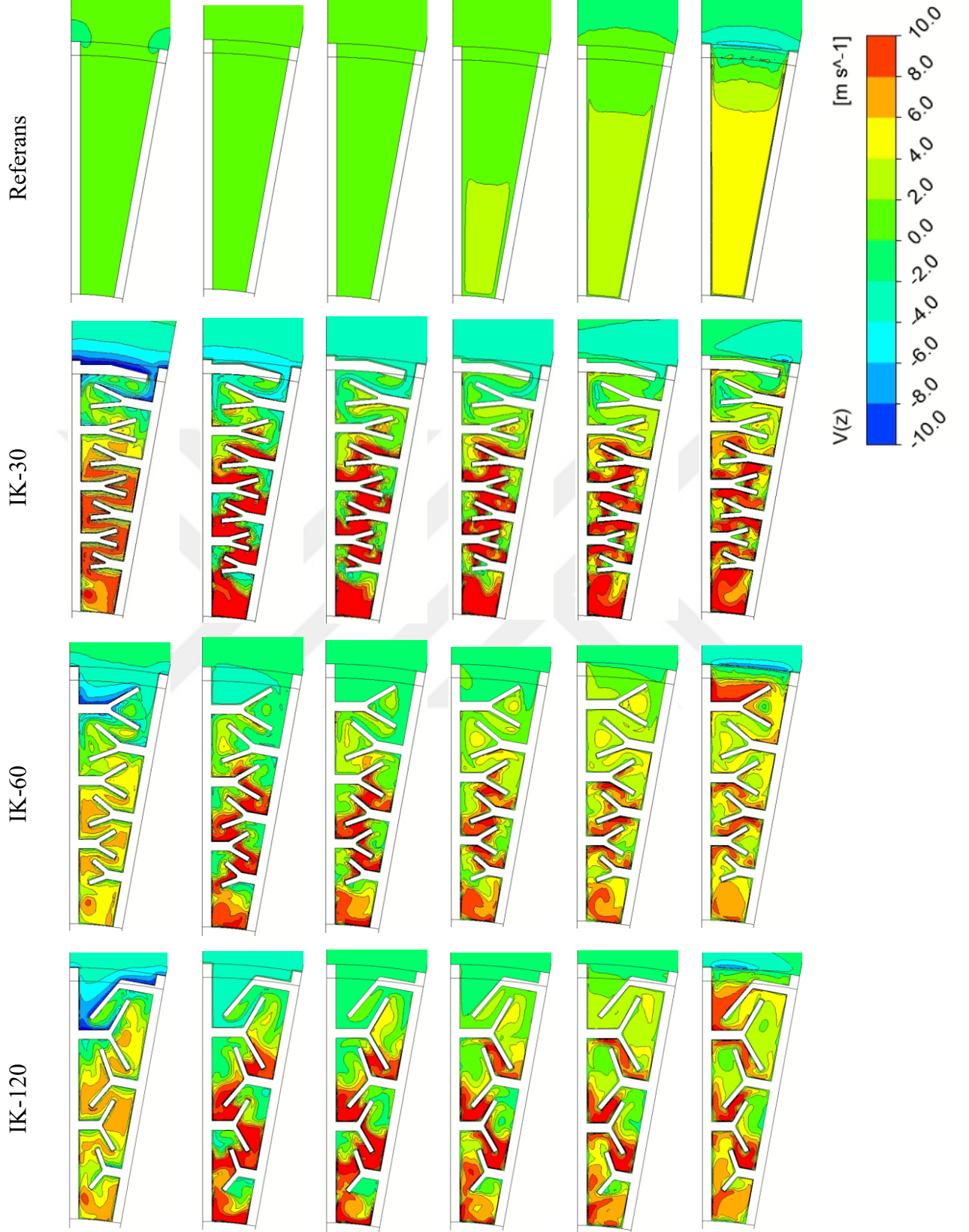
Şekil 3.8'deki hız akım çizgileri ve Şekil 3.9'deki hava çıkış yönündeki hızlar incelendiğinde referans ısı kuyusunda alt-merkez sıcak bölgedeki hızların, fraktal modellere kıyasla oldukça düşük olduğu görülmektedir. Bu durum referans modelin alt kesitlerdeki etkinliğinin daha düşük olmasını açıklamaktadır. Fraktal modeller kıyaslandığında ise dış çaptan ısı kuyusu altına yönelen maksimum hava hızının IK-30

modelinde elde edildiği görülmektedir. IK-30 modelinde dış çaptan havanın gireceği kanal genişliğinin dar olması, komşu kanatçıklar arasındaki bölgenin etkin kullanılamaması ve sayıca kanatçık sayısının fazla olması, merkeze yönelen havanın büyük bir dirençle karşılaşp ısı kuyusu altına yönelmesine sebep olmaktadır. IK-30 modelinde en alt kesitteki XY ve dış çaptan ısı kuyusu altına yönelen akış hızının görece fazla olması bu tezi desteklemektedir. Yine Z yönlü hızlar incelendiğinde de akışın, kanatçıkların birbirine yaklaştığı dar bölgelerde hızlandığı anlaşılmaktadır. En yüksek hızlar, akış alanının daha dar olması sebebiyle beklenildiği üzere IK-30 modelinde elde edilmiştir.



Şekil 3.8 $V=2.5\text{m/s}$ giriş hızında 0-20m/s aralığındaki hız akım çizgileri

%0h %20h %40h %60h %80h %100h

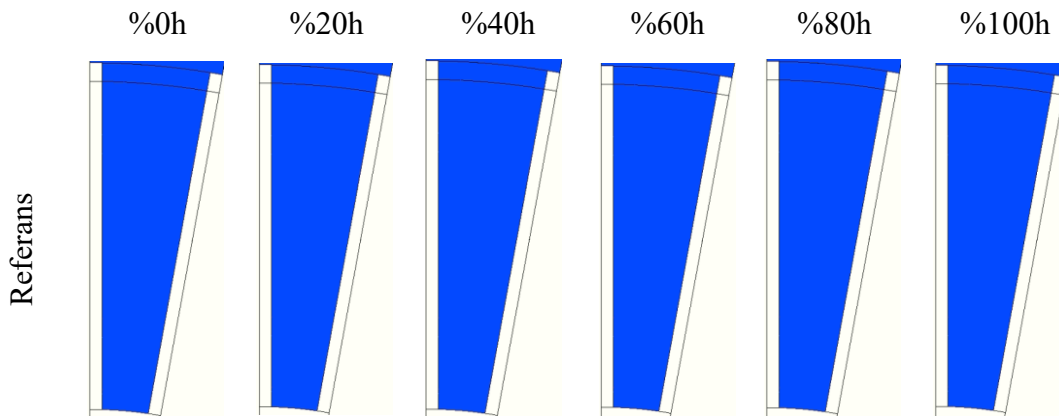


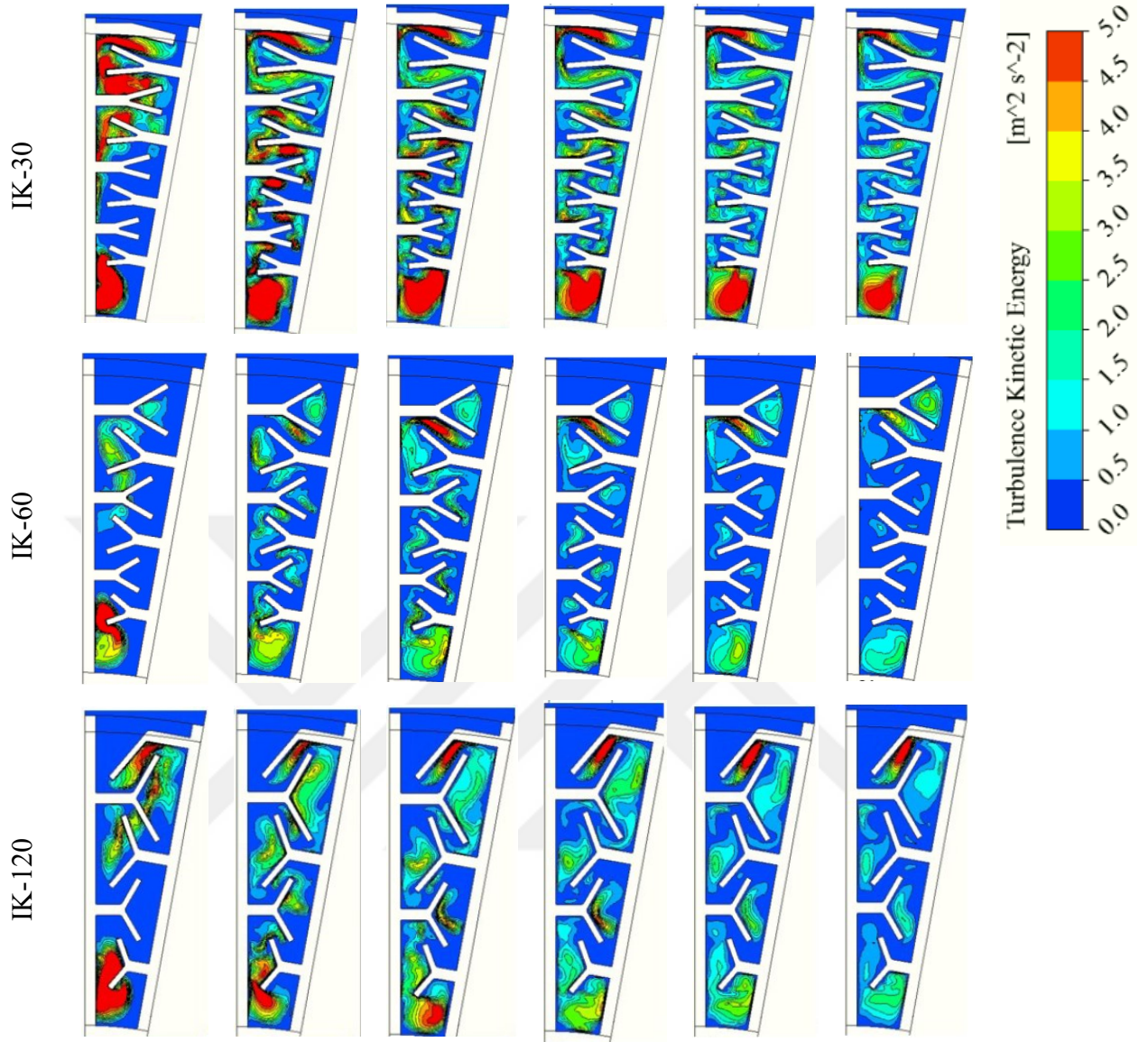
Şekil 3.9 $V=2.5\text{m/s}$ giriş hızında farklı yüksekliklerde hava çıkış yönündeki(+z) hızlar

Şekil 3.10'deki türbülans kinetik enerjileri incelendiğinde fraktal geometrilere kıyasla referans modeldeki türbülans yoğunluğunun, hızın yüksek olduğu üst kesitlerde

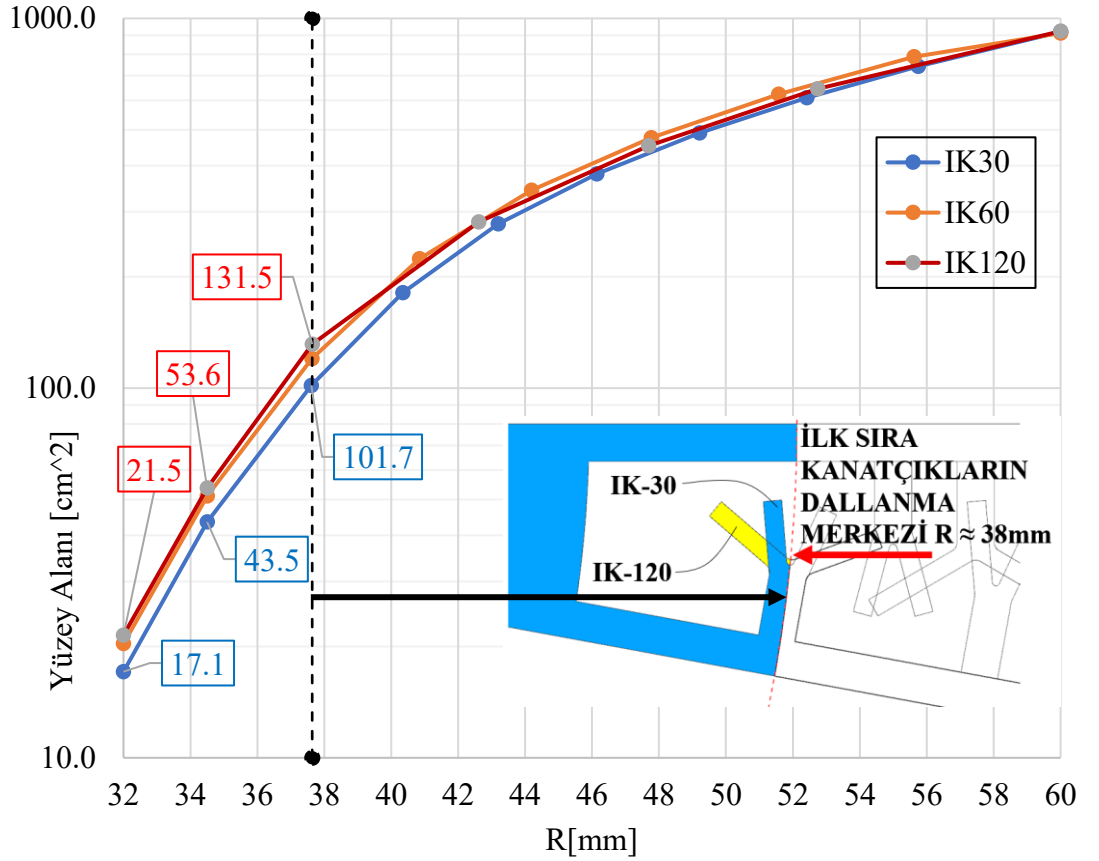
dahi çok düşük olduğu anlaşılmaktadır. Diğer yandan fraktal ısı kuyusu geometrilerinde merkez silindire yakın ve bu bölgeye komşu kanatçıklar etrafında türbülans enerji yoğunluğunun görece daha fazla olduğu anlaşılmaktadır. Bu durum yine fraktal geometrilerde sıcak bölgedeki akış etkinliğinin yüksek olması sebebiyle akışkana transfer edilen ısı enerjisi oranının fazla olmasını açıklamaktadır. IK-30 ve IK-60 modelleri incelendiğinde birbirine bağlı dallar arasındaki türbülans yoğunluğunun IK-120'ye kıyasla daha düşük olduğu görülmektedir. Dar açılı kanatçıklar arasına akışın yönlenelememesi, sıcak bölgedeki kanatçıkların bu ısı kuyularında etkin kullanılamadığını göstermektedir. IK-120 modelinde kanatçıklar arasındaki açının daha geniş olmasıyla dallar arasında kalan bölge diğer fraktal modellere kıyasla daha etkin kullanılmıştır.

Fraktal ısı kuyuları minimum akış kanal genişliği tüm modellerde aynı olacak şekilde aynı noktadan başlayarak dallandırılarak tasarlanmıştır. Ancak akışın tüm fraktal modellerde merkeze doğru büyük bir hızla yönlenecek oluşu sıcak bölgeye yakın ilk sıra kanatçıkların ısı kuyusu performansında daha belirleyici olmasına sebep olmaktadır. Sıcak bölgeye yakın kanatçıkların etkinliğini daha iyi anlamak için fraktal modellerin radyal yöne bağlı yüzey alan değerleri Şekil 3.11'de paylaşılmıştır. Şekil 3.6'da belirtildiği üzere ısıнын %70'nin transfer edildiği etkin ısı kuyusu bölgesinde, kanatçıklar arasındaki açının artmasıyla soğuk havayla temas halindeki sıcak ısı kuyusu yüzey alanı artmaktadır. Merkeze yakın bölgedeki bu geometrik farklılık, IK-120 modelinin ilk sıra kanatçıklarının havayla temas eden yüzey alanının IK-30'dan yaklaşık %30 daha fazla olmasını sağlamıştır.





Şekil 3.10 $V=2.5\text{m/s}$ giriş hızında farklı yüksekliklerdeki türbülans kinetik enerji dağılımı



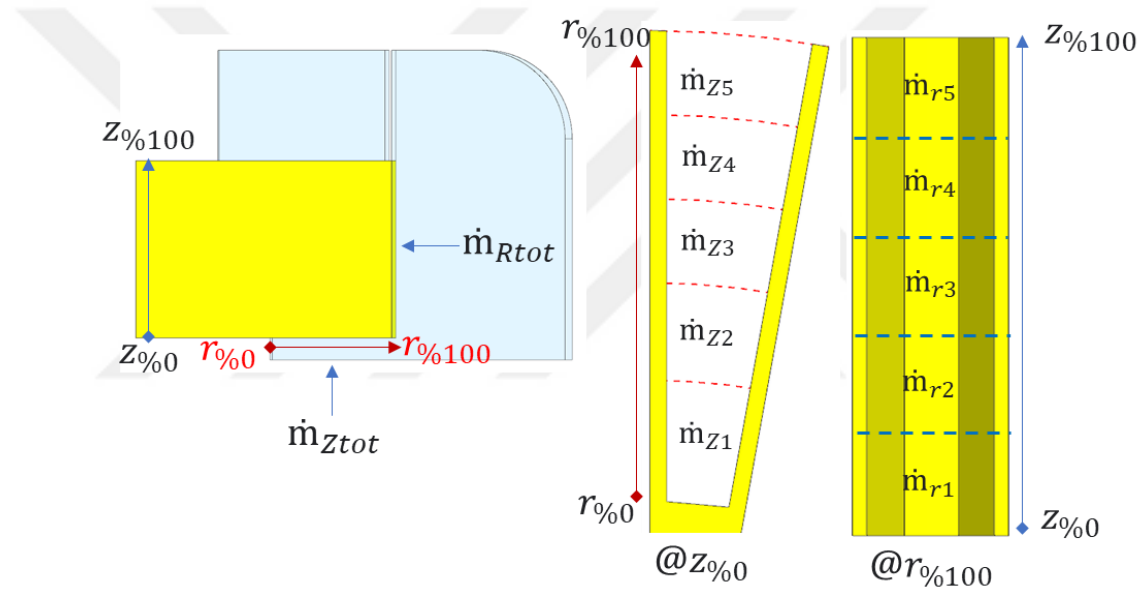
Şekil 3.11 Fraktal modellerde radyal yöne bağlı yüzey alanı değişimi

Fraktal ısı kuyularında daralan ve sayıları artan kanatçıklar sebebiyle basınç kayıpları referans modele kıyasla daha fazla olup bu da emiş yönlü hızların artmasına sebep olmaktadır. Yine havanın radyal yönde giriş yaptığı bölgede kanatçık geometrisinin akışın gelişiminde önemli rol oynadığı anlaşılmaktadır. Bu kapsamda ısı kuyularına hem alttan hem de radyal yönden giren hava debilerini bölgesel olarak incelemek üzere $Z=0\text{mm}$ ve $R=60\text{mm}$ 'deki akış giriş yüzeyleri Şekil 3.12'de gösterildiği gibi 5 eşit alana bölünmüş, bu bölgelerden ısı kuyusuna giriş yapan yüzdesel hava debileri Tablo 3.2 ve

Tablo 3.3'de paylaşılmıştır. Tablo 3.2 incelendiğinde, fraktal ısı kuyularına alttan giren hava debisinin referans modele kıyasla 8-12 kat daha fazla olduğu anlaşılmaktadır. Tüm ısı kuyularında sıcaklığın çok daha yüksek olduğu %20'lik dilime karşılık gelen m_{z1} bölgesine giriş yapan soğuk hava debisi fraktal modellerde %20-30 seviyelerindeyken, referans modelde bu değer %1'in altında kalmıştır. Merkeze yakın bölgeden geçen hava debilerindeki bu farklılık, ısı girdisinin olduğu yüzeye yakın silindirik bölgeden soğuk akışkana transfer edilen ısı yüzdenin fraktal modellerde daha fazla oluşunu desteklemektedir. Tablo 3.2'de fraktal modellerin $z4$ ve $z5$ bölgelerinde

debinin negatif değere sahip olduğu görülmektedir. Bu durum fraktal geometrilere radyal yönde giriş yapan havanın, ısı kuyusu altına girmeye çalışan havanın z4 ve z5 bölgelerinde ayrılması sonucu bu bölgede oluşturduğu düşük basınçlı bölgeye yönlendirmesinden kaynaklanmaktadır.

Tablo 3.3 incelendiğinde, referans modele radyal yönden giren hava debisinin yükseklik boyunca arttığı görülmektedir. Fraktal modellerde ise dallanma açısı arttıkça radyal yönden havanın girişinin kolaylaştığı ve merkezden uzak kanatçıkların da etkin kullanıldığı daha dengeli bir akış davranışının elde edildiği anlaşılmıştır.



Şekil 3.12 $V=2.5\text{m/s}$ giriş hızına ısı kuyusuna giren hava debisinin incelendiği bölgeler

Tablo 3.2 $V=2.5\text{m/s}$ giriş hızında ısı kuyularına tabandan giren debi yüzdeleri

	$\dot{m}_{z1}$	$\dot{m}_{z2}$	$\dot{m}_{z3}$	$\dot{m}_{z4}$	$\dot{m}_{z5}$	$\dot{m}_{ztot}$
REF	0.9%	1.7%	1.9%	1.5%	0.7%	6.7%
IK-30	31.6%	26.5%	22.1%	7.2%	-15.3%	72.1%
IK-60	22.3%	19.9%	17.1%	-0.7%	-19.8%	38.7%
IK120	20.6%	23.6%	19.7%	3.2%	-18.4%	48.7%

Tablo 3.3 $V=2.5\text{m/s}$ giriş hızında ısı kuyularına dış çaptan giren debi yüzdeleri

	$\dot{m}_{r1}$	$\dot{m}_{r2}$	$\dot{m}_{r3}$	$\dot{m}_{r4}$	$\dot{m}_{r5}$	$\dot{m}_{Rtot}$
REF	8.6%	10.7%	14.7%	22.2%	37.1%	93.3%
IK-30	8.5%	5.1%	4.6%	4.5%	5.2%	27.9%

IK-60	12.5%	9.2%	19.5%	11.3%	8.8%	61.3%
IK120	12.7%	8.2%	7.4%	8.8%	14.2%	51.3%

Denklem (23)'de paylaşıldığı üzere, kayma gerilmesinin doğrudan akışkanın viskozitesine, ana akım hızına ve sınır tabaka kalınlığına bağlı olduğu anlaşılmaktadır. İncelenen modellerde ortaya çıkan sıcaklık farkının viskozitede büyük bir değişikliğe sebep olmayacağı kabulüyle, duvarda hesaplanan kayma gerilmesinde türbülans yoğunluğunun ve ana akım hız büyüklüğünün daha baskın olduğu söylenebilir. Bu kapsamda kayma gerilmesi ve türbülans yoğunluğu arasındaki ilişkiyi kullanarak bölgesel olarak ısı transfer etkinliğini kıyaslamak üzere tüm modellerde kayma gerilmeleri hesaplanmış ve görseller Şekil 3.13'de paylaşılmıştır.

$$\tau_w = \mu \left. \frac{\partial u}{\partial y} \right|_{y=0} \quad (23)$$

Fraktal modellerin tümünde gerilmeler referans modelin oldukça üstünde olup en yüksek değerler ısı kuyusu alt yüzeyinde, merkeze yakın kanatçıkların alt bölgelerinde elde edilmiştir. En yüksek kayma gerilmesi büyüklüğü ana akım hızının görece daha yüksek olmasının da etkisiyle IK-30 modelinde elde edilmiştir.

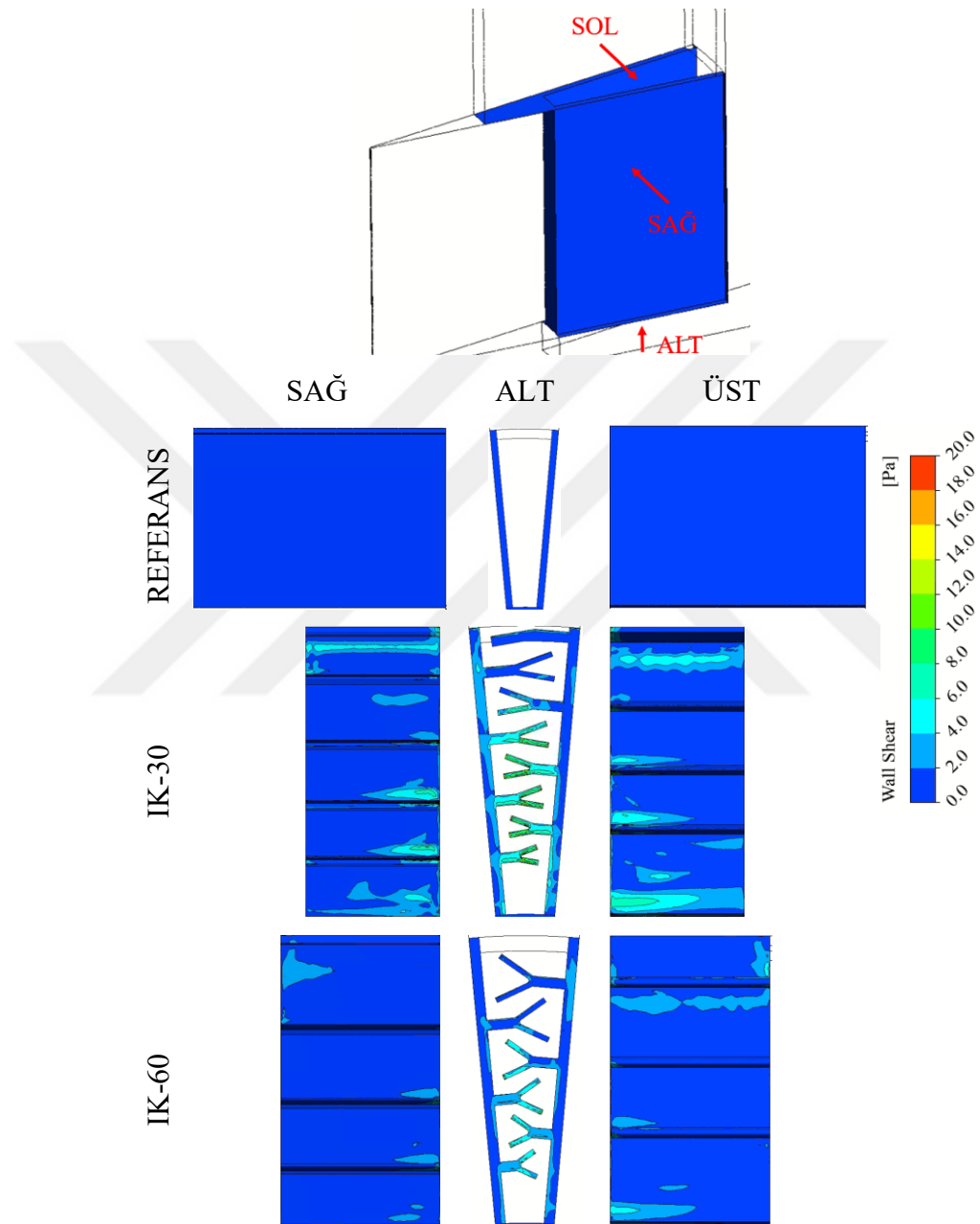
Fraktal ısı kuyularında ısı transfer yüzey alanını sabit tutmak için daralan dallanma açısıyla birlikte yükseklikler düşürülmüş, bu durum kanatçıklar arasındaki akış hacminin giderek daralmasına ve akış yollarının karmaşılaşmasına sebep olmuştur. **Tablo 3.4'**deki basınç kayıpları incelendiğinde, küçülen dallanma açısıyla birlikte geometrinin akışa daha fazla direnç gösterdiği ve aynı hava debisini yakalayabilmek için ihtiyaç duyulan basınç kaybının arttığı görülmektedir. Denklem (24)'de aktarıldığı üzere soğutma sisteminde ihtiyaç duyulacak fanın güç tüketiminin basınç farkıyla doğru orantılı olarak arttığı, en düşük taban sıcaklığının elde edildiği IK-120 modelinde çözümlenen ısı transfer performansının elde edilebilmesi için, referans modelde kullanılan fandan 5 kat daha güçlü bir fana ihtiyaç olacağı anlaşılmaktadır.

$$P_{fan}[Watt] = Q \left[\frac{m^3}{s} \right] * dP[Pa] \quad (24)$$

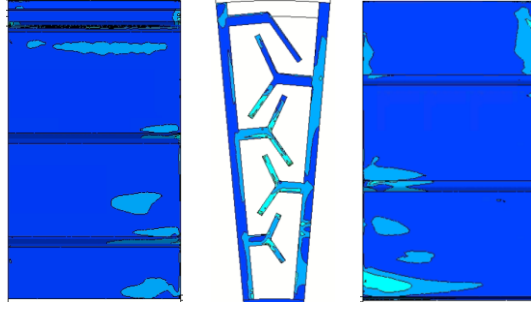
Tablo 3.4 $V=2.5m/s$ giriş hızında $1/35$ 'lik dilimdeki basınç kayıpları

Model	dP [Pa]
-------	---------

REF	18.12
IK-60	84.54
IK-120	101.62
IK-30	163.73



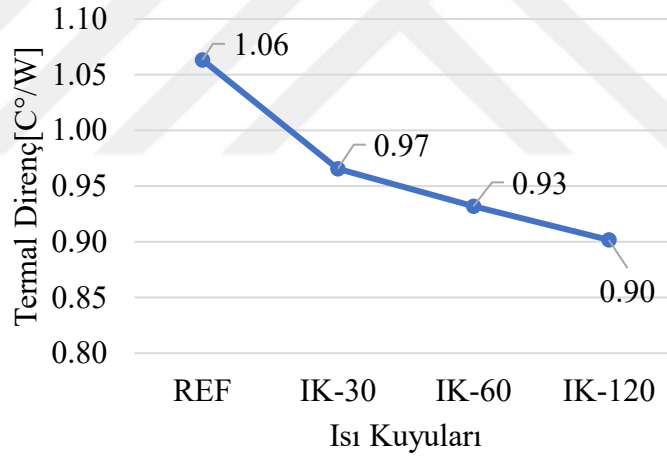
IK-120



Şekil 3.13 $V=2.5m/s$ giriş hızında yüzeydeki kayma gerilmeleri

$$R_{th} = \frac{T_{ORT. IK} - T_{hava}}{Q_{in}} = \frac{T_{ORT. IK} - 300K}{32W} \quad (25)$$

2.5m/s hava giriş hızında yapılan HAD analizlerinde 32W ısı girdisinin tanımlandığı taban bölgesindeki ortalama sıcaklıklar referans alınarak (25) nolu formülle tüm ısı kuyularının termal direnci hesaplanmış ve sonuçlar Şekil 3.14’de paylaşılmıştır. En düşük termal direnç, referans modele kıyasla %15 iyileşmenin görüldüğü IK-120 modelinde elde edilmiştir.



Şekil 3.14 $V=2.5m/s$ giriş hızında ısı kuyularının termal direnç değerleri

3.2. Malzeme seçiminin etkisi

Geometrik etkilerin incelenebilmesine yönelik Inconel-625 malzemeyle gerçekleştirilen HAD analizlerinde düşük taban sıcaklığı, termal direnci ve basınç kayıplarıyla diğer fraktal modellere kıyasla daha avantajlı sonuçların elde edildiği IK-120 modelinin pratik uygulamalardaki performansını inceleyebilmek adına alüminyum malzeme tanımlamasıyla ikincil HAD analizleri koşturulmuş ve sonuçlar Tablo 3.5’te kıyaslanmıştır. Alüminyumun termal iletkenliğinin Inconel-625’ten yaklaşık 20 kat fazla olması sebebiyle ısı tabandan daha hızlı uzaklaştırılmış ve sıcaklıklarda ciddi bir düşüş

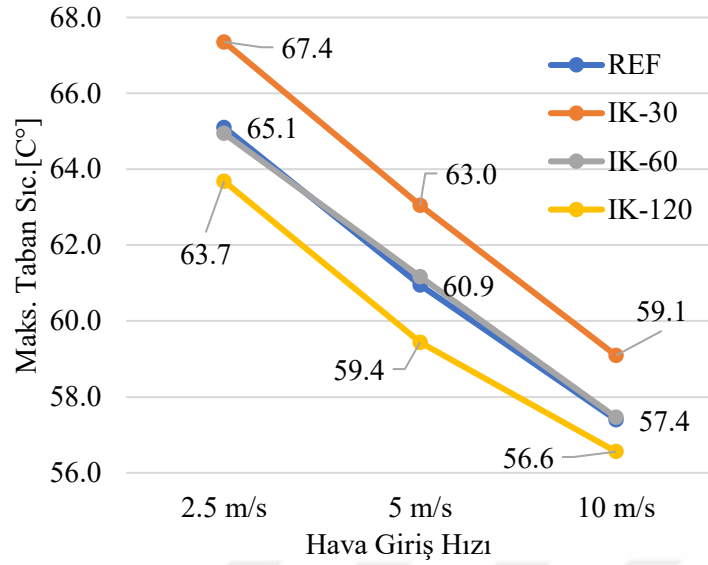
gözlenmiştir. Yapılan kıyaslamayla birlikte malzemeden bağımsız olarak IK-120 modelinde sıcaklıkların daha düşük olduğu, hacimsel ve taban ortalama sıcaklıkları arasındaki yaklaşık 6°C'lik farkın korunduğu görülmüştür. Düşen taban ortalama sıcaklıklarıyla birlikte sabit hava giriş sıcaklığı arasındaki farkın azalmasıyla termal dirençlerde yaklaşık 0.75[°C/W]'lık bir düşüş gerçekleşmiştir.

Tablo 3.5 Isı kuyusu malzemesinin performansa etkisinin kıyaslanması

	Aluminyum		Inconel-625	
	REF	IK-120	REF	IK-120
Maks. Sıc. [C°]	38.0	32.4	65.1	63.7
Taban Ort. Sıc[C°]	37.8	32.0	61.1	55.9
Hacimsel. Ort. Sıc[C°]	36.9	30.9	45.4	40.9
Termal Direnç[C°/W]	0.34	0.16	1.06	0.90

3.3. Hız Etkilerinin İncelenmesi

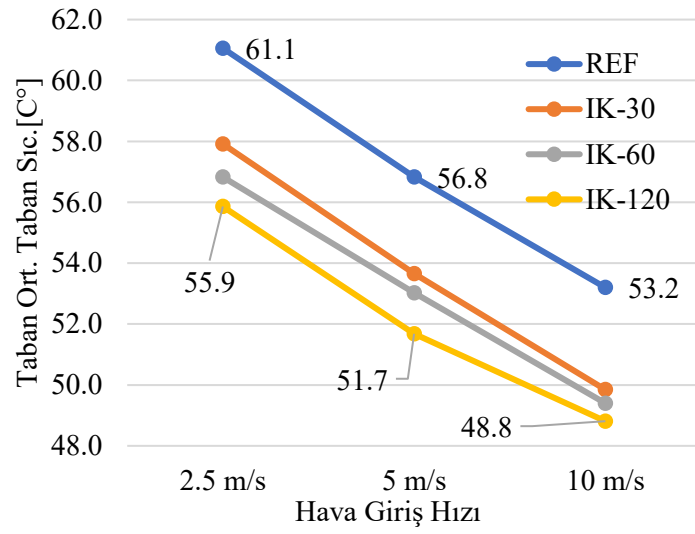
Isı kuyuları vasıtasıyla sıcaklıkları düşürülmeye çalışılan elektronik sistemler, artan çalışma frekanslarıyla daha fazla atık ısı üretmektedirler. Sıcaklarının kontrol altında tutulabilmesi için fana verilen gücün değiştirilmesiyle uygun hava akış hız değerleri elde edilir. Ancak artan hava hızıyla sıcaklıklardaki düşüş arasında doğrusal bir ilişki olmadığından ısı kuyularının artan akış hızına vereceği tepkinin incelenmesi hem sistemin optimum çalışma noktasının bulunması hem de uygun fanın tespiti için kritiktir. Bu kapsamda önceki bölümde incelenen 2.5m/s giriş hızına ek olarak 5m/s ve 10m/s giriş hızlarında HAD analizleri gerçekleştirilmiş ve performansları kıyaslanmıştır.



Şekil 3.15 Artan hava hızlarında ısı kuyusu tabanındaki maksimum sıcaklıklar

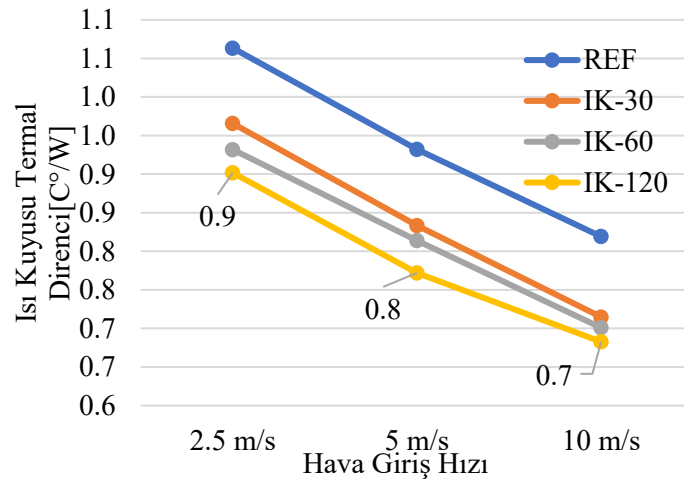
Şekil 3.15 incelendiğinde artan hızlarda en düşük taban maksimum sıcaklığının yine IK-120 modelinde elde edildiği görülmektedir. Referans ve IK-120 taban maksimum sıcaklıkları arasındaki fark başlangıçta 2.4°C iken, 5m/s giriş hızında bu fark 1.5°C 'ye, 10m/s giriş hızında 0.8°C 'ye düşmüştür. Artan akış hızıyla referans ve IK-120 modeli arasındaki sıcaklık farkının düşmesi, IK-120 modelinin düşük hava hızlarında daha avantajlı olduğunu göstermektedir. Fraktal geometrilerin avantajları düşük akış hızlarında daha net olarak ortaya çıkmaktadır.

Isı kuyularında ısı girdisinin tanımlandığı dairesel alandaki ortalama sıcaklık değerlerinin paylaşıldığı Şekil 3.16 incelendiğinde maksimum sıcaklıklardaki eğilimin değiştiği anlaşılmaktadır. IK-30 modelinin merkezindeki yüksek sıcaklıkların silindir dış yüzeyine varana kadar hızla düşüyor olması alan ortalama sıcaklığının referans modelden daha düşük olmasını sağlamış ve en yüksek alan ortalama sıcaklıkları bu sebeple referans modelde elde edilmiştir. Diğer yandan en düşük sıcaklıklar yine IK-120 modelinde elde edilmiş olup referans model ile arasındaki sıcaklık farkında artan akış hızlarıyla birlikte yine düşüş gözlenmiştir.



Şekil 3.16 Artan hava giriş hızlarında ısı kuyusu taban ortalama sıcaklıkları

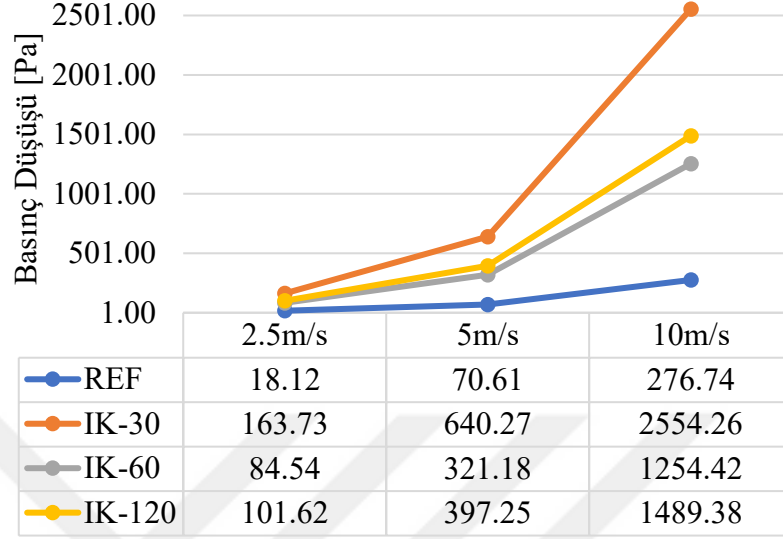
Şekil 3.16’de paylaşılan sıcaklıklar referans alınarak termal direnç değerleri hesaplanmış ve sonuçlar Şekil 3.17’de paylaşılmıştır. Termal direnç hesaplamasında kullanılan toplam ısı girdisi ve hava giriş sıcaklıklarının sabit olması sebebiyle aynı eğilim yakalanmış, en düşük termal direnç IK-120 modelinde elde edilmiştir. IK-120 modelinde artan hava hızlarıyla sırasıyla %14,4’lük ve %24,3’lük iyileşme sağlanmıştır.



Şekil 3.17 Artan hava giriş hızlarında ısı kuyusu termal dirençleri

Şekil 3.18’de paylaşıldığı üzere fraktal modellerdeki basınç kayıpları karmaşık geometrisi ve akış yollarından dolayı referans modelin çok üstündedir. Basınç ile hava

giriş hızının karesi arasındaki doğrusal ilişki sonuçlara yansımış, hava hızındaki %100 artışla birlikte tüm modellerde basınç kayıpları yaklaşık 4 kat yükselmiştir.



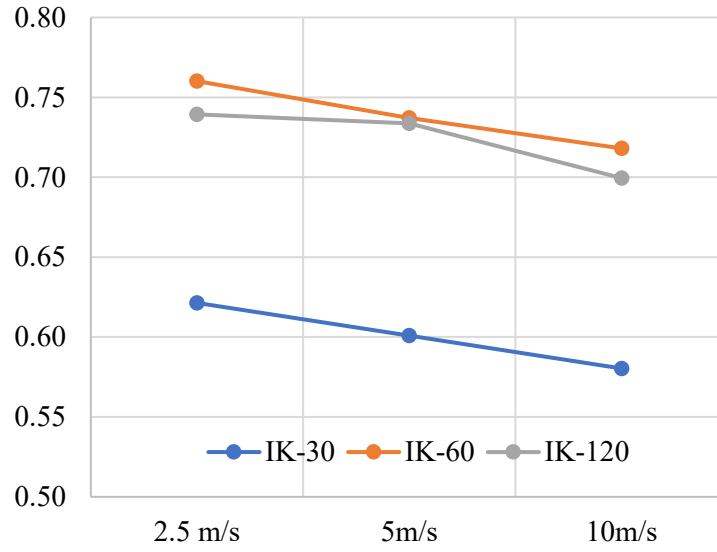
Şekil 3.18 Artan hava giriş hızlarında basınç kayıpları

Fraktal modellerin tümünde ısı kuyusu ortalama sıcaklıklarında düşüş sağlansa da basınç kayıplarında da önemli artışlar gözlenmiştir. Bu durum da öngörülen termal performansın sağlanabilmesi için daha güçlü fanların kullanımını zorunlu hale getirmektedir. Bu kapsamda ısı kuyularının termal performanslarının basınç kayıplarıyla ilişkilendirildiği kıyaslamalı bir performans faktörüne ihtiyaç bulunmaktadır.

$$Nu = \frac{h * D_h}{k}; k, D_h = \text{sabit}; Nu \sim h \quad (26)$$

$$h = \frac{q}{T_{hs} - T_{hava}}; q = \text{sabit}; Nu \sim h \sim 1/\Delta T \quad (27)$$

$$\eta = \frac{Nu_{fr}/Nu_{ref}}{(\Delta p_{fr}/\Delta p_{ref})^{\frac{1}{3}}} \sim \frac{\Delta T_{ref}/\Delta T_{fr}}{(\Delta p_{fr}/\Delta p_{ref})^{\frac{1}{3}}} \quad (28)$$



Şekil 3.19 Farklı akış hızlarında fraktal ısı kuyularının performans faktörü değişimi

(28) numaralı denklemde aktarılan termal performans faktörü denklemi kullanılarak fraktal modellerde hesaplanan basınç kaybı ve sıcaklık farkı değerleri referans ısı kuyusuyla tüm hızlarda kıyaslanmış ve sonuçlar Şekil 3.19'da paylaşılmıştır. Tüm fraktal modellerde basınç kayıplarındaki artış termal kazanımları baskılamış, performans faktörü 1'in altında kalmıştır. Yine aynı grafikten fraktal model performanslarının akış hızının artmasıyla düşüş eğilimi gösterdiği anlaşılmaktadır.

3.4. Değerlendirme ve Gelecek Çalışmalar

2.5m/s giriş hızında tüm ısı kuyusu modellerinde detaylı geometrik incelemeler gerçekleştirilmiş ve elde edilen sıcaklık, termal direnç, basınç düşüşü gibi performans göstergeleri temellendirilmeye çalışılmıştır. Devamında ısı kuyularının geometriden bağımsız olarak artan hava giriş hızlarına verdiği tepkiler incelenmiştir. Bu kapsamda çalışmadan elde edilen sonuçlar aşağıda özetlenmiştir.

3.4.1. Fraktal ısı kuyusu geometrilerinin tümünde taban ortalama sıcaklıklarında referans modele kıyasla düşüş gözlenmiştir.

3.4.2. En düşük taban sıcaklığı yaklaşık 5C°'lık düşüşle IK-120 modelinde elde edilmiştir.

3.4.3. En düşük sıcaklığın elde edildiği IK-120 modeli geometrisiyle referans modele kıyasla yükseklikte %60, ağırlıkta da %50'lik bir kazanç elde edilmiştir.

3.4.4. Tabanda en yüksek sıcaklık IK-30 modelinde elde edilirken, sıcak silindirik bölgedeki yüksek türbülans etkinliği sayesinde tabandaki en yüksek sıcaklık düşüş hızı yine bu modelde elde edilmiştir. Taban sıcaklığındaki bu hızlı düşüş ortalama sıcaklıklara da yansımış, en yüksek taban ortalama sıcaklığı yine referans modelde görülmüştür.

3.4.5. En düşük taban sıcaklığının elde edildiği IK-120 modeliyle, referans modele kıyasla termal dirençte %15'lik bir düşüş elde edilmiştir.

3.4.6. Fraktal ısı kuyularının dallarının yarattığı karmaşık akış yolları referans modele kıyasla basınç kayıplarında 5-9 kat arası bir artışla sonuçlanmıştır.

3.4.7. Fraktal modellerin dallandırılmış karmaşık tasarımı özellikle radyal yönde içeri giren havaya direnç göstererek akışın ısı kuyusu altına yönlenmesine neden olmuştur. Özellikle radyal yönde havanın giriş yapacağı kanalın darlığı ve düşük dallanma sebebiyle IK-30 modelinde akışın %70'inden fazlası ısı kuyusu altına yönlendirilmiştir. Bu kapsamda dalların akışta jet etkisi yaratarak soğuk havanın doğrudan merkezi sıcak bölgeye yönlenmesine sebep olduğu, bu sebeple bölgede artan hız ve türbülans yoğunluğuyla ısıнын büyük oranda bu yüzeylerden uzaklaştırıldığı anlaşılmıştır.

Neticede fraktal geometrilerin:

- kanatçık açıklıklarının,
- havanın radyal yönde giriş yaparken karşılaştığı kanatçık yöneliminin,
- havanın radyal yönde ısı kuyusuna girdiği kanal genişliğinin,
- merkeze yakın bölgedeki ilk sıra kanatçık açıklığının ve konumunun ısı transfer performansında belirleyici rol oynadığı, akış davranışını bütünüyle değiştirdiği anlaşılmıştır.

3.4.8. IK-30 ve IK-60 fraktal modellerinin görece düşük dallanma açısı, merkeze yönlenen yüksek hızlı havanın bu dallar ardından ayrılarak ısı kuyusunu terketmesine dolayısıyla ısı transferinde etkin kullanamamasına neden olmuştur. Diğer yandan IK-120 modelinde dallar 120° açıyla birbirine bağlanmış 3 kanatçık gibi davranmış ve 3 kanatçık yüzeyi de etkin bir şekilde kullanılmıştır. Tüm fraktal geometrilerde ilk sıra kanatçıkların aynı radyustan genişlemesi sebebiyle görece yüksek dallanma açısı sayesinde IK-120 modelinin soğuk havayla temas

eden alanının fazla olması, ısı transferinde etkin kullanılan merkez sıcak bölgede IK-120'yi daha avantajlı konuma getirmiştir.

3.4.9. Düşük akış hızlarında fraktal modellerin daha iyi performans gösterdiği anlaşılmıştır. Bu durumun düşük hızlarda merkezden uzak bölgelerdeki kanatçıkların da etkin kullanılmasıyla sağlandığı düşünülmektedir.

3.4.10. Geometrik etkilerin baskın olması amacıyla Inconel-625 malzemeye gerçekleştirilen HAD analizleri, referans ve IK-120 modeli için alüminyum malzemeye tekrar çözülmüş ve ısı transfer performansında benzer bir eğilim görülmüştür. Sıcaklıklar arasındaki farkların korunması, çalışmada izlenen metodolojinin doğru olduğunu desteklemektedir. Bu kapsamda düşük termal iletkenlik katsayısına sahip bir malzemenin tanımlanmasıyla referans ve fraktal modeller arasındaki sıcaklık farkı açılmış, numerik hataların performans değerlendirmesine etkisi de bu şekilde minimize edilmiştir.

Bu çalışmayla daha hafif, daha kısa fraktal ısı kuyularıyla daha iyi soğutma performansının elde edilebileceği anlaşılmış, fraktal geometrilerde akışa ve ısı transferine etki eden kritik tasarım parametreleri anlaşılmıştır. Merkezden uzak bölgedeki kanatçıkların daha etkin kullanıldığı, daha düşük basınç kayıplarıyla fan güç tüketiminin iyileştirilebileceği optimize edilmiş fraktal ısı kuyularının tasarımı yönünde önemli bir tecrübe kazanılmıştır. Gelecekte, ölçüm enstrümanlarının tedariki ve test sisteminin kurulumuyla halihazırda eklemeli imalat teknolojileriyle üretimi gerçekleştirilen fraktal ısı kuyusu geometrilerinin daha geniş bir akış hızı aralığında fiziksel olarak performanslarını ölçümlemek, HAD analizleri sonucunda elde edilen performans metriklerinin validasyonunu gerçekleştirmek hedeflenmektedir.

KAYNAKÇA

- Air-cooled engine* - Wikipedia. (tarihsiz). https://en.wikipedia.org/wiki/Air-cooled_engine (Erişim tarihi: 18.11.2020)
- Al-Damook, A., Kapur, N., Summers, J. L., & Thompson, H. M. (2015). An experimental and computational investigation of thermal air flows through perforated pin heat sinks. *Applied Thermal Engineering*, 89, 365–376. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.06.036>
- Al-Obaidy, F., Yazdani, F., & Mohammadi, F. A. (2017). Intelligent testing for Arduino UNO based on thermal image. In *Computers and Electrical Engineering* (Vol. 58, pp. 88–100). <https://doi.org/10.1016/j.compeleceng.2017.01.014>
- Bergman, T., Incropera, F., DeWitt, D., & Lavine, A. (2011). *Fundamentals of heat and mass transfer*.
- Best, B. N. B. (2015). *The Effect of Heat on Processors : A Challenge to Computer Usage in Northern Nigeria Rural Colleges*. 6(9).
- Bornoff, R., Subat, B., & Wilson, J. (2018). Generative heatsink design for an automotive audio amplifier. *34th Annual Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium, SEMI-THERM 2018 - Proceedings*, 218–223. <https://doi.org/10.1109/SEMI-THERM.2018.8357379>
- Boyce, M. P. (2012). Advanced industrial gas turbines for power generation. *Combined Cycle Systems for Near-Zero Emission Power Generation*, 44–102. <https://doi.org/10.1016/B978-0-85709-013-3.50002-X>
- Celsia. (tarihsiz). *Heat Sink Types | Celsia*. Retrieved December 20, 2020, from <https://celsiainc.com/technology/heat-sink/>
- Christopher, B. (2019). *Comparing Optimization Methods for a Heat Sink Design for 3D Printing | COMSOL Blog*. <https://www.comsol.com/blogs/comparing-optimization-methods-for-a-heat-sink-design-for-3d-printing/>
- Dede, E. M., Joshi, S. N., & Zhou, F. (2015). Topology Optimization, Additive Layer Manufacturing, and Experimental Testing of an Air-Cooled Heat Sink. *Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME*, 137(11), 1–9.

<https://doi.org/10.1115/1.4030989>

- Dogruoz, M. B., & Arik, M. (2010). On the conduction and convection heat transfer from lightweight advanced heat sinks. *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, 33(2), 424–431. <https://doi.org/10.1109/TCAPT.2009.2039794>
- Gupta, D., Saha, P., & Roy, S. (2021). Computational analysis of perforation effect on the thermo-hydraulic performance of micro pin-fin heat sink. *International Journal of Thermal Sciences*, 163, 106857. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2021.106857>
- Hajmohammadi, M. R., Bahrami, M., & Ahmadian-Elmi, M. (2021). Thermal performance improvement of microchannel heat sinks by utilizing variable cross-section microchannels filled with porous media. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 126, 105360. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2021.105360>
- Hernandez-Perez, J. G., Carrillo, J. G., Bassam, A., Flota-Banuelos, M., & Patino-Lopez, L. D. (2020). Thermal performance of a discontinuous finned heatsink profile for PV passive cooling. *Applied Thermal Engineering*, 184, 116238. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.116238>
- Illumarco. (2019). *3D Printed Heat Sinks Improve Efficiency | 3DPrinting.Lighting*. <https://www.3dprinting.lighting/3d-printed-heat-sinks-display-higher-efficiency/>
- Intel. (n.d.-a). *Intel® Core™ i5-6287U İşlemci Teknik Özellikler*.
- Intel. (n.d.-b). *PC Cooling: The Importance of Keeping Your PC Cool - Intel*. Retrieved December 18, 2020, from <https://www.intel.com/content/www/us/en/gaming/resources/pc-cooling-the-importance-of-keeping-your-pc-cool.html>
- Jang, D., Kim, D. R., & Lee, K. S. (2015). Correlation of cross-cut cylindrical heat sink to improve the orientation effect of LED light bulbs. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 84, 821–826. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.01.081>
- Jeng, T. M., Tzeng, S. C., & Huang, Y. C. (2017). The orientation effect of driven air

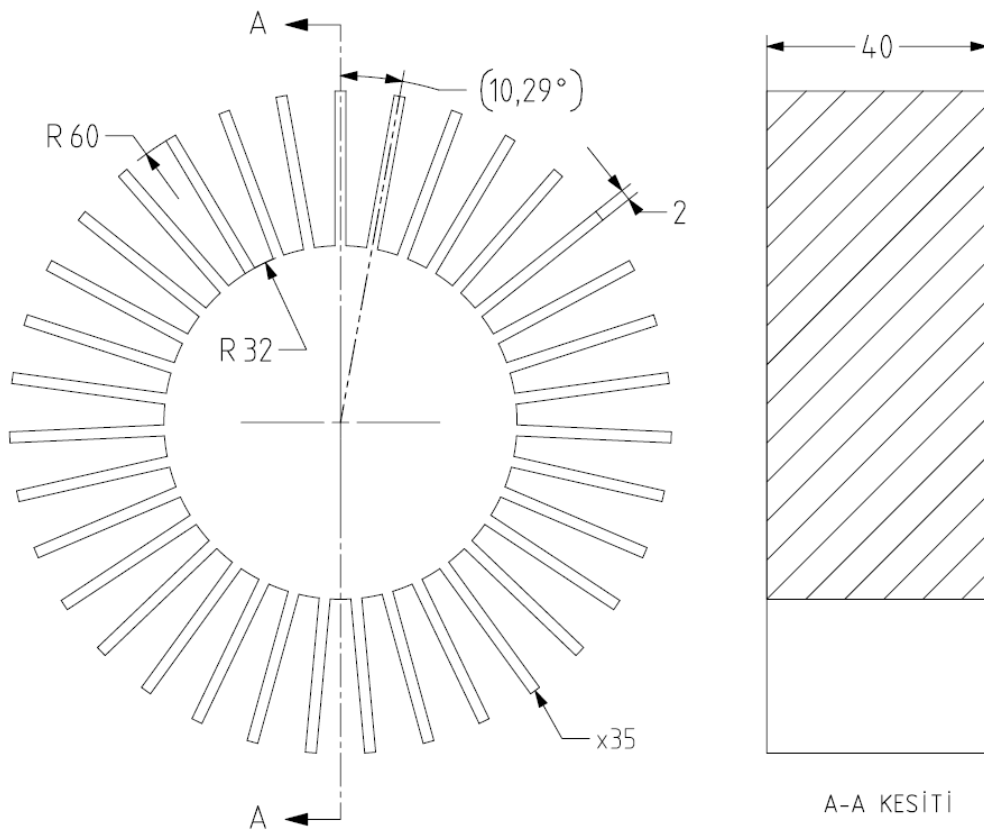
- flow on cooling performance of the cylindrical heat sink with a built-in horizontally-placed fan. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 81, 190–200. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2016.12.015>
- Lange, F., Hein, C., Li, G., & Emmelmann, C. (2018). Numerical optimization of active heat sinks considering restrictions of selective laser melting. *COMSOL Conference 2018 Lausanne, October*, 0–7.
- Lasance, C., & Poppe, A. (2014). *Thermal management for LED applications*. <https://link.springer.com/content/pdf/10.1007/978-1-4614-5091-7.pdf>
- Lee, G., Lee, I., & Kim, S. J. (2021). Topology optimization of a heat sink with an axially uniform cross-section cooled by forced convection. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 168, 120732. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120732>
- Lei, T., Alexandersen, J., Lazarov, B. S., Wang, F., Haertel, J. H. K., De Angelis, S., Sanna, S., Sigmund, O., & Engelbrecht, K. (2018). Investment casting and experimental testing of heat sinks designed by topology optimization. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 127, 396–412. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.07.060>
- Liu, S., Zhang, Y., & Liu, P. (2007). Heat transfer and pressure drop in fractal microchannel heat sink for cooling of electronic chips. *Heat and Mass Transfer/Waerme- Und Stoffuebertragung*, 44(2), 221–227. <https://doi.org/10.1007/s00231-007-0240-0>
- Mate, D. M., & Tale, V. T. (2020). Effects of pin fin arrangement its heat transfer characteristics on performance of heat sink. *Materials Today: Proceedings*, 43, 2377–2382. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2021.01.940>
- Meganathan, S., Arunkumar, R., & Ponshanmugakumar, A. (2021). Numerical analysis of passive heat sink for different shapes. *Materials Today: Proceedings*. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2021.02.014>
- Nafis, B. M., Whitt, R., Iradukunda, A. C., & Huitink, D. (2020). Additive Manufacturing for Enhancing Thermal Dissipation in Heat Sink Implementation: A Review. *Heat Transfer Engineering*, 0(0), 1–18. <https://doi.org/10.1080/01457632.2020.1766246>

- Palumbo, B., Del Re, F., Martorelli, M., Lanzotti, A., & Corrado, P. (2017). Tensile properties characterization of AlSi10Mg parts produced by direct metal laser sintering via nested effects modeling. *Materials*, 10(2). <https://doi.org/10.3390/ma10020144>
- Patil, M. S., Lee, M.-Y., Suresh Patil, M., Seo, J.-H., & Bang, Y.-M. (2015). Experimental Study on the Performance Characteristics of an Air-Cooled LED Cooling System for Headlamp of a Passenger Vehicle Li-ion Battery Thermal Management using Immersion Cooling Technology View project Development of 2.0 kW integrated heating system. *Advanced Science and Technology Letters*. <https://doi.org/10.14257/astl.2015.120.128>
- R.S. Bunker. (2009). Innovative gas turbine cooling techniques. *WIT Transactions on State of the Art in Science and Engineering*, 34, 1755–8336. <https://doi.org/10.2495/978-1-84564>
- Shah, A., Sammakia, B., Srihari, H., & Ramakrishna, K. (2002). A numerical study of the thermal performance of an impingement heat sink fin shape optimization. *InterSociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems, ITherm*, 2002-Janua(4), 298–306. <https://doi.org/10.1109/ITHERM.2002.1012471>
- Shamloo, H., & Pirzadeh, B. (2015). Analysis of roughness density and flow submergence effects on turbulence flow characteristics in open channels using a large eddy simulation. *Applied Mathematical Modelling*, 39(3–4), 1074–1086. <https://doi.org/10.1016/j.apm.2014.07.023>
- Special Metals. (1992). Inconel Alloy 625 Lcf. In *Alloy Digest*. <https://doi.org/10.31399/asm.ad.ni0416>
- 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. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115949>
- Tavassoli, B. (2000). Novel heat sink design for low speed flows - a BGA example. *Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems -Proceedings of the*

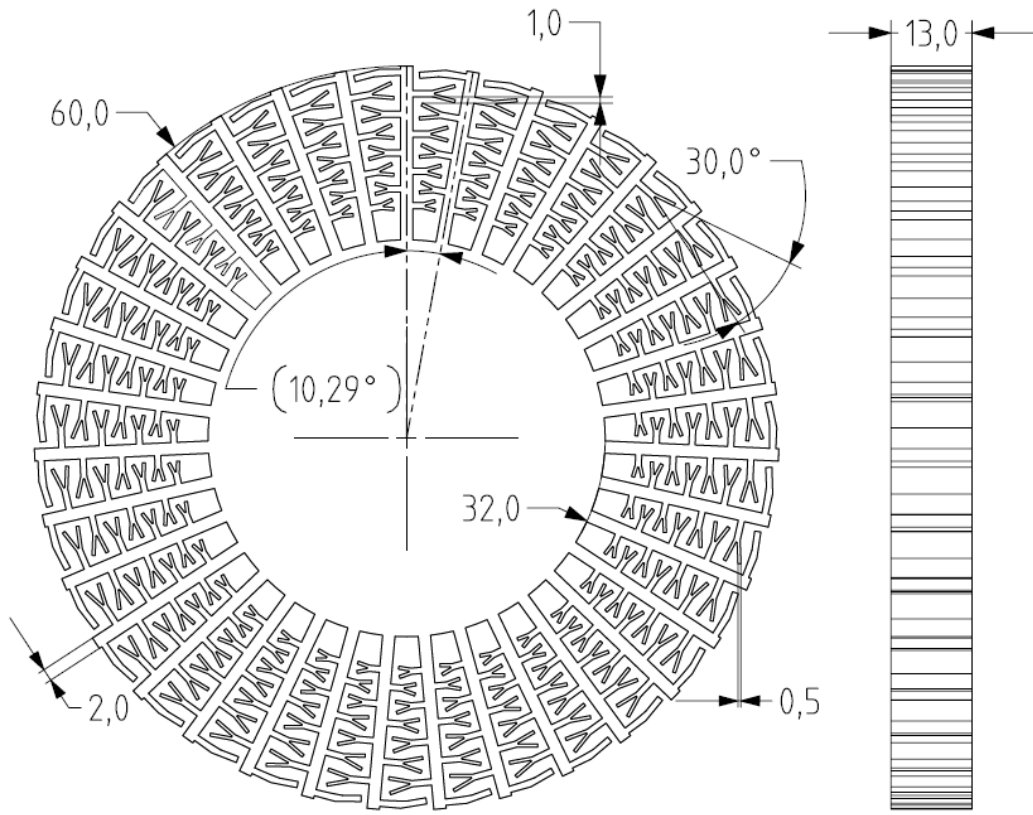
- Intersociety Conference*, 2, 16–20. <https://doi.org/10.1109/itherm.2000.866164>
- Tijani, A. S., & Jaffri, N. B. (2018). Thermal analysis of perforated pin-fins heat sink under forced convection condition. *Procedia Manufacturing*, 24, 290–298. <https://doi.org/10.1016/j.promfg.2018.06.025>
- Xie, G., Shen, H., & Wang, C. C. (2015). Parametric study on thermal performance of microchannel heat sinks with internal vertical Y-shaped bifurcations. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 90, 948–958. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.07.034>
- Xie, X. L., Tao, W. Q., & He, Y. L. (2007). Numerical study of turbulent heat transfer and pressure drop characteristics in a water-cooled minichannel heat sink. *Journal of Electronic Packaging, Transactions of the ASME*, 129(3), 247–255. <https://doi.org/10.1115/1.2753887>
- Yan, Y., Yan, H., Yin, S., Zhang, L., & Li, L. (2019). Single/multi-objective optimizations on hydraulic and thermal management in micro-channel heat sink with bionic Y-shaped fractal network by genetic algorithm coupled with numerical simulation. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 129, 468–479. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.09.120>
- Yeh, L. T. (2012). Thermal performance evaluation of various heat sinks for air cooling. *InterSociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems, IITHERM, January*, 446–449. <https://doi.org/10.1109/ITHERM.2012.6231465>
- Yu, X., Feng, J., Feng, Q., & Wang, Q. (2005). Development of a plate-pin fin heat sink and its performance comparisons with a plate fin heat sink. *Applied Thermal Engineering*, 25(2–3), 173–182. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2004.06.016>

EKLER

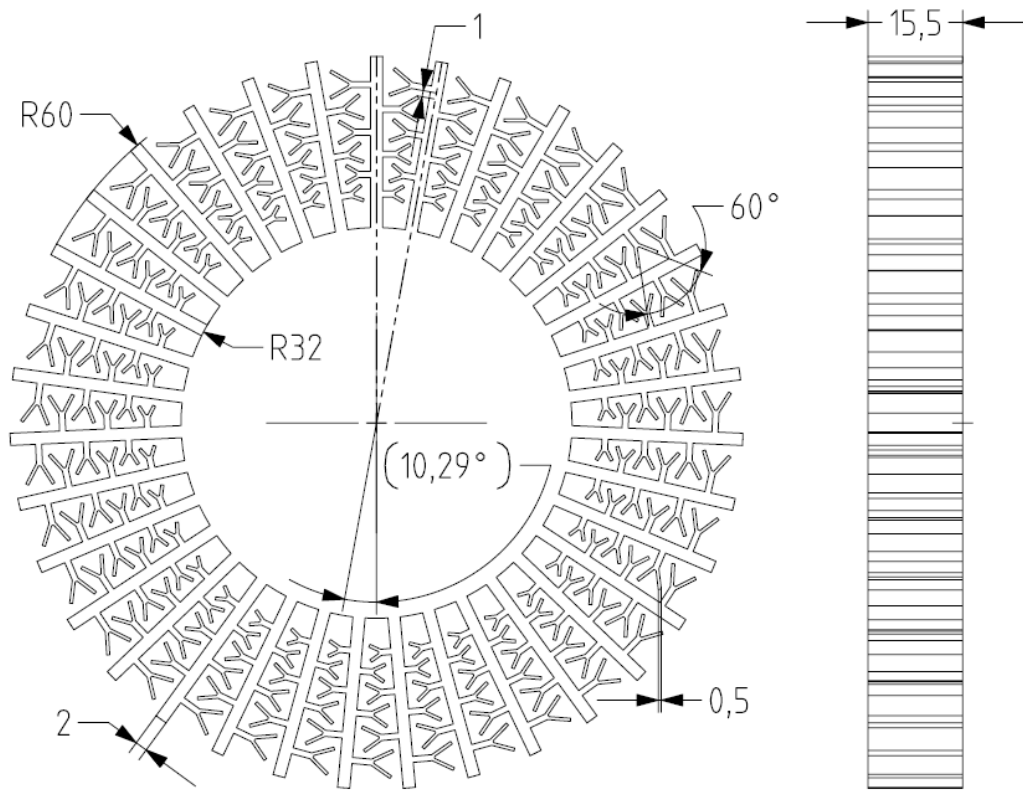
EK-1a Referans Isı Kuyusu Teknik Resmi



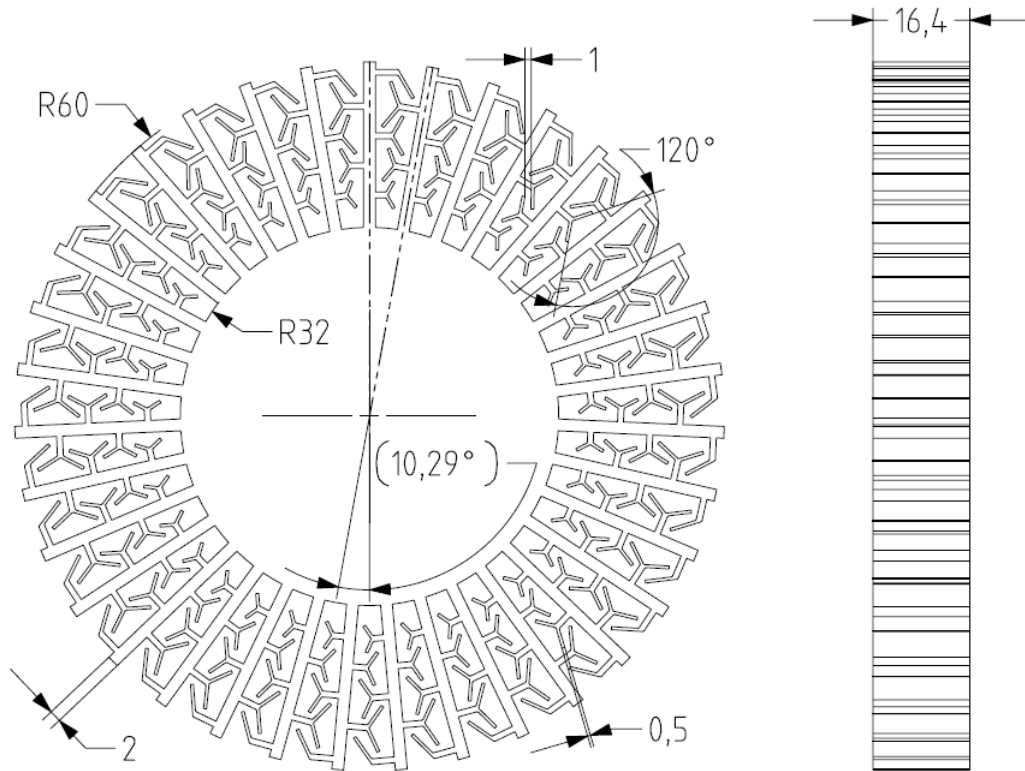
Ek-1b IK-30 Isı Kuyusu Teknik Resmi



Ek-1c IK-60 Isı Kuyusu Teknik Resmi



Ek-1d IK-120 Isı Kuyusu Teknik Resmi



ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı Barış Pehlivanogulları

Eğitim Durumu

Lise 2007-2011 Tekirdağ Anadolu Lisesi

Lisans 2011-2016 İstanbul Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği

Çalıştığı Kurum/Yıl

Tusaş Motor Sanayii 2017-

Yayınlar

1. Dursun, G., Pehlivanogullari, B., Sen, C., & Orhangul, A. (2020). An investigation upon overhang zones by using finite element modelling and in-situ monitoring systems. Procedia CIRP, 93, 1253-1258.