



T.C.

HİTİT ÜNİVERSİTESİ

LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**DOĞRUDAN SIVI SOĞUTMALI ISI EMİCİ BLOĞUNUN
OPTİMİZASYONU VE SOĞUTMA PERFORMANSININ SAYISAL
OLARAK İNCELENMESİ**

Yüksek Lisans

Uğur Recep ŞAHİN

Çorum - 2022

**DOĞRUDAN SIVI SOĞUTMALI ISI EMİCİ BLOĞUNUN OPTİMİZASYONU
VE SOĞUTMA PERFORMANSININ SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ**

Uğur Recep ŞAHİN

**Lisansüstü Eğitim Enstitüsü
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı**

Yüksek Lisans Tezi

TEZ DANIŞMANI

Prof. Dr. Sinan ÇALIŞKAN

Çorum-2022

Uğur Recep ŞAHİN tarafından hazırlanan “Doğrudan Sıvı Soğutmalı Isı Emici Bloğunun Optimizasyonu ve Soğutma Performansının Sayısal Olarak İncelenmesi” adlı tez çalışması 07/01/2022 tarihinde aşağıdaki jüri üyeleri tarafından oy birliği ile Hitit Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Ali KILIÇARSLAN

.....

Prof. Dr. Sinan ÇALIŞKAN

.....

Doç. Dr. Lütfü NAMLI

.....

Hitit Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Yönetim Kurulunun .../.../..... tarih ve sayılı kararı ile Uğur Recep ŞAHİN’in Makina Anabilim Dalında Yüksek Lisans derecesi alması onanmıştır.

Prof. Dr. Muhammed Asıf YOLDAŞ

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Müdür V.

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını beyan ederim.

Uğur Recep ŞAHİN

DOĞRUDAN SIVI SOĞUTMALI ISI EMİCİ BLOĞUNUN OPTİMİZASYONU VE SOĞUTMA PERFORMANSININ SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Uğur Recep ŞAHİN

ORCID: 0000-0002-0665-0771

HİTİT ÜNİVERSİTESİ

LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

Yüksek Lisans Tezi

Ocak 2022

ÖZET

Yüksek performans şartlarında çalışmak üzere tasarlanan elektronik bileşenlerin, sahip oldukları boyutların küçülmesi sonucunda birim hacim başına düşen ısı miktarı çok yüksek seviyelere çıkmaktadır. Bu sebeple ortaya çıkan ısıнын uzaklaştırılması, elektronik bileşen performansının maksimum seviyede tutulması ve çalışma sürelerinin uzatılması adına soğutma teknikleri önemli hale gelmiştir. Son dönemlerde yapmış olduğu etki ve ortaya koyduğu soğutma performansı ile ısı transferi uygulamalarında sıvı soğutma sistemleri sıklıkla tercih edilmektedir. Bu kapsamda gerçekleştirilen tez çalışmasında, sıvı soğutma blokları için farklı geometrilere sayısal modeller oluşturulmuş olup akış ve ısı transferi performansının değişimi incelenmiştir. Ortaya konan modellerin oluşturulması, analizler için kullanılan parametrelerin belirlenmesi ve bu parametrelere bağlı olarak analiz planının oluşturulması için Taguchi metodundan yararlanılmıştır. Giriş, ısı alıcısı ve çıkış bölümü olmak üzere 3 bölümden oluşan sıvı soğutma bloğunda, iş akışkanı olarak saf su ve nanopartikül hacim fraksiyonu % 2 ve % 4 değerlerine sahip Al_2O_3 /su nanoakışkanı kullanılmıştır. Ortaya konan sıvı soğutma bloğu modeli için ticari amaçla oluşturulmuş bir model temel alınmış olup belirlenen parametrelere göre en uygun model elde edilmiş ve kıyaslanmıştır. Sıvı soğutma bloğunun kullanıldığı GPU modelinin, tam yük altında maksimum sıcaklık değerinde çalıştığı kabul edilmiştir. Ayrıca ısı alıcısı tabanına etki eden ısı güç miktarı, çalışmada referans alınan GPU (Grafik İşlemci Birimi)'nin TDP (Thermal Design Power) değerine bağlı olarak 250 W olarak belirlenmiştir. 1000-2000 Reynolds değer aralığında gerçekleştirilen çalışmada, kanal içerisine gönderilen nanoakışkanların, giriş ve ısı alıcısı bölümünde bulunan engel ve kanatçıkların akış ve ısı transfer performansı üzerindeki etkileri sayısal olarak incelenmiştir.

Anahtar Kavramlar: GPU soğutma, Isı transferi, Sıvı soğutma bloğu, Nanoakışkan

Bilim Kodu: 91207, 91425

OPTIMIZATION OF DIRECT LIQUID COOLED HEAT SINK BLOCK AND NUMERICAL INVESTIGATION OF COOLING PERFORMANCE

Uğur Recep ŞAHİN

ORCID: 0000-0002-0665-0771

HİTİT UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL

Master of Science Thesis

January 2022

ABSTRACT

The amount of heat per unit volume rises to very high levels due to the reduced size of electronic components designed to operate under high-performance conditions. For this reason, cooling techniques have become important to remove the heat generated, keep the electronic component performance at the maximum level and extend the working times. Liquid cooling systems are frequently preferred in heat transfer applications due to the effect it has made in recent times and their demonstrated cooling performance. In the thesis study carried out in this context, numerical models with different geometries were created for liquid cooling blocks, and the change in flow and heat transfer performances were examined. The Taguchi method was used to create the models and determine the parameters used for the analysis. It creates the analysis plan based on these parameters. Pure water and Al_2O_3 /water nanofluid with a nanoparticle volume concentration of 2% and 4% were used as the working fluid in the liquid cooling block, consisting of 3 sections, inlet, heat sink, and outlet. A commercially created model was taken as a basis for the liquid cooling block model. The optimal model was obtained and compared according to the determined parameters. It is assumed that the GPU model, in which the liquid cooling block is used, operates at the maximum temperature under full load. In addition, the amount of thermal power affecting the base of the heat sink was determined as 250 W, depending on the TDP (Thermal Design Power) value of the GPU (Graphics Processing Unit) referenced in the study. In this study, carried out in the Reynolds numbers value range from 1000-2000 the effects of nanofluids in the channel, obstacles, and fins in the inlet and heat sink section on the flow and heat transfer performance were numerically investigated.

Key Terms: GPU cooling, Heat transfer, Waterblock, Nanofluid

Science Code: 91207, 91425

TEŞEKKÜR

Tez çalışmamı hazırlama sürecinde her türlü yönlendirmesi ve yardımlarından dolayı danışmanım Prof. Dr. Sinan ÇALIŞKAN'a, tez sürecinin ilk anından son anına kadar maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen sevgili ailem ve nişanlıma, çalışmamı gerçekleştirmem adına gerekli yazılımların sağlanması konusunda kurumum HİTİT ÜNİVERSİTESİ ve Numesis firması bünyesinde çalışan Makine Yüksek Mühendisi Uğur AY'a ve çalışma sırasında yardımlarını esirgemeyen mesai arkadaşlarım Arş. Gör. Hayati TÖRE, Arş. Gör. Selçuk KIZILCAOĞLU ve Makine Mühendisi Furkan GÜLER'e teşekkürlerimi borç bilirim.

Uğur Recep ŞAHİN



İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
TABLolar DİZİNİ.....	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ	x
SİMGELER VE KISALTMALAR	xiii
GİRİŞ.....	1

1. BÖLÜM

LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

2. BÖLÜM

MATERYAL VE METOT

2.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği	16
2.1.1. Analiz çalışmasının amacının belirlenmesi	18
2.1.2. Geometrinin oluşturulması	18
2.1.3. Çözüm ağının oluşturulması	19
2.1.4. İş akışkanının özellikleri ve akış fiziği seçimi	20
2.1.5. Sınır şartlarının belirlenmesi	21
2.1.6. Sayısal çözümleme	21
2.1.7. Sonuçların değerlendirilmesi ve en uygun modelin belirlenmesi	23
2.2. Deney Tasarımı	23
2.3. Taguchi Metodu (Yöntemi)	24
2.3.1. Taguchi yöntemi için kalite kontrol	25
2.3.2. Taguchi kayıp fonksiyonu	26

	Sayfa
2.3.3. Performans karakteristiği.....	29
2.3.4. Performans istatistiği	30
2.3.5. Taguchi metodu için parametre tasarımı	31
2.3.6. Taguchi yönteminin uygulama adımları	34
2.4. Sayısal Çalışma	38
2.4.1. Çalışma parametreleri	39
2.4.2. Sayısal denklemler	42
2.4.3. Analiz çalışması	44
2.4.4. Ağ yapısının oluşturulması ve çözüm yakınsaması.....	46
3. BÖLÜM	
BULGULAR VE TARTIŞMA	
3.1. Sayısal Analiz Sonuçları.....	49
3.1.1. Sıcaklık değeri ve dağılımları.....	49
3.1.2. Hız vektörleri ve akım çizgileri.....	57
3.1.3. Kanal içi basınç düşüşleri (kayıpları).....	76
3.1.4. Isı taşınım katsayısı değeri	76
3.2. Taguchi Dizayn Metodu Sonuçları.....	78
3.3. Oluşturulan Model İle İlk Modelin Karşılaştırılması.....	85
SONUÇ VE ÖNERİLER	93
KAYNAKLAR	97

TABLolar DİZİNİ

Tablo	Sayfa
Tablo 2.1. Taguchi ortogonal dizi tablosu	34
Tablo 2.2. Saf su ve Al ₂ O ₃ -Su nanoakışkanının termofiziksel özellikleri	39
Tablo 2.3. Analiz planına ait parametre ve seviyeler	40
Tablo 2.4. Analiz planı	40
Tablo 3.1. Ortogonal dizi ve SNR (Sinyal/Gürültü oranı) değerleri	79
Tablo 3.2. T _{ort} değeri için faktöriyel etkiler ve katkı oranları	81
Tablo 3.3. T _{maks} değeri için faktöriyel etkiler ve katkı oranları	81
Tablo 3.4. Isı taşınım katsayısı değeri için faktöriyel etkiler ve katkı oranları	82
Tablo 3.5. Basınç düşüşü değeri için faktöriyel etkiler ve katkı oranları	84

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. HAD ile ilişkili olan bilim dalları	17
Şekil 2.2 Isı transferi ve akışkanlar dinamiği çözümlemelerinde kullanılan temel yöntemler	17
Şekil 2.3. Ağ Yapıları; (a) Yapılandırılmış ağ yapısı, (b) Yapılandırılmamış ağ yapısı.....	19
Şekil 2.4. Eğri yüzey yapıları için iki boyutlu melez ağ modeli	20
Şekil 2.5. HAD'da kullanılan farklı akış fizikleri	21
Şekil 2.6. HAD genel çözüm aşamaları	22
Şekil 2.7. HAD modellerinde optimizasyon işlemi.....	23
Şekil 2.8. Geleneksel kayıp fonksiyonu	27
Şekil 2.9. Taguchi kayıp fonksiyonu grafiği	28
Şekil 2.10. En küçük en iyi kayıp fonksiyonu grafiği	29
Şekil 2.11 . En büyük en iyi kayıp fonksiyonu grafiği.....	29
Şekil 2.12. Robust tasarım diyagramı	31
Şekil 2.13. Sıvı soğutma bloğunun genel görünümü ve bölümleri	39
Şekil 2.14. Sıvı soğutma bloğu giriş bölümünün görünümü.....	41
Şekil 2.15. Sıvı soğutma bloğu ısı alıcısı bölümünde bulunan kanatçık türleri.....	42
Şekil 3.1. Her bir analiz değeri için GPU yüzeyindeki ortalama sıcaklık değerleri	49
Şekil 3.2. Her bir analiz değeri için GPU yüzeyindeki maksimum sıcaklık değerleri	50
Şekil 3.3. Reynolds değeri=1000 için GPU yüzey sıcaklıkları dağılımı; (a) Analiz 1, (b) Analiz 2, (c) Analiz 3.....	51
Şekil 3.4. Reynolds değeri=1200 için GPU yüzey sıcaklıkları dağılımı; (a) Analiz 4, (b) Analiz 5, (c) Analiz 6.....	52
Şekil 3.5. Reynolds değeri=1400 için GPU yüzey sıcaklıkları dağılımı; (a) Analiz 7, (b) Analiz 8, (c) Analiz 9.....	53
Şekil 3.6. Reynolds değeri=1600 için GPU yüzey sıcaklıkları dağılımı; (a) Analiz 10, (b) Analiz 11, (c) Analiz 12.....	54

Şekil 3.7. Reynolds değeri=1800 için GPU yüzey sıcaklıkları dağılımı; (a) Analiz 13, (b) Analiz 14, (c) Analiz 15.....	55
Şekil 3.8. Reynolds değeri=2000 için GPU yüzey sıcaklıkları dağılımı; (a) Analiz 16, (b) Analiz 17, (c) Analiz 18.....	56
Şekil 3.9. Her bir analiz değeri için kanal yüzeyindeki ortalama hız değerleri	57
Şekil 3.10. 1000 Reynolds değerinde gerçekleştirilen Analiz 1 için kanal yüzeyi hız dağılımı; (a) Hız vektörleri, (b) Akım çizgileri.....	58
Şekil 3.11. 1000 Reynolds değerinde gerçekleştirilen Analiz 2 için kanal yüzeyi hız dağılımı; (a) Hız vektörleri, (b) Akım çizgileri.....	59
Şekil 3.12. 1000 Reynolds değerinde gerçekleştirilen Analiz 3 için kanal yüzeyi hız dağılımı; (a) Hız vektörleri, (b) Akım çizgileri.....	60
Şekil 3.13. 1200 Reynolds değerinde gerçekleştirilen Analiz 4 için kanal yüzeyi hız dağılımı; (a) Hız vektörleri, (b) Akım çizgileri.....	61
Şekil 3.14. 1200 Reynolds değerinde gerçekleştirilen Analiz 5 için kanal yüzeyi hız dağılımı; (a) Hız vektörleri, (b) Akım çizgileri.....	62
Şekil 3.15. 1200 Reynolds değerinde gerçekleştirilen Analiz 6 için kanal yüzeyi hız dağılımı; (a) Hız vektörleri, (b) Akım çizgileri.....	63
Şekil 3.16. 1400 Reynolds değerinde gerçekleştirilen Analiz 7 için kanal yüzeyi hız dağılımı; (a) Hız vektörleri, (b) Akım çizgileri.....	64
Şekil 3.17. 1400 Reynolds değerinde gerçekleştirilen Analiz 8 için kanal yüzeyi hız dağılımı; (a) Hız vektörleri, (b) Akım çizgileri.....	65
Şekil 3.18. 1400 Reynolds değerinde gerçekleştirilen Analiz 9 için kanal yüzeyi hız dağılımı; (a) Hız vektörleri, (b) Akım çizgileri.....	66
Şekil 3.19. 1600 Reynolds değerinde gerçekleştirilen Analiz 10 için kanal yüzeyi hız dağılımı; (a) Hız vektörleri, (b) Akım çizgileri.....	67
Şekil 3.20. 1600 Reynolds değerinde gerçekleştirilen Analiz 11 için kanal yüzeyi hız dağılımı; (a) Hız vektörleri, (b) Akım çizgileri.....	68
Şekil 3.21. 1600 Reynolds değerinde gerçekleştirilen Analiz 12 için kanal yüzeyi hız dağılımı; (a) Hız vektörleri, (b) Akım çizgileri.....	69
Şekil 3.22. 1800 Reynolds değerinde gerçekleştirilen Analiz 13 için kanal yüzeyi hız dağılımı; (a) Hız vektörleri, (b) Akım çizgileri.....	70

Şekil 3.23. 1800 Reynolds değerinde gerçekleştirilen Analiz 14 için kanal yüzeyi hız dağılımı; (a) Hız vektörleri, (b) Akım çizgileri.....	71
Şekil 3.24. 1800 Reynolds değerinde gerçekleştirilen Analiz 15 için kanal yüzeyi hız dağılımı; (a) Hız vektörleri, (b) Akım çizgileri.....	72
Şekil 3.25. 2000 Reynolds değerinde gerçekleştirilen Analiz 16 için kanal yüzeyi hız dağılımı; (a) Hız vektörleri, (b) Akım çizgileri.....	73
Şekil 3.26. 2000 Reynolds değerinde gerçekleştirilen Analiz 17 için kanal yüzeyi hız dağılımı; (a) Hız vektörleri, (b) Akım çizgileri.....	74
Şekil 3.27. 2000 Reynolds değerinde gerçekleştirilen Analiz 18 için kanal yüzeyi hız dağılımı; (a) Hız vektörleri, (b) Akım çizgileri.....	75
Şekil 3.28. Kanal içi basınç düşüş değerleri	76
Şekil 3.29. Kanal içi ısı taşınım katsayısı değerlerinin değişimi	77
Şekil 3.30. T_{ort} için faktör seviyelerinin ortalama S/N oranı değerine etkisi.....	82
Şekil 3.31. T_{maks} için faktör seviyelerinin ortalama S/N oranı değerine etkisi	83
Şekil 3.32. Isı taşınım katsayısı için faktör seviyelerinin ortalama S/N oranı değerine etkisi.....	84
Şekil 3.33. Basınç düşüşleri için faktör seviyelerinin ortalama S/N oranı değerine etkisi	85
Şekil 3.34. Sıvı soğutma plakalarının genel görünümü; (a) Model 1, (b) Model 2	87
Şekil 3.35. Model 1 ve Model 2 için GPU yüzeyinin ortalama sıcaklık değerlerinin Reynolds değerine göre değişimi	88
Şekil 3.36. Model 1 ve Model 2 için GPU yüzeyinin maksimum sıcaklık değerlerinin Reynolds değerine göre değişimi	89
Şekil 3.37. Model 1 ve Model 2 için ısı verim değerlerinin Reynolds değerine göre değişimi	90
Şekil 3.38. Model 1 ve Model 2 için pompalama gücü oranlarının Reynolds değerine göre değişimi.....	91
Şekil 3.39. Model 1 ve Model 2 için başarımlı ölçütü değerinin Reynolds değerine göre değişimi	92

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

A	Alan [m^2]
c	Yüzde hacim fraksiyon değeri
c_{p_f}	Saf su özgül ısısı [J/kgK]
$c_{p_{nf}}$	Nanoakışkan özgül ısısı [J/kgK]
c_{p_p}	Nano parçacık özgül ısı kapasitesi [J/kgK]
D_h	Hidrolik çap [m]
g	Yer çekimi ivmesi [m/s^2]
h	Isı taşınım katsayısı [W/m^2K]
k_f	Saf su ısı iletim katsayısı [W/mK]
k_{nf}	Nanoakışkan ısı iletim katsayısı [W/mK]
k_p	Nano parçacık ısı iletim katsayısı [W/mK]
$L_{h,laminer}$	Laminer akış rejimi için hidrodinamik giriş bölgesi uzunluğu
m	Hedef değer
P	Basınç [Pa]
Q	Isıl güç [W]
θ_{min}	Ağ yapısındaki hücrelerde bulunan herhangi iki kenarı arasında minimum açı değeri
θ_{maks}	Ağ yapısındaki hücrelerde bulunan herhangi iki kenarı arasında maksimum açı değeri
$\theta_{eşit}$	Ağ yapısındaki eşkenar hücrelerde bulunan herhangi iki kenarı arasında açı değeri
Re	Reynolds değeri
s^2	Varyans
S/N	Sinyal/Gürültü oranı
SH	Katı parçacıklara ait şekil faktörü

T_{GPU}	Ortalama GPU yüzey sıcaklığı [K]
T_{giris}	Akışkan giriş sıcaklığı [K]
$T_{çıkış}$	Akışkan çıkış sıcaklığı [K]
u	x yönündeki hız değeri [m/s]
U_0	Akışkan giriş hızı [m/s]
v	y yönündeki hız değeri [m/s]
$\dot{V}$	Hacimsel debi [m ³ /s]
w	z yönündeki hız değeri [m/s]
$\dot{W}$	Pompalama gücü [W]
Y	Değişkenin ölçülen değeri
Δ	Tolerans değeri
ΔP	Basınç düşüşü [Pa]
ΔT_m	Logaritmik sıcaklık farkı
ν	Kinematik Viskozite [m ² /s]
ρ_f	Saf su yoğunluğu [kg/m ³]
ρ_{nf}	Nanoakışkan yoğunluğu [kg/m ³]
ρ_p	Nano parçacık yoğunluğu [kg/m ³]
μ_f	Saf su dinamik viskozite değeri [Pa.s]
μ_{nf}	Nanoakışkan dinamik viskozite değeri [Pa.s]
η	Isıl verim
q''	GPU yüzeyine etki eden ısı akısı değeri [W/m ²]

Kısaltmalar

FoM	Başarım Ölçütü
GPU	Grafik İşleme Birimi (Graphics Processing Unit)
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
TDP	Termal Tasarım Enerjisi (Thermal Design Power)

GİRİŞ

Günümüzde gelişen teknolojiyle beraber üretilen elektronik bileşenlerin her geçen gün artan performans ölçütü ve kullanıldığı alana bağlı olarak boyutlarının maksimum düzeyde küçültülmesiyle birlikte birim hacim başına oluşturdıkları ısı miktarı çok yüksek değerlere ulaşmaktadır. Özellikle uzay-havacılık, savunma sanayi, otomotiv sanayi, güvenlik ağları vb. alanlarda tercih edilen yüksek performanslı işlemci ve bileşenlerinin, ortaya koyduğu çalışma performansı ile ürettikleri ısı miktarı doğru orantılı olarak değişmektedir. İşlemci ve bileşenlerinde oluşan ısıнын azaltılması ve kullanılan elektronik bileşenlerin performans değerlerinin olumlu yönde korunması için aktif ve pasif ısı transfer yöntemlerine uygun birçok ısı alıcısı modeli üzerinde çalışmalar gerçekleştirilmiştir.

Dışarıdan herhangi bir güce ihtiyaç duymayan, ısı transfer miktarını arttırmak amacıyla farklı tip yüzey geometrileri ve soğutucu akışkan türleri kullanılan pasif yöntemler, kullanılabilmesi için bulunduğu ortamdan belirli miktarda güç katkısına ihtiyaç duyan aktif yöntemler ve her iki yönteminde birlikte kullanıldığı karma yöntemler olmak üzere 3 farklı soğutma yöntemi geliştirilmiştir.

Pasif yöntemler, kullanılan iş akışkanının temas ettiği yüzey alanını arttırmak amacıyla kanal içerisinde kullanılan farklı tip engeller ile akış şeklini değiştirmeyi amaçlamaktadır. Bu durum akış şeklinde çalkantı düzeyini arttırarak akışkan ve yüzey arasında taşınım ile gerçekleşen ısı ve kütle aktarımını arttırmaktadır. Aktif yöntem ise belirtilen işlemi fan, termoelektrik soğutucular ve soğutucu akışkan tabanlı sirkülasyon soğutucuları ile yapmaktadır (Attar vd., 2020). Belirtilen yöntemlerin kullanım amacı ise, taşınım ile olan ısı ve kütle transferini maksimum değere çıkarırken basınç düşüşünü minimum değerlerde tutmak olarak ifade edilebilmektedir.

Son dönemlerde kullanılan işlemci birimlerinden, yüksek performans ile birlikte yüksek kalitede görüntü işleme kabiliyeti de beklenmektedir. Bu kapsamda her geçen gün GPU (Grafik İşleme Birimi) sistemlerine talep artmaktadır. CPU (Merkezi İşlem Birimi) sistemlerine göre daha karmaşık bir yapıya sahip olması ve daha yüksek sıcaklık değerlerinde çalışması sebebiyle GPU sisteminde oluşan yüksek miktardaki ısıнын uzaklaştırılması için sıvı soğutma yöntemlerinin kullanımı zorunlu hale gelmektedir. Bu sistemlerin soğutulması için sıvı soğutma blokları tercih edilmektedir.

Bu tür soğutma işlemlerinde, genellikle hem elde edilme şekli hem de maliyet değerleri açısından su ile soğutma yöntemleri tercih edilmektedir. Fakat son zamanlarda, suyun sahip olduğu ısı transfer kabiliyetine göre daha yüksek ısı transfer kabiliyetine sahip nano akışkanlar kullanılmaktadır (Turgut ve Elbasan, 2014).

Son zamanlarda ısı transferi uygulamalarında gerçekleştirilen sıvı ile soğutma işlemleri, yapmış olduğu etki göz önünde bulundurulduğunda bir hayli önem kazanmıştır. Bu sebeple yapılan bu çalışmada sıvı soğutma bloklarının farklı engel ve ısı alıcısı tiplerine göre

modellenmesi ve kanal içerisinde kullanılan farklı hız ve hacim fraksiyonuna sahip iş akışkanının ısı transferine ve akış performansına olan etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Böylece tam kapasitede çalıştığı varsayılan GPU modelinin yüzey sıcaklık değerinin maksimum değerde düşürülmesi ve mevcut sıvı soğutma blokları için benzer veya daha düşük enerji kullanımıyla daha fazla soğutma performansı veren bir modelin oluşturulması amaçlanmıştır.

Gerçekleştirilen çalışmada, Reynolds sayısı, akışkan türü, giriş bölümünde bulunan silindir ve kavisli yay tipi engeller için belirlenen d/c ve a/b oranları, ısı alıcısı bölümünde bulunan kanatçık tipleri ve yapısı gibi parametreler ile oluşturulan 18 farklı analiz modeli için HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) analizleri gerçekleştirilmiştir. Belirlenen 18 analiz modeli için Taguchi metodu kullanılmış ve bu metotta bulunan L_{18} ortogonal dizi seti tercih edilmiştir. Belirlenen giriş parametrelerinin değişimine bağlı olarak akış ve ısı performans ölçütleri incelenmiştir. Elde edilen Taguchi sonuçlarına göre her bir giriş parametresinin akış ve ısı performansına etkisinin oranları belirlenmiş olup ele alınan baz modelde (ilk model) iyileştirmeler gerçekleştirilmiştir. Bu iyileştirmeler sonucunda elde edilen model ile baz alınan model akış ve ısı performans açısından kıyaslanmıştır.

1. BÖLÜM

LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Siricharoenpanich vd. (2021), tasarlamış oldukları GPU soğutma sistemini, hız aşırma çalışma koşulundaki GPU kartın üst yüzeyine yerleştirmiştir. Çalışma kapsamında hacimce % 0,015 derişimine sahip Ag/su nanoakışkan ve deiyonize su iş akışkanları ile soğutucu tiplerinin ve soğutucu yapılandırmalarının termal direnç üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemiştir. Gerçekleştirilen çalışma sonucunda, daha düşük kanal akışına sahip ısı alıcısının, yüksek kanal akışına sahip ısı alıcılarına göre daha düşük termal direnç sağladığı belirlenmiştir.

Sudha ve Parthiban (2020), bilgisayar işlemcisinin verimli bir şekilde soğutulması için tasarımı gerçekleştirilen mikro kanallı ısı alıcısında bulunan hibrit nano soğutucu akışkanın oluşturmuş olduğu etkiyi deneysel olarak incelemiştir. Çalışmada, kullanılan nano akışkanın ısıl iletkenliği, özgül ısı, yoğunluk ve viskozite değerleri gibi ısı transfer özellikleri deneysel ve teorik olarak değerlendirilmiştir. Bu kapsamda 325 W'lık ısıtıcı gücü uygulanmış ve işlemcide gerçekleşen ısı transfer katsayısı, termal dirençler ve taban sıcaklığı gibi parametreler incelenmiştir. Çalışma sonucunda kaydedilen en düşük taban sıcaklığı 310,01 K olarak belirlenmiştir.

Naphon vd. (2009), CPU'nun verimli çalışması için mini dikdörtgen kanatlı ısı alıcısı tasarlamış ve içerisinde iş akışkanı olarak kullanılan saflaştırılmış suyun, mini kanal dikdörtgen kanatlı ısı alıcısı yüzeyinde sıvı akışı ve ısı transferi açısından etkisini sayısal olarak incelemiştir. Çalışma kapsamında, akış yapısını ve davranışını tanımlamak için Standart k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlar gerçekleştirilmiş benzer şartlardaki deneysel çalışmalarla karşılaştırılmış ve doğrulanmıştır.

Khaleduzzaman vd. 2017 yılında yapmış oldukları deneysel çalışmada, % 0,1'lik bir hacim fraksiyonu ile hazırlanmış TiO₂/su (titanyum dioksit/su) nanoakışkanın farklı akış hızlarında (1, 1,25 ve 1,50 L/dk) ısı alıcısı üzerindeki termal etkilerini incelemiştir. Elde edilen sonuçlara göre TiO₂ temelli nanoakışkanın kullanıldığı ısı alıcısında, normal suya göre 6,40 °C'lik bir sıcaklık düşüşü sağlanmıştır. Bu duruma bağlı olarak ısı transfer katsayısında suya göre % 20,82 oranında iyileştirme gerçekleştirilmiştir. Ayrıca nanoakışkan için maksimum enerji verimliliği % 77,56 olarak belirlenmiştir. Bu durum titanyum dioksit/su nanoakışkanın, saf suya göre daha iyi bir soğutucu olduğunu göstermektedir.

Naphon ve Wiriyaart (2009), CPU'nun soğutulması için tasarlanan mini dikdörtgen kanatlı ısı alıcısı üzerinde sıvı soğutma performansını incelemiştir. İki farklı türde malzeme seçeneği (bakır ve alüminyum) ve üç farklı kanal genişliğine sahip toplamda altı adet mini dikdörtgen kanatlı ısı alıcısı, 37 mm x 37 mm x 5 mm boyutlarına sahiptir. İş akışkanı olarak saflaştırılmış su kullanılmıştır. Çalışma kapsamında kanal genişliği, soğutucu akışkan hızı, soğutucu malzeme türü ve bilgisayarın çalışma koşulunun CPU sıcaklığı üzerindeki ısıl etkileri incelenmiştir.

Sarafraz vd. 2017 yılında yapmış oldukları çalışmada, galyum, CuO/su nanoakışkanı ve su olmak üzere seçilen 3 farklı iş akışkanının kullanıldığı bir sıvı soğutma bloğunun termal performansını deneysel olarak incelemiştir. Çalışma kapsamında kullanılan CPU, normal ve aşırı yük çalışma şartlarında iken değerlendirilmiştir. Bu kapsamda elde edilen sonuçlara göre, galyumun, konvektif termal performans açısından değerlendirildiğinde CuO/su nanoakışkanı ve suya göre daha etkili olduğu fakat basınç düşüşü ve pompalama gücü açısından ise son derece verimsiz olduğu belirlenmiştir. Ayrıca CPU'nun normal ve aşırı yükte çalıştığı durumlarda galyumun kullanılmasıyla daha verimli bir şekilde soğutulduğu gözlemlenmiştir.

Bahiraei ve Heshmatian (2017), gümüş nanoparçacıkların bulunduğu hibrit nanoakışkanının, CPU'nun soğutulması için tasarlanan üç farklı sıvı bloğundaki etkinliğini ve entropi üretimine katkısını incelemiştir. Tasarımı gerçekleştirilen sıvı soğutma bloğu, serpantin ve paralel tipi iki geleneksel sıvı soğutma bloğuyla karşılaştırılmıştır. Gerçekleştirilen çalışmada, akış dağıtım homojenliği, maksimum CPU sıcaklığı, ortalama CPU sıcaklığı, CPU yüzeyindeki sıcaklık homojenliği ve pompalama güç tüketimi gibi parametreler incelenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, tasarımı yapılan yeni tip sıvı soğutma bloğunun hem ısı performans hem de tersinmezlik oranlarına bağlı olarak yüksek bir performans değerine sahip olduğu belirlenmiştir.

Zhao vd. 2019 yılında yapmış oldukları çalışmada, TiO₂-su nano akışkanlarının CPU ısı alıcıları üzerindeki akış ve ısı transfer özelliklerini deneysel olarak gözlemlemiştir. Çalışma kapsamında ısı alıcısında bulunan dikdörtgen tip olukların derinlikleri (1 mm, 2 mm), silindir tipi tümseklerin plaka üzerindeki konumları (hızalı ve kademeli düzenlemeler) ve TiO₂-su nano akışkanın kütle fraksiyon oranları gibi özellikler parametre olarak seçilmiştir. Reynolds değer aralığı 472-1198 olarak belirlenen deneysel çalışmada, kullanılan TiO₂-su nano akışkanın nanopartikül kütle fraksiyonları sırasıyla %0, %0,1, %0,2, %0,3, %0,4, %0,5 olarak belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre kütle oranı %0,3 ve %0,4 olan nano akışkanlar, sırasıyla dikdörtgen oluklu yapı ve silindirik çıkıntı yapısı için en iyi soğutma performansı gösterdiği belirlenmiştir.

Zhang vd. (2019), yüksek ısı akışı ve yüksek termal güç yönetimine çözüm bulmak amacıyla sıvı galinstan (galyum-indiyum-kalay) tabanlı mini kanallı sıvı soğutma işlemi için deneysel bir çalışma gerçekleştirmiştir. Çalışmada kullanılan mini kanallı ısı alıcısının ölçüleri 1 mm x 5 mm olacak şekilde tasarlanmıştır. Elde edilen sonuçlara göre, galinstan tabanlı mini-kanallı soğutma sisteminin, oluşan ısı değerini 300 W/cm² ısı akısı ve 1500 W ısı gücü ile dağıtabildiğini açıkça göstermiştir. Su tabanlı mini kanallı soğutma sistemine kıyasla, çok daha büyük bir ısı transferi artışı sağlayabildiğini ve galinstan tabanlı mini-kanallı ısı alıcısının basınç kayıplarının su tabanlı mikrokanallı soğutmaya göre çok daha düşük olduğu belirlenmiştir.

Qi vd. (2017), kararlı Al₂O₃-su ve TiO₂-su nanoakışkanlarının CPU ısı alıcıları üzerinde ısı transfer karakteristiklerini ve akış özelliklerini deneysel olarak araştırmıştır. 146-812 Reynolds değer aralığında nanoakışkanların nanopartikül kütle fraksiyonlarının (Al₂O₃/su: %0,1, %0,2, %0,3, %0,4, %0,5, %1, %1,5 ve %2; TiO₂/su: %0,1, %0,2, %0,3, %0,4, %0,5 ve

% 1), ısı transferi ve akış karakteristiği üzerine etkilerini gözlemlenmiştir. Çalışma sonucunda en yüksek nanopartikül kütle fraksiyonuna sahip nanoakışkanların en iyi ısı performansına sahip olmadığı belirlenmiştir. Ayrıca $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{su}$ nanoakışkanının en iyi ısı transfer performansı için nanopartikül kütle fraksiyonunun artmasıyla, Nusselt sayısı değerinin önce arttığı sonra azaldığı gözlemlenmiştir. Bu kapsamda Nu değerinin düşüşe başladığı yer olarak da belirlenen kritik nanopartikül kütle fraksiyonlarının $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{su}$ ve TiO_2/su nanosivileri için sırasıyla $\omega = \% 1$ ve $\omega = \% 0,4$ olduğu bulunmuştur. Ayrıca, $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{su}$ ve TiO_2/su nanosivilerinin kullanıldığında, CPU'nun sıcaklık değerini sırasıyla % 23,2 ve % 14,9 oranında azalttığı gözlemlenmiştir.

Saeed ve Kim, 2018 yılında yapmış oldukları çalışmada, mini kanallı ısı alıcısı modeli için soğutucu iş akışkanı olarak nanoakışkanları tercih etmiş ve soğutucu akışkanın ısı transferi üzerindeki iyileştirme etkisini incelemiştir. Temel olarak üç farklı kanal tipine sahip ısı alıcısı modeli kullanılmıştır. Soğutucu akışkan olarak iki farklı hacim fraksiyonu değerine sahip Al_2O_3 -saf su nanoakışkanı tercih edilmiştir. Çalışma kapsamında kanal tipleri, soğutucu iş akışkanının hızı ve hacim fraksiyonunun, konvektif ısı transfer katsayısı, taban sıcaklığı, termal direnç ve ısı transfer iyileştirme oranı üzerindeki etkileri incelenmiştir.

Saadoon vd. (2021) yapmış oldukları çalışmada, mini kanallı bir soğutucu sisteminde ısı transfer katsayısının artışı sağlamak adına sayısal bir çalışma gerçekleştirilmiştir. İş akışkanı olarak nanoakışkan (Fe_3O_4 -Saf su ve Ag-Saf su) ve saf su kullanılmıştır. Gerçekleştirilen sayısal analizlerde, mini kanal için üç boyutlu akışkan ve ısı transferi çözümü modellenmesi oluşturulmuştur. Çalışma kapsamında, 200-1000 Reynolds değer aralığında çalışılmış olup iş akışkanı için %0-0,075 hacim fraksiyon değer aralığı tercih edilmiştir. Mini kanal tabanına 180 kW/m^2 sabit ısı akısı uygulanmış ve taban sıcaklığı, Nusselt Sayısı, sürtünme faktörü ve termal direnç incelenmiştir.

Chiam vd. (2016) yapmış oldukları çalışmada, yeni tip sinüzoidal kanatçıklı mikro kanallardaki akışkan performansını ve ısı transferi davranışlarını hem sayısal hem de deneysel olarak incelemiştir. Yeni tip sinüzoidal kanatçıkların her biri için tepe ve olukları arasında $\pm 45^\circ$ fark eklenmiştir. 50-200 Reynolds değer aralığında gerçekleştirilen çalışmalarda farklı kanatçık yapılandırmalarında, basınç düşüşü, Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü değerleri incelenmiştir.

Hassani vd. (2018) yapmış oldukları çalışmada, farklı hacim fraksiyonlarına (% 0,5 ve % 1) sahip Al_2O_3 -saf su nano akışkanının, farklı kanatçık kesintilerine sahip chevron tipi ısı alıcıları üzerindeki etkilerini sayısal olarak incelemiş ve gerçekleştirilen deneysel çalışma sonuçlarıyla karşılaştırmıştır. Reynolds değerinin 900'dan az olduğu çalışmada laminar akış rejimi tercih edilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, kesintili kanatçıkların kanal içerisinde kullanılmasıyla yüksek ısı transfer performansı sağladığı görülmüştür.

Aliabadi ve Sahamiyan (2016) yapmış oldukları deneysel çalışmada, geometrik parametrelerin, nanopartikül kütle fraksiyonunun ve akış hızının mini kanallı ısı alıcıları üzerindeki etkilerini incelemiştir. Deneyler, sabit bir ısı akışı üretme yeteneğine sahip hassas kapalı döngü şeklinde tasarlanan deney düzeneğinde gerçekleştirilmiştir. İş akışkanı olarak Al_2O_3 /su nanoakışkanı kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre, oluşturulan ısı alıcısı modellerinde dalga boyu azaldıkça ve dalga genliği arttıkça, hem ısı transferinin hem de basınç düşüşünün arttığı belirlenmiştir. Ayrıca, incelenen aralıklarda, dalga genliğinin etkisinin dalga boyu parametresine kıyasla daha fazla olduğu görülmektedir. Nanopartiküller açısından incelendiğinde sıvı içerisindeki ağırlık fraksiyonu arttıkça mini kanallı ısı alıcılarının ısı-hidrolik performansının arttığı belirlenmiştir.

Rashed vd. 2019 yılında yapmış oldukları sayısal çalışmada, dalgalı bir mikro kanallı soğutucuda Ag/su nano akışkanının hidrotermal ve entropi davranışını incelemiştir. Çalışma kapsamında nano parçacıkların hacim fraksiyonu, Reynolds sayısı, kanalın genliği ve dalga boyu gibi parametrelerin konvektif ısı transfer katsayısı, CPU yüzey sıcaklığı, pompalama gücü ile termal, sürtünme ve toplam tersinmezlik üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre, Reynolds değerinin ve nano parçacıkların miktarının artırılması, CPU yüzey sıcaklığını ve termal ve toplam tersinmezlik oranını olumlu bir şekilde azaltmıştır. Ayrıca çalışma sıvısının konvektif ısı transfer katsayısını artırarak ısı alıcısının performansını artırdığı gözlemlenmiştir.

Sajid vd. (2019), üç farklı kanal yapısına sahip dalgalı kanatçıklı ısı alıcılarında kullanmış oldukları TiO_2 /su nano akışkanın kanal içerisindeki ısı transferini ve hidrodinamik özelliklerini deneysel olarak incelemiştir. Hacimce % 0,006, 0,008, 0,01 ve 0,012 derişime sahip TiO_2 /su nano akışkanın performansı, laminer şartlar altında 25 W, 35 W ve 45 W ısıtma güçlerinde saflaştırılmış su ile karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre, tüm ısı alıcısı modellerinde nano akışkanların kullanılmasıyla, performans anlamında daha olumlu sonuçların elde edildiği gözlemlenmiştir. 25 W ısıtma gücü ve 894 Reynolds değerinde hacimce % 0,012 TiO_2 /su nano akışkanı kullanıldığında, duvar taban sıcaklığı minimum değerlerde elde edilmiş olup Nusselt sayısında elde edilen maksimum artış sırasıyla % 33,85 °C ve % 40,57 olarak belirlenmiştir.

Zhang vd. (2019) yapmış oldukları sayısal çalışmada, uzunlamasına vorteks üreteçlerine (LVG'ler) sahip dikdörtgen kesitli mikrokanalın üç boyutlu (3D) simulasyon modeli üzerine araştırmalarda bulunmuştur. Çalışmada uzunluk, genişlik, uzunlamasına aralık ve LVG çiftlerinin sayısı vb. parametlerin etkileri üzerinde durulmuştur. Belirlenen parametreler kullanılarak akış ve ısı transfer performansını iyileştirmek amacıyla optimizasyon çalışması yapılmış ve bu optimizasyon çalışması için Taguchi metodundan faydalanılmıştır. Çalışma için Nusselt sayısı (Nu), Fanning sürtünme faktörü (f) ve genel verimlilik (η) gibi üç farklı değerlendirme indeksi belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, LVG çiftlerinin adedi ve birbirleri arasında uzunlamasına aralıklarının, Nu değeri için ana etki faktörleri olduğu

gözlemlenmiştir. Farklı bir sonuç olan akış direnci için, LVG'lerin sayısı ve uzunluğu diğer parametrelere göre pozitif yönde daha fazla etkiye sahip olduğu belirlenmiştir. Ayrıca orijinal modele göre Nu ve genel verimlilik katsayıları için sırasıyla % 23,6 ve % 7,2 artış sağlandığı görülmüştür.

Chamanroy ve Khoshvaght-Aliabadi (2019) yapmış oldukları analiz çalışmasında, düz minyatür ısı emici (SMHS) ve dalgalı minyatür ısı emicinin (WMHS) performansını karşılaştırmıştır. Elde edilen sonuçlara göre, düzenlenmiş plaka ile düz plaka arasında hız ve sıcaklık alanlarında bariz farklılıkların olduğu görülmektedir. Pimli kanatçıklarla donatılmış SMHS'lerin ve WMHS'lerin hem ısı transfer katsayısının hem de basınç düşüşünün, pimli kanatçıksız olan modelden her durumda daha yüksek olduğu belirlenmiştir. Çalışma kapsamında 100-1000 Reynolds değer aralığında düzenlenmiş plakaların, düz plakalara kıyasla ısı transfer katsayısında 0,05-2,3 kat ve basınç düşüşünde ise 2,6-13,6 kat artış sağladığı görülmüştür. Belirlenen parametrelere göre en iyi değerler, ters dönüşe sahip dalgalı pim-kanatçıklarla donatılmış WMHS modelinde olduğu belirlenmiştir. Isı transfer hızının pompalama gücüne oranı, en iyi model yapılandırmalarını belirlemek için kullanılır. Buna göre düz pimli kanatçıklı SMHS ve aynı dönüşe sahip dalgalı pim kanatçıklı WMHS model yapılandırmaları, belirlenen şartlarda daha iyi bir performans gösterdiği belirlenmiştir.

Esmailzadeh vd. (2017) tasarladıkları bütünleşik ısı değiştiricisi modeli için simülasyon çalışması gerçekleştirmiş. Bu çalışma kapsamında, düz bir kanal içerisine yerleştirilen ısı alıcısı elemanının iş akışkanın, akış özelliklerine ve termal etkisi üzerine etkileri incelenmiştir. Simülasyonda trapez kanatçık çifti (TWP) ve eğimli trapez kanatçık çifti (CTWP) olmak üzere iki farklı girdap üreteçleri, kanal yüzeyinde oluşan girdapların etkilerini değerlendirmek için kanal tabanına monte edilmiştir. Çalışma 7000-35000 Reynolds değer aralığında gerçekleştirilmiş olup Reynolds stres modeli (RSM) aracılığıyla simülasyonlar oluşturulmuştur. Çalışma sonucunda eğimli trapez kanatçık çiftinin trapez kanatçık çiftine kıyasla daha düşük bir basınç düşüşüne yol açtığı ve daha iyi bir termal performans gösterdiği belirlenmiştir.

Hosseini vd. (2016) yapmış oldukları çalışmada, rüzgâr tüneline, sinüzoidal, dalga ve kırık modellerdeki engellerin, sıcak olan dikdörtgen ve üçgen kesitli çubukların soğutulması için kullanıldığı deneysel ve sayısal çalışmalar yapmış ve elde edilen verilerle karşılaştırmıştır. Elde edilen sonuçlara göre sinüzoidal engellerin dikdörtgen dizilimindeki çubukların soğutulmasında daha etkili olduğu belirlenmiştir.

Kim vd. tarafından 2016 yılında gerçekleşen çalışmada, dalgalı kanatçıklı bir ısı değiştiricisinde çapraz kesim kaynaklı akış kontrolüyle ısı transferinin olumlu yönde geliştirilmesini sayısal olarak incelenmiştir. Tasarlanan simülasyonda ondülasyon açısı 20° olan iki boyutlu beş dalgalı tip kanatçık kullanılmıştır. Bu modeller arasında sadece 3. dalgada çapraz kesim uygulanmıştır. Çalışma kapsamında, çapraz kesim için en uygun konum ve uzunluğu bulmak amacıyla parametrik çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, optimizasyon

işlemi gerçekleştirilmiş ve çapraz kesim dalgali kanatçıkların ısı transfer performansına etkisi, tipik bir dalgali kanatçıga göre % 23,81 daha fazla olduğu belirlenmiştir. Ayrıca basınç düşüşü değeri açısından incelendiğinde ise % 7,04'lük bir artış sağlandığı görülmüştür.

Naqiuddin vd. (2018), işlemcilerde kullanılan düz kanallı ısı alıcılarının ısı performansını olumlu yönde arttırmak amacıyla yeni tip parçalı (segmentli) mikro kanal modeli geliştirmiştir. Tasarımı yapılan ısı alıcısının tabanına sabit bir ısı akısı uygulandığı kabul edilmiştir. Kanal içerisinde iş akışkanı olarak su kullanılmıştır. Farklı bölgelere ayrılmış olarak tasarlanan mikro kanalın tasarımının belirlenmesinde kullanılan optimizasyon işlemi için Taguchi-grey yöntemi tercih edilmiştir. Optimizasyon işleminde, kanatçık genişliği, kanatçık uzunluğu, kanatçıklar arası mesafe, parça sayısı, kanal genişliği ve kütleli debi giriş parametreleri olarak belirlenmiştir. Belirlenen giriş parametrelerinin özgül performans, sıcaklık değişimi ve basınç düşüşü gibi özellikler üzerindeki etkileri incelenmiştir.

Bi vd. 2013'da yapmış oldukları araştırmada, çukurlu, silindirik oluklu ve alçak kanatlı mini kanal modellerinde konvektif soğutma işlemi, sayısal olarak incelenmiştir. Yüzeyler için istenen ısı transfer hızını artırma yöntemleri sinerji açısı dağılımını ile incelenmektedir. Çalışma kapsamında, değerlendirme ölçütü olarak PEC parametresi, geliştirilmiş yüzeylerin performans ölçülerinin incelemesi için kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre, 2700-6100 Reynolds değer aralığında kullanılan çukurlu mini kanalların, ısı transferini iyileştirme performansı açısından en verimli model olduğu belirlenmiştir.

Zhang vd. 2017 yılında yapmış oldukları çalışmada, bütünleşik elektronik cihazlarda oluşan yüksek ısı akılarının çok daha küçük alanlarda hızlı bir şekilde uzaklaştırılması amacıyla paralel ve seri olmak üzere iki farklı ısı alıcısı modelini içeren mikrokanallı ısı alıcısı soğutma sistemi tasarlamıştır. Çalışmada iş akışkanı olarak R134a soğutucu gazı seçilmiştir. Bu kapsamda R134a soğutucu gazının kaynama özellikleri ve mikro kanallı ısı alıcıları arasındaki karşılıklı etkileşimlerin soğutma performansı açısından incelemesi için dinamik ve kararlı koşullar altında deneysel bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Tasarımı gerçekleştirilen ısı alıcılarının her biri 0,5 mm hidrolik çapa sahip 21 mikro kanalın paralel veya seri olarak bağlanması şeklinde oluşturulmuştur. Elde edilen deneysel sonuçlara göre, elektronik cihazların ısı dağılımı problemini çözmek için ısı alıcısı kullanımının son derece önemli olduğunu belirlenmiştir.

Anbumeenakshi ve Thansekhar (2017) yapmış oldukları deneysel çalışmada, mikro kanallı ısı alıcısının soğutma performansını incelemişlerdir. İncelenen mikro kanallı soğutucu, 0,727 mm hidrolik çaplı 30 dikdörtgen kanala eşit aralıklarla yerleştirilmiştir. Deneysel çalışma kapsamında benzer boyutlarda üç farklı ısıtıcı kullanılmıştır. İş akışkanı olarak, kütle fraksiyon değeri % 0,1-0,25 olan Al_2O_3 /su nano sıvısı ve saflaştırılmış su tercih edilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, % 0,25 kütle fraksiyonuna sahip Al_2O_3 /su nano-akışkanının kullanılması, daha düşük maksimum ve ortalama yüzey sıcaklık değerlerinin elde edilmesini sağlamıştır.

Alam vd. (2020), CPU'da oluşan ısıнын uzaklaştırılması amacıyla tasarlanan silindir tipi engel yapılarına sahip ısı alıcısının ısı transfer performansını incelemek için sayısal bir çalışma gerçekleştirmiştir. Çalışma kapsamında iş akışkanı olarak hava kullanılmıştır. Bu sayısal çalışmada parametre olarak, mikro-pim-kanatçığın giriş türbülans yoğunluğu (TI) ve kanatçık çapı (D) belirlenmiştir. Ayrıca oluşturulan sistemdeki türbülans rejimini yakalamak için SST modeli kullanılmıştır.

Bahiraie vd. tarafından 2019 yılında yapılan çalışmada, dairesel, üçgen ve damla şeklindeki üç farklı pim kanatçıklı mini bir soğutucuda çevre dostu nano akışkanın termal ve hidrolik özellikleri araştırılmış olup enerji verimliliği açısından incelenmiştir. Nanoparçacık fraksiyonu ve akış hızı parametrelerinin ısı direnç, sıcaklık homojenliği, konvektif ısı transfer katsayısı, maksimum yüzey sıcaklığı, ortalama yüzey sıcaklığı, basınç kaybı ve pompalama gücü gibi parametrelere etkileri araştırılmıştır. Çalışma sonucunda hem sabit hızda hem de sabit pompalama gücünde, dairesel pim kanatçığın bulunduğu ısı emicisi en iyi performansı sağlarken, üçgen pim kanatların bulunduğu model verimlilik açısından en kötü performansı verdiği görülmektedir.

Arshad vd. 2020 yılında yapmış oldukları çalışmada, elektronik cihaz ve türevlerinin pasif soğutma yöntemleri ile verimli bir şekilde soğutulması için faz değiştiren malzemelerin (PCM) kullanıldığı kanatlı ısı alıcılarının iki boyutlu sayısal simülasyonunu gerçekleştirerek ısı transfer performansını araştırmıştır. Bu kapsamda tasarlanan kanatlı ısı alıcılarının boyutları 2 mm ve 3 mm'dir. Isı alıcısı tabanında kullanılan n-eicosane, elektronik cihazlarda oluşan ısı enerjisini depolamak için soğutucu içinde bir PCM olarak kullanılır. Elde edilen sonuçlara göre, düşük sıcaklıkta PCM'nin soğutucu taban sıcaklığını daha düşük değerlerde tuttuğu ve bu sayede kanatlı soğutucu içinde homojen dağılımın gerçekleştiği gözlemlenmiştir.

Beig vd. 2011 yılında yapmış oldukları sayısal çalışmada, kanal içerisinde ısı transfer oranını maksimum seviyeye çıkarmak ve bloklar (elektronik yongalar) üzerinde homojen ısı akışı dağılımını sağlamak için üçgen tipi girdap jeneratörü kullanmış ve kanal içerisinde çeşitli parametrelere bağlı olarak optimizasyon çalışması gerçekleştirmiştir. Optimizasyon algoritması için Gauss İşlemi ile birleştirilmiş genetik algoritma kullanılmıştır. Çalışma kapsamında her bir numune için elde edilen Nusselt sayısı, Navier Stokes çözücüsü yardımıyla elde edilmiştir. Optimizasyon çalışması sonucunda standart sapma çarpanının değeri ne kadar büyükse, Nusselt sayısının o kadar tekdüze hale geldiği görülmektedir. Ayrıca girdap üreticilerinin kanal içerisindeki konumunun Reynolds sayısından bağımsız olduğu belirlenmiştir.

Dezan vd. (2020) tarafından yapılan çalışmada, 5000 ve 10000 Reynolds sayısı değerinde kanal içerisinde aşağı ve yukarı yönlerde düzenlenmiş sıralı üç adet delta kanatçık çiftleri ile solar hava ısıtıcı kanal tiplerinin duyarlılık analizi ve optimizasyon işlemi gerçekleştirilmiştir. Yapılan duyarlılık analizinde, tasarım değişkenleri için sürtünme faktörünün Nusselt sayısından çok daha duyarlı olduğu belirlenmiştir. Optimizasyon işleminde dokuz farklı giriş

parametresi üzerinde durulmuştur. Optimizasyon işlemi sonuçları incelendiğinde, kanal içerisinde en yüksek performansın, vorteks jeneratörlerin kanal yüzeyi boyunca periyodik olarak dağıtılmadığı modellerde olduğu görülmüştür. Net güç oranı için sonuçlar incelendiğinde, yukarı yönlü delta kanatçık dizisi, aşağı yönlü delta kanatçık dizisinden daha iyi performans gösterdiği belirlenmiştir.

Modi vd. (2020), 400 ve 2000 Reynolds değerlerinde dairesel delikli dikdörtgen kanatçık vorteks jeneratörleriyle donatılmış kanatlı ve borulu ısı eşanjörlerinin termo-hidrolik performansını değerlendirmek amacıyla üç boyutlu sayısal çalışma gerçekleştirmiştir. Dikdörtgen kanatçıklar, üzerinde bulunan dairesel delik sayısına göre (1, 2, 4 ve 6 delik) 4 farklı modelden oluşmaktadır. Yapılan çalışmada, Nusselt sayısı (Nu), basınç düşüşü (ΔP), sürtünme faktörü (f), Colburn faktörü (j) vb. parametrelerin termo-hidrolik performans ölçütlerine etkisi incelenmiştir. Dikdörtgen kanatçıklar üzerinde bulunan delik sayısının etkisi performans değerlendirme ölçütleri (PEC) olarak boyutsuz sayı $(j/j_0)/(f/f_0)$ kullanılarak değerlendirilir. Kullanılan delikler sebebiyle tüm deneylerde akış direncinde azalma olduğu belirlenmiştir. 6 delikli dikdörtgen kanatçık vorteks jeneratörleri için Nusselt sayısı incelendiğinde, Reynolds sayısı 400 ve 2000'de sırasıyla yaklaşık % 45,95 ve % 57,37 olarak olumlu yönde artış sağladığı görülmektedir. Ayrıca, sürtünme faktörü yaklaşık % 13,81 azaltılmıştır.

Yabo vd. 2019 yılında, farklı giriş ve çıkış düzenlerine sahip ısı emicileri için sayısal çalışmalar gerçekleştirmiştir. Çalışma sonucunda elde edilen sayısal sonuçlar, dört çıkışlı ısı emicisine ait Nu sayısının, tek çıkışlı ısı emicisine ait Nu sayısına oranla daha düşük olduğunu göstermektedir. Ayrıca, dört farklı çıkış noktasına sahip modelde daha düşük bir akış direnci oluşmaktadır. Çalışma, ısı emicilerin termal performansının, doğru yerleşim planının kullanılmasıyla olumlu yönde arttırabileceğini göstermektedir.

Ho vd. (2019), ağırlıkça % 0–8 derişim değer aralığına sahip Al_2O_3 /su nanosivisinin mini-kanallı soğutucu yüzeyiyle gerçekleştirdiği konveksiyonla ısı transferinin belirlenmesi için deneysel bir çalışma gerçekleştirmiştir. Reynolds değeri 238-1549 aralığında olan çalışmada, soğutucuyu ısıtmak için 1,2-6,8 W/cm² aralığında homojen bir ısı akısı uygulanmıştır. Elde edilen sonuçlara göre, Reynolds sayısının 258 olduğu % 8 nanopartikül derişimi ile akan nano akışkanın kullanıldığı deneylerde, maksimum basınç düşüşü olduğu gözlemlenmiş ve bu oran 1,41 olarak belirlenmiştir. Ayrıca Reynolds sayısının 1549 ve iş akışkanının ağırlıkça % 8 derişimine sahip olduğu durumlarda ise maksimum ısı transfer etkinliği ve FoM gözlenmiş olup sırasıyla değerleri 1,4 ve 1,27 olarak belirlenmiştir.

Qi vd. (2018) tarafından yapılan çalışmada, TiO_2 -su nano sıvısı ile soğutulan CPU'nun (Merkezi İşlem Birimi) ısı transferi ve akış özellikleri deneysel olarak incelenmiştir. Çalışma kapsamında nanoparçacık kütle fraksiyonlarının (ω = % 0,1, % 0,2, % 0,3, % 0,4 ve % 0,5) ve Reynolds sayılarının (Re = 98, 185, 274, 323, 365, 400, 478 ve 548) termo-hidrolik performansları analiz edilmiştir. ω değerinin % 0,4 olduğu durumda nanoakışkanların en iyi ısı transfer

performansını gösterdiği ve engellerin düzeni ve nanoakışkanın yoğunluğunun yüksek Reynolds sayısı değerinde ($Re > 365$) direnç katsayısı üzerinde çok az etkiye sahip olduğu belirlenmiştir.

Sun ve Liu (2017), kütle fraksiyon değeri % 0,1-0,5 arasında değişen Cu-su ve Al_2O_3 -su nanoakışkanların 400-2000 Reynolds değer aralığında konvektif ısı transfer katsayısı ve akış direnci katsayısı değerlerini, merkezi işlem biriminin (CPU) verimli bir şekilde soğutulması için kullanılan sıvı soğutmalı ısı radyatörüyle birlikte deneysel olarak gözlemlemiştir. Elde edilen sonuçlar incelendiğinde, merkezi işlem biriminin soğutulması amacıyla kullanılan ısı radyatörünün soğutma performansı, Cu-suyu ve Al_2O_3 -su nanoakışkanlarının kullanılmasıyla önemli ölçüde arttığı gözlemlenmiştir. Ayrıca CPU yongasının yüzey sıcaklığının deiyonize suya (saflaştırılmış su) kıyasla 4-18 °C azaldığını belirlenmiştir. Kütle fraksiyon değeri % 0,1-0,4 aralığında değişen nanoakışkanların konvektif ısı transfer katsayısı, saflaştırılmış sudan daha yüksektir. Deiyonize su ile karşılaştırıldığında, Cu-su ve Al_2O_3 -su nanoakışkanlarının akış direnç katsayısı belirli bir dereceye kadar arttığı gözlemlenmiştir.

Naphon vd. (2018), mikro kanallı ısı alıcılarında kullanılan TiO_2 -su nano akışkanlarının jet akışı yöntemiyle ısı transferi ve akış özellikleri üzerindeki etkilerini incelemek amacıyla deneysel çalışma gerçekleştirmiştir. Gerçekleştirilen çalışmada, nanoakışkan derişimini, nozul çapı, nozülün soğutucuya olan mesafesi, nanoakışkanların kütle akış hızının gibi parametreler giriş parametresi olarak belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, % 0,015 nano akışkan derişiminde nanopartiküllerin temel alınan sıvıda askıya alınması, konvektif ısı transferini % 18,56 oranında artırdığı belirlenmiştir. Ayrıca, belirlenen ısı transfer katsayısı, nozul çapı arttıkça ve nozul seviyesi yüksekliği azaldıkça artma eğiliminde olduğu açıkça görülmektedir. Basınç düşüşü açısından ise durum tam tersidir. Nozul çapının azalması ve nozul seviyesinin artması basınç düşüşünü arttırmaktadır. Elde edilen sonuçlar ısı transferini artırmak için belirlenen parametrelerin doğru seçiminin ne kadar önemli olduğunu açıkça ortaya koymaktadır.

Selvakumar ve Suresh (2012), 55 mm x 55 mm x 19 mm boyutlu ince kanallı bir bakır blokta kullanılan % 0,1 ve % 0,2 hacim fraksiyonlarına sahip CuO/su nanoakışkanın ısı transferine etkisini incelemiştir. Elde edilen sonuçlara göre, % 0,2 hacim fraksiyonuna sahip nanoakışkan kullanıldığı durumda bakır bloğun arayüz sıcaklığının 1,15 °C düştüğü gözlemlenmiştir. Ayrıca bakır bloğun konvektif ısı transfer katsayısının, hacimsel debi ve nanopartikül hacim fraksiyonu ile arttığı ve % 0,2 hacim fraksiyonu olduğu durumda konvektif ısı transfer katsayısındaki maksimum artışın, deiyonize suya göre % 29,63 olduğu belirlenmiştir. Deiyonize su ve nanoakışkanlar için pompalama gücü, su bloğundaki basınç düşüşüne göre hesaplanır. Buna göre pompalama gücündeki ortalama artış, % 0,2 olan nanoakışkan hacim fraksiyon değeri için deiyonize suya kıyasla % 15,11'dir.

Fusiara vd. (2018) yapmış oldukları çalışmada, grafik işlemcileri için doğrudan sıvı soğutmalı ısı alıcısı tasarımını ve imalatını belirtmişlerdir. Sıvı soğutmalı ısı alıcısının soğutma

performansını test etmek için, "ısıtıcı-aygıt yazılımı" kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre, tasarımı yapılan doğrudan sıvı soğutma çözümünün verimli bir termal tasarım olduğu, yalnızca büyük miktarda üretim için uygun olmadığı belirtilmiştir. Ortaya koyulan tasarım, 33 °C su besleme sıcaklığı ile tüm işlemci sıcaklığını 60,6 °C seviyesinde tuttuğu gözlemlenmiştir.

Flores vd. 2007 yılında yapmış oldukları çalışmada, kullanıldığı cihaz içerisinde sızıntı yapmayan yeni nesil bir sıvı soğutma ünitesi tasarımı üzerine yoğunlaşmıştır. Bu tasarım için Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD), hızlı prototipleme (RP) teknolojisi, Bilgisayar Destekli İmalat (CAM) ve bilgisayar destekli mühendislik (CAE) gibi bilgisayar destekli tasarım (CAD) yazılımları kullanılmıştır. Optimum su bloğu tasarımında, iş akışkanını belirli bir alana yönlendirmek amacıyla kanal içerisinde geometrik unsurlardan yararlanılmıştır. Çalışma kapsamında, çıkış sıvısı sıcaklığı, sıcaklık dağılımının tekdüzeliği, sıcak noktalar, basınç düşüşü vb. gibi optimum tasarımı belirlemek için CFD verileri, matematiksel modeller ve deneysel sonuçlar kullanılmıştır.

Hsieh vd. 2020 yılında yapmış oldukları çalışmada, laminar akış şartlarında çeşitli pürüzlü mikro kanallar üzerinde ısı transferini iyileştirmek amacıyla deneysel bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Çalışma kapsamında soğutucu akışkan olarak saflaştırılmış su kullanılmıştır. Tasarımı yapılan kanal içerisinde kanal kesit alanı için en-boy oranı (yükseklik-genişlik) 0,25 olan dairesel, kare, üçgen, eliptik ve altıgen tipi olmak üzere beş farklı engel kullanılmıştır. İndiyum ince oksit (ITO) yüzeyinden kanalın tabanına 1,25 W/cm²'lik sabit bir ısı akısı uygulanmıştır. Elde edilen sonuçlara göre, ısı transferinin iyileştirilmesi açısından en iyi modelin kare tipi engellerin kullanıldığı model olduğu belirlenmiştir.

Ali vd. (2017) yapmış oldukları çalışmada, soğutucu tabanında belirli aralıkta ısı akısı uygulamış ve kanat yapılandırılmalarının, faz değiştiren malzeme hacmi, gizli ısı fazı, güç yoğunlukları, termal kapasite ve termal iletkenliğin etkisini incelemiştir. Çalışma kapsamında üç farklı kritik sıcaklık noktası (SPT) belirlenmiştir. Soğutucu içerisinde pasif soğutmayla belirlenen ısıl performansı göstermek için çeşitli faz değiştiren madde fraksiyon oranları kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre, ısı emicinin kanat kalınlığı 3 mm olduğu durumda, elektronik cihazların sıcaklığını kontrol eden TM modülü için en iyi termal performansın görüldüğü belirlenmiştir.

Moradikazerouni vd. (2019), aktif ısı transfer yöntemi için hava soğutmalı, düz plakalı bir ısı alıcısının ısıl performansı, üç boyutlu bir sayısal model tasarlanarak incelenmiştir. Tasarlanan modeli doğrulamak adına, kabul edilmiş yaklaşım ve şartlarda gerçekleştirilmiş sayısal ve deneysel çalışmalar kullanılmıştır. Çalışma kapsamında, ısı alıcısının termal strese karşı kararlılığı araştırılmıştır. Reynolds ve Nusselt sayıları, ısı transfer katsayısı, kanat yüksekliği ve kanat sayısı gibi parametreler çeşitli hava akış hızları altında incelenmiştir. Belirlenen sonuçlara göre, Reynolds değerinin 3800'den 22800 yükseltilmesi, % 47,36 daha az ısıl stres, %50 daha az deformasyon ve % 28,57 daha az yüzey sıcaklığına yol açmıştır. Ayrıca, kanat

sayısının ve kanat yüksekliğinin arttırılmasının yüzey sıcaklığı değerini sırasıyla % 25 ve % 20 azalttığını göstermiştir.

Balaji vd. (2020), damıtılmış suda süspanse edilmiş f-GnP'nin (grafen temelli nanoplateletler) konvektif ısı transfer özellikleri üzerine deneysel bir çalışma gerçekleştirmiştir. Çalışmada kullanılan iş akışkanının kütle akış hızının (5 g/sn-30 g/sn) ve GnP derişiminin (%0-0,2 hacim) konvektif ısı transfer katsayısı, sıcaklık düşüşü, Nusselt sayısı, basınç düşüşü gibi parametreler üzerindeki etkisi incelenmiştir. Sonuçlara göre, nanoakışkanın kullanıldığı deneylerde, ısı alıcısı sıcaklığının 10 °C düştüğü ve konvektif ısı transfer katsayısının ve Nusselt sayısının sırasıyla % 71 ve % 60 arttığı gözlemlenmiştir. Buna bağlı olarak basınç düşüşü değerinde ise suya göre yaklaşık % 12'lik bir artış olduğu belirlenmiştir.

Bahiraei vd. (2021), farklı nanopartikül hacim fraksiyon aralığında kullanılan gümüş/su nano-akışkanın, farklı kanat yoğunlukları ve Reynolds sayılarında eliptik pim kanatlı ısı alıcısı üzerindeki termal etkileri incelemek amacıyla sayısal bir çalışma gerçekleştirmiştir. Çalışma kapsamında, karışım tabanlı iki fazlı model, dört denklem geçişli Kayma Gerilmesi Taşınması (SST) modeli kullanılarak akış ve ısı transferi etkilerini gözlemlemek amacıyla oluşturulmuştur. Kanal içerisinde nano akışkanların kullanılmasının, ısı transfer katsayısı (h), yüzey sıcaklığı, ısıl direnç ve yüzeyin sıcaklık homojenliği gibi sonuç değerleri üzerinde son derece önemli bir etkiye sahip olduğu gözlemlenmiştir. Çalışma sonunda elde edilen değerlere göre, nano akışkanın kullanılması ile maksimum hacim fraksiyonu için termal direnç değerinde % 16,2'lik bir azalma gerçekleştiği görülmektedir. Ayrıca ısı transfer katsayısı değeri, kanatçık yoğunluğunun artması ile pozitif yönde artış sağlamıştır. 2500 Reynolds değeri ve % 0,4 hacim fraksiyonunda kanatçık yoğunluğunun 0,036'dan 0,168'e arttırılmasıyla ısı transfer katsayısı maksimum değerde artış sağlayarak % 49,6 civarında bir değer elde edilmiştir.

Mahmoud vd. (2021), farklı iki tipte bulunan serpantin mini kanallı soğutucu ve çoklu mini kanallı ısı alıcısının termo-hidrolik özelliklerini geliştirmek ve karşılaştırmak amacıyla sayısal ve deneysel olmak üzere iki farklı çalışma gerçekleştirmiştir. Her iki ısı alıcısı da beş farklı kanal formunda tasarlanmış olup ısı transferi ve akışkan performansının iyileştirilmesi için enerji ve ekserji analizi açısından incelenmiştir. Ortaya çıkan sonuçlara göre, pim kanatların ısı alıcısı içerisinde bulunan oluklarla birlikte kullanılması, yalnızca nervür kullanımına kıyasla iki farklı tasarım için de ısı dağılımını olumlu yönde geliştirdiği belirlenmiştir. Serpantin mini kanallı ısı alıcısı ve çoklu mini kanal ısı alıcısı için Nusselt sayıları sırasıyla yaklaşık 33,85 ve 12,2 olarak belirlenirken, basınç düşüşleri ise yaklaşık 363,8 Pa'ya ulaştığı görülmektedir.

Ali vd. (2017) yapmış oldukları çalışmada, 0,25-0,75 akış hızı oranında su tabanlı grafen parçacıklı nanoakışkanların kullanıldığı kanatlı ısı alıcılarında aç ı değışiminin konvektif ısı transfer katsayısı, ortalama sıcaklık farkı ve termal direnç açısından değışimi yapılan deneysel çalışma yardımıyla gözlemlenmiştir. Çalışma kapsamında ısı emicileri, pozitif x ekseninde, 22,5 derece, 45 derece ve 90 derece ölçülerine göre belirlenmiştir. Kanal içerisinde kullanılan grafen parçacıklarının hacimsel derişimi % 9,5'tir. Sonuçlar incelendiğinde, en iyi termal

performansın 22,5 derece kanal açısına sahip ısı emicinde olduğu gözlemlenmiştir. Ayrıca aynı akış hızlarında, 22,5 derece eğime sahip ısı emicisinin, diğer ısı alıcılarına göre daha düşük konvektif ısı direnç gösterdiği belirlenmiştir.

Ho vd. (2020), paralel mini kanallı ısı alıcısının gizli ısı soğutma tavanı ile ısı yayma performansını değerlendirmek amacıyla deneysel bir çalışma gerçekleştirmiştir. Tasarımı gerçekleştirilen sistemin soğutma kapasitesini arttırmak için, sistem içerisinde iş akışkanı olarak farklı kütle fraksiyonlarına sahip Al_2O_3 -saf su nano akışkanı kullanılmıştır. Çalışma parametreleri olarak nanopartiküllerin farklı kütle fraksiyonu değerleri, Reynolds sayısı, ortalama alt duvar sıcaklığı, akışkanın giriş sıcaklığı ve soğutma üst plakasının ortalama sıcaklığı belirlenmiş ve bu parametrelerin sürtünme faktörü üzerindeki etkileri, giriş ve yığın sıcaklık farkına bağlı ortalama Nusselt sayıları ve performans katsayısı incelenmiştir.

Saravankumar ve Senthil (2020) kanal içerisinde kullanılan farklı yüzey geometrisine sahip pim kanatlı engellerin akış ve termal özelliklerine olan etkisini gözlemlemek için bir deneysel çalışma gerçekleştirmiştir. 2500-4500 Reynolds değer aralığında yapılan çalışma kapsamında, dişli yüzey tipine sahip pim kanatlı ısı alıcısının, düz pim kanat ısı alıcısına göre ısı transferine % 18,13 daha olumlu etkide bulunduğu gözlemlenmiştir. Kanal içerisindeki basınç düşüşü incelendiğinde ise düz pim kanat ısı alıcısında, vidalı yüzey pim kanatlı ısı alıcısı modeline göre % 21,4 daha az olduğu görülmüştür.

Koyuncuoğlu vd. (2012), bütünleşmiş devrelerin monolitik sıvı soğutması işlemi için tasarlamış oldukları mikro kanallı ısı alıcısını, çeşitli ısı transferi ve soğutucu akış hızı koşulları altında deneysel olarak incelemiştir. Yapılan deneyler sonucunda elde edilen Nusselt sayısı bağıntıları, dikdörtgen mikrokanallarda laminar akış için başka çalışmalarda belirtilen iki farklı bağıntı değeri arasında olduğu görülmüştür. Ayrıca sürtünme faktörü açısından incelendiğinde ise, hafif sapmalarla birlikte laminar teorisiyle uyumlu olduğu belirlenmiştir.

Shahsavar vd. (2020) yapmış oldukları sayısal çalışmada, termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarını kullanarak Ag/su nano akışkanın, gözenekli köpük ile doldurulmuş bir ısı alıcısıyla birlikte laminar şartlarda ortaya çıkan etkileri incelemiştir. İş akışkanının giriş hızı 0,5–3 m/s değerleri arasında ve nano akışkanın hacim fraksiyonu ise %0–1 değer aralığında değişmektedir. Ortaya çıkan sonuçlara göre, akış hızının artmasının, akışkan sürtünmesi nedeniyle konveksiyon katsayısında, pompalama gücünde ve entropi oluşumunda artışa neden olurken, maksimum CPU sıcaklığı, termal direnç ve ısı transferine bağlı entropi oluşumunun azaldığını görülmüştür.

Bu bölümde belirtilen ve benzeri olan birçok çalışma incelendiğinde, işlemci ve bileşenlerinin soğutulması alanında çok az çalışma yapıldığı ve gerçekleştirilen bu az sayıdaki çalışmaların birçoğunun da CPU üzerine olduğu belirlenmiştir. GPU'nun soğutulmasında kullanılan sıvı soğutma blokları açısından incelendiğinde akademik anlamda model oluşturma ve iyileştirme açısından son dönemlerde birkaç çalışma yapılmış ve bu çalışmalar da deneysel olarak

gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen bu çalışma ile belirtilen GPU soğutma alanındaki nümerik çalışma eksiğinin giderilmesi amaçlanmaktadır. Ayrıca ortaya konan model ile GPU yüzeyinde meydana gelen ısının uzaklaştırılması ve işlemcinin en uygun şartlarda daha uzun süreli ve daha yüksek performansta çalışmasının sağlanması hedeflenmektedir.



2. BÖLÜM

MATERYAL VE METOT

Gerçekleştirilen tez çalışmasında, sıvı soğutma bloğu olarak ticari amaçla üretilmiş olan bir model referans alınmıştır. Bu kapsamda giriş, ısı alıcısı ve çıkış bölümü olmak üzere 3 farklı bölümden oluşan sıvı soğutma bloğunun giriş ve ısı alıcısı bölümleri için sayısal çalışma gerçekleştirilmiştir. Sayısal çalışma kapsamında gerçekleştirilen analiz ve optimizasyon işlemleri için HAD (Hesaplamalı akışkanlar dinamiği)'den ve Taguchi metodundan yararlanılmıştır. 173,48 mm x 98,3 mm boyutlarına sahip sıvı soğutma bloğunun yapısında bulunan mini kanal ve kanatçık yapılarının tasarımı ve akış analizleri için ANSYS 2021-Fluent R2 yazılımı kullanılmıştır.

Çalışma ile ilgili olarak bu bölümde HAD metoduna bağlı olarak belirlenen çalışma alanının ve bu çalışma alanında oluşturulacak olan modelin genel tanımı ve oluşturulma amacı, gerçekleştirilen analizler için gerekli matematiksel eşitlikler, giriş parametreleri, sınır şartları ve çözüm metotlarından bahsedilmiştir.

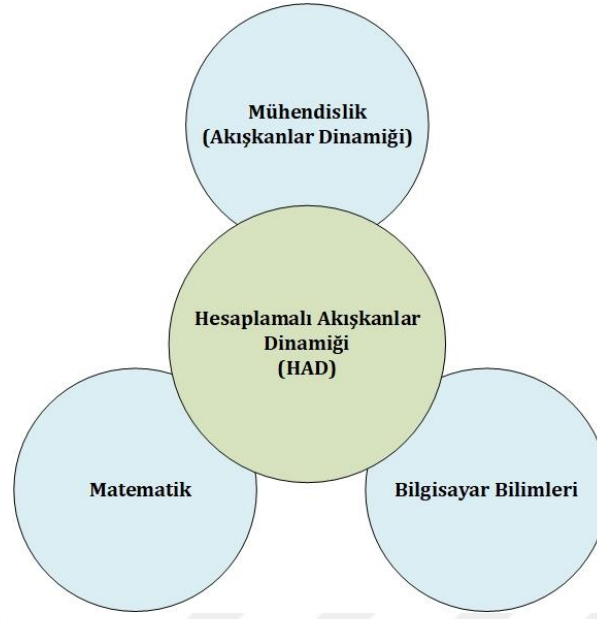
2.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

Akışın esas alındığı birçok mühendislik probleminin tasarımı ve analizi iki temel yaklaşımla ele alınmaktadır. Bunlar laboratuvar ortamında bir model üzerinde ortam şartlarına bağlı olarak gerçekleştirilen deneysel çalışmalar, diğeri ise diferansiyel denklemlerin analitik veya sayısal (nümerik) olarak çözümlemeleridir (Çengel ve Cimbala, 2008).

Günümüz endüstriyel uygulamalarında ve akademik çalışmalarda her iki yaklaşım birlikte de uygulanmaktadır. Fakat son dönemlerde deney uygulamalarının maliyeti ve zaman gereksinimleri vb. sebeplerden dolayı akış ve ısı problemlerinde sayısal çözümlere daha çok yönelim gerçekleşmektedir. Bu kapsamda en çok hesaplamalı akışkanlar dinamiği tercih edilmektedir.

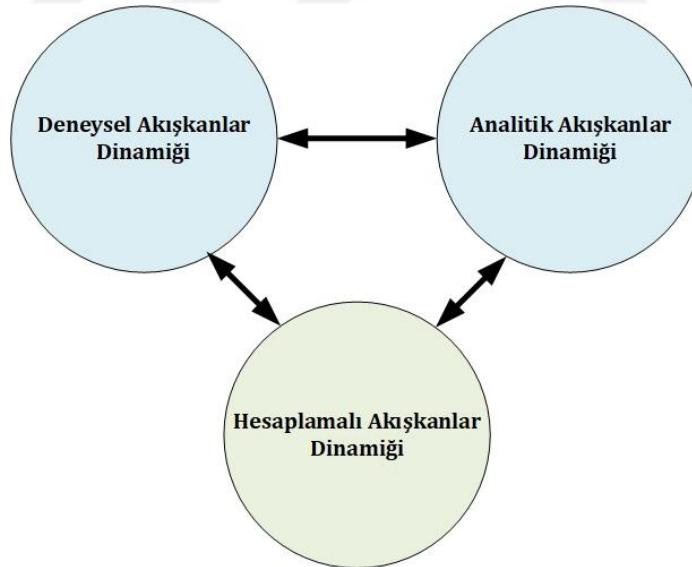
Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD), akış problemlerinin nicel tahminlerini ve/veya analizlerini üretmek için akışkan hareketi denklemlerini sayısal olarak çözümleyen bir bilim dalıdır (Kundu vd., 2012). Akışkanlar mekaniği ve ısı transferi disiplinlerinden türeyen HAD, başlangıçta uzay-havacılık gibi yüksek teknoloji alanında kullanılırken, günümüzde modern mühendislik alanlarının tamamında karmaşık yapıdaki problemlerin çözüm metodu olarak kullanılmaya başlanmıştır.

Şekil 2.1'de görüldüğü gibi HAD, akışkanlar dinamiği, matematik ve bilgisayar gibi birden fazla bilimi birleştiren disiplinler arası bir bilim dalıdır. Bu kapsamda akış hareketinin fiziksel yönleri genellikle HAD denklemleri olarak adlandırılan kısmi diferansiyel biçimindeki temel matematiksel ifadelerle gösterilebilmektedir (Tu vd., 2020).



Şekil 2.1. HAD ile ilişkili olan bilim dalları (Tu vd., 2020)

Akışkanlar dinamiğinin temel alındığı problemlerde akışkanların hareketi (akışkanlar dinamiği) ile ilgili kısımlarda daha çok tercih edilen HAD, Şekil 2.2’de belirtildiği gibi ısı transferi ve akışkanlar dinamiği çözümlemelerinde kullanılan üç temel yöntem veya yaklaşımdan biri olarak kabul edilmektedir.



Şekil 2.2 Isı transferi ve akışkanlar dinamiği çözümlemelerinde kullanılan temel yöntemler (Tu vd, 2020)

HAD, modellemesi yapılan nesneler içerisinde veya etrafındaki akışkan hareketinin oluşturduğu fiziksel olayları net bir şekilde ortaya koymak için sıklıkla kullanılmaktadır.

Belirtilen fiziksel olaylar akış hareketinin yanı sıra viskoz yitim (disipasyon), difüzyon, taşınım, sınır tabakaları ve türbülansla ilgili gerçekleşen bütün etkileşimlerle ilgilidir (Tu vd., 2020). Özellikle kısmi diferansiyel denklemler sayısal çözümlemelerin geliştirilmesi adına önemli bir yere sahiptir.

HAD çalışmalarında belirli çalışma adımları vardır. Bunlar;

- Analiz çalışmasının amacının belirlenmesi
- Analiz için belirlenen geometrinin oluşturulması
- Tasarımı yapılan model için uygun çözüm ağının (mesh) oluşturulması
- Akış analizi için belirlenen iş akışkanının özellikleri ve akış fiziğinin belirlenmesi
- Analiz için gerekli sınır şartlarının belirlenmesi
- Sayısal çözümleme
- Elde edilen sonuçların incelenmesi ve belirli parametre değişimine göre en uygun modelin belirlenmesi

2.1.1. Analiz çalışmasının amacının belirlenmesi

Gerçekleştirilecek HAD çalışmasına başlamadan önce geçmişte yapılmış veya üzerinde çalışılmakta olan çalışmaların detaylı bir şekilde incelenmesi gerekmektedir. Ele alınan problemin çalışma sınırları ve buna bağlı olarak çalışma parametrelerinin belirlenmesi, çalışmanın yapılaş amacı ve beklenen sonuçları detaylı bir şekilde ortaya konmalıdır. Bu kapsamda gerçekleştirilecek olan çalışma ile ilgili yapılacak kabuller, çalışmanın tüm değişkenleri için çok önemli bir unsur olacaktır.

2.1.2. Geometrinin oluşturulması

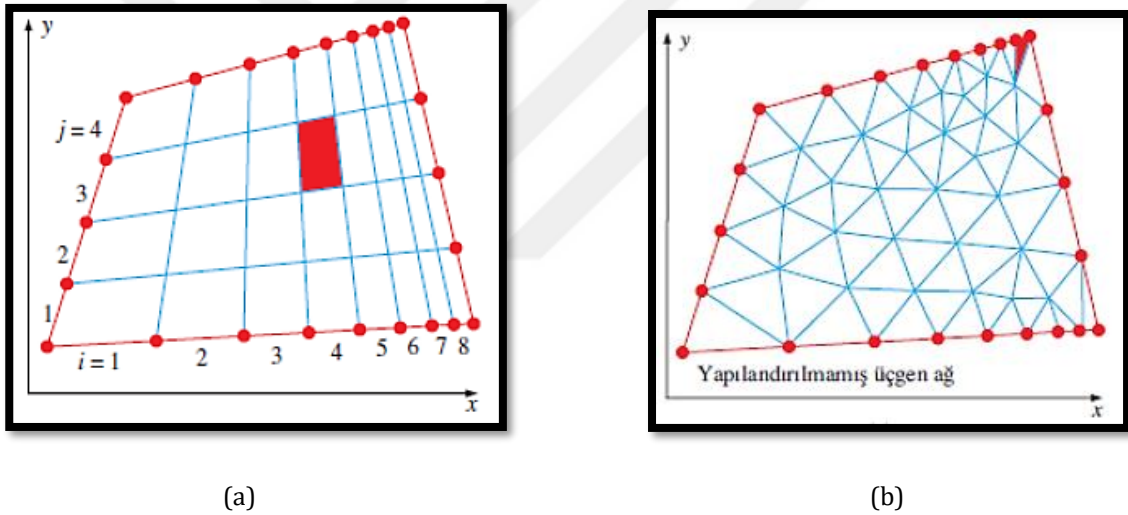
Ele alınan mühendislik problemi doğrultusunda ikinci adım probleme uygun geometrinin oluşturulmasıdır. Özellikle karmaşık yapıya sahip modellemelerin oluşturulmasında bilgisayar destekli yazılımlar son derece önemli rol oynamaktadır.

Bilgisayar destekli tasarım modelleri, ilk adımda belirlenen amaç ve kabuller doğrultusunda oluşturulur. Oluşturulan modelde bulunan katı parçalar ve akış alanları iyi tanımlanmalıdır. Model üzerinde bulunan, sayısal analiz için gerekli olan ağ yapısını bozan veya ağ kalitesini düşüren bölümlerin oluşturulan geometriden çıkartılıp daha basit yapıda analiz çalışmaları gerçekleştirilmelidir.

2.1.3. Çözüm ağının oluşturulması

Gerçekleştirilecek analiz çalışmasında geometrik bölgenin oluşturulmasından sonra ön işlem aşaması için en önemli adımlardan birisi akış veya ısı problemine uygun ağ yapısını oluşturmaktır. Oluşturulan geometrik bölgede akış fiziğini çözümlmek adına uygulanacak HAD hesaplamalarının daha doğru ve gerçekçi sonuçlar vermesi için geometri bölgesinin daha küçük, üst üste gelmeyen bütünleşik alt bölgelere ayrılması gerekmektedir.

Kullanılan birçok HAD yazılımında yapılandırılmış ve yapılandırılmamış olmak üzere iki farklı ağ yapısı tercih edilmektedir. Yapılandırılmış ağ yapıları dörtkenarlı düzlemsel hücrelerden (2 boyutlu çözümleme) veya altı yüzlü (3 boyutlu çözümleme) hacimsel hücrelerden oluşur. Yapılandırılmamış ağ yapıları ise karmaşık ve farklı düzendeki hücrelerden oluşmaktadır. Bu hücreler 2 boyutlu çözümlemeler için üçgen veya dörtgen formunda olurken, 3 boyutlu çözümlemelerde dörtyüzlü veya altı yüzlü formatında olabilmektedir. Şekil 2.3'te her iki ağ yapısı da gösterilmiştir.



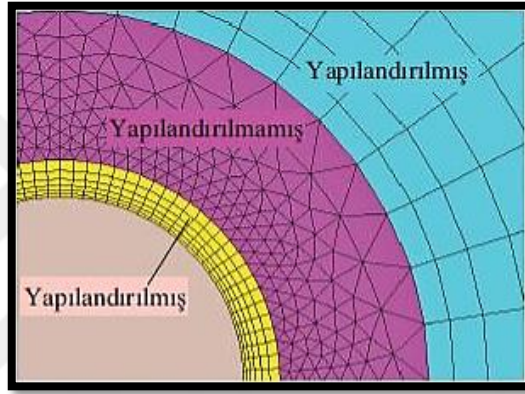
Şekil 2.3. Ağ Yapıları; (a) Yapılandırılmış ağ yapısı, (b) Yapılandırılmamış ağ yapısı (Çengel ve Cimbala, 2008)

Belirlenen ağ yapısı ister yapılandırılmış isterse yapılandırılmamış yapıda olsun güvenilir HAD çözümlmeleri için en önemli bölüm ağın kalitesidir. Özellikle ağ yapısında bulunan hücrelerin çok çarpık yapıda olmamasına özen gösterilmelidir. Aksi halde gerçekleştirilecek sayısal çözümlmelerde yakınsama zorlukları ve doğru olmayan sonuçlar ortaya çıkabilir. 2 ve 3 boyutlu hücreler için farklı çarpıklık türlerinden bahsedilebilir. 2 boyutlu hücreler için en uygun çarpıklık türü denklem 2.1'de tanımlanan eş açılı çarpıklıktır (Çengel ve Cimbala, 2008).

$$Q_{EAÇ} = \text{MAKS} \left(\frac{\theta_{maks} - \theta_{eşit}}{180^\circ - \theta_{eşit}}, \frac{\theta_{eşit} - \theta_{min}}{\theta_{eşit}} \right) \quad (2.1)$$

Denklemden belirtilen θ_{min} ve θ_{maks} hücrelerde bulunan herhangi iki kenarı arasında derece cinsinden maksimum ve minimum açılardır. $\theta_{eşit}$, aynı sayıda kenara sahip olan eşkenar hücrelerin herhangi iki kenar arasındaki açıdır. Belirtilen denkleme uygun 2 boyutlu bütün hücreler için çarpıklık miktarı sıfıra eşittir. Aynı şekilde eşkenar üçgen, kare ve dikdörtgen formuna sahip hücrelerin çarpıklığı sıfır kabul edilir.

Gerçekleştirilen birçok sayısal çalışmada da olduğu gibi her iki yapıdaki (yapılandırılmış ve yapılandırılmamış) ağların bulunduğu Şekil 2.4'te belirtilen melez ağ yapıları da sıklıkla kullanılmaktadır. Bu ağ yapısı, sınır tabakanın etkisi dışında kalan yapılandırılmamış ağ bloğu ile çepere yakın yapılandırılmış ağ bloklarını birleştirmektedir. Melez ağ yapısı, çepere yakın bölgelerde yüksek çözünürlüklü ağ bloklarına olanak sağlamaktadır.



Şekil 2.4. Eğri yüzey yapıları için iki boyutlu melez ağ modeli (Çengel ve Cimbala, 2008)

2.1.4. İş akışkanının özellikleri ve akış fiziği seçimi

Endüstriyel alanlarda karşılaşılan birçok karmaşık HAD probleminin çözümünde belirlenen iş akışkanının özelliklerinin belirlenmesi önemli bir noktadır. Buna bağlı olarak gerçekleştirilecek sayısal çözümlemede akış fiziğinin doğru olarak tanımlanması elde edilecek sonuçların doğruluğu konusunda büyük öneme sahiptir. HAD probleminin çözümünde karşılaşılabilecek akış fizikleri Şekil 2.5'te verilmiştir. Belirlenen akış fiziği ve özellikleri oluşturulacak sayısal çözümlemenin sınır şartları, kabulleri ve giriş parametrelerini belirlemektedir.



Şekil 2.5. HAD'da kullanılan farklı akış fizikleri (Tu vd., 2020)

2.1.5. Sınır şartlarının belirlenmesi

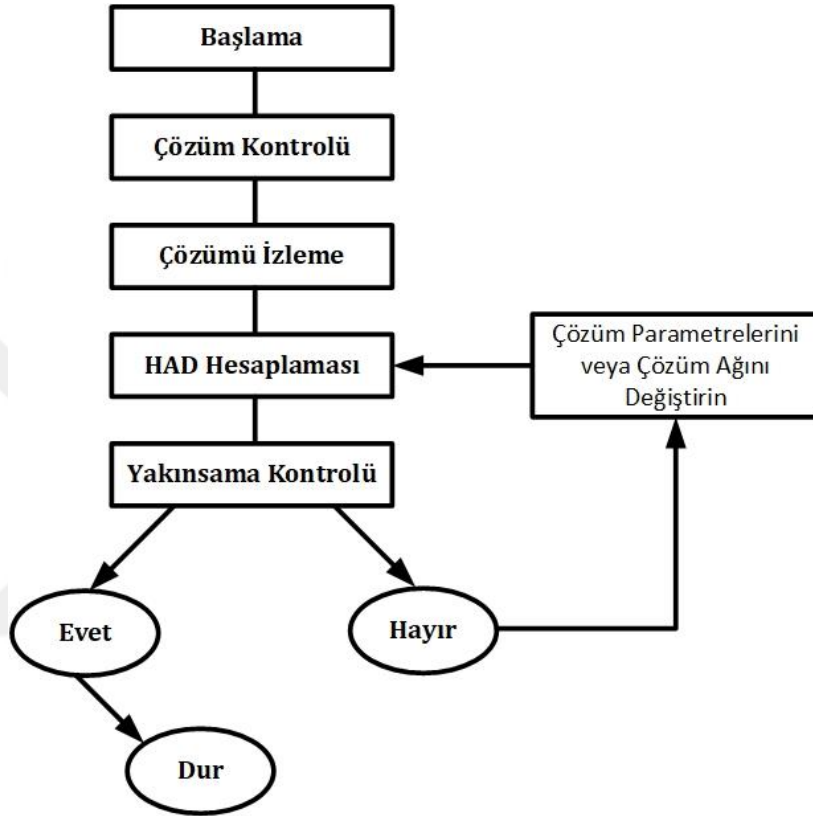
Akışkan davranışlarının karmaşık olması, akış problemlerinin çözümünde uygun sınır şartlarının belirlenmesini son derece önemli hale getirmektedir. Akış alanında, içeri akış ve dışarı akış sınırında, akış alanına giren ve çıkan akışkan davranışlarına uygun sınır şartları belirlenmelidir. Özellikle iç akış problemlerinde akışkanı çevreleyen katı yüzeylerin tanımlanması ve akışkan ile katı yüzey sınır şartlarının uygun bir şekilde belirlenmesi gerekmektedir.

Isı transferi uygulamalarında gerçekleştirilen akış analizlerinde akış alanının ve akış alanında bulunan engeller için belirlenen sınır şartları, sıcaklık ve ısı akısı dağılımına uygun olmalıdır. Örneğin yoğunluğun farklı sıcaklık değerlerinde değiştiği ve kaldırma kuvvetlerinin baskın olduğu doğal taşınımlı akışlarda, yoğunluk akış bölgesinde gerçekleştirilen çözümlemenin her noktasında belirtilmelidir.

2.1.6. Sayısal çözümleme

Şekil 2.6'da genel çözüm aşamaları verilen HAD çözümlemelerinde, gerçek akışkanlara ait fiziksel olayların çoğunluğunun karmaşık yapıya sahip olmasından dolayı döngüsel bir çözüm yaklaşımı gereklidir. Döngüsel hesap yöntemi, hız, basınç, sıcaklık vb. giriş parametrelerinin akış özelliklerine ait ayrıık değerler ile çözümün başlatılmasını sağlar. Sayısal çözümlemelerde başlangıç şartının uygun seçilmesi döngüsel yöntem için oldukça önem arz etmektedir. Bu durum aşağıda belirtilen 2 temel neden ile açıklanabilir.

- Sayısal çözümleme için belirlenen başlangıç şartları, daimi (zamandan bağımsız) rejim çözümüne yakın olması, çözümün hızlı bir şekilde yakınsamasına yol açacaktır.
- Eğer belirlenen başlangıç şartları gerçek değerlerden çok farklı ise, çözümün yakınsaması zaman alacak ve fazla hesaplama yükü oluşacaktır. Bu durum döngüsel yöntemin ıraksamasına neden olacaktır.



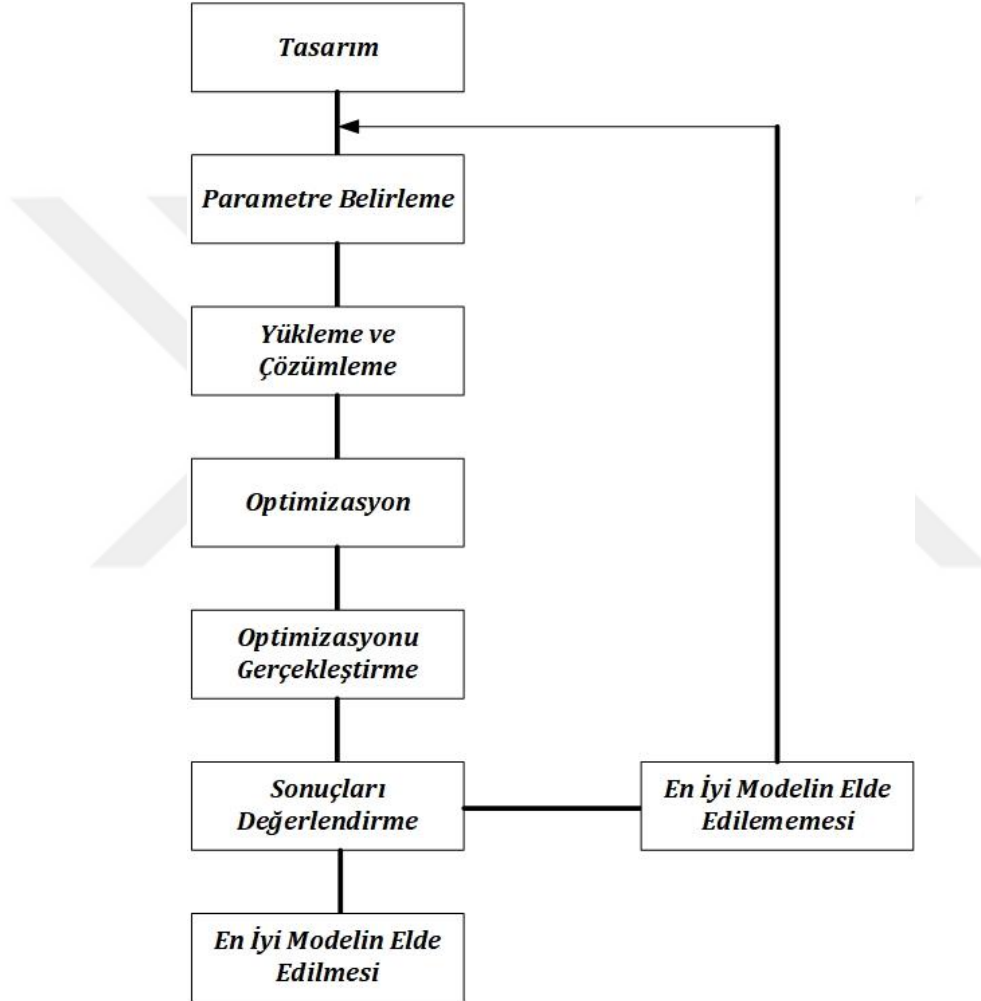
Şekil 2.6. HAD genel çözüm aşamaları (Tu vd., 2020)

2.1.6.1. Yakınsama Kontrolü

Yakınsama değeri, sayısal çözümlemelerde her bir iterasyon adımı için cebirsel ifadelerin hesaplamaları ile ortaya çıkan dengesizliklerin değerlendirilmesidir. Bu dengesizlikler akış özelliklerinin korunumunu belirtir ve bunlara artık denmektedir. Artıklar döngüsel çözümlerde istenilen yakınsama ölçütleri veya tolerans değerlerinin altına inerse çözüm için doğru bir yakınsama işlemi gerçekleşmiş olur. Ayrıca çözümün yakınsanmaması durumunda, belirlenen çözüm metodunda bulunan hafif-gevşetme faktörleri uygun bir şekilde belirlenmelidir.

2.1.7. Sonuçların değerlendirilmesi ve en uygun modelin belirlenmesi

Şekil 2.7’de de belirtildiği gibi gerçekleştirilen sayısal çözümleme sonucunda elde edilen veriler incelenmektedir. Elde edilen verilerin gerçeğe uygunluğu gerçekleştirilmiş çalışmalar ile karşılaştırılarak belirlenmelidir. Eğer elde edilen sonuçlar istenilen düzeyde ise ele alınan başlangıç parametrelerinin değişiminin istenilen çıkış parametreleri üzerindeki etkileri incelenmeli ve uygun bir şekilde en uygun model seçilmelidir.



Şekil 2.7. HAD modellerinde optimizasyon işlemi (Yun, 2004)

2.2. Deney Tasarımı

1920’li yıllarda istatistik biliminin önde gelen bilim insanlarından Sir Ronald Fisher tarafından, tarım alanında yapmış olduğu çalışmalar ile bulduğu ve geliştirdiği deney tasarımı, hedef değişken değerleri için belirlenen süreç işlemi üzerinde etkili olan faktörlerin belirli bir plan dâhilinde değişimini sağlayan bir yöntemdir. Özellikle tarım alanında belirli parametrelere

bağlı olarak verimi arttırmaya çalışan Fisher, elde edilen deney verilerini analiz etmeye yarayan varyans analizini de (ANOVA) geliştirmiştir (Işık, 2000; Çangal, 2019).

Gerçekleştirilen çalışmalarda uygulanan deney tasarımının asıl amacı ele alınacak problem için yeni modeller ortaya koymak, süreç geliştirmek ve ürünün performans ve kalitesini optimize etmektir (Işık, 2000). Deney tasarımı için belirlenen öncelik, elde edilecek çıktı için en etkili girdi faktörünü belirlemektir. Bir sonraki işlem belirlenen faktörler için uygun seviyelerin belirlenmesidir. Kontrol edilemeyen girdi faktörlerinin sonuç üzerindeki etkilerinin en az olması için girdi faktörlerinin birleşimi en iyi şekilde ayarlanmalıdır (Şanyılmaz, 2006).

Deney tasarımında, süreç sonucunda elde edilen verilere etki eden her türlü etkene faktör adı verilmektedir. Belirtilen faktörlerin her biri için farklı kategori, derece ve yoğunlukları ise seviye olarak isimlendirilir (Şanyılmaz, 2006).

Deney tasarımı, ürün ve süreç geliştirme çevriminin başlangıcında uygulanmasının avantajları aşağıdaki gibidir (Baynal ve Gencil, 2015).

- İyileştirilmiş süreç çıktıları
- Hedef değer üzerine etki eden değişkenlerin azaltılması
- İşlem süresinin azaltılması
- Ürün ve süreç maliyetinin en aza indirilmesi

2.3. Taguchi Metodu (Yöntemi)

Taguchi metodu, parametre, sistem ve tolerans tasarımını kapsayan ve belirtilen tasarımlar üzerinden işlem yapan deney tasarım ve optimizasyon yöntemidir (Gökçe ve Taşgetiren, 2009). Hedef alınan ürün veya süreç için belirlenen değişken ve kontrol edilemeyen faktörlere karşı, kontrol edilebilen faktörlerin düzeyleri için en uygun seçenekleri belirleyerek ürün veya süreç için değişkenlik düzeyini en aza indirmeyi amaçlayan bu tasarım metodu, ürün veya süreç için en az sayıda deney ile en kaliteli sonuçları almayı amaçlamaktadır (Canıyılmaz, 2001; Ross, 1988).

Japon Dr. Genichi Taguchi tarafından geliştirilen bu deney tasarım yöntemi, kısmi faktöriyel deney tasarım yöntemi ile robust (güçlü) tasarım ve ortogonal diziler vb. kavramların bir arada kullanılmasıyla elde edilmiştir (Şanyılmaz, 2006). Taguchi, farklı parametrelerin süreç üzerindeki çalışma performansı özelliklerinin ortalamasına ve varyansına olan etkilerin değişimini gözlemlemek adına deney tasarım yöntemi geliştirmiştir. Bu yöntem en az sayıda gerçekleştirilen deney ile ürün kalitesini belirlemek için gerekli verinin elde edilmesini sağlar. Bu durum zaman ve kaynak tasarrufu için son derece önemlidir.

Taguchi yöntemi en verimli olarak, ara sayıda değişken (3-50), değişkenler arası az etkileşim bulunduğu ve yalnızca birkaç değişkenin önemli ölçüde katkıda bulunduğu kullanılabilmektedir (Woolf, 2009).

2.3.1. Taguchi yöntemi için kalite kontrol

Ürün veya sürece ait kalite değerinin arttırılması için Taguchi, çevrim içi ve çevrim dışı kalite kontrol olmak üzere iki farklı başlık altında çalışmıştır.

2.3.1.1. Çevrim İçi (On-Line) Kalite Kontrol

Üretimi gerçekleştirilen ürün için üretim esnasında ve sonrasında gerçekleştirilen kontrol işlemleri çevrim içi kalite kontrol adımları içerisinde yer alır. Bu adımlar üretimin başladığı andan itibaren geçerli hale gelir. İstatistiksel süreç kontrolü ve farklı tip muayene işlemleri çevrim içi kontrol faaliyetleri olarak tanımlanabilmektedir (Şirvancı, 1997).

2.3.1.2. Çevrim Dışı (Off-Line) Kalite Kontrol

Ortaya konan yeni bir ürün için uygun pazar araştırması yapılarak ürünün ve ürün üretim süreçlerinin iyileştirilmesi, güncel durumda var olan kalite problemlerinin çözümü için problem tespiti ve belirlenen problemin ortadan kaldırılması veya azaltılması işlemlerinin tamamı çevrim dışı kalite kontrol işlemlerinde bulunmaktadır. Bu kontrol işlemi, ürün veya sürece doğrudan müdahale yerine işlem başlatılmadan önce gerçekleştirilen bir tasarım faaliyetidir (Şirvancı, 1997).

Taguchi çevrim dışı kalite kontrolü işlemlerini ürün ve süreç tasarımı olmak üzere iki farklı aşamada ele almaktadır. Ürün tasarımı, hedef ürün tasarımındaki iyileştirilmeleri ve geliştirilmesi işlemlerini kapsamaktadır. Bu yöntemdeki asıl amaç, hedef kitledeki kullanıcıların taleplerine uygun ürünü ortaya çıkarmaktır. Süreç tasarım işlemi ise, hedef ürünün tasarım sürecindeki gerekli adımları karşılayacak üretim süreçlerinin geliştirilmesini kapsamaktadır (Canıyılmaz, 2001).

Taguchi ürün ve süreç tasarımı aşamaları için kalite faktörünü geliştirme amacıyla 3 aşamalı bir yaklaşım geliştirmiştir. Bunlar;

2.3.1.2.1. Sistem tasarımı

Süreç işlemindeki ilk adımdır. Belirtilen aşamada tasarımcı, hedef ürünün talep fonksiyonlarının sağlanabilmesi için gerekli şartları sağlar ve hedef ürün için uygun olan modeli belirlemektedir (Taguchi vd, 2005).

Kalite işleminde, tasarım ve iyileştirme çalışmaları yatırıma hazırlık aşaması olarak da ifade edilebilmektedir. Bu kapsamda temel amaç üretim aşamasında ürün için belirlenen sınır ve tolerans değerleri içerisinde en az maliyetle üretimi gerçekleştirmektir (Taguchi vd, 2005).

2.3.1.2.2. Parametre tasarımı

Tasarım işlemlerine göre ürün kalitesinin iyileştirilmesinde en önemli aşama parametre tasarım aşamasıdır. Parametre tasarımı, ürün için gerekli parametrelerin (boyut, geometri vb.), kullanılacak akışkan ve malzeme özellikleri vb. en uygun değerlerin belirlenmesi anlamında gelmektedir (Şanyılmaz, 2006).

Parametre tasarımının kullanımındaki asıl amaç, ürün ve süreç üzerinde değişkenlik gösteren kontrol edilemeyen faktörlerin seviyeleri optimum seçilerek değişkenliğin en aza indirilmesidir (Taguchi vd., 2005).

2.3.1.2.3. Tolerans tasarımı

Tolerans tasarımı, parametre tasarımı ile ortaya konan kalite karakteristiğinin, belirli tolerans aralıkları ile ölçümü ve iyileştirilmesi esasında ele alınmaktadır. Eğer parametre tasarımı sonucunda elde edilen çıktı değerlerinde istenen seviye elde edilememiş ise tolerans tasarımına başvurulmaktadır (Canıyılmaz, 2001).

Tolerans tasarımında, hedef ürün üzerinde en fazla değişkenlik sağlayan faktör üzerinde durulmaktadır. Bununla beraber elde edilen bütün performans faktörleri için, tolerans değerlerinin sıkı olması yerine bileşenlere ait performans faktörlerinin tolerans değerlerinin küçük, diğer faktörlerinin tolerans değerinin ise normal olması sağlanmaktadır. Böylece tolerans tasarımına ait maliyet değerlerinin minimize edilmesi sağlanır.

Bir ürün veya sürece ait kalite karakteristiği için iki farklı temel özellikten bahsedilmektedir. Bunlar üründe kullanılan malzeme kalitesi ve ürün imalatı sırasında kullanılan bileşen ve üretim metotlarıdır (Şanyılmaz, 2006).

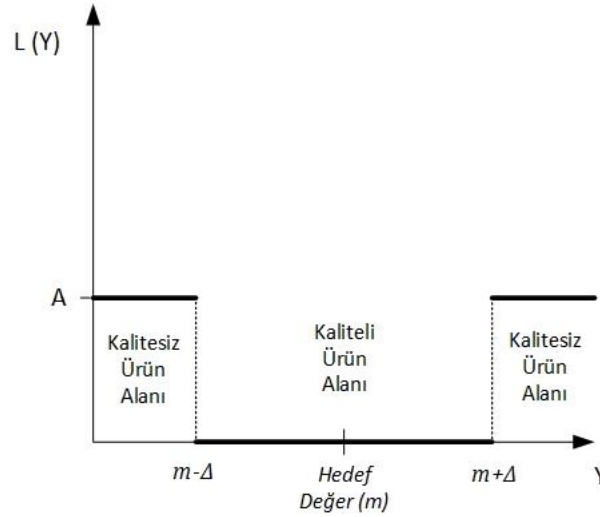
2.3.2. Taguchi kayıp fonksiyonu

Taguchi'ye göre kayıp fonksiyonu, hedef ürün veya süreç için ele alınan kalite anlayışının temelini oluşturmaktadır (Çangal, 2019). Kayıp fonksiyonu, ürün kalitesinin düşük olmasından dolayı müşteride oluşan memnuniyetsizliğin derecesinin tespitini sağlayan sürekli bir fonksiyondur (Ross, 1988). Geleneksel kalite kontrol işlemlerinde üretilen parçaların hedef değerden ne kadar saptığına bakmak yerine, parçanın istenen değer aralığında olup olmadığı incelenir. Fakat Taguchi bu durumun gerçekçi olmadığını düşünmüş ve karesel kayıp fonksiyonu adı verilen kayıp fonksiyon modelini ortaya koymuştur (Çangal, 2019).

Geleneksel kalite kontrol yaklaşımına göre kayıp fonksiyonu denklem 2.2’de verilmiştir.

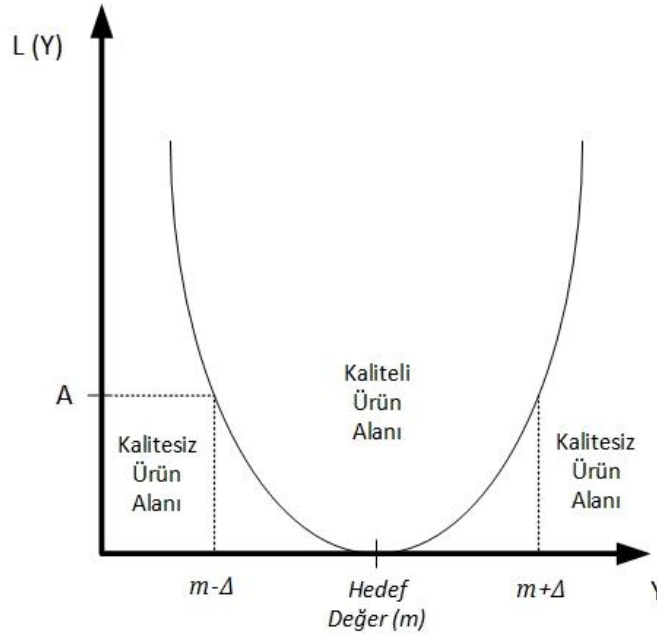
$$L(Y) = \begin{cases} 0, & m - \Delta \leq Y \leq m + \Delta \\ A, & \text{Diğer durumlar için} \end{cases} \quad (2.2)$$

Denklemden belirtilen A değeri tüketiciye ulaşan hatalı bir ürün veya değiştirme maliyetidir. Geleneksel kayıp fonksiyonu grafiği Şekil 2.8’de belirtilmiştir.



Şekil 2.8. Geleneksel kayıp fonksiyonu (Çelik, 1993)

Şekil 2.9’da belirtilen Taguchi kayıp fonksiyon grafiğinin dikey eksenini maddi kaybı, yatay eksenini ise hedef değerden sapma miktarını göstermektedir. Kayıp değeri denklem 2.3’te verilmiştir.



Şekil 2.9. Taguchi kayıp fonksiyonu grafiği (Ross, 1988)

$$L(Y) = k(Y-m)^2 \quad (2.3)$$

Y: Değişkenin ölçülen değeri

m: Hedef değer

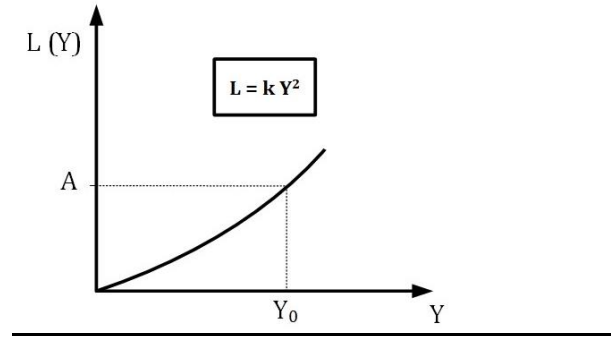
Δ: Tolerans

k: Sapmayı para birimine çeviren katsayı değeri

Kayıp fonksiyonunun türü, performans karakteristiğine göre seçilir. Taguchi'nin geliştirdiği kayıp fonksiyon türlerinin en çok kullanılanları aşağıdaki gibidir (Baynal, 2003).

- **Hedef değer en iyi:** Denklem 2.3 ve Şekil 2.9'da belirtilen temel kayıp fonksiyonudur.
- **En küçük en iyi:** Simetrik yapıya sahip olmayan bir kayıp fonksiyon çeşididir. Hedef değer en küçük değer olan 0 olduğu kabul edilirse kayıp fonksiyonu denklem 2.4'teki gibi hesaplanır. Ayrıca Şekil 2.10'da en küçük en iyi kayıp fonksiyon grafiği verilmiştir.

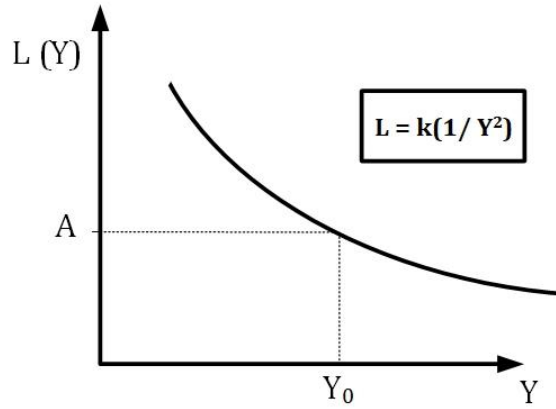
$$L(Y) = k(Y-m)^2 \quad (2.4)$$



Şekil 2.10. En küçük en iyi kayıp fonksiyonu grafiği

- **En büyük en iyi:** Belirtilen kayıp fonksiyon türü de aynı en küçük en iyi kayıp fonksiyonu gibi simetrik değildir. Bu fonksiyon da amaç hedef değer maksimum yani sonsuz değer olarak kabul edilmesidir. Hedef değer, sonsuz değer olarak kabul edilirse kayıp fonksiyonu denklem 2.5'te belirtildiği gibi yazılabilir. Ayrıca en büyük en iyi kayıp fonksiyon grafiği Şekil 2.11'de verilmiştir.

$$L(Y) = k \frac{1}{Y^2} \quad (2.5)$$



Şekil 2.11 . En büyük en iyi kayıp fonksiyonu grafiği

2.3.3. Performans karakteristiği

Performans karakteristiği, bir ürün veya sürece ait kalite değerini nitelendiren özelliktir. Taguchi yönteminin amacına bakıldığında, performans karakteristiğinin hedeflenen değer etrafındaki değişkenliğini azaltmak olduğu görülmektedir. Hedeflenen değer etrafında daha az performans değişkenliği daha iyi bir kalitede çalışıldığı anlamına gelmektedir (Bayrak, 1996). Performans karakteristiğinin değerlendirilmesinin etkin olarak gerçekleştirilebilmesi için

değerin sürekli ölçülmesi gerekir. Bunun nedeni kalite değerindeki çok küçük değişikliklerin bu şekilde daha etkin bir şekilde belirlenebilmesidir.

2.3.4. Performans istatistiği

Performans istatistiği, kontrol edilebilen faktörlerin tümünün farklı seviyelerde karşılaştırılması ve en uygun seviye-faktör ilişkisinin belirlenmesini sağlayan bir yöntemdir. Taguchi faktörlerinin performans karakteristiği üzerine yaptığı etkinin ölçüsünü değerlendirmek amacıyla ortalama, standart sapma ve bu yöntemlerin yanında S/N (Sinyal/Gürültü) oranı olarak bilinen performans istatistiği kullanılmaktadır. S/N oranı en basit ifade ile ortalamanın standart sapmaya oranı şeklinde tanımlanabilmektedir (Taguchi vd., 2005). Belirtilen oranın çalışmalarda kullanılması, performans karakteristiğinin düzeyini ve niteliğinin ölçülmesinde ortalama veya standart sapmanın ayrı ayrı kullanılmasına göre daha güvenilir sonuçlar elde edilmesini sağlamaktadır (Taguchi ve Wu, 1993).

S/N oranı kalite değişiminin değerlendirilmesini ve gürültü faktörlerinin performans üzerine etkilerinin belirlenmesini sağlamaktadır. Gerçekleştirilen çalışmalarda temel amaç yüksek S/N değerine ulaşmaktır (Güneş, 2015).

Taguchi tarafından performans karakteristiğinin veya performans istatistiğinin belirlenmesi amacıyla geliştirilen S/N oranları içerisinde en fazla kullanılan 3 hesap değeri aşağıda sırasıyla belirtilmektedir (Ross, 1988).

- Performans karakteristiği için “hedef değer en küçük” olduğu durumlar (gürültü, kirlilik vb.) için y değerinin hedef değeri sıfır olarak alınmaktadır. Bu kapsamda belirtilen S/N oranı denklem 2.6’daki gibidir (Ross, 1988).

$$S/N = -10\log\left(\frac{1}{n}\sum_{i=1}^n y_i^2\right) \quad (2.6)$$

- Performans karakteristiği için “hedef değer en büyük” olduğu durumlar (güç, hız vb.) için y değeri sonsuz olarak alınır ve S/N oranı denklem 2.7’deki gibi tanımlanmaktadır (Ross, 1988).

$$S/N = -10\log\left(\frac{1}{n}\sum_{i=1}^n \frac{1}{y_i^2}\right) \quad (2.7)$$

- Performans karakteristiği için “hedef değer en iyi” olduğu durumlar (ürün boyutları, ürün geometrisi vb.) için y değerine belli bir hedef değeri tanımlanmıştır. Belirtilen S/N oranı aşağıdaki gibidir (Ross, 1988).

$$S/N = 10\log\left(\frac{\bar{y}^2}{s^2}\right) \quad (2.8)$$

Belirtilen 3 farklı S/N oranı için y performans karakteristiği değerini, s^2 değeri varyansı ifade etmektedir.

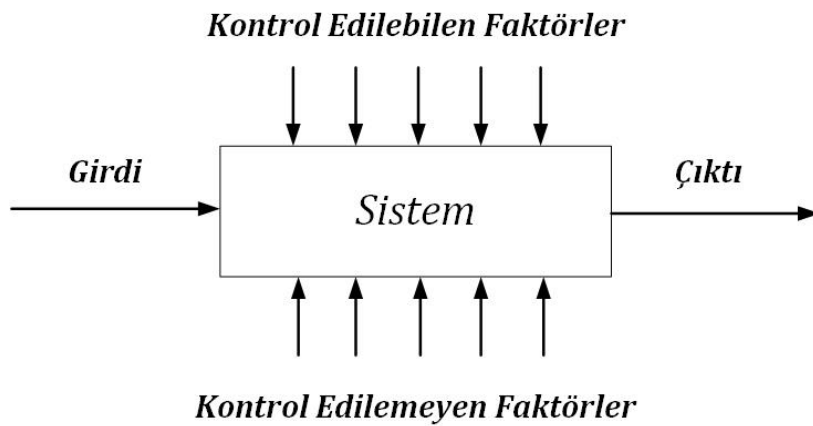
2.3.5. Taguchi metodu için parametre tasarımı

Parametre tasarımı, hedef ürünün üretim aşamaları için belirlenen tasarıma ait kontrol edilemeyen faktörlere karşı duyarlılık derecesinin, azalması adına kullanılan bir metottur. Parametre tasarımının temel amacı kalite performans karakteristiğinin hedef değeri için etkili olacağı belirlenen faktör ve seviyelerin belirlenmesidir (Taguchi, 1999). Başka bir deyişle bu aşama öncesinde çalışma yapılacak problemin tanımlanması ve iyileştirilmesi adına üzerine işlem yapılacak parametrelerin belirlenmesi gerekir. Belirtilen işlem sonrası tasarım aşamasına geçilebilir.

Parametre tasarımı işleminde iki farklı aşama son derece önemlidir. Bu aşamalar robust tasarımı ve ortogonal dizilerdir (Çangal, 2019).

2.3.5.1. Robust Tasarım

Robust tasarım işlemi, performans karakteristiği üzerinde etkisi olan kontrol edilemeyen faktör değişimlerinin etkisinin en aza indirilmesini sağlamaktadır. Bu tasarım yöntemi ile kontrolü sağlanamayan faktörlerin etkisi kontrolü sağlanan başka bir faktörün devreye alınması ile azaltılmaktadır.



Şekil 2.12. Robust tasarım diyagramı (Taguchi, 2005)

Şekil 2.12’de bir sistem için robust tasarım diyagramı verilmiştir. Belirtilen sistemi etkileyen 2 farklı faktör tipi vardır. Bu faktörler aşağıda sırasıyla belirtilmiştir.

- Kontrol edilebilen faktörler
- Kontrol edilemeyen faktörler

Robust tasarım adına gerçekleştirilecek olan ilk adım performans karakteristiğini etkileyen faktörler arasındaki etkileşimin ve seviyesinin belirlenmesidir. Belirlenen probleme bağlı olarak oluşturulan model için hangi faktör ve parametrelerin seçileceği tamamıyla ürün veya sürecin performans karakterine bağlıdır. Bu faktör veya parametrelerin belirlenebilmesi için bir takım yöntemler vardır. Bunlar (Ross, 1988);

- Beyin fırtınası
- Akış şeması
- Sebep-sonuç diyagramı

Belirtilen yöntemler ile ürün performansı karakteristiğini etkileyen faktörler tanımlanabilmektedir. Tanımlanan faktörlerin bir kısmı kontrol edilebilen bir kısmı ise kontrol edilemeyen faktörlerdir. Kontrol edilebilen faktörlere örnek vermek gerekirse üretici tarafından seçilebilen malzeme türü, ürün boyutları veya geometrisi vb. faktörlerdir. Kontrol edilebilen faktörlerin aksine kontrol edilen faktörler, sıcaklık, nem, gürültü vb. örneklerle açıklanabilmektedir.

Robust tasarım sonrası hangi deney birleşiminin olacağı belirlenmelidir. Bu kapsamda ortogonal dizi setlerinden yararlanılır. Özellikle Taguchi metodu için ortogonal dizi setleri çok sayıda faktör seçilmesine rağmen az sayıda deney yapma olanağı sağlamaktadır.

2.3.5.2. Ortogonal Diziler

Taguchi metodu, kesirli faktöriyel tasarım olarak ifade edilebilmektedir. Gerçekleştirilecek çalışmalarda istenen parametrelere bağlı olarak oluşturulan deney planındaki bütün deneyleri yapmak yerine ortogonal dizi setleri kullanılarak bir kısım deneyin yapılmasıyla en iyi performans karakteristiği elde edilebilmektedir. Ortogonal dizi setleri, faktöriyel tasarım tipinden farklı olarak her bir faktör seviyesi için tekrar tekrar deney yapmak yerine faktörler arası eş zamanlı değişim yaparak deney sayısını azaltmaktadır (Canıyılmaz, 2001).

Ortogonalite, tanımı gereği istatistiksel anlamda denge olarak tanımlanmaktadır. Her bir ortogonal dizinin sütununa atanan faktörlere ait her seviye eşit olarak dağılmaktadır. Bu durum her ikili faktör değerinin kendi içinde faktöriyel bir tasarım oluşturmasını sağlamaktadır.

Ortogonal dizi setinin belirlenmesinde serbestlik derecesinin önemi büyüktür. Serbestlik derecesinin belirlenmesi 2 unsura bağlıdır. Bunlar;

- Belirlenen faktör ve aralarında oluşan etkileşim miktarı
- Belirlenen faktörler için gerekli seviye sayısı

Serbestlik derecesi değeri denklem 2.9'da belirtildiği gibi her faktör değeri için belirlenen seviyenin bir eksisidir (Ross, 1988).

$$V_A = k_A - 1 \quad (2.9)$$

Denklemde belirtilen V_A değeri A faktörü için belirlenen serbestlik derecesini, k_A değeri ise A faktörü için belirlenen seviye sayısını temsil etmektedir.

Her bir faktörün arasındaki etkileşimin serbestlik derecesi değeri, denklem 2.10'da belirtildiği gibi etkileşim halinde olan faktörlerin serbestlik derecelerinin çarpımına eşittir.

$$V_{A \times B} = (V_A) \times (V_B) \quad (2.10)$$

$V_{A \times B}$: AB etkileşimi için serbestlik derecesi değeri

V_B : B faktörüne ait serbestlik derecesi değeri

Belirlenen çalışmada gerçekleştirilecek deneylerin toplam serbestlik derecesi, faktör ve etkileşimlerinin serbestlik derecesi değerinin toplamına eşittir. Ayrıca serbestlik derecesi toplam değeri, gerçekleştirilen toplam deney sayısının 1 eksine eşittir. Serbestlik derecesi toplam değeri, denklem 2.11'de belirtilmiştir.

$$V_{LN} = N - 1 \quad (2.11)$$

V_{LN} : Deney planındaki bütün faktör ve etkileşimlerinin serbestlik derecesi toplam değeri

N : Toplam deney miktarı

Deney planı için faktörler, seviye sayıları ve serbestlik derecesi değeri belirlendikten sonra uygun ortogonal dizi değeri Tablo 2.1'den seçilir.

Tablo 2.1. Taguchi ortogonal dizi tablosu (Çeber, 2010)

Seviye Sayısı				
Parametre Sayısı	2	3	4	5
	P=2, S=2 P=3, S=2 L4	P=2, S=3 P=3, S=3 L9	P=2, S=4 P=3, S=4 L16	P=2, S=5 P=3, S=5 L25
	P=4, S=2 P=5, S=2 P=6, S=2 P=7, S=2 L8	P=4, S=3 P=5, S=3 P=6, S=3 P=7, S=3 L18	P=4, S=4 P=5, S=4 P=6, S=4 P=7, S=4 L32	P=4, S=5 P=5, S=5 P=6, S=5 P=7, S=5 L50
	P=8, S=2 P=9, S=2 P=10, S=2 P=11, S=2 L11	P=8, S=3 P=9, S=3 P=10, S=3 P=11, S=3 L27	P=8, S=4 P=9, S=4 P=10, S=4	P=8, S=5 P=9, S=5 P=10, S=5 P=11, S=5 L50
	P=12, S=2 P=13, S=2 P=14, S=2 P=15, S=2 L16	P=12, S=3 P=13, S=3 P=14, S=3 P=15, S=3 L36		P=12, S=5
	P=16, S=2 P=17, S=2 P=18, S=2 P=19, S=2 P=20, S=2 P=21, S=2 P=22, S=2 P=23, S=2 P=24, S=2 L32	P=16, S=3 P=17, S=3 P=18, S=3 P=19, S=3 P=20, S=3 P=21, S=3 P=22, S=3 P=23, S=3		
	P=25, S=2 P=26, S=2 P=27, S=2 P=28, S=2 P=29, S=2 P=30, S=2 P=31, S=2			

Uygun ortogonal dizi değeri seçildikten sonra belirlenen faktörlerin hangi sütunlara atanacağı çok önemlidir. Belirlenen faktörlerin sütunlara doğru bir şekilde atanması için doğrusal grafikler ve üçgensel tablolardan yararlanılmaktadır (Şanyılmaz,2006).

2.3.6. Taguchi yönteminin uygulama adımları

Taguchi yöntemine göre hedef bir ürün veya sürecin başarılı bir şekilde oluşturulması ve devamlılığının sağlanması adına belirli uygulama adımlarının takip edilmesi gerekmektedir. Bu durum ortaya konan modelin veya sürecin anlaşılabilirliği ve doğruluğu açısından son

derece önemlidir. Belirtilen uygulama adımları akış sırasına göre aşağıda belirtildiği üzere 10 madde ile açıklanabilmektedir (Bayrak, 1996).

1. Gerçekleştirilecek çalışmaya ait problemin belirlenmesi
2. Performans karakteristiğinin ve ölçüm sistemlerinin belirlenmesi
3. Performans karakteristiği üzerinde etkide bulunan faktör ve seviyelerin tanımlanması
4. Tanımlanan faktörlerin kontrol edilebilen ve kontrol edilemeyen faktörler olarak 2 farklı sınıfa ayrılması
5. Faktörler arası etkileşim değerlerinin belirlenmesi
6. Modele uygun ortogonal dizi seçimi ve her bir faktörün belirlenen dizilere tanımlandırılması
7. Performans istatistik değerinin belirlenmesi
8. Oluşturulan deney planına uygun bir şekilde deneylerin gerçekleştirilmesi ve sonuçların kaydedilmesi
9. Elde edilen verilerin incelenmesi
10. Elde edilen sonuçlara göre doğrulama deneylerinin yapılması

2.3.6.1. Problemin Belirlenmesi

Çalışmanın gerçekleştirileceği alan veya konuda ele alınacak problemin net bir şekilde incelenmesi gerekmektedir. Problem hakkında detaylı bir literatür araştırması gerçekleştirilmeli ve problem çözümü hakkında bilgi toplanmalıdır. Bu adımdan sonra gerçekleştirilecek işlemler, problemin çözümü veya iyileştirilmesi adına gerçekleştirilmektedir.

2.3.6.2. Performans Karakteristiğinin Belirlenmesi

Belirlenen problemin çözümü açısından performans karakteristiğinin doğru seçilmesi son derece önemlidir. Belirlenen amaca uygun seçilmeyen performans karakteristiği yapılan çalışmanın doğruluğunu ve başarısını etkilemektedir (Taguchi, 2005).

2.3.6.3. Performans Karakteristiği Üzerinde Etkide Bulunan Faktör Ve Seviyelerin Tanımlanması

Bu aşamada, ürün veya süreç için hedef değer üzerindeki sapmaların nedenleri üzerinde durulur. Her bir sapma değerine neden olan kaynaklara faktör adı verilir. Ürün veya süreç performansı üzerinde etkisi bulunan faktörlerin belirlenmesi için beyin fırtınası, sebep-sonuç diyagramı vb. kalite araçlarından yararlanılır.

2.3.6.4. Faktörlerin Kontrol Edilebilen Ve Kontrol Edilemeyen Faktörler Olarak 2 Farklı Sınıfa Ayrılması

Belirtilen aşamada seçilen faktörler, seviye sayıları belirlenebilen ve seviyeleri kolay ayarlanabilen kontrol edilebilir faktörler ve seviyesi olmayan ve kontrolü çok zor olan kontrol edilemeyen (hata) faktörler olmak üzere 2'ye ayrılmaktadır. Taguchi metodu, kontrol edilebilen faktörleri kullanır ve kontrol edilemeyen faktörlerin etkisini azaltır.

2.3.6.5. Faktörler Arası Etkileşim Değerlerinin Belirlenmesi

Gerçekleştirilecek çalışma kapsamında deneyler yapılmadan önce belirlenen faktörlerin birbirleriyle etkileşim halinde olup olmadığı gerçekleştirilen benzer çalışmalarla desteklenerek belirlenmelidir. Bunun nedeni hesapta olmayan bir etkileşimin deney sonuçlarını olumsuz yönde etkileyebilecek olmasıdır.

İki faktör değeri arasındaki etkileşimin olup olmadığı, bu iki faktör kullanılarak gerçekleştirilen deneylerle belirlenmektedir. İki faktör arası etkileşim en belirgin olarak grafiksel gösterim metodu ile anlaşılabilir.

2.3.6.6. Uygun Ortogonal Dizi Seçimi Ve Faktör Değerlerinin Belirlenen Dizilere Atanması

Deney tasarımında tercih edilecek ortogonal dizi seti her bir faktör değerine ait serbestlik derecelerinin toplamıyla bulunmaktadır. Her bir faktör değeri için serbestlik derecesi seviye sayısının bir eksiği olarak tanımlanmaktadır.

Faktör gruplarına ait serbestlik dereceleri belirlenir ve uygun deney sayısına sahip tasarım modeli seçilir. Ortogonal dizilerin, $L_a(b^c)$ şeklindeki standart gösterimi incelendiğinde a değeri tasarımda kullanılacak deney sayısını ifade eder ve bu değer 1 eksiği faktör grubunun toplam serbestlik derecesinden büyük ve eşittir.

Ortogonal dizi seti seçiminde dikkat edilmesi gereken başka bir durum sütun seviye sayılarıdır. Örneğin 3 seviyeli bir faktör, 2 seviyeli sütun değerine atanamaz. Bu nedenle serbestlik dereceleri belirlendikten sonra deney ve seviye sayılarının uygunluk içerisinde olup olmadığına dikkat edilmelidir.

2.3.6.7. Performans İstatistiklerinin Belirlenmesi

Taguchi metodunda performans istatistiği için en fazla S/N oranı kullanılmaktadır. S/N oranı robust tasarımına ait performans istatistiğini belirlemektedir.

2.3.6.8. Deneylerin Gerçekleştirilmesi Ve Sonuçların Kaydedilmesi

Belirlenen her bir deney tasarımı, gerçekleştirilmesi sırasında fazla sayıda test edilmesi deneylerin güvenilirliğini arttırmaktadır. Her bir deney için yapılan bu tekrarlamalar, hata payının azaltılmasını sağlamanın yanı sıra kontrol edilemeyen faktörlerin deney sonunda elde edilen verilere etkisinin azaltılmasını sağlamaktadır. Gerçekleştirilen deneyler sonucunda elde edilen sonuçlar incelenmek üzere kaydedilmektedir.

2.3.6.9. Elde Edilen Verilerin İncelenmesi

Yapılan deneylerin sonucunda elde edilen verilerin değerlendirilmesiyle en uygun faktör-seviye birleşimi ortaya çıkacaktır. Bu kapsamda elde edilen verilerin analizleri için birkaç yöntem vardır (Bayrak, 1996). Bunlar;

- a. Sütun farkları metodu
- b. Varyans analizi metodu
- c. Faktör etkilerinin grafiksel gösterimi metodu

a. Sütun farkları metodu

Bu metot Taguchi'nin çalışmalarında tercih ettiği basit hale getirilmiş bir varyans analizi türüdür. Çalışma sonucunda elde edilen veriler üzerinde diğerlerine göre daha büyük bir etkiye bulunan sütunları belirgin hale getiren bir metottur. Belirlenen bir ortogonal dizi setinde birinci seviyeyle bağlantılı olan bütün verilerin toplamı diğer sütunlardaki ikinci seviye verilerin toplamı olan değerden çıkartılır.

b. Varyans analizi metodu

Belirtilen bu metot, üzerine çalışılan ürünlerin ortalama performans değerleri arasındaki fark değerlerini belirlemek için kullanılan bir istatistiksel metottur. Varyans analizi değeri, elde edilen toplam değişkenlerin bileşenlerine ayrılmasını sağlayan matematiksel bir tekniktir. Ayrıca bu teknik serbestlik derecesi, kareler toplamı ve varyans gibi parametrelerin değerlerinin bulunmasıyla elde edilir (Caniyılmaz, 2001).

c. Faktör etkilerinin grafiksel gösterimi metodu

Belirtilen metot, faktör ve etkileşim değerlerindeki farklı seviyelerde bulunan değerlere ait performans istatistiği değerinin belirlenmesiyle elde edilir. Kabul edilen faktör değeri için performans istatistiği değerinin büyük ve küçük olduğu değerler belirlenir. Bütün faktörlerin ortalama performans değerleri, düşey gösterge çizelgesi üzerinde belirtilir ve bulunan büyük ve küçük değerler bu grafiğe işlenir. Belirtilen bu noktaların biri ortalama çizgisinin altında

bulunurken diğeri üzerinde olacaktır. Ayrıca bu değerler, ortalama değer çizgisinden eşit uzaklıktadır. Bu işlemten sonra oluşturulan grafik incelenir ve en uygun faktör-seviye değeri belirlenir (Canıylmaz, 2001).

2.3.6.10. Doğrulama Deneylerinin Yapılması

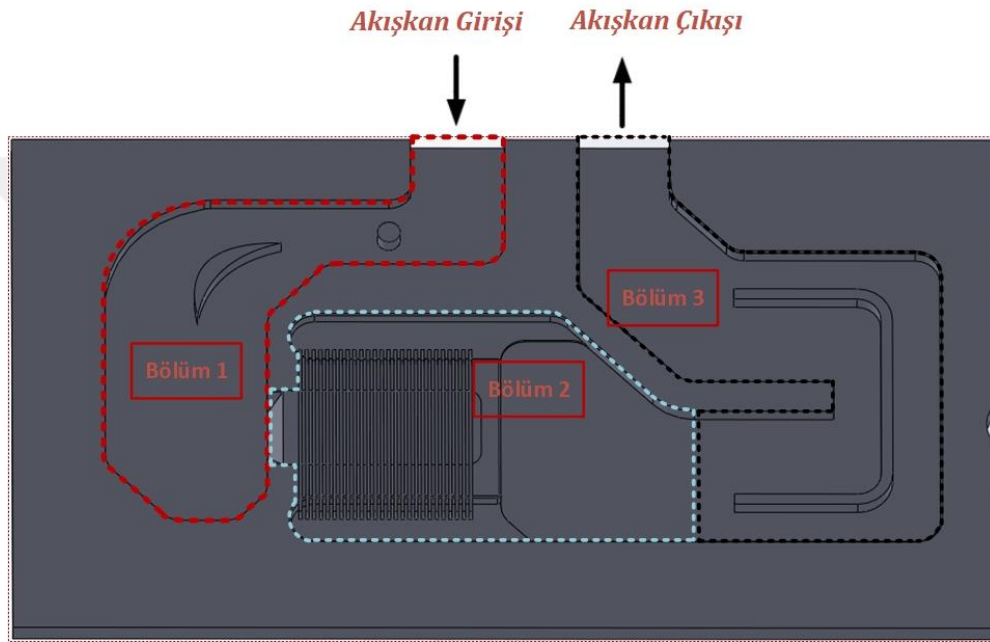
Doğrulama deneylerinin gerçekleştirilmesi çalışmanın son aşamasıdır. Bu aşama sonucunda elde edilen veriler beklenildiği düzeyde çıkarsa seçilen faktör-seviye birleşimi en iyi performans değerini ortaya koyan birleşimdir. Bu durum deneyin amacına uygun olarak gerçekleştirildiğini göstermektedir.

2.4. Sayısal Çalışma

Gerçekleştirilen tez çalışması kapsamında, Taguchi metodu ile analiz planı oluşturulmuş ve Reynolds sayısı, akışkan türü, giriş bölümünde bulunan silindir ve kavisli yay tipi engeller (vortex generator) için sırasıyla d/c ve a/b oranları, ısı alıcısı bölümünde bulunan kanatçık tipleri ve yapısı gibi parametrelerin akış ve soğutma performansı üzerine etkileri sayısal yöntemle incelenmiştir. Şekil 2.13'te genel yapısı görülen bakır sıvı soğutma bloğu, 3 temel bölüme ayrılmıştır. Çalışma kapsamında engel ve kanatçık türleri için belirlenen parametreler giriş ve ısı alıcısı bölümünde bulunmaktadır. Isı alıcısının bulunduğu bölüm için düz, dalgalı ve trapez yapıda olmak üzere 3 farklı kanatçık tipi seçilmiştir. 3,0480 mm yükseklik, 1,2 mm genişlik değerlerine sahip 25 adet kanatçıktan oluşan ısı alıcısı, GPU'nun temas yüzeyine uygun bir şekilde kanal içerisine konumlandırılmıştır. Baz alınan GPU modelinin tam güçte çalıştırıldığı kabul edilmiş ve ısı alıcısı tabanına 250 W TDP (Termal tasarım performans) değerinde ısı miktarı uygulanmıştır. Çalışma kapsamında iş akışkanı olarak saflaştırılmış su ve hacimce % 2 ve % 4 fraksiyon değerine sahip Al_2O_3 -Su nano akışkanı kullanılmıştır. Ayrıca iş akışkanı kanal içerisine 1000-2000 Reynolds değer aralığında gönderilmiştir. EES programı yardımıyla belirlenen iş akışkanına ait termofiziksel özellikler Tablo 2.2'de belirtilmiştir (Klein, 2017). Al_2O_3 -Su nano akışkanı için belirtilen yoğunluk (ρ), özgül ısı (c_p), ısıl iletkenlik katsayısı (k) ve dinamik viskozite (μ) değerleri denklem 2.30-2.33'te verilen eşitliklere göre hesaplanmıştır.

Tablo 2.2. Saf su ve Al₂O₃-Su nanoakışkanının termofiziksel özellikleri (Klein, 2017)

Materyal	ρ (kg/m ³)	c_p (J/kgK)	k (W/mK)	μ (kg/ms)
Saf Su ($c = 0$)	998,2	4184	0,598	0,001002
Al ₂ O ₃	3950	765	36	-
Al ₂ O ₃ -Su ($c = \%2$)	1057	4115	0,633	0,001052
Al ₂ O ₃ -Su ($c = \%4$)	1116	4047	0,670	0,001102



Şekil 2.13. Sıvı soğutma bloğunun genel görünümü ve bölümleri

Belirtilen girdilere ek olarak problemin çözümünde aşağıdaki kabuller esas alınmıştır.

- Çözümlemeler zamandan bağımsız olarak gerçekleştirilmiştir.
- Yerçekimi etkileri -y yönünde uygulanmıştır.
- Kanal duvarları adyabatik olarak tanımlanmıştır.
- Çözümlemelerde tanımlanan iş akışkanları üç boyutlu ve sıkıştırılmaz akış olarak kabul edilmiştir.

2.4.1. Çalışma parametreleri

Gerçekleştirilen çalışmada Tablo 2.3'te belirtilen 6 farklı giriş parametresi için, 6 farklı seviyede toplamda 18 farklı model oluşturulmuş ve analizleri gerçekleştirilmiştir. Belirlenen

modeller Taguchi metodunda yer alan L_{18} ($6^1 \times 3^5$) analiz planına göre oluşturulmuştur. Tablo 2.4'te 18 farklı analiz çalışması belirtilmiştir.

Tablo 2.3. Analiz planına ait parametre ve seviyeler

<i>Parametreler</i>	<i>Seviyeler</i>					
	1	2	3	4	5	6
A: Reynolds sayısı	1000	1200	1400	1600	1800	2000
B: Silindir tipi engel için: d/c	1,72	0,88	0			
C: Kavisli yay tipi engel için: a/b	2,5	1,91	0,95			
D: Kanatçık türü	Düz	Dalgali	Trapez			
E: Kanatçık yapısı	Tam	Parçalı (3 parça)	Parçalı (5 parça)			
F: Akışkan türü	Saf su	Al ₂ O ₃ -Su (c = %2)	Al ₂ O ₃ -Su (c = %4)			

Tablo 2.4. Analiz planı

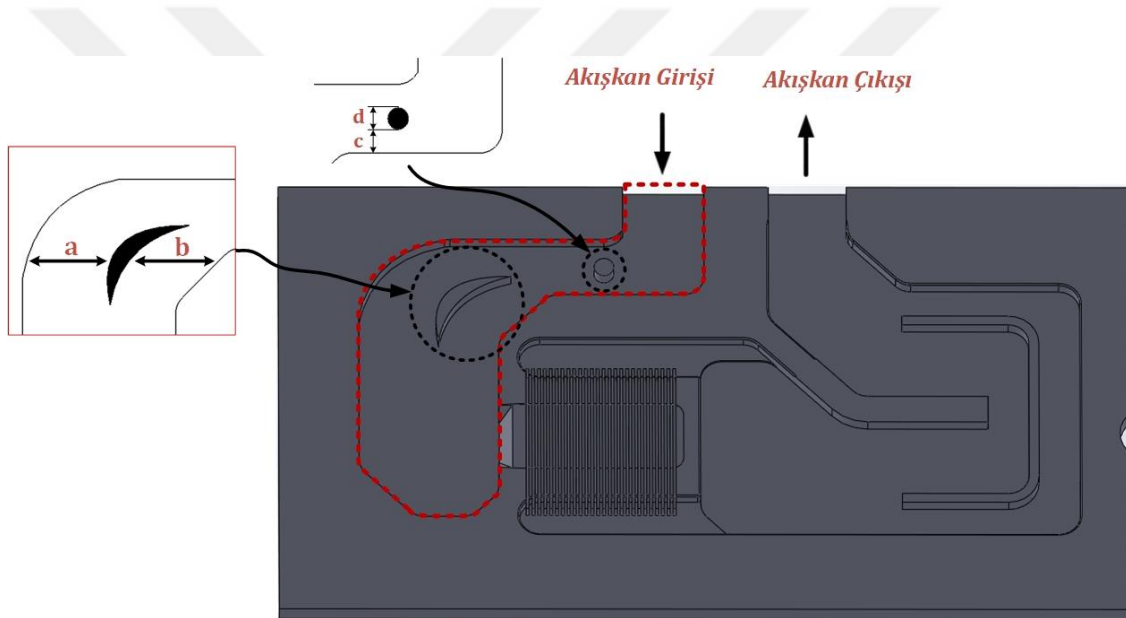
	<i>Analiz Parametreleri</i>					
<i>Analiz No</i>	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>D</i>	<i>E</i>	<i>F</i>
Analiz 1	1	1	1	1	1	1
Analiz 2	1	2	2	2	2	2
Analiz 3	1	3	3	3	3	3
Analiz 4	2	1	1	2	2	3
Analiz 5	2	2	2	3	3	1
Analiz 6	2	3	3	1	1	2
Analiz 7	3	1	2	1	3	2
Analiz 8	3	2	3	2	1	3
Analiz 9	3	3	1	3	2	1
Analiz 10	4	1	3	3	2	2
Analiz 11	4	2	1	1	3	3
Analiz 12	4	3	2	2	1	1
Analiz 13	5	1	2	3	1	3
Analiz 14	5	2	3	1	2	1
Analiz 15	5	3	1	2	3	2
Analiz 16	6	1	3	2	3	1
Analiz 17	6	2	1	3	1	2
Analiz 18	6	3	2	1	2	3

Çalışma kapsamında belirlenen 6 giriş parametresinin 2'si akışkan giriş bölgesinde bulunan silindir ve kavisli yay tipi engel, 2'si ısı alıcısında bulunan kanatçık yapısı ve türü ve geriye

kalan son 2 parametre ise iş akışkanı için seçilmiştir. Bölüm 1 ve bölüm 2 olarak adlandırılan kanal girişi ve ısı alıcısı bölümlerinde farklı geometriler ele alınmıştır.

2.4.1.1. Giriş Bölümü

$5,15 \times 10^{-3}$ m hidrolik çap değerine sahip akışkan giriş bölümü için literatürdeki çalışmalar incelenmiş ve soğutma performansı açısından uygun geometriye sahip engeller belirlenmiştir. Şekil 2.14'te detaylı bir şekilde belirtilen engel tipleri için sırasıyla d/c (silindir çapı/akışkanın ilk temas ettiği yüzeye uzaklık) ve a/b (eğimli yay tipi engelin kanal duvarına olan uzaklığı için; uzun kenar/kısa kenar) oranlarının belirli alt ve üst değerlere göre değişimi incelenmiştir. Belirlenen alt ve üst limit değerleri, temel alınan sıvı soğutma bloğu üzerinde başlangıç şartlarında denenmiş olup çalışılması uygun bölgelere göre seçilmiştir.

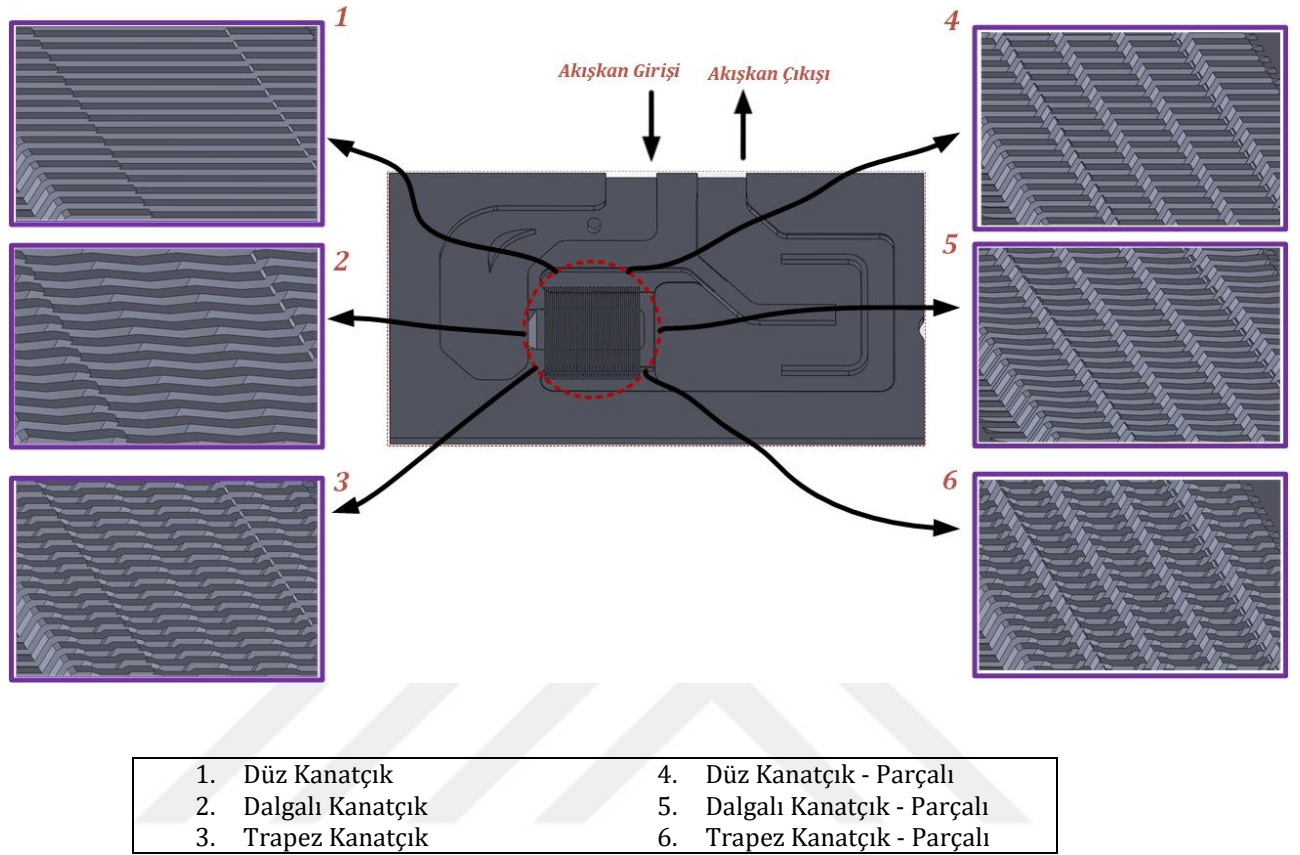


Şekil 2.14. Sıvı soğutma bloğu giriş bölümünün görünümü

2.4.1.2. Isı Alıcısı Bölümü

Kanal içerisine, bir adet rampa ile GPU'nun temas yüzeyiyle aynı yüzey alanına sahip bir bölgeye konumlandırılan ısı alıcısı bölümü, 3,0480 mm yükseklik, 1,2 mm genişlik değerlerine sahip toplam 25 adet kanatçığa sahiptir. Baz alınan sıvı soğutma bloğu modeline göre farklı olarak 3 farklı kanatçık tipi (düz, dalgalı ve trapez) ile çalışılmıştır. Literatürdeki akademik ve ticari amaçla üretilmiş birçok benzeri kanatçık modeli incelenmiş ve belirtilen 3 farklı kanatçık modelinin uygun olduğu belirlenmiştir. Ayrıca Şekil 2.15'te de açıkça belirtildiği üzere her bir kanatçık tipi için parçalı tip kanatçık modeli incelenmiş olup Tablo 2.4'te bulunan analiz

planında giriş parametresi olarak belirtilmiştir. Her bir parçalı kanatçık türü için 3 ve 5 parçalı olmak üzere 2 farklı modelde çalışılmıştır.



Şekil 2.15. Sıvı soğutma bloğu ısı alıcısı bölümünde bulunan kanatçık türleri

2.4.2. Sayısal denklemler

HAD çözümlmeleri, akışkanlar dinamiği kapsamında esas alınan temel denklemleri kullanmaktadır. Belirtilen bu denklemler fizik alanında bulunan korunum yasalarının matematiksel olarak ifade edilmesidir. Denklemlerin türetilmesinde aşağıda belirtilen fizik yasaları esas alınır.

- Akışkan için kütle korunumu
- Newton'un ikinci yasası: Momentumun değişim hızı, akışkana etki eden kuvvetlerin toplamına eşittir.
- Termodinamiğin birinci yasası: Enerjinin değişim hızı, yüzeylerden akışkana aktarılan ısı ve akışkan üzerinde gerçekleştirilen toplam işe eşittir.

2.4.2.1. Korunum Denklemleri

Hız, sıcaklık, basınç gibi parametrelerin konuma bağlı türeviyle ifade edilen korunum denklemleri aşağıdaki gibidir. Kararlı durumda, üç boyutlu, sıkıştırılamaz akış ve laminar (viskoz) akış şekli için hız ve sıcaklık dağılımlarını aşağıda belirtilen formüller ile hesaplanmaktadır (Incropera ve Dewitt, 1996):

Süreklilik denklemi

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (2.12)$$

Burada u (x yönünde), v (y yönünde) ve w (z yönünde) hız bileşenlerini oluşturmaktadır.

Momentum denklemi

Belirtilen denklemler x, y ve z yönleri için sırasıyla verilmiştir.

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right] \quad (2.13)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \nu \left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right] - g \quad (2.14)$$

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + \nu \left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right] \quad (2.15)$$

Burada u (x yönünde), v (y yönünde) ve w (z yönünde) [m/s] hız bileşenlerini, ρ [kg/m³] akışkan yoğunluğunu, P [Pa] basınç değerini, g [m/s²] yer çekimi ivmesini ve ν [m²/s] kinematik viskoziteyi ifade etmektedir.

Enerji denklemi

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{k}{\rho c_p} \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] \quad (2.16)$$

Burada u (x yönünde), v (y yönünde) ve w (z yönünde) [m/s] hız bileşenlerini, ρ [kg/m³] akışkan yoğunluğunu, c_p [J/kgK] özgül ısıyı, k [W/mK] ısı iletim katsayısını ve T [K] sıcaklığı ifade etmektedir.

2.4.3. Analiz çalışması

Gerçekleştirilen çalışmada kanal girişindeki akışkanın sabit hız ve sıcaklık değerinde kanal içerisine girdiği kabul edilmiştir.

Kanal girişi;

$$u = u_0, v = 0, w = 0, T_{\text{giriş}} = 293 \text{ K} \quad (2.17)$$

Duvar yüzeyleri;

$$u = v = w = 0, T = \text{Adyabatik} \quad (2.18)$$

Kanalın hidrolik çapına bağlı olarak hesaplanan Reynolds sayısı denklem 2.19 ile hesaplanmaktadır.

$$Re = \frac{\rho U D_h}{\mu} \quad (2.19)$$

ρ akış yoğunluğunu, U akış hızını, D_h hidrolik çapını ve μ değeri ise dinamik viskozite değerini temsil etmektedir.

Laminer akış rejimi için hidrodinamik giriş bölgesi uzunluğu denklem 2.20'de belirtilmiştir.

$$\frac{L_{h,laminer}}{D} \cong 0,05 Re \quad (2.20)$$

Elde edilen ısı taşınım katsayısı (h) denklem 2.21'de belirtilmiştir.

$$h = \frac{q''}{\Delta T_m} \quad (2.21)$$

q'' değeri GPU'nun yüzeyindeki ısı akısı değeri, ΔT_m değeri ortalama logaritmik sıcaklık farkını ifade etmektedir.

Taşınımlı ısı akısı denklem 2.22'de verilmiştir.

$$q'' = \frac{Q}{A} \quad (2.22)$$

Denklemden yer alan Q değeri GPU'ya ait TDP değeridir.

Ortalama logaritmik sıcaklık farkı, GPU yüzey sıcaklığı T_{GPU} ve kanal giriş ve çıkışındaki akışkan sıcaklığını temel alarak elde edilir. Bu değer denklem 2.23'teki gibi hesaplanmaktadır.

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (2.23)$$

Burada,

$$\Delta T_1 = T_{GPU} - T_{giriş} \quad (2.24)$$

$$\Delta T_2 = T_{GPU} - T_{çıkış} \quad (2.25)$$

Şeklindedir.

Soğutucuların genel verimliliğini değerlendirmek adına kanal içesine yollanan veya kanal içerisinde bulunan iş akışkanının hareketinin sağlanması için gerekli pompalama gücünün de bilinmesi gerekmektedir. Pompalama gücü denklem 2.26'da belirtilmektedir.

$$\dot{W} = \dot{V} \Delta P \quad (2.26)$$

ΔP değeri basınç düşüşü, $\dot{V}$ değeri ise hacimsel debi değerini vermektedir.

Basınç düşüşü değeri denklem 2.27'ye göre hesaplanmaktadır.

$$\Delta P = P_1 - P_2 \quad (2.27)$$

Isı transferinde meydana gelen iyileştirmenin belirlenmesi amacıyla ısıl performans faktörü incelenmiş ve denklem 2.28'de belirtilmiştir.

$$\eta = \frac{h_1}{h_0} \quad (2.28)$$

Burada h_1 değeri iyileştirilmiş modeli, h_0 değeri ise baz alınan ilk modeli temsil etmektedir.

Isı transferindeki artışa ek olarak, her iki model için performans kıyası yapabilmek adına basınç düşüşü değerinin de incelenmesi gerekmektedir. Her iki model için basınç düşüşü artışlarına göre ısı transfer artışı, bir başarımlı ölçüsü (performans katsayısı) ile tanımlanmış olup denklem 2.29'da belirtilmiştir.

$$FOM = \frac{h_1/h_0}{\Delta P_1/\Delta P_0} \quad (2.29)$$

Gerçekleştirilen tez çalışması kapsamında tasarımı oluşturulan modellemede, kullanılan farklı hacim fraksiyonuna sahip nanoakışkanlar, çok ince parçacık yapısına sahip olması, içerisinde bulunan parçacık hacim fraksiyonunun genellikle düşük olması ve nanoparçacıkların birlikte kullanıldığı akışkana kolayca adapte edilebilmesinden dolayı tek fazlı bir akışkan olarak kabul edilebilir (Li ve Xuan, 2002; Xuan ve Li; 2003; Hasan, 2014).

Temel alınan akışkanın özellikleri, katı parçacıklar, süspansiyondaki katı parçacıkların hacim oranı ve parçacık şekli gibi nanoakışkanların termofiziksel özelliklerini etkileyen birçok parametre vardır. Nanoakışkanların özellikleri aşağıdaki ilişkiler kullanılarak hesaplanabilir (Hasan, 2014).

Isıl İletkenlik;

$$\frac{k_{nf}}{k_f} = \frac{k_p + (SH-1)k_f - (SH-1)c(k_f - k_p)}{k_p + (SH-1)c(k_f - k_p)} \quad (2.30)$$

Viskozite;

$$\frac{\mu_{nf}}{\mu_f} = 1 + 2,5 c \quad (2.31)$$

Yoğunluk;

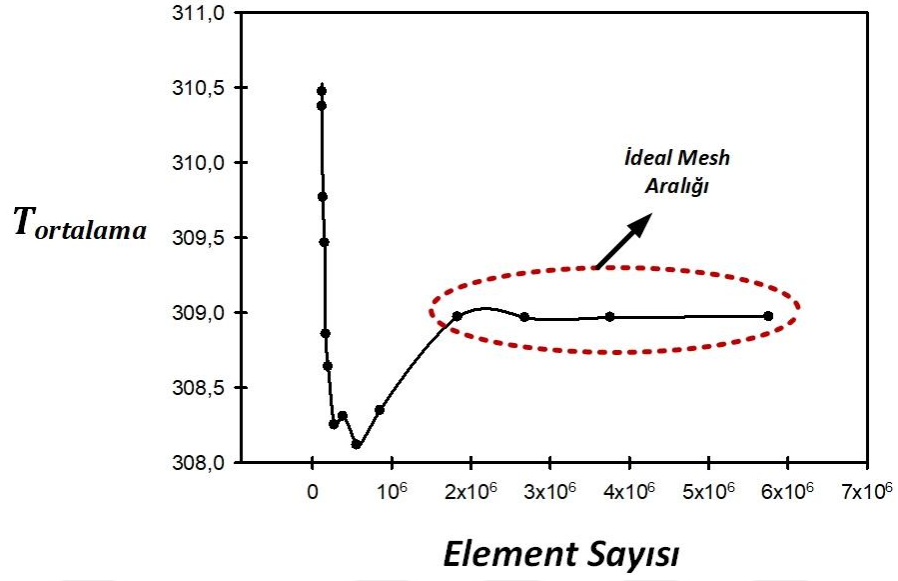
$$\rho_{nf} = c \rho_p + (1 - c) \rho_f \quad (2.32)$$

Özgül ısı;

$$c_{p_{nf}} = c c_{p_p} + (1 - c) c_{p_f} \quad (2.33)$$

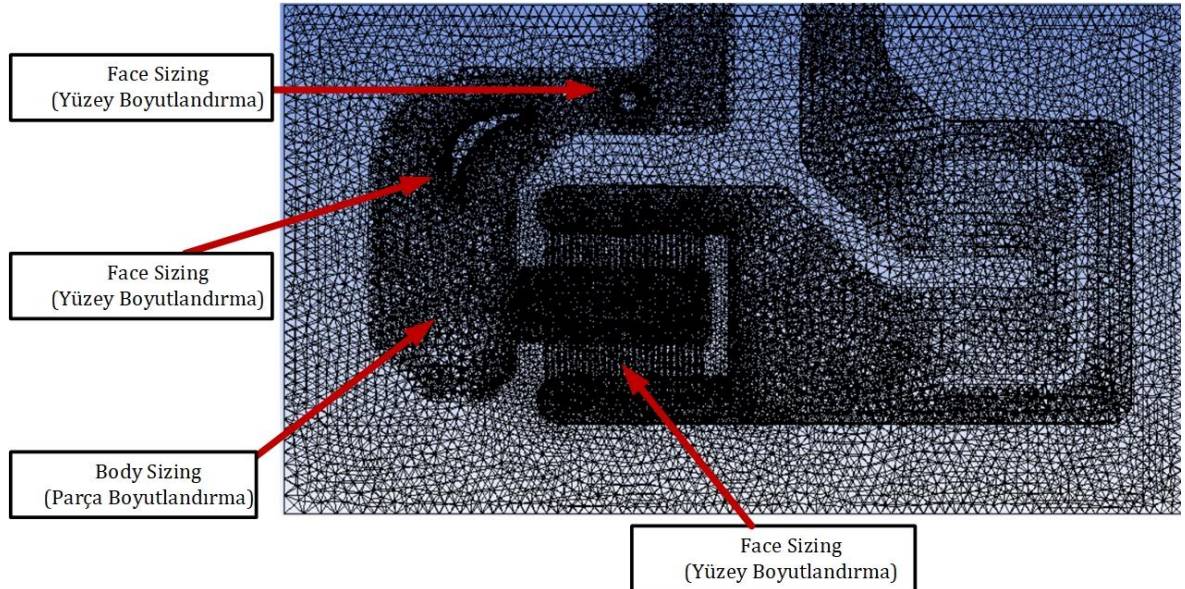
2.4.4. Ağ yapısının oluşturulması ve çözüm yakınsaması

Analiz işlemlerinden önce ideal mesh (ağ) sayısını belirleyebilmek için farklı element sayılarında ağ yapısı bağımsızlığı analizleri gerçekleştirilmiş ve GPU yüzeyinin ortalama sıcaklık değerindeki değişimi incelenmiştir. Yapılan işlem sonucunda Şekil 2.16'da görüldüğü gibi 1831086-5760408 element sayısı değerleri arasında analiz işlemlerini gerçekleştirmek hem çalışmanın doğruluğu hem de cihaz performansı açısından ideal olduğu belirlenmiştir. Elde edilen değerler 1000 Reynolds değeri için incelenmiştir. GPU yüzeyinden etki eden TDP değeri 250 W ve 20 °C giriş sıcaklığında iş akışkanı olarak saf su kabul edilmiştir.



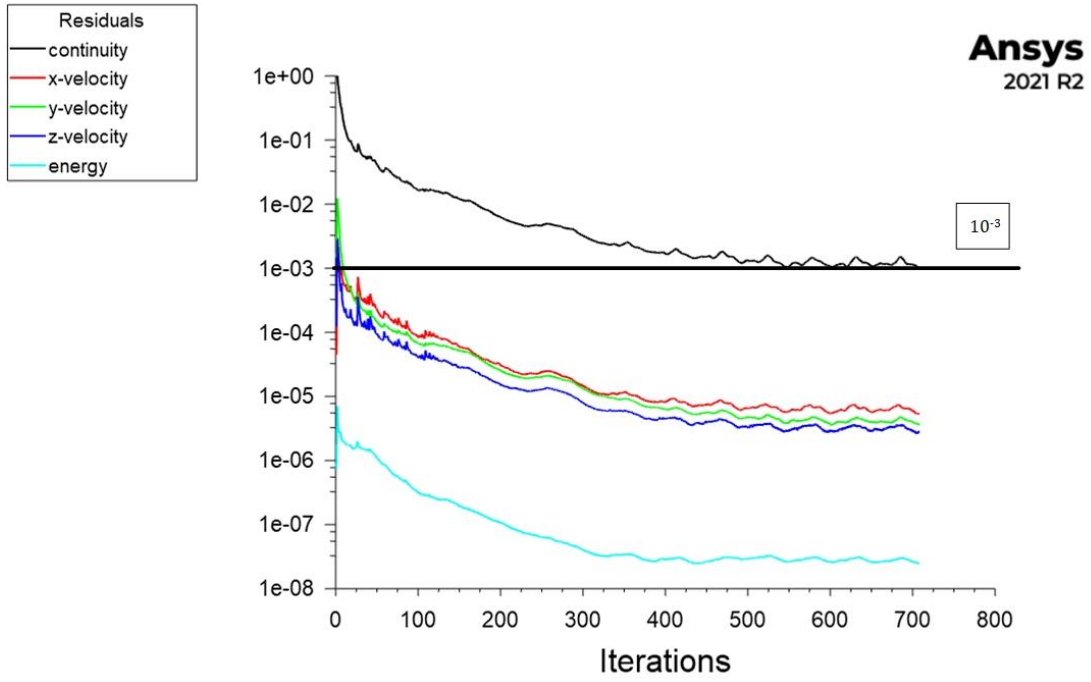
Şekil 2.16. $T_{ortalama}$ değerinin element sayısına göre değişimi ve ideal mesh aralığı

Elde edilen ağ yapısının kalitesinin iyileştirilmesi analiz işlemindeki çözümün yakınsama değerine daha kolay ulaşmasını sağlamaktadır. Bu kapsamda Şekil 2.17’de belirtildiği gibi genel ağ yapısını iyileştirmek için 4 farklı işlem yapılmıştır. Ayrıca akışkan ve plaka yüzeyleri arasındaki ilişkinin artırılması için birleşim bölgeleri tanımlanmıştır. Yapılan boyut ve yüzey iyileştirmeleri sonucunda ortalama mesh kalitesi % 86,2 değerine yükseltilmiştir.



Şekil 2.17. Genel ağ yapısı

Gerçekleştirilen analiz çözümlerinin doğruluğu açısından yakınsama değerleri oldukça önemlidir. Şekil 2.18’de görüldüğü gibi süreklilik, x, y ve z yönündeki hız değerleri ve enerji değeri her bir değer için yakınsanmış olup yakınsama iterasyonu 695-812 arasında değişmektedir. Her bir değer aşağı yönde ilerlemiş olup çözümleme esnasında istenmeyen dengesizliklerin birikmediği tam aksine sürekli azalarak iteratif çözüm değerinin yakınsadığı açıkça görülmektedir. Bütün çözümlemeler için iteratif sürecin yakınsama süresinin kısaltılması ve kullanılan sayısal yöntemin kararlılığının artırılması amacıyla her bir model için sabit bir hafif-gevşeme faktörü kullanılmıştır.



Şekil 2.18. Analiz yakınsama iterasyonu

3. BÖLÜM

BULGULAR VE TARTIŞMA

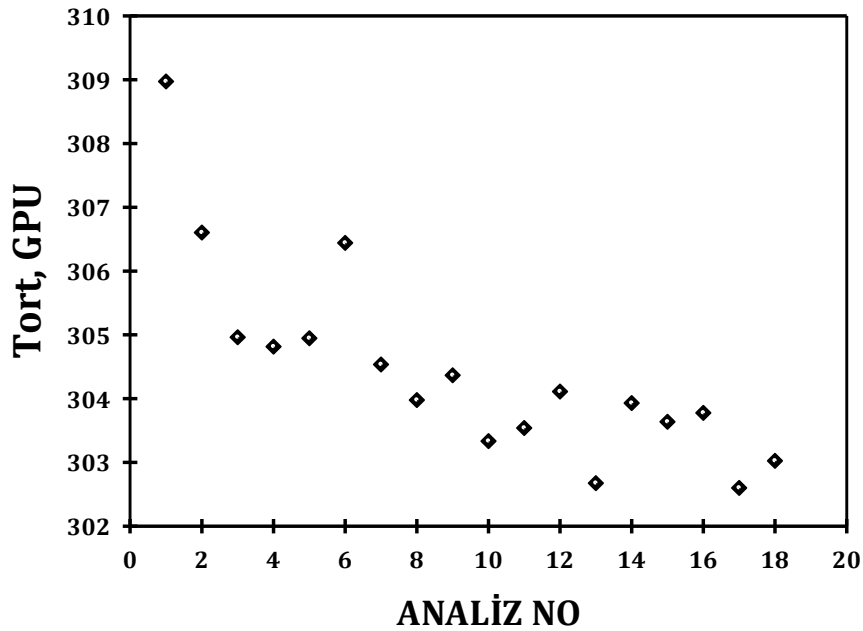
3.1. Sayısal Analiz Sonuçları

Gerçekleştirilen sayısal çalışmada, belirli Reynolds değer aralığı, akışkan türü, giriş bölümünde bulunan silindir tipi engel için d/c oranı ve kavisli yay tipi engel için a/b oranı, ısı alıcısı bölümünde kullanılan kanatçık türü ve yapısı gibi giriş parametreleri kullanılmış ve GPU yüzeyindeki ortalama ve maksimum sıcaklık değerleri, kanal içerisindeki ortalama hız, basınç düşüşü ve ısı transfer katsayıları üzerindeki etkileri incelenmiştir. Toplamda 18 analiz gerçekleştirilmiş olup elde edilen sonuçlar bu bölümde paylaşılmıştır.

3.1.1. Sıcaklık değeri ve dağılımları

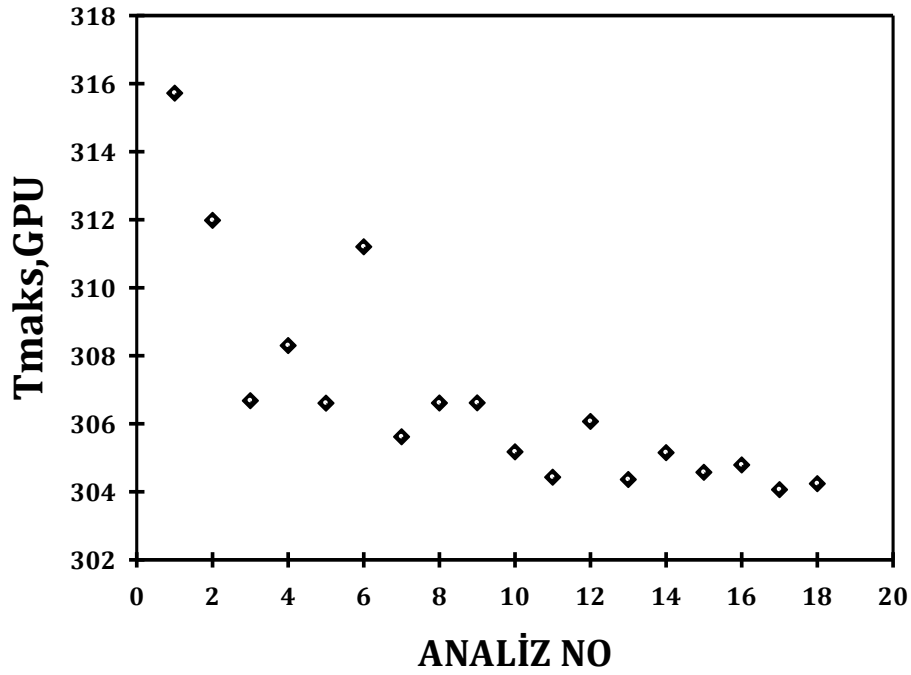
Tablo 2.4'te belirtilen analiz planına uygun bir şekilde gerçekleştirilen çalışmada, GPU yüzeyi için ortalama ve maksimum sıcaklık değerleri ve GPU yüzeyindeki sıcaklık dağılımları incelenmiştir.

Şekil 3.1'de giriş parametrelerine uygun bir şekilde gerçekleştirilen 18 farklı analiz sonucunda, GPU yüzeyi için elde edilen ortalama sıcaklık değerleri verilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre en düşük sıcaklık değerinin Analiz 17'de olduğu ve bu değer yaklaşık olarak 302,599 K (29,599 °C) olduğu belirlenmiştir. En yüksek ortalama sıcaklık değerinin ise Analiz 1'de olduğu ve yaklaşık olarak bu değer 308,973 K (35,973 °C) olarak belirlenmiştir. Bu iki analiz arasında yaklaşık olarak 6,374 °C sıcaklık farkı olduğu görülmektedir.



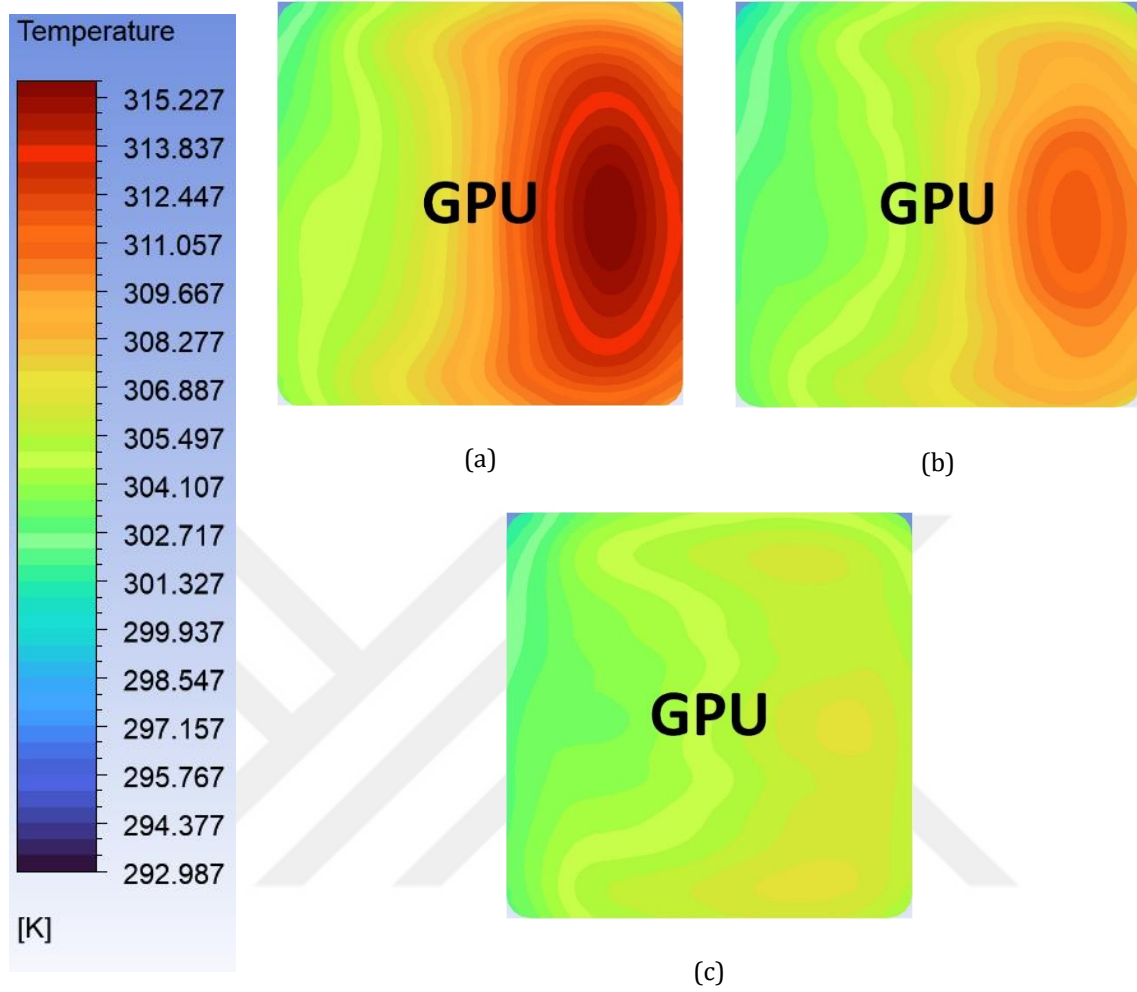
Şekil 3.1. Her bir analiz değeri için GPU yüzeyindeki ortalama sıcaklık değerleri

Şekil 3.2’de giriş parametrelerine uygun bir şekilde gerçekleştirilen 18 farklı analiz sonucunda GPU yüzeyi için elde edilen maksimum sıcaklık değerleri verilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre en düşük sıcaklık değerinin Analiz 17’de olduğu ve bu değer yaklaşık olarak 304,061 K (31,061 °C) olduğu belirlenmiştir. En yüksek seviyedeki maksimum sıcaklık değerinin ise Analiz 1’de olduğu ve yaklaşık olarak bu değer 315,722 K (42,722 °C) olarak belirlenmiştir. Her iki analiz arasında yaklaşık olarak 11,661 °C sıcaklık farkı olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 3.2. Her bir analiz değeri için GPU yüzeyindeki maksimum sıcaklık değerleri

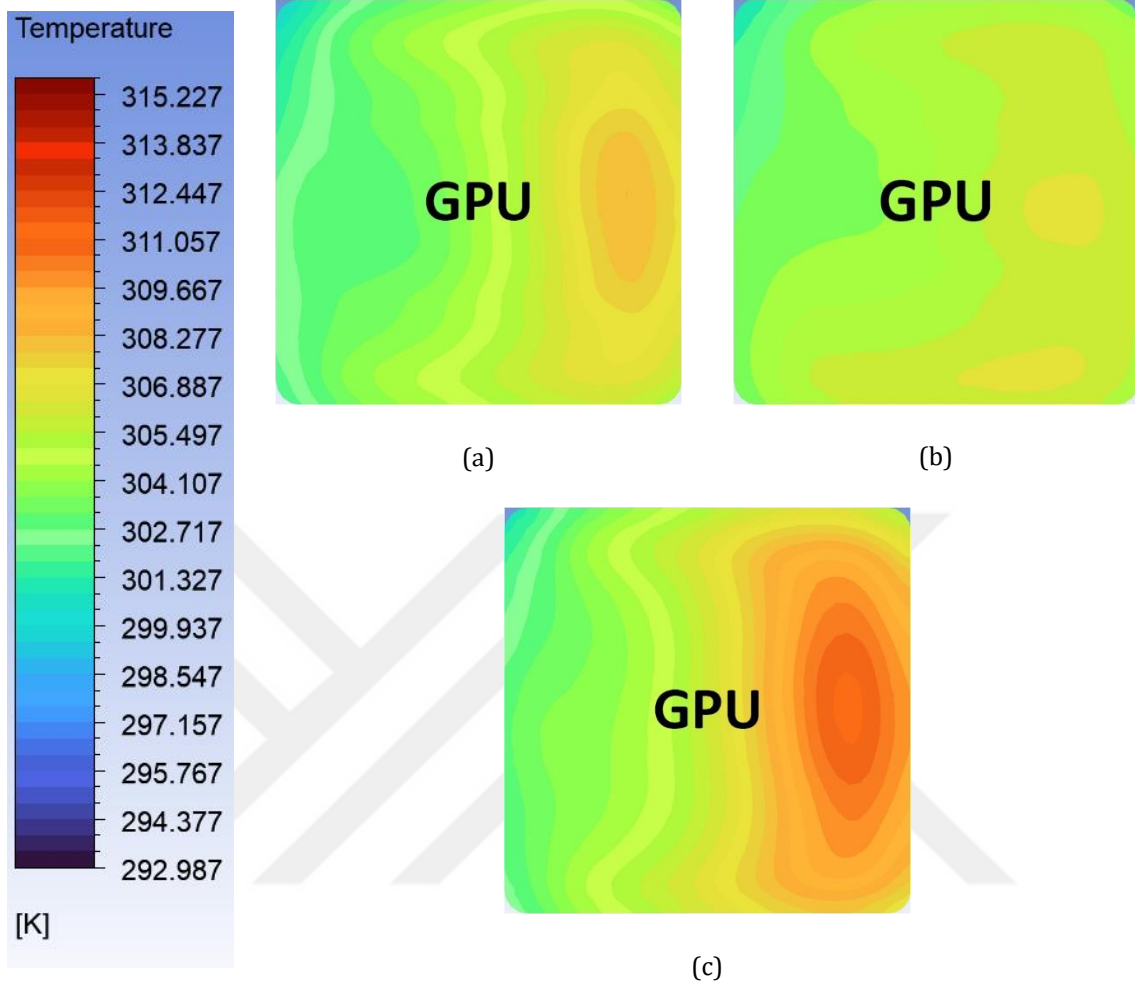
Akışkan hızı, kanatçık türü ve yapısının önemli bir etkide bulunduğu sıcaklık dağılımlarının dengeli bir şekilde olması GPU’nun performansı ve ömrü açısından son derece önemlidir. Bu kapsamda, Şekil 3.3 - Şekil 3.8’de aynı sıcaklık değer aralığında GPU yüzeyinde elde edilen sıcaklık dağılımları verilmiştir. Her bir sıcaklık görüntüsü, Reynolds değerlerine göre sınıflandırılmış ve incelenmiştir.



Şekil 3.3. Reynolds değeri=1000 için GPU yüzey sıcaklıkları dağılımı; (a) Analiz 1, (b) Analiz 2, (c) Analiz 3

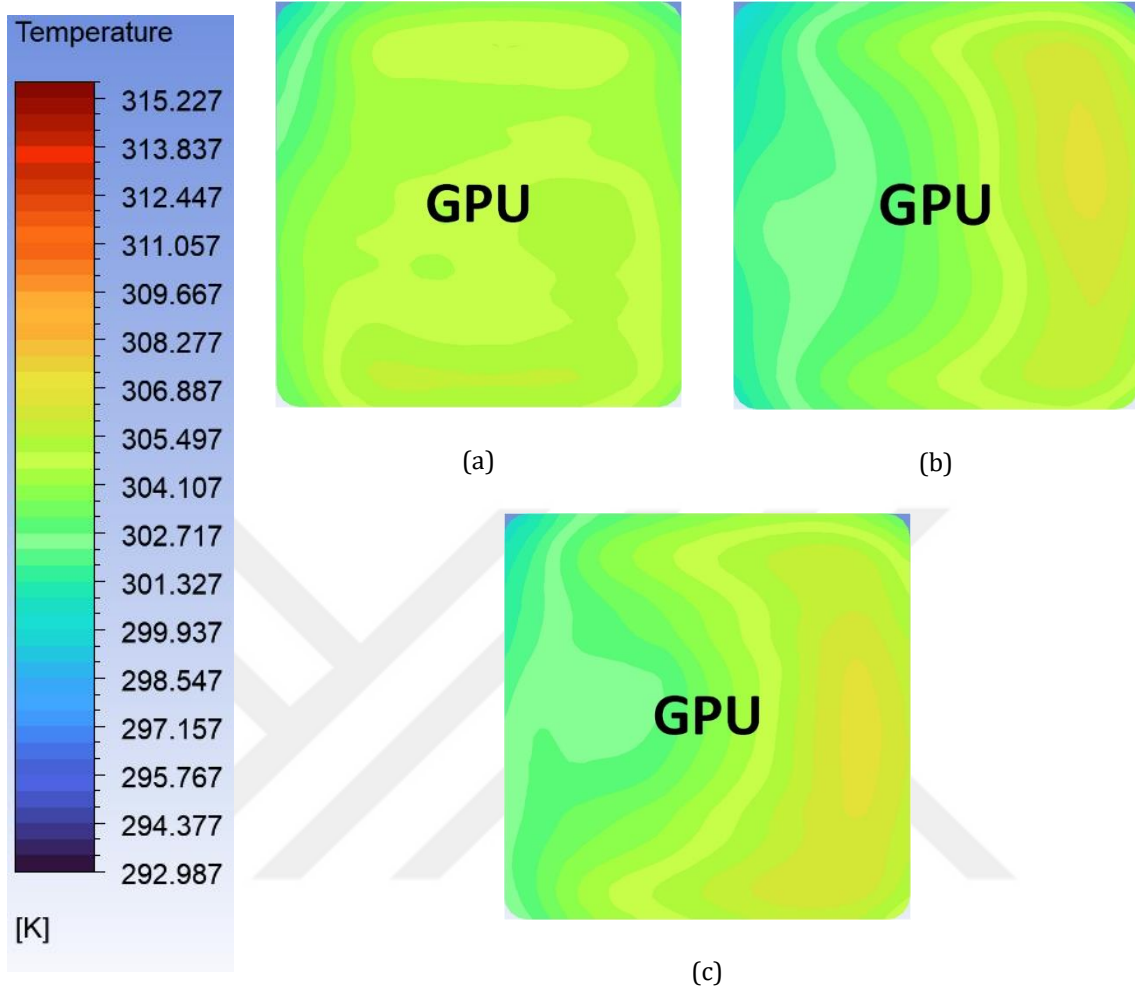
Şekil 3.3'te Reynolds değerinin 1000 olduğu analiz çalışmaları için sıcaklık dağılımları verilmiştir. Sıcaklık dağılımları incelendiğinde en yüksek sıcaklık değerinin Analiz 1'de olduğu gözlemlenmiştir. Reynolds değerinin 1000 olduğu analizler arasında en fazla soğumanın Analiz 3'te olduğu belirlenmiştir.

Aynı Reynolds değerlerinde kıyaslanan analizler arasında, GPU yüzeyi için en fazla sıcaklık farkı 1000 Reynolds değerinde gerçekleştirilen Analiz 3 ve Analiz 1 arasında olduğu görülmektedir. Bu durumun temel sebepleri, ısı alıcısı bölümünde kullanılan kanatçıkların yapısı ve tipi ile iş akışkanının türü ile açıklanabilmektedir. Özellikle ısı alıcısı bölümünde parçalı kanatçık yapısının tercih edilmesi, iş akışkanının kanatçık ve ısı alıcısı tabanına daha fazla temas etmesini sağlamaktadır.



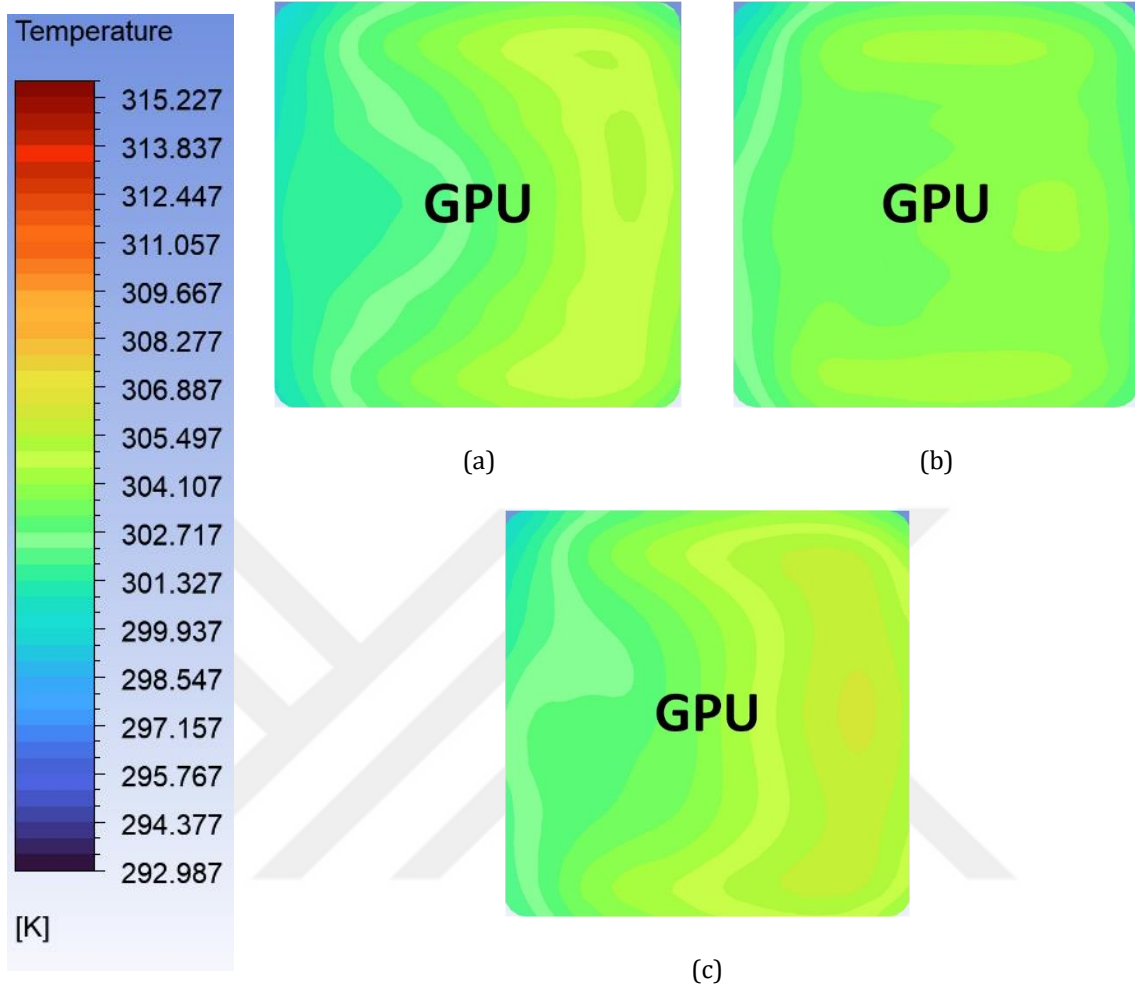
Şekil 3.4. Reynolds değeri=1200 için GPU yüzey sıcaklıkları dağılımı; (a) Analiz 4, (b) Analiz 5, (c) Analiz 6

Şekil 3.4'te Reynolds değerinin 1200 olduğu analizler için sıcaklık dağılımları verilmiştir. Sıcaklık dağılımları incelendiğinde en yüksek sıcaklık değerinin Analiz 6'da olduğu gözlemlenmiştir. Reynolds değerinin 1200 olduğu analizler arasında GPU yüzey sıcaklık değerlerinin en fazla Analiz 4'te düştüğü belirlenmiştir. Analiz 4'e ait sıcaklık dağılımı incelendiğinde düşük sıcaklık bölgelerinin daha fazla olduğu görülmektedir. Analiz 4'te kullanılan iş akışkanının nanoparçacıklara sahip olması ve bu nanoparçacıkların akışkan içerisinde daha fazla enerji taşınımını sağlaması GPU'nun yüzey sıcaklık değerlerinin azami ölçüde düşmesini sağlamaktadır.



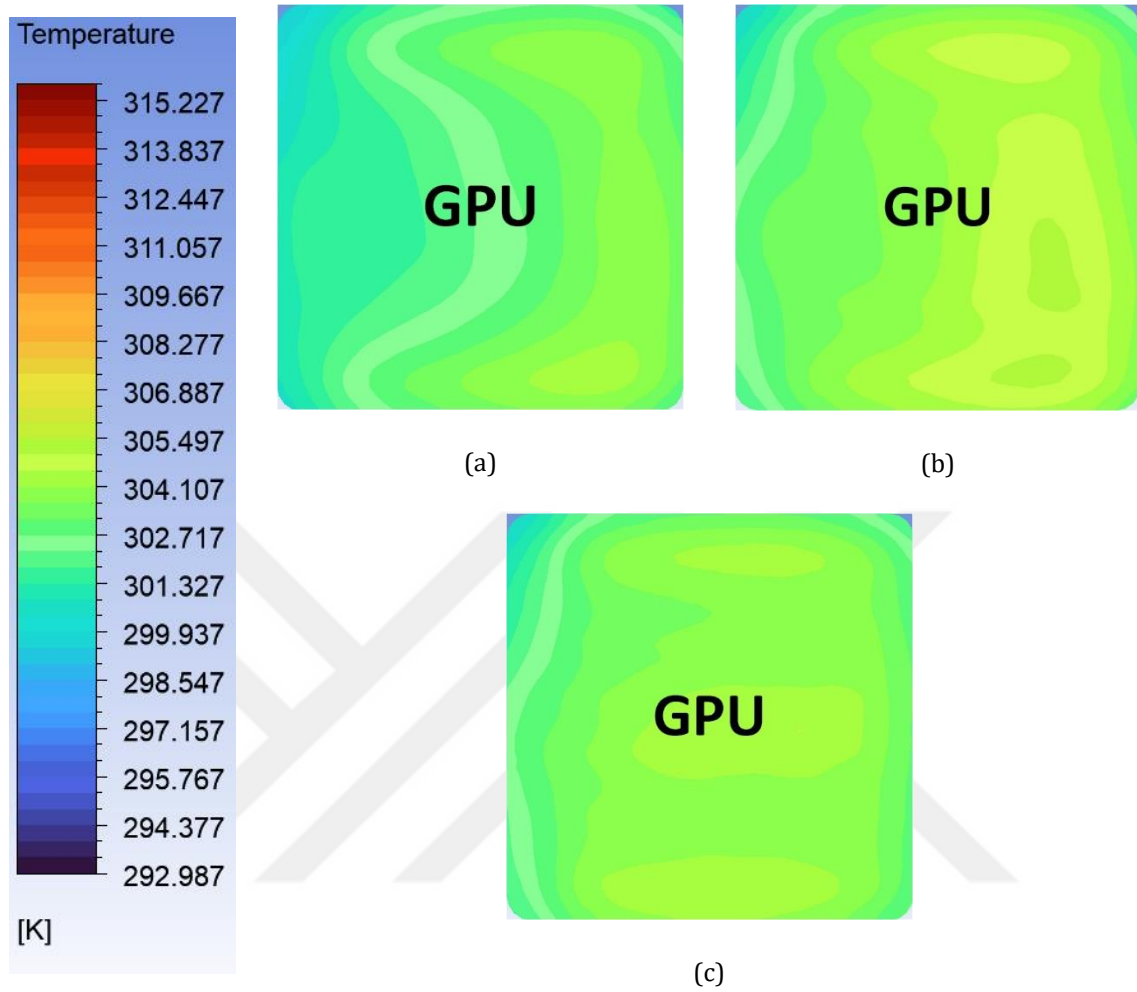
Şekil 3.5. Reynolds değeri=1400 için GPU yüzey sıcaklıkları dağılımı; (a) Analiz 7, (b) Analiz 8, (c) Analiz 9

Şekil 3.5'te Reynolds değerinin 1400 olduğu analizler için sıcaklık dağılımları verilmiştir. Sıcaklık dağılımları incelendiğinde en yüksek sıcaklık değerinin Analiz 9'da olduğu gözlemlenmiştir. Reynolds değerinin 1400 olduğu analizler arasında en iyi soğumanın Analiz 8'de olduğu belirlenmiştir. Analiz 8 için giriş parametreleri incelendiğinde, Analiz 4 ile benzer şekilde % 4 hacim fraksiyonuna sahip Al_2O_3 /saf su nanoakışkanın kullanıldığı ve sonucunda GPU yüzeyi sıcaklık dağılımlarında daha düşük sıcaklık bölgelerinin arttığı gözlemlenmiştir.



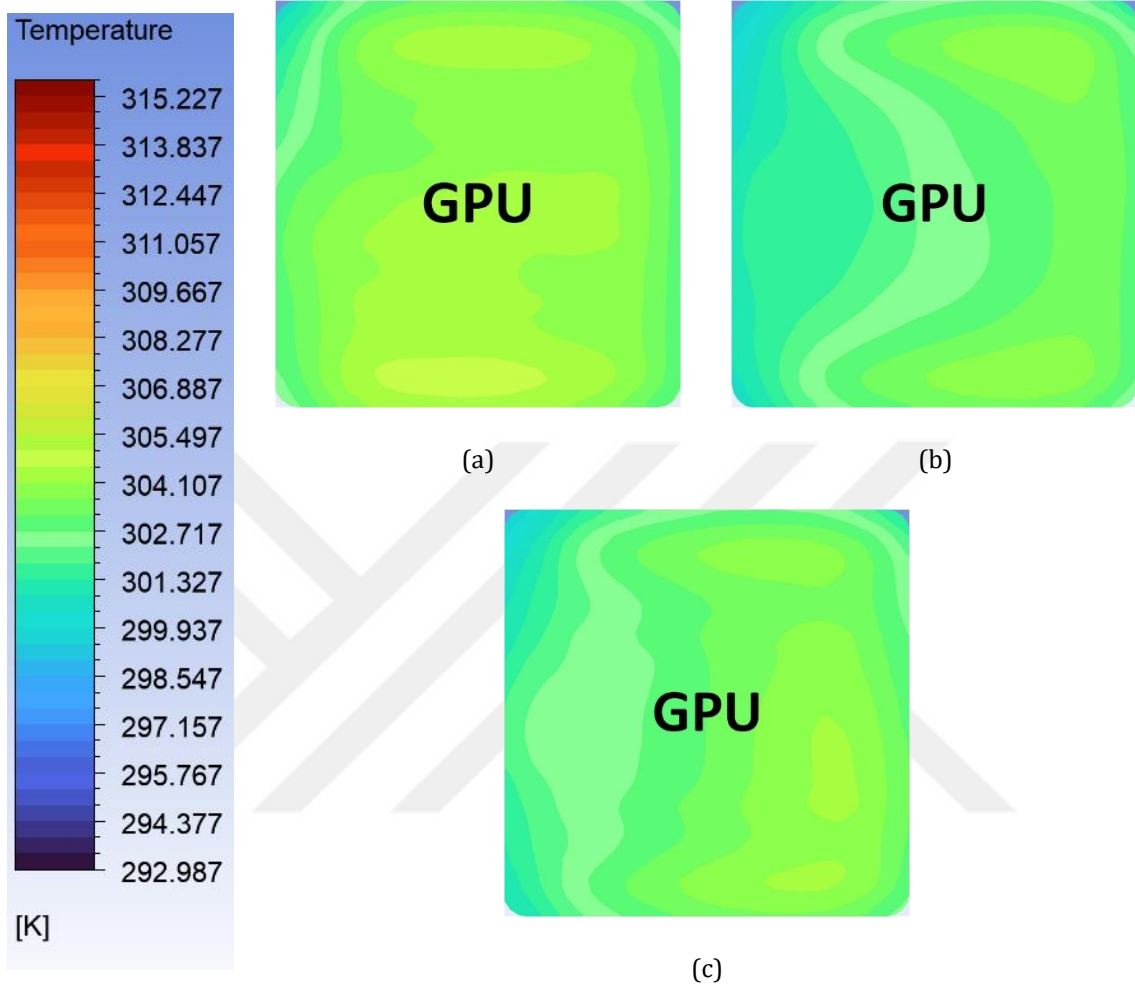
Şekil 3.6. Reynolds değeri=1600 için GPU yüzey sıcaklıkları dağılımı; (a) Analiz 10, (b) Analiz 11, (c) Analiz 12

Şekil 3.6’da Reynolds değerinin 1600 olduğu analizler için sıcaklık dağılımları verilmiştir. Sıcaklık dağılımları incelendiğinde en yüksek sıcaklık değerinin Analiz 12’de olduğu gözlemlenmiştir. Reynolds değerinin 1600 olduğu analizler arasında en iyi soğumanın Analiz 10’da olduğu belirlenmiştir. Analiz 10’a ait sıcaklık dağılımı incelendiğinde düşük sıcaklık bölgelerinin daha fazla olduğu görülmektedir. Özellikle ısı alıcısı bölümünde parçalı kanatçık yapısının tercih edilmesi, iş akışkanın daha fazla yüzey alanına temas etmesini ve kanatçıklar arasında bulunan boşluklardan ısı alıcısı tabanına daha kolay ulaşmasını sağlamaktadır. Bu durum iş akışkanı ile temas yüzeyi arasında ısı transferini arttırmakta olup ısı alıcısı tabanına temas eden GPU’nun yüzey sıcaklık değerlerinin daha düşük seviyeye ulaşmasını sağlamaktadır.



Şekil 3.7. Reynolds değeri=1800 için GPU yüzey sıcaklıkları dağılımı; (a) Analiz 13, (b) Analiz 14, (c) Analiz 15

Şekil 3.7’de Reynolds değerinin 1800 olduğu analizler için sıcaklık dağılımları verilmiştir. Sıcaklık dağılımları incelendiğinde en yüksek sıcaklık değerinin Analiz 14’te olduğu gözlemlenmiştir. Reynolds değerinin 1800 olduğu analizler arasında en iyi soğumanın Analiz 13’te olduğu belirlenmiştir. Analiz 13’e ait sıcaklık dağılımı incelendiğinde düşük sıcaklık bölgelerinin daha fazla olduğu görülmektedir. Analiz 13 için giriş parametreleri incelendiğinde kanatçık ve akışkan türünün GPU’nun yüzey sıcaklığı ve yüzey sıcaklık dağılımı açısından önemli olduğu görülmektedir.

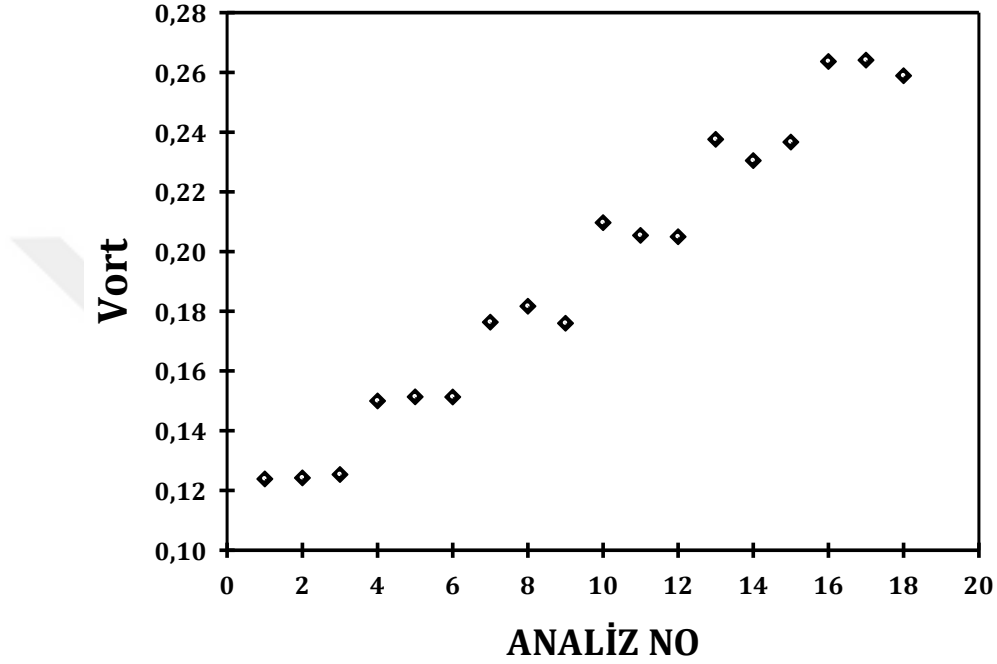


Şekil 3.8. Reynolds değeri=2000 için GPU yüzey sıcaklıkları dağılımı; (a) Analiz 16, (b) Analiz 17, (c) Analiz 18

Şekil 3.8’de Reynolds değerinin 2000 olduğu analizler için sıcaklık dağılımları verilmiştir. Sıcaklık dağılımları incelendiğinde en yüksek sıcaklık değerinin Analiz 16’da olduğu gözlemlenmiştir. Reynolds değerinin 2000 olduğu analizler arasında en iyi soğutma performansının Analiz 17’de olduğu belirlenmiştir. Analiz 17’e ait sıcaklık dağılımı incelendiğinde, diğer analizlere göre daha homojen bir yapıda olduğu ve düşük sıcaklık bölgelerinin daha fazla alanı kapsadığı görülmektedir. Belirtilen durum için ısı alıcısı bölümünde trapez kanatçık türünün kullanılması etkisi olduğu söylenebilmektedir. Özellikle trapez kanatçık türünün kullanımı, akışkanın temas ettiği yüzey alanı miktarını arttırmaktadır.

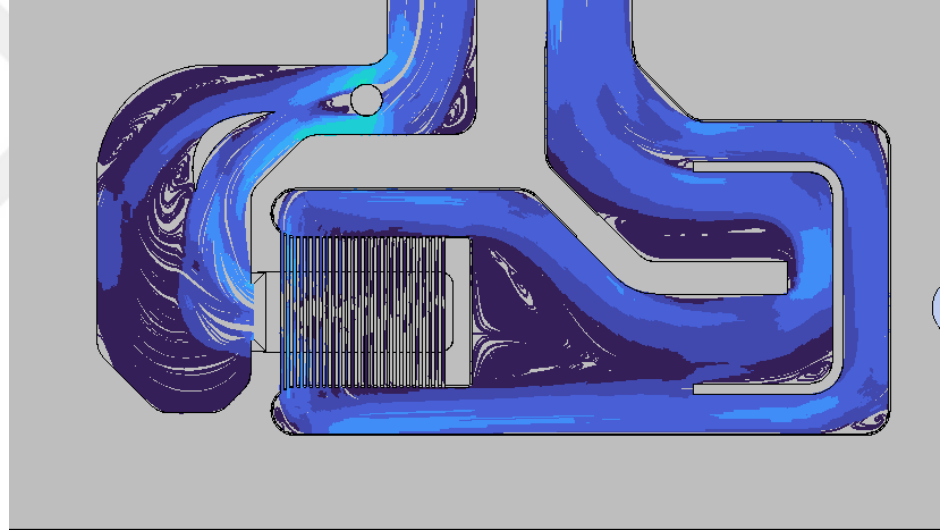
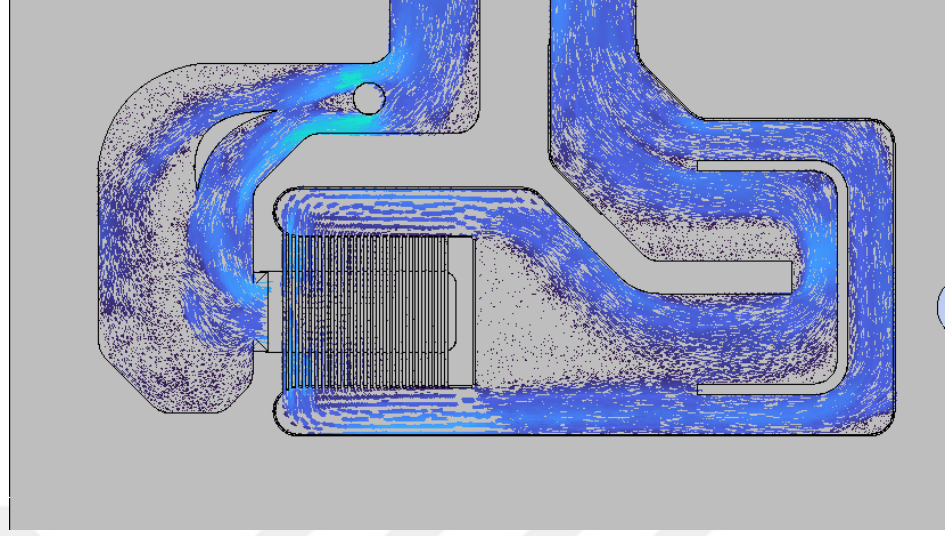
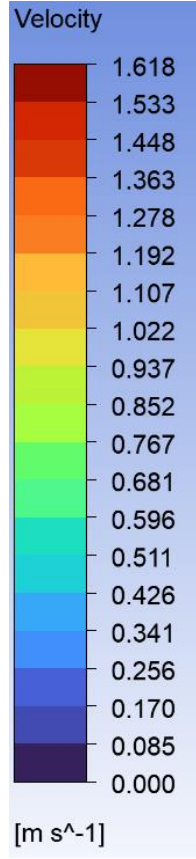
3.1.2. Hız vektörleri ve akım çizgileri

Şekil 3.9’da kanal yüzeyindeki ($y=1.8$ mm) ortalama hız değerleri verilmiştir. Özellikle Reynolds değerinin artmasıyla yükselmesi beklenen ortalama hız değeri için en yüksek değer 0,26414 m/s ile Analiz 17’de görülmüştür. En düşük değer ise 0,123845 m/s ile Analiz 1’de görülmüştür.

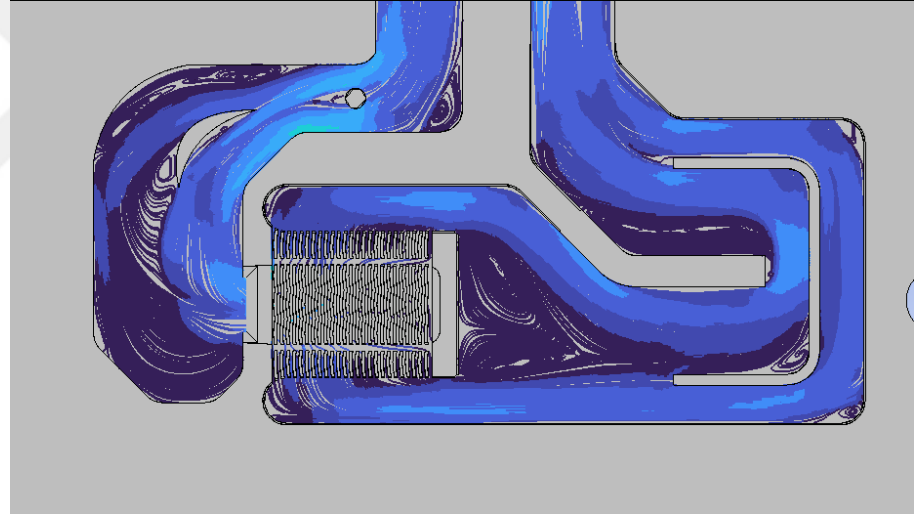
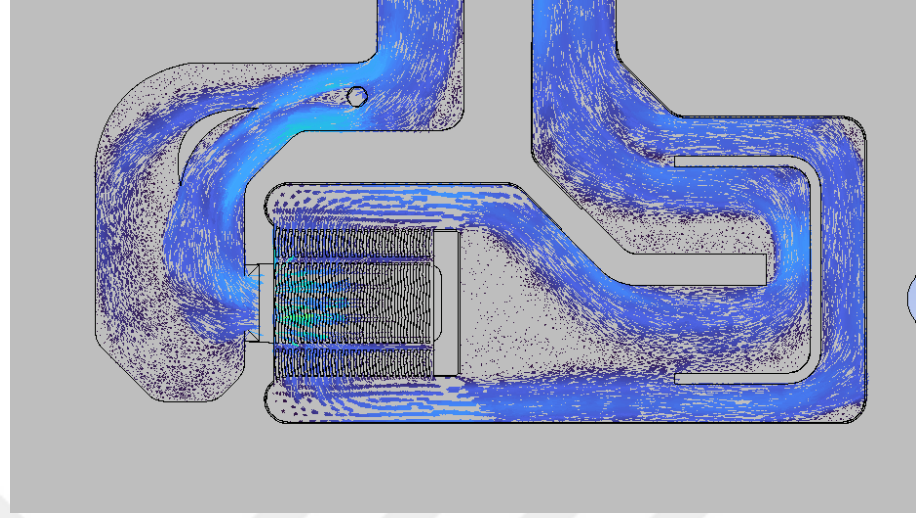
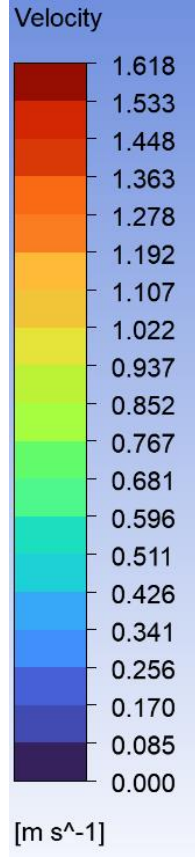


Şekil 3.9. Her bir analiz değeri için kanal yüzeyindeki ortalama hız değerleri

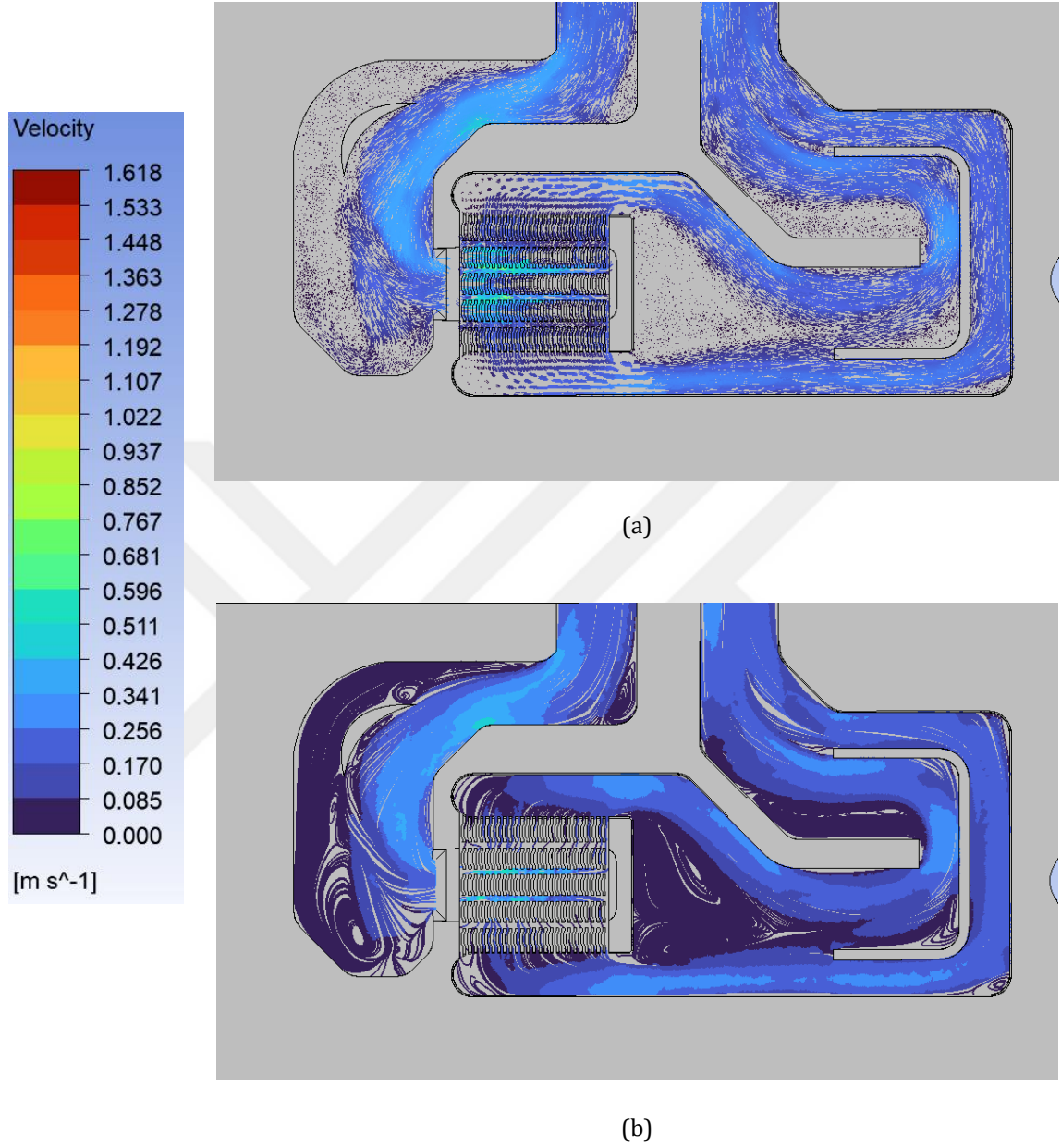
Şekil 3.10 - Şekil 3.27 arasında her bir analiz için kanal yüzeyindeki ($y=1.8$ mm) hız vektörleri ve akım çizgileri gösterilmektedir. Belirtilen görüntülerde hız vektörleri, yan yana veya arka arkaya dizilmiş ayırık noktalardaki oklar ile temsil edilmektedir. Bu okların yönelimleri akışkanın kanal içerisindeki hareket yönünü belirlerken uzunluğu ise hız değerinin büyüklüğünü belirtmektedir. Ayrıca akım çizgileri açısından incelendiğinde, vektör görüntülerine göre daha yoğun halde bulunup çizgiler ile temsil edildiği bilinmektedir. Her bir analiz değeri için aynı hız değer aralıkları arasında inceleme yapılmıştır. Belirtilen şekiller kendi arasında Reynolds değerine göre sınıflandırılıp incelenmiştir.



Şekil 3.10. 1000 Reynolds değerinde gerçekleştirilen Analiz 1 için kanal yüzeyi hız dağılımı; (a) Hız vektörleri, (b) Akım çizgileri



Şekil 3.11. 1000 Reynolds değerinde gerçekleştirilen Analiz 2 için kanal yüzeyi hız dağılımı; (a) Hız vektörleri, (b) Akım çizgileri

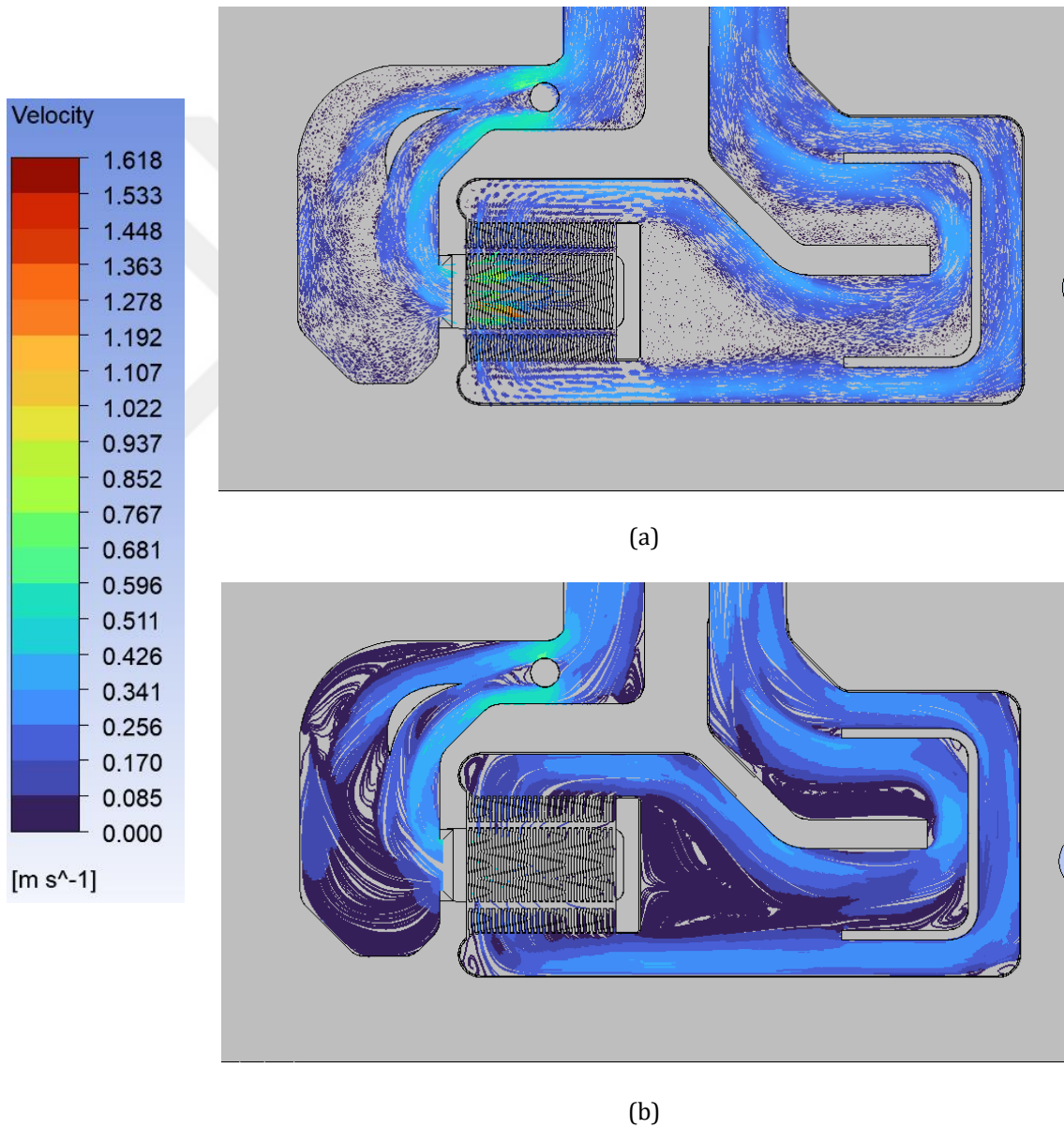


Şekil 3.12. 1000 Reynolds değerinde gerçekleştirilen Analiz 3 için kanal yüzeyi hız dağılımı; (a) Hız vektörleri, (b) Akım çizgileri

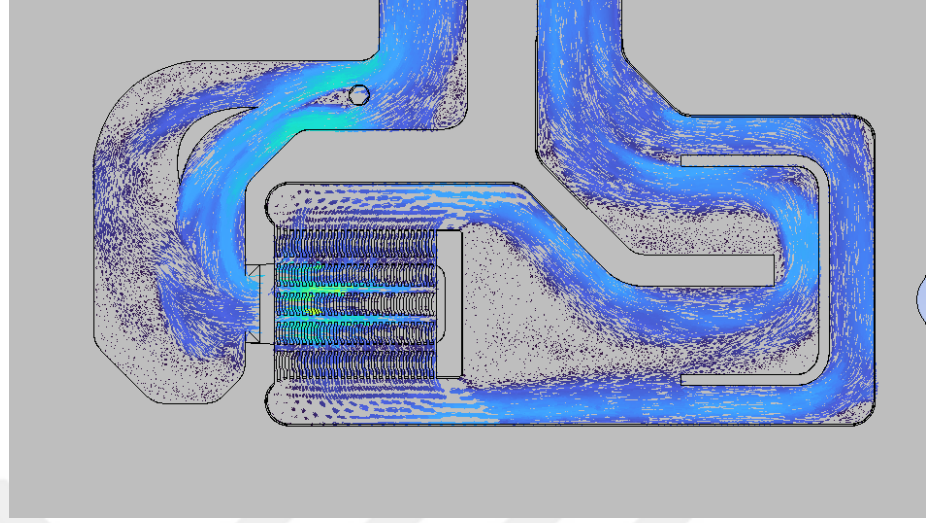
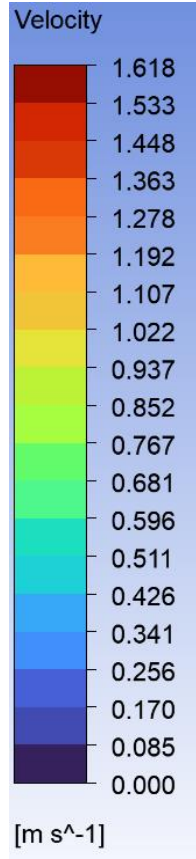
Şekil 3.10 – Şekil 3.12’de Reynolds değerinin 1000 olduğu 3 farklı analiz için hız vektörleri ve akım çizgileri verilmiştir. Kanal yüzeyindeki hızlanma bölgeleri açısından incelendiğinde Analiz 3’te giriş bölgesi ve ısı alıcısı bölümünde daha yüksek hızlara ulaşıldığı belirlenmiştir. Ayrıca Şekil 3.9’da belirtilen ortalama hız değerlerinde de gözlemlendiği üzere Analiz 3’te ortalama hız değerinin diğer iki analize göre daha fazla olduğu belirlenmiştir. Analiz 3 için giriş parametreleri incelendiğinde ısı alıcısı bölümünde bulunan kanatçıkların parçalı yapıda olması

akışkanın, kanal içerisindeki rampa yüzeyinden ısı alıcısı tabanında bulunan havuz bölümüne geçişinde çalkantı düzeyini arttırmaktadır. Bu durum akışkanın sahip olduğu hız değerinin artmasına yol açmaktadır.

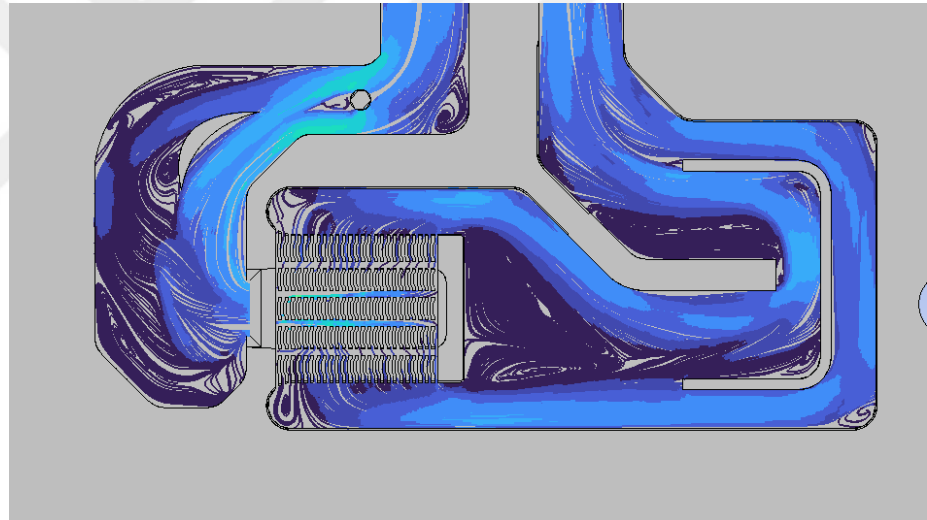
Giriş ve ısı alıcısı sonrası akışkanın toplandığı alanlar incelendiğinde bütün analizlerde resirkülasyon (sürekli dolanım) bölgeleri görülmektedir. Bu bölgelerde hızın düştüğü ve kanal girişinde kullanılan silindirik ve kavisli yay tipi engellerle az da olsa bu bölgelerde akışkan hızının arttığı gözlemlenmiştir. Özellikle silindirik tipi engel çevresinde hız değerinin arttığı görülmektedir.



Şekil 3.13. 1200 Reynolds değerinde gerçekleştirilen Analiz 4 için kanal yüzeyi hız dağılımı; (a) Hız vektörleri, (b) Akım çizgileri

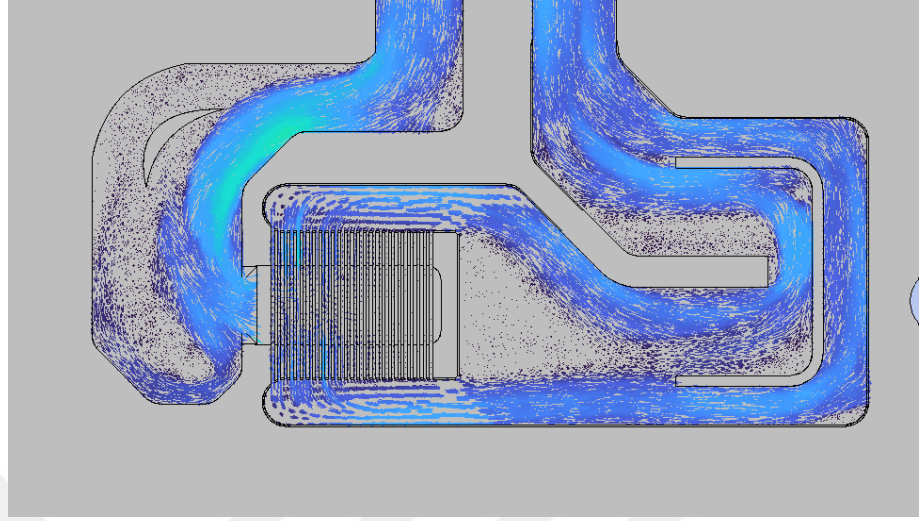
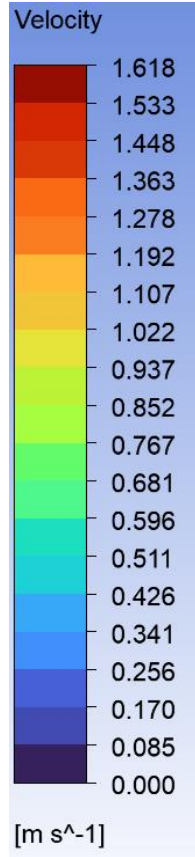


(a)

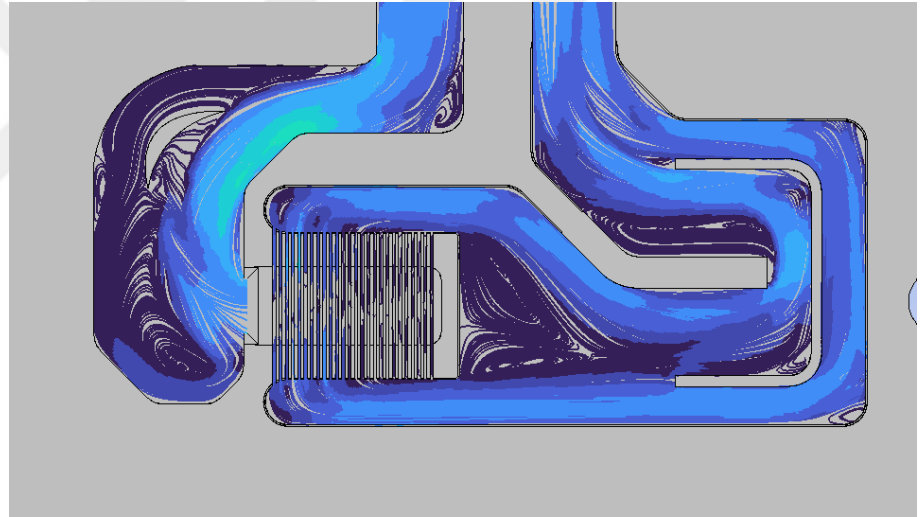


(b)

Şekil 3.14. 1200 Reynolds değerinde gerçekleştirilen Analiz 5 için kanal yüzeyi hız dağılımı; (a) Hız vektörleri, (b) Akım çizgileri



(a)

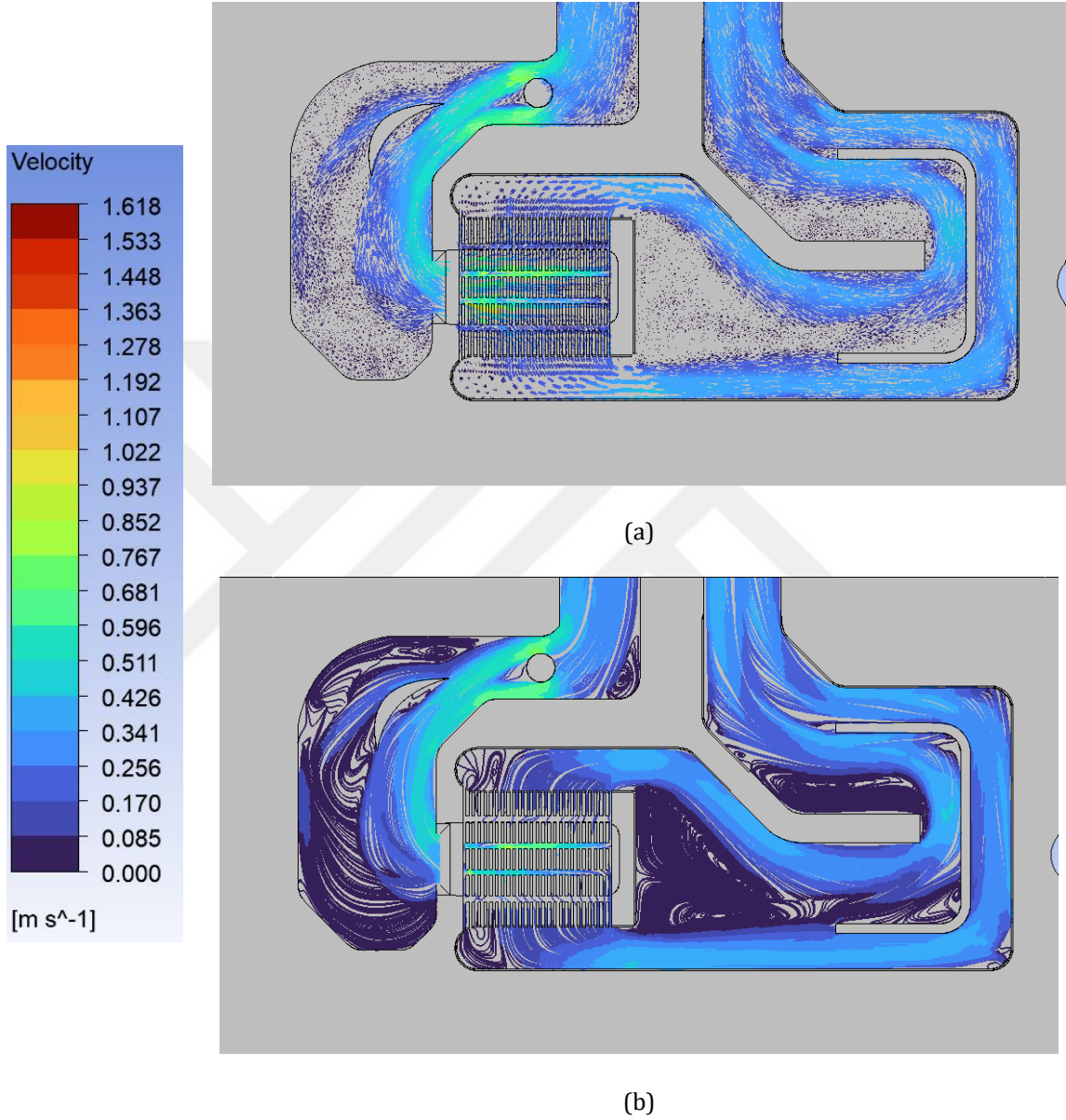


(b)

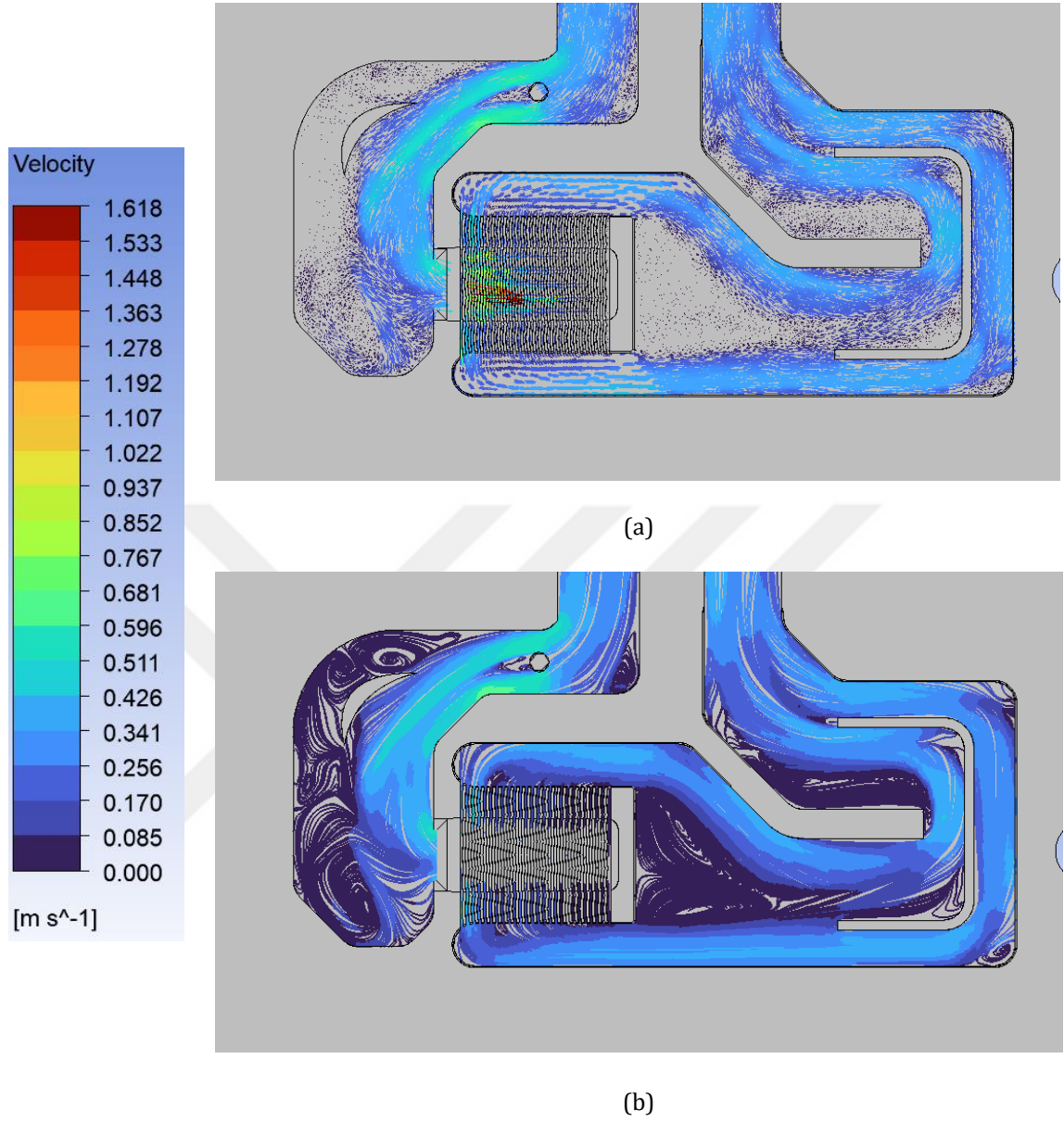
Şekil 3.15. 1200 Reynolds değerinde gerçekleştirilen Analiz 6 için kanal yüzeyi hız dağılımı; (a) Hız vektörleri, (b) Akım çizgileri

Şekil 3.13 – Şekil 3.15'te Reynolds değerinin 1200 olduğu 3 farklı analiz için hız vektörleri ve akım çizgileri verilmiştir. Kanal yüzeyindeki hızlanma bölgeleri açısından incelendiğinde Analiz 5'te giriş bölgesi ve ısı alıcısı bölümünde daha yüksek hızlara ulaşıldığı belirlenmiştir. Ayrıca Şekil 3.9'da belirtilen ortalama hız değerlerinde de gözlemlendiği üzere Analiz 5'te ortalama hız değerinin diğer iki analize göre daha fazla olduğu belirlenmiştir. Analiz 5'te

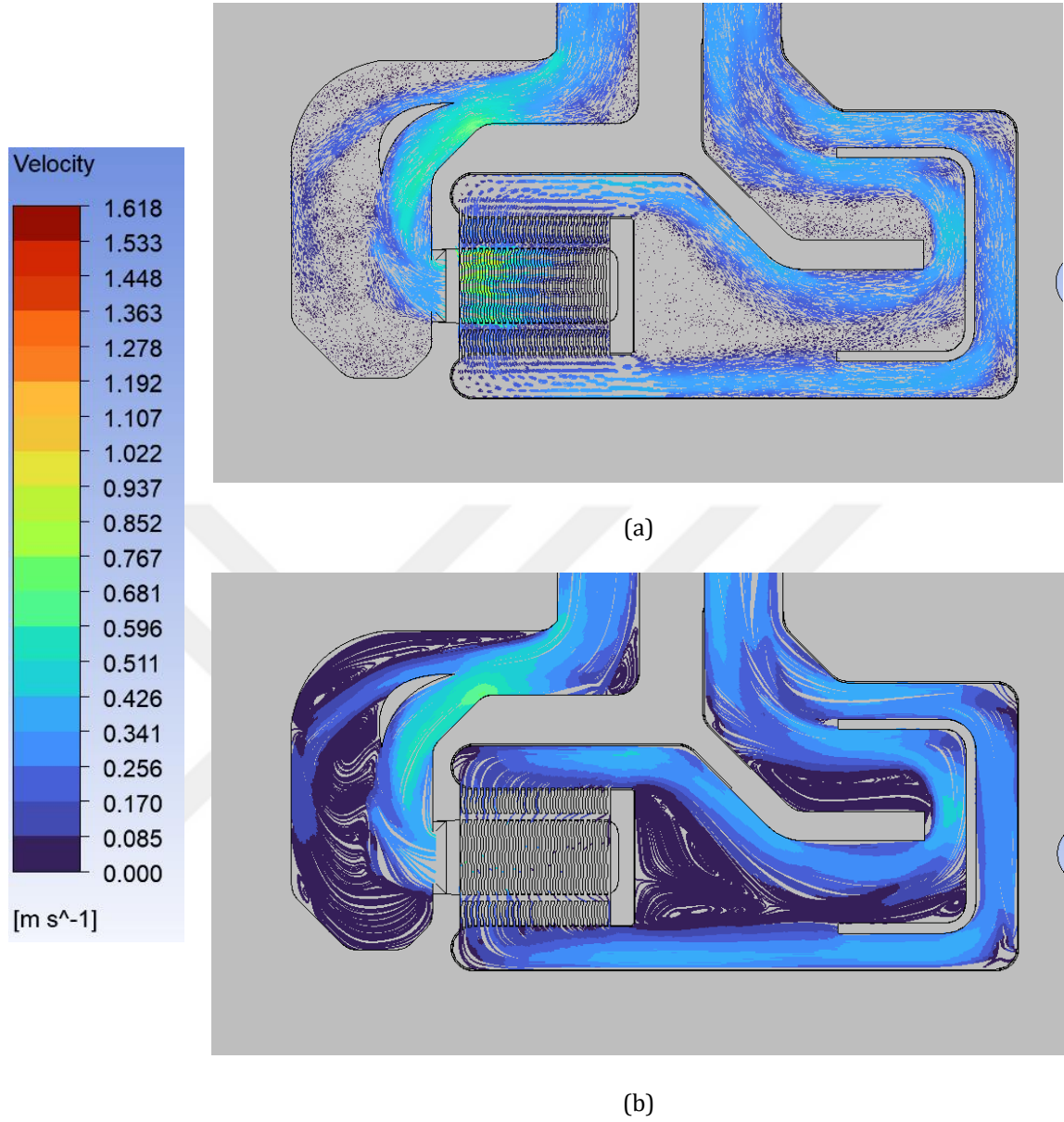
kullanılan iş akışkanının saf su olması ve saf suyun yapısında, akış direncini arttırıcı bir unsur olmaması akışkan hızının arttmasını sağlamaktadır.



Şekil 3.16. 1400 Reynolds değerinde gerçekleştirilen Analiz 7 için kanal yüzeyi hız dağılımı; (a) Hız vektörleri, (b) Akım çizgileri



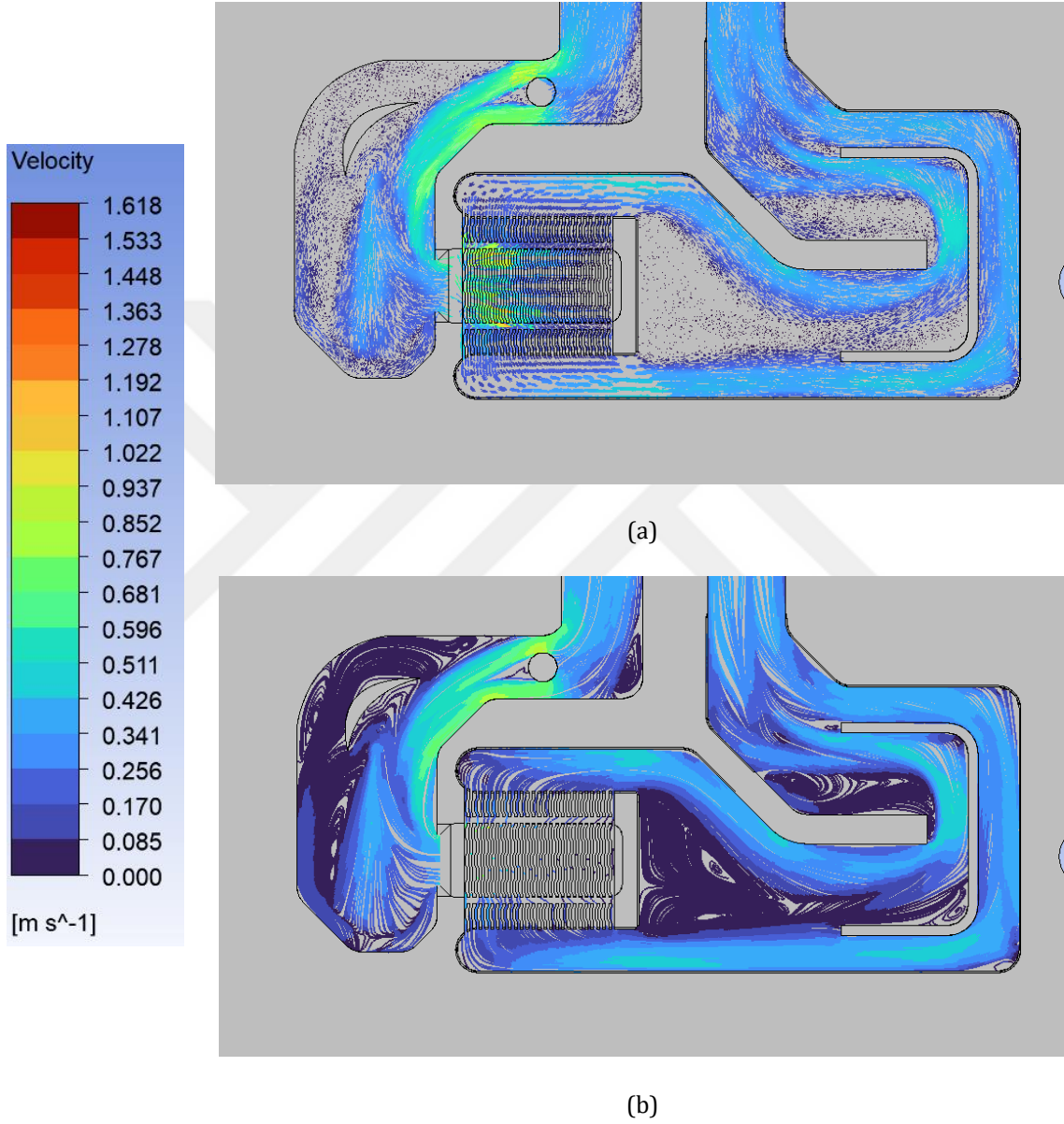
Şekil 3.17. 1400 Reynolds değerinde gerçekleştirilen Analiz 8 için kanal yüzeyi hız dağılımı; (a) Hız vektörleri, (b) Akım çizgileri



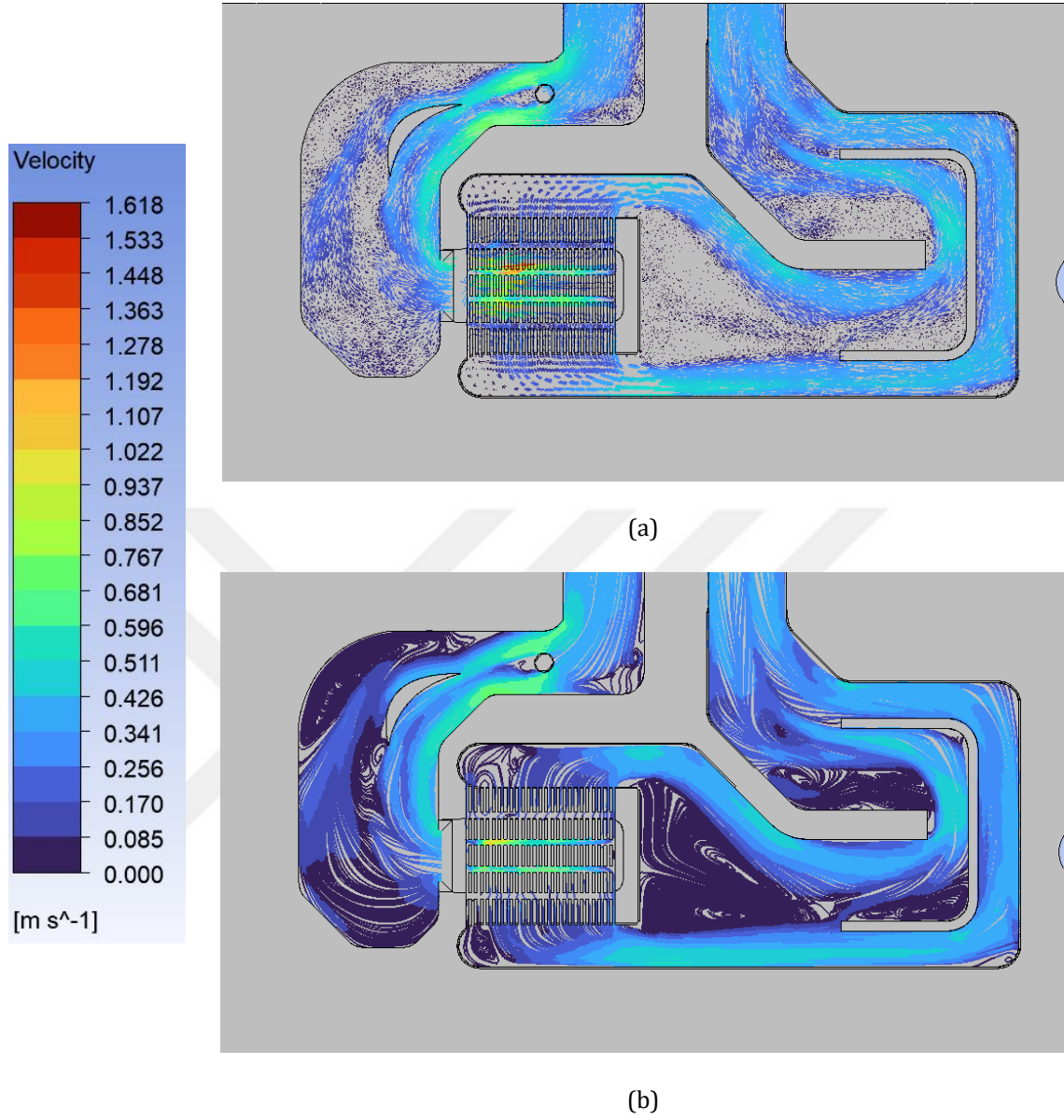
Şekil 3.18. 1400 Reynolds değerinde gerçekleştirilen Analiz 9 için kanal yüzeyi hız dağılımı; (a) Hız vektörleri, (b) Akım çizgileri

Şekil 3.16 – Şekil 3.18’de Reynolds değerinin 1400 olduğu 3 farklı analiz için hız vektörleri ve akım çizgileri verilmiştir. Kanal yüzeyindeki hızlanma bölgeleri açısından incelendiğinde Analiz 8’de giriş bölgesi ve ısı alıcısı bölümünde daha yüksek hızlara ulaşıldığı belirlenmiştir. Ayrıca Şekil 3.9’da belirtilen ortalama hız değerlerinde de gözlemlendiği üzere Analiz 8’de ortalama hız değerinin diğer iki analize göre daha fazla olduğu belirlenmiştir. Özellikle kanal giriş bölgesinde kullanılan silindirik engelin çevresinde akışkanın hız değerinin arttığı ve giriş bölümünde akışkana ait yüksek hız bölgesinin kavisli yay tipi yönlendiriciye doğru

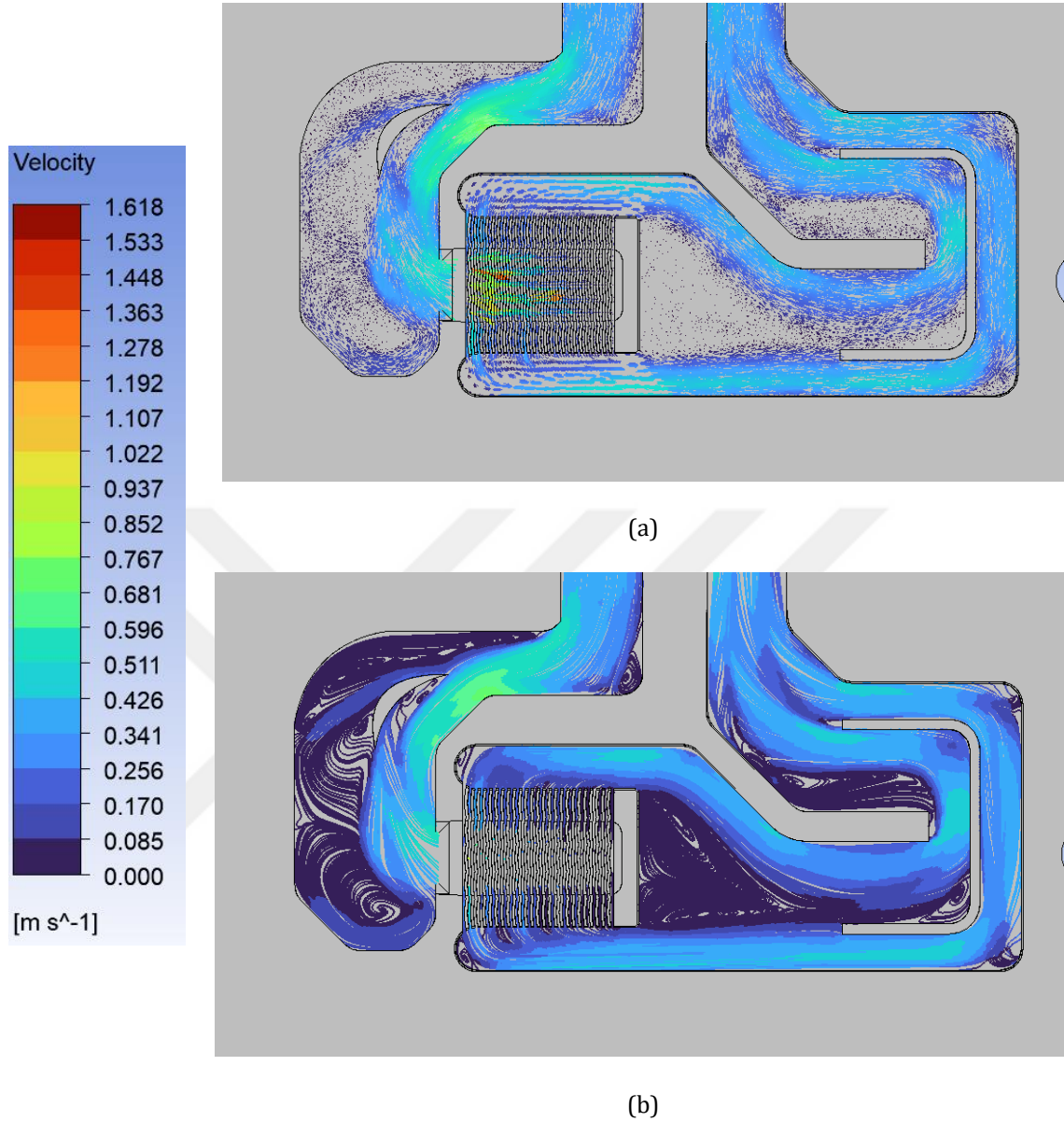
genişlediği gözlemlenmiştir. Şekil 3.18’de ise belirtilen hız bölgesinin daha az bir alanı kapsadığı ve ısı alıcısında bulunan havuz bölümünde daha düşük hız değerlerine sahip olduğu görülmektedir.



Şekil 3.19. 1600 Reynolds değerinde gerçekleştirilen Analiz 10 için kanal yüzeyi hız dağılımı; (a) Hız vektörleri, (b) Akım çizgileri

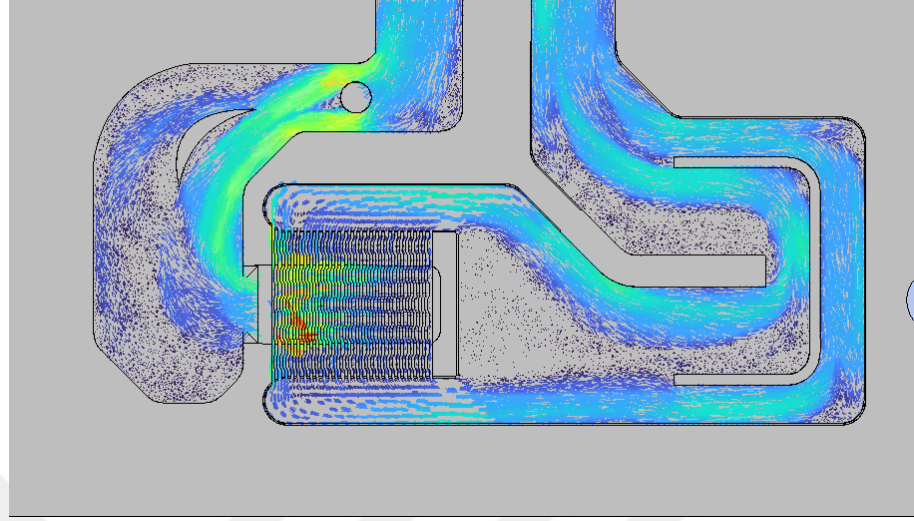
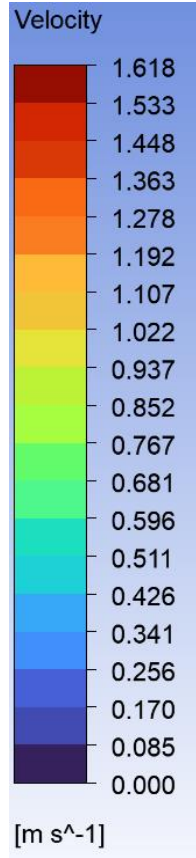


Şekil 3.20. 1600 Reynolds değerinde gerçekleştirilen Analiz 11 için kanal yüzeyi hız dağılımı; (a) Hız vektörleri, (b) Akım çizgileri

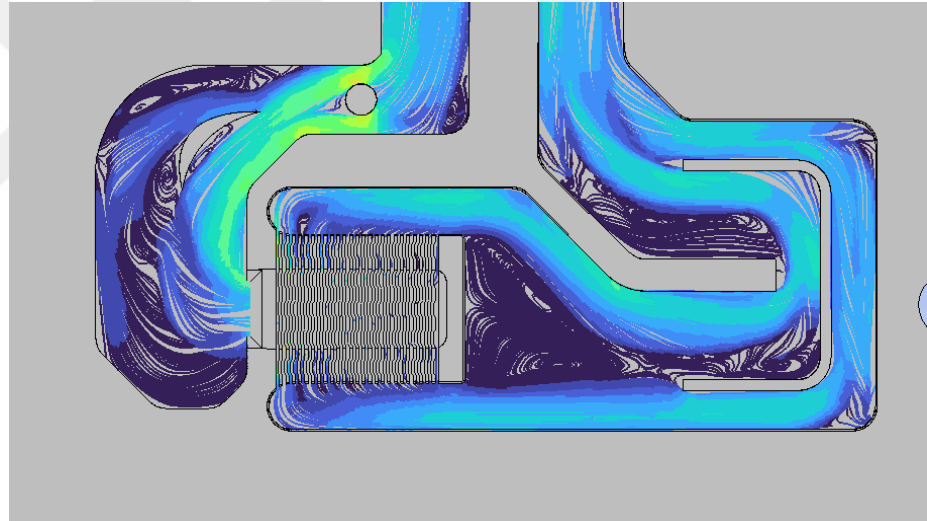


Şekil 3.21. 1600 Reynolds değerinde gerçekleştirilen Analiz 12 için kanal yüzeyi hız dağılımı; (a) Hız vektörleri, (b) Akım çizgileri

Şekil 3.19 – Şekil 3.21’de Reynolds değerinin 1600 olduğu 3 farklı analiz için hız vektörleri ve akım çizgileri verilmiştir. Kanal yüzeyindeki hızlanma bölgeleri açısından incelendiğinde Analiz 10’da giriş bölgesi ve ısı alıcısı bölümünde daha yüksek hızlara ulaşıldığı belirlenmiştir. Ayrıca Şekil 3.9’da belirtilen ortalama hız değerlerinde de gözlemlendiği üzere Analiz 10’da ortalama hız değerinin diğer iki analize göre daha fazla olduğu belirlenmiştir. Analiz 10’da yüksek hız bölgelerinin kanal girişinde bulunan engellere bağlı olarak daha fazla alana yayıldığı gözlemlenmiştir. Özellikle kanal girişinde kullanılan silindir tipi engelin çap değerinin artması akışkan hızının artmasında etkili olduğu görülmektedir.

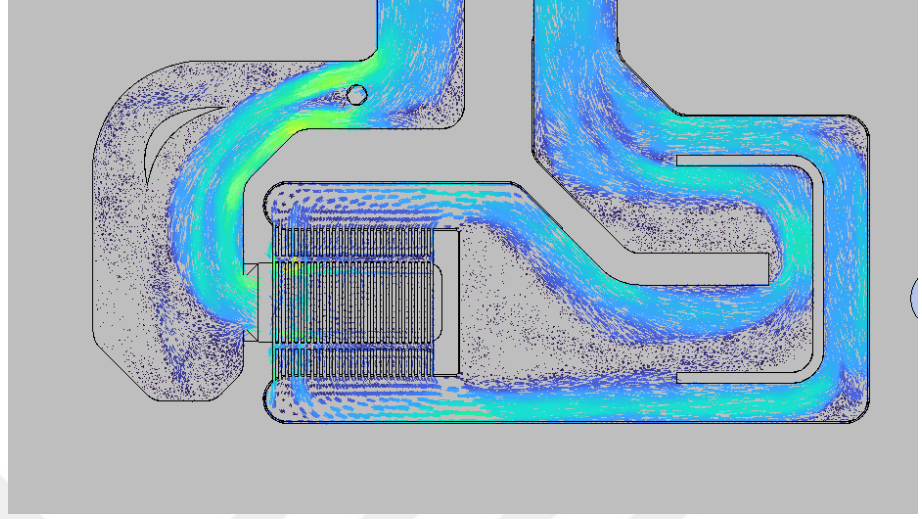
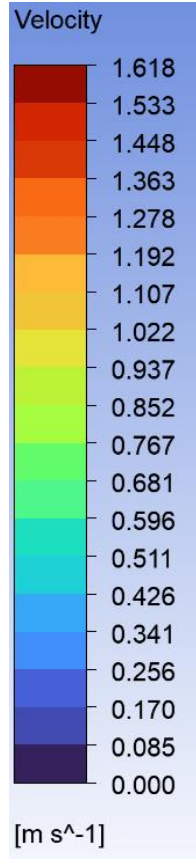


(a)

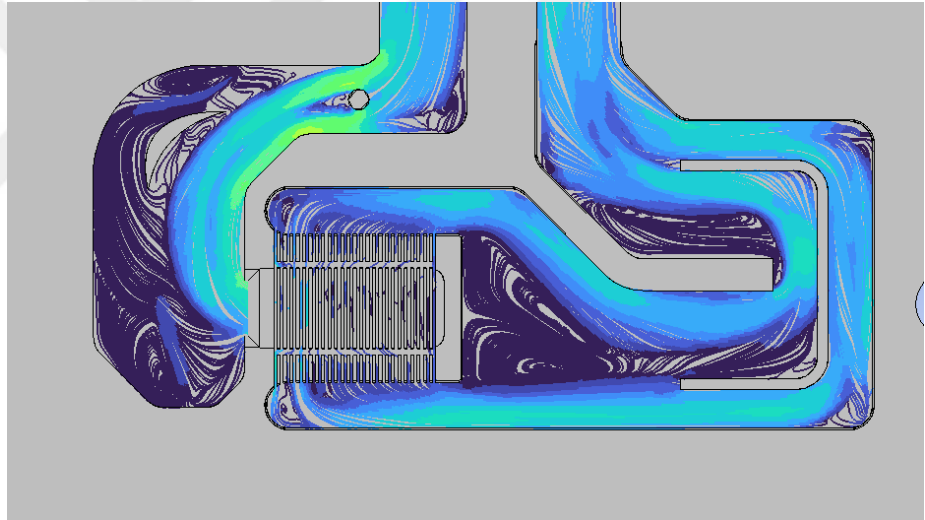


(b)

Şekil 3.22. 1800 Reynolds değerinde gerçekleştirilen Analiz 13 için kanal yüzeyi hız dağılımı; (a) Hız vektörleri, (b) Akım çizgileri

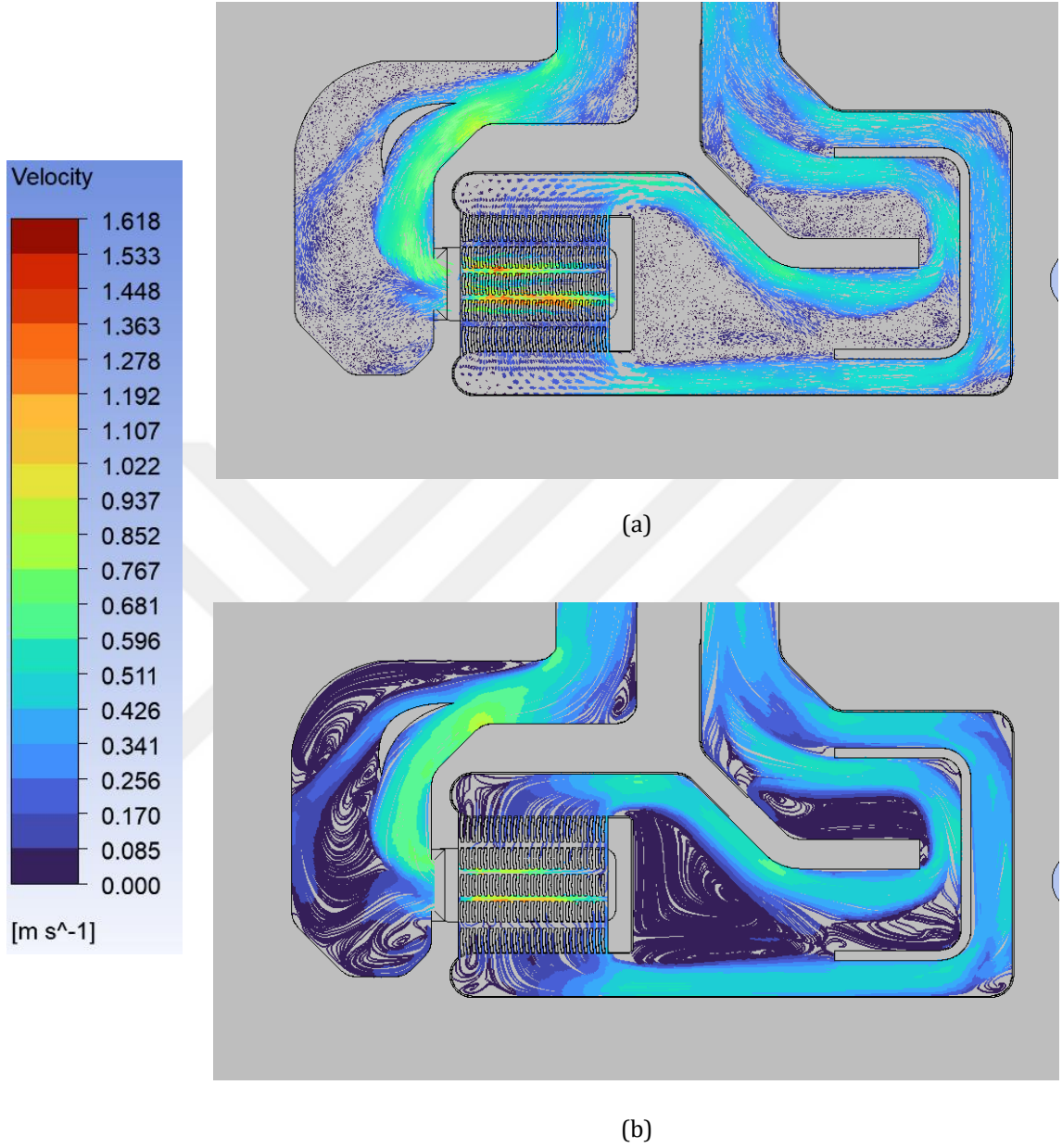


(a)



(b)

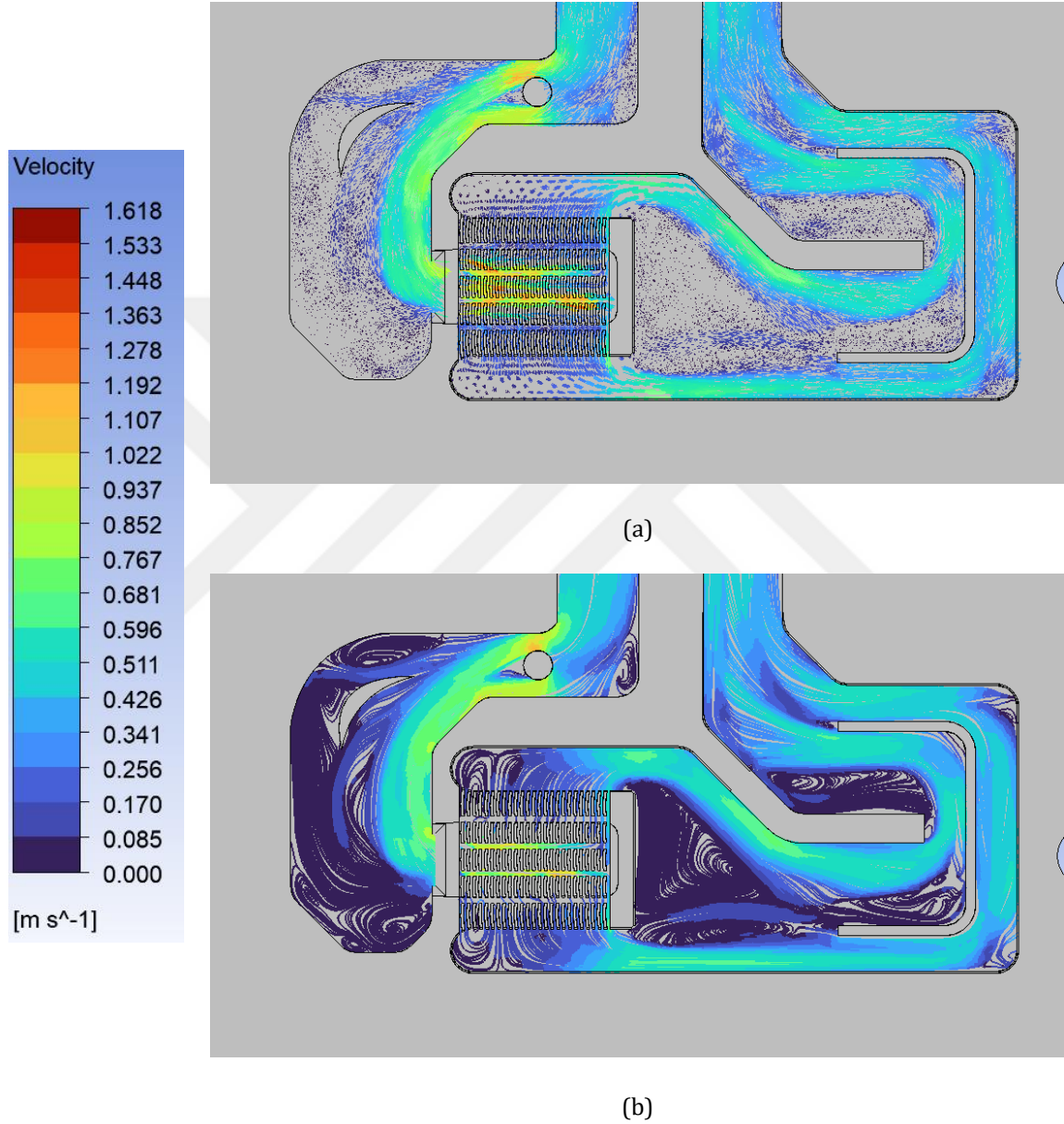
Şekil 3.23. 1800 Reynolds değerinde gerçekleştirilen Analiz 14 için kanal yüzeyi hız dağılımı; (a) Hız vektörleri, (b) Akım çizgileri



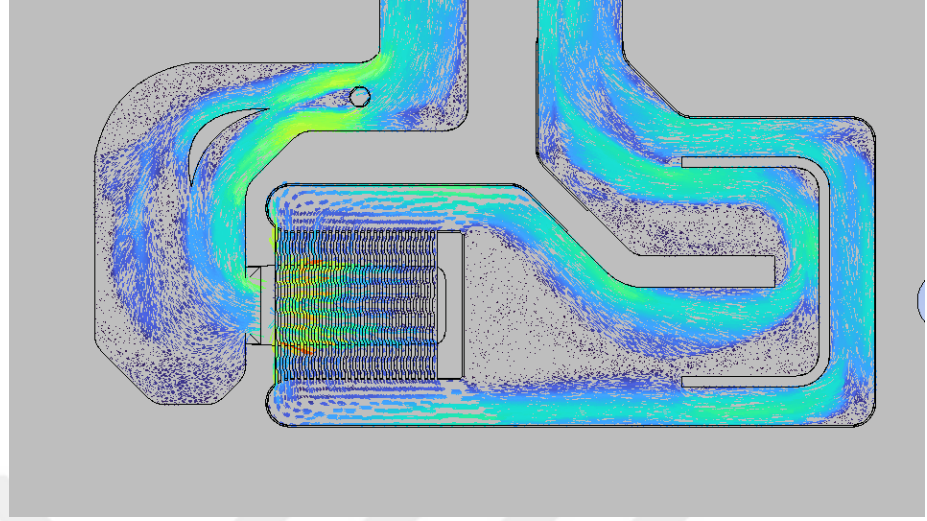
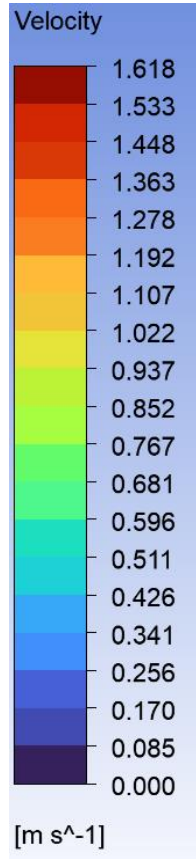
Şekil 3.24. 1800 Reynolds değerinde gerçekleştirilen Analiz 15 için kanal yüzeyi hız dağılımı; (a) Hız vektörleri, (b) Akım çizgileri

Şekil 3.22 – Şekil 3.24’de Reynolds değerinin 1800 olduğu 3 farklı analiz için hız vektörleri ve akım çizgileri verilmiştir. Kanal yüzeyindeki hızlanma bölgeleri açısından incelendiğinde Analiz 13’te giriş bölgesi ve ısı alıcısı bölümünde daha yüksek hızlara ulaşıldığı belirlenmiştir. Ayrıca Şekil 3.9’da belirtilen ortalama hız değerlerinde de gözlemlendiği üzere Analiz 13’te ortalama hız değerinin diğer iki analize göre daha fazla olduğu belirlenmiştir. Kanal yüzeyinde

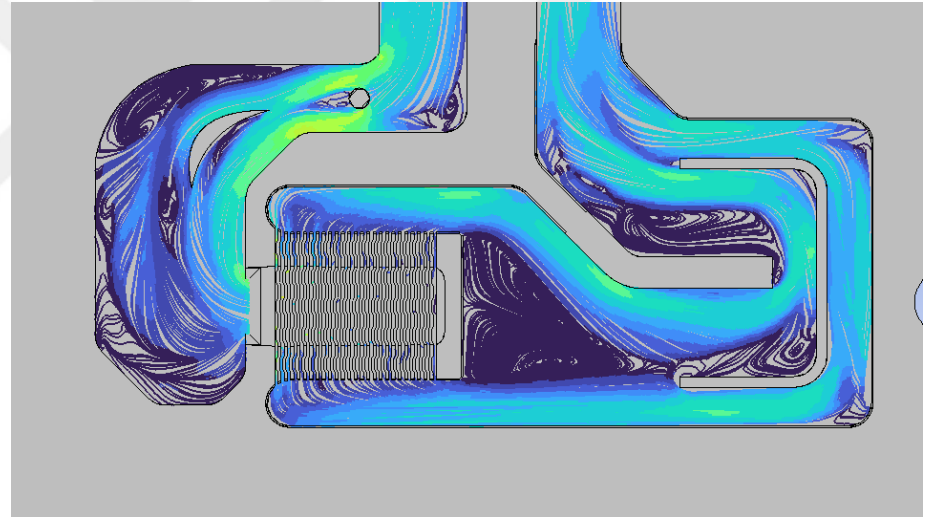
akışkan hızı değerinin artışında Analiz 10'daki duruma benzer şekilde kanal girişindeki silindirik engelin etkide bulunduğu ve özellikle engel çevresinde akışkan hızının arttığı gözlemlenmektedir.



Şekil 3.25. 2000 Reynolds değerinde gerçekleştirilen Analiz 16 için kanal yüzeyi hız dağılımı; (a) Hız vektörleri, (b) Akım çizgileri

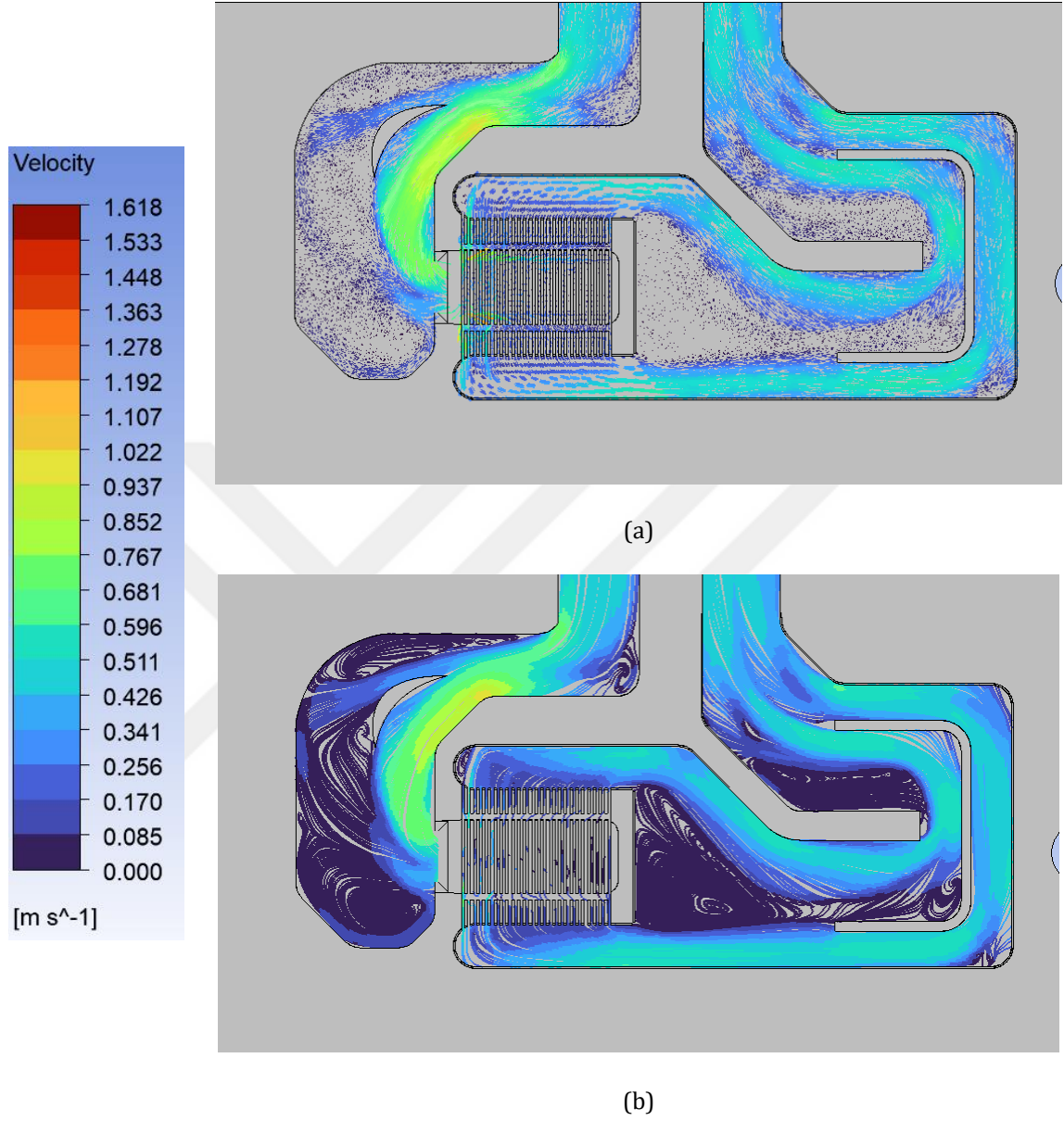


(a)



(b)

Şekil 3.26. 2000 Reynolds değerinde gerçekleştirilen Analiz 17 için kanal yüzeyi hız dağılımı; (a) Hız vektörleri, (b) Akım çizgileri



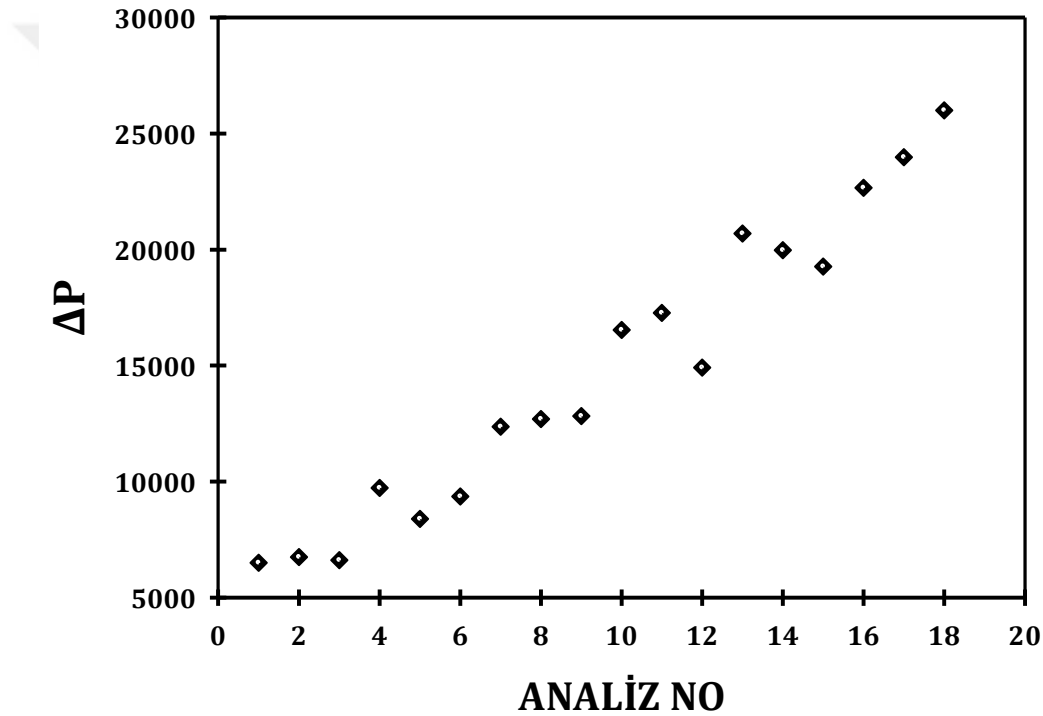
Şekil 3.27. 2000 Reynolds değerinde gerçekleştirilen Analiz 18 için kanal yüzeyi hız dağılımı; (a) Hız vektörleri, (b) Akım çizgileri

Şekil 3.25 – Şekil 3.27’de Reynolds değerinin 2000 olduğu 3 farklı analiz için hız vektörleri ve akım çizgileri verilmiştir. Kanal yüzeyindeki hızlanma bölgeleri açısından incelendiğinde Analiz 17’de giriş bölgesi ve ısı alıcısı bölümünde daha yüksek hızlara ulaşıldığı belirlenmiştir. Ayrıca Şekil 3.9’da belirtilen ortalama hız değerlerinde de gözlemlendiği üzere Analiz 17’de ortalama hız değerinin diğer iki analize göre daha fazla olduğu belirlenmiştir. Özellikle Analiz

17’de yüksek hız bölgelerinin kanal girişinde bulunan engellere bağlı olarak daha fazla alana yayıldığı gözlemlenmiştir.

3.1.3. Kanal içi basınç düşüşleri (kayıpları)

Şekil 3.28’de her bir analiz için basınç düşüşü değerleri verilmiştir. Kanal giriş ve çıkışından ölçülen basınç düşüşü değerlerinin maksimum seviyede olduğu analiz, 26005,48 Pa değerinin ölçüldüğü Analiz 18 olarak belirlenmiştir. Bu değer en düşük olduğu analiz ise 6499,354 Pa değeri ile Analiz 1 olarak belirlenmiştir. Ayrıca Taguchi metodu sonuçlarına bakılmaksızın gerçekleştirilen ilk değerlendirmede, Reynolds değerindeki artışın basınç düşüşü üzerindeki etkileri belirgin bir şekilde gözlemlenmektedir.



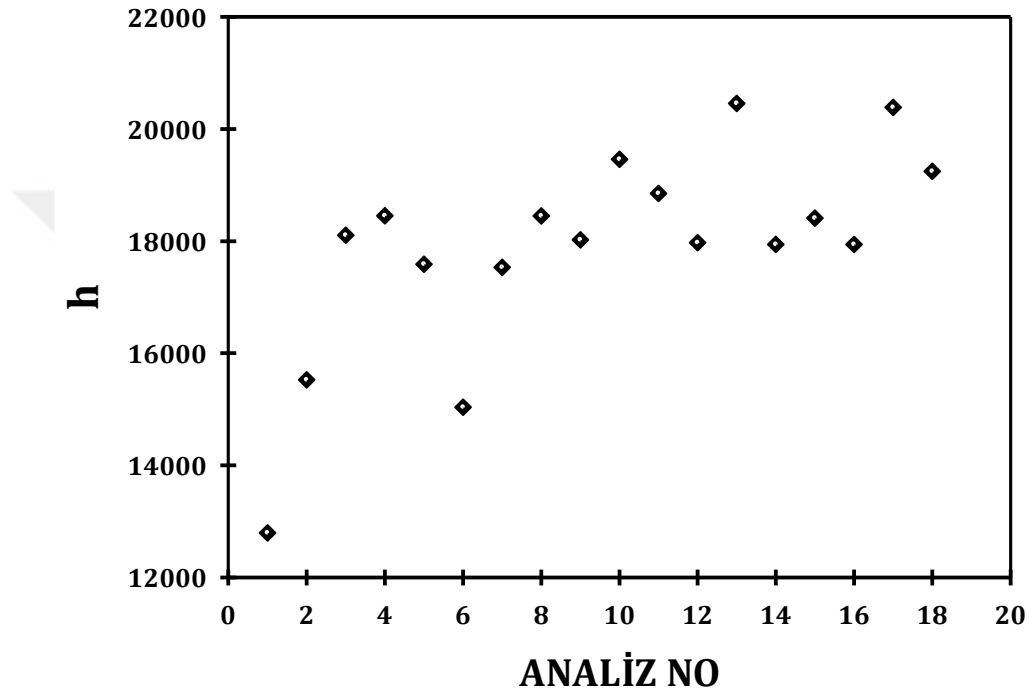
Şekil 3.28. Kanal içi basınç düşüş değerleri

3.1.4. Isı taşınım katsayısı değeri

Şekil 3.29’da her bir analiz için ısı taşınım katsayısı değişimi görülmektedir. Bu kapsamda elde edilen verilere göre en yüksek ısı taşınım katsayısı değeri Analiz 13’te elde edilmiş olup 20458,07 W/m²K değerinde olduğu belirlenmiştir. Ayrıca en düşük ısı transfer katsayısı değerinin Analiz 1’de olduğu görülmüş olup elde edilen değer yaklaşık olarak 12795,7703 W/m²K ‘dir.

Gerçekleştirilen analizlerde akışkan ve kanal içi yüzey geometrilerinin değişimi olmak üzere iki farklı şekilde ısı taşınım katsayısı arttırılmaya çalışılmıştır. Bu kapsamda Reynolds sayısının

artması, akışkandaki çalkantı düzeyini arttırmakta olup akışkanın daha fazla kanatçık yüzeyini süpürmesine neden olmaktadır. Yüzey geometrilerinin değişimi açısından incelendiğinde ise ısı alıcısında bulunan trapez kanatçıkların diğer kanatçık türleriyle aynı uzunlukta olmasına rağmen akışkan ile daha fazla temas yüzeyine sahip olması ısı taşınımını olumlu yönde etkilemektedir. Bu durum trapez kanatçık yapısına sahip olan Analiz 13 ve Analiz 17’de açıkça görülmektedir.



Şekil 3.29. Kanal içi ısı taşınım katsayısı değerlerinin değişimi

3.2. Taguchi Dizayn Metodu Sonuçları

Tablo 2.4'te belirtilen L_{18} analiz planına göre Reynolds sayısı, silindir tipi engel için d/c oranı, kavisli yay tipi engel için a/b oranı, kanatçık türü, kanatçık yapısı ve akışkan türü gibi giriş parametrelerinin GPU yüzey sıcaklığının maksimum ve ortalama değeri, kanal yüzeyindeki soğutma performansı adına ısı transfer katsayısı ve kanal giriş ve çıkışlarında belirlenen basınç düşüşü değerlerine olan etkileri incelenmiştir. Gerçekleştirilen analizler sonucunda elde edilen veriler üzerinde giriş parametrelerinin etkileri ayrı ayrı incelenmiş ve bu işlem için varyans analiz yöntemi (ANOVA) kullanılmıştır. Kullanılan bu yöntem sonucunda sinyal/gürültü oranları elde edilmiş ve her bir parametreye ait değerler Tablo 3.1'de verilmiştir. Bu değerlere ait istatistiksel görüntüler Şekil 3.30 - Şekil 3.33'te belirtilmiştir. Ayrıca her bir parametrenin istenilen değer üzerindeki katkı oranı Tablo 3.2-Tablo 3.5'te gösterilmektedir.



Tablo 3.1. Ortogonal dizi ve SNR (Sinyal/Gürültü oranı) değerleri

A	B	C	D	E	F	T_{ort}	$SNR_{T_{ort}}$	T_{maks}	$SNR_{T_{maks}}$	ΔP	$SNR_{\Delta P}$	h	SNR_h
1	1	1	1	1	1	308,973	-49,7984	315,722	-49,9861	6499,4	-76,2574	12795,8	82,1413
1	2	2	2	2	2	306,605	-49,7316	311,983	-49,8826	6747,7	-76,5832	15524,8	83,8205
1	3	3	3	3	3	304,961	-49,6849	306,678	-49,7337	6609,1	-76,4029	18105,4	85,1562
2	1	1	2	2	3	304,815	-49,6807	308,298	-49,7794	9723	-79,7560	18454,1	85,3218
2	2	2	3	3	1	304,945	-49,6844	306,603	-49,7315	8392,6	-78,4779	17589,6	84,9051
2	3	3	1	1	2	306,443	-49,7270	311,208	-49,8610	9355,4	-79,4212	15034,9	83,5420
3	1	2	1	3	2	304,534	-49,6727	305,617	-49,7036	12364,4	-81,8434	17534,7	84,8780
3	2	3	2	1	3	303,977	-49,6568	306,610	-49,7317	12697,5	-82,0744	18449,9	85,3199
3	3	1	3	2	1	304,365	-49,6679	306,615	-49,4319	12824	-82,1604	18023,7	85,1169
4	1	3	3	2	2	303,334	-49,6384	305,173	-49,6909	16542,7	-84,3721	19462,5	85,7840
4	2	1	1	3	3	303,539	-49,6443	304,426	-49,6696	17270,7	-84,7462	18852,8	85,5075
4	3	2	2	1	1	304,110	-49,6606	306,067	-49,7163	14912,1	-83,4708	17973,9	85,0928
5	1	2	3	1	3	302,675	-49,6195	304,361	-49,6678	20698,8	-86,3189	20458,1	86,2173
5	2	3	1	2	1	303,930	-49,6555	305,15	-49,6903	19974,1	-86,0093	17941,8	85,0773
5	3	1	2	3	2	303,637	-49,6471	304,574	-49,6739	19268,6	-85,6970	18411,0	85,3016
6	1	3	2	3	1	303,775	-49,6510	304,788	-49,68	22662,2	-87,1060	17942,7	85,0778
6	2	1	3	1	2	302,599	-49,6173	304,061	-49,6592	23981,3	-87,5975	20386,4	86,1868
6	3	2	1	2	3	303,024	-49,6295	304,236	-49,6642	26005,5	-88,3013	19245,6	85,6867

GPU yüzeyinde meydana gelen ısıнын uzaklaştırılması ve buna bağılı olarak soğutma hızının arttırılmasıyla GPU yüzeyindeki sıcaklık değeriinin azalması beklenmektedir. Bu kapsamda ısı performans açısından incelendiğinde GPU ortalama ve maksimum yüzey sıcaklığının en az olduğı modelin belirlenmesi için performans karakteristiğı olarak denklem 2.6’da belirtilen en küçük en iyi denklemi kullanılmıştır. Taşınım ısı transferi açısından incelendiğinde ise denklem 2.7’de belirtilen en büyük en iyi denklemi kullanılmıştır. Gerçekleştirilen varyans analizleri, Tablo 3.2, Tablo 3.3 ve Tablo 3.4’te de belirtildiğı üzere T_{ort} , T_{maks} ve ısı taşınım katsayısı değeri için sırasıyla % 98,03, % 96,53 ve % 96,18 başarı oranı ile gerçekleştirilmiştir.

Belirlenen giriş parametrelerinin değışiminin, GPU yüzeyindeki ortalama ve maksimum sıcaklık değeri ve ısı taşınım katsayısı üzerine etkileri Şekil 3.30, Şekil 3.31 ve Şekil 3.32’de belirtilmiştir. Elde edilen S/N oranı değeri incelenildiğinde bütün çıktı değeri için Reynolds değeriinin en fazla etkide bulunduğı belirlenmiştir.

Artan Reynolds değeri ile birlikte kanal yüzeyinde kullanılan engeller, akışkan formunun çalkantı düzeyini arttırmakta ve akış içerisinde girdapların oluşmasını sağlamaktadır. Oluşan girdaplar, kütle, momentum ve enerjinin akışın diğeri bölgelerine moleküler difüzyondan çok daha hızlı bir şekilde aktarılmasını sağlamaktadır. Bu durum ısı transferini arttırmakta olup GPU yüzey sıcaklığını azaltmaktadır. Bu kapsamda bölüm 1’de yer alan 2 farklı engel tipinin ısı transferi üzerinde olumlu yönde etkisi olduğı gözlemlenmiştir.

Isı alıcısı bölümünde bulunan kanatçıkların etkisi incelendiğinde, en fazla trapez tipi kanatçık türünün etkili olduğı gözlemlenmiştir. Kullanılan bütün kanatçıklar eşit uzunluk değeriine sahip olmasına rağmen trapez kanatçık türü ile akışkanın temas ettiğı yüzey alanı arttırılmış olup GPU yüzey sıcaklığı ve ısı transferi açısından olumlu yönde katkı sağlanmıştır. Ayrıca kanatçık yapısı için parçalı yapının soğutma performansını iyileştirdiğı gözlemlenmiştir.

Grafikler incelendiğinde akışkan türünün GPU yüzey sıcaklıkları ve ısı transfer katsayısı açısından önemli bir parametre olduğı görülmektedir. Yüzey sıcaklıklarının düşürölmesi ve ısı transferinin arttırılması için kullanılan Al_2O_3 -saf su nanoakışkanın olumlu yönde katkıda bulunduğı ve hacim fraksiyon değeriinin arttırılmasıyla soğutma performansını iyileştirdiğı gözlemlenmiştir.

Tablo 3.2. T_{ort} değeri için faktöriyel etkiler ve katkı oranları

Seviye	Reynolds Sayısı	d/c	a/b	Kanatçık Türü	Kanatçık Yapısı	Akışkan Türü
1	-49,74	-49,68	-49,68	-49,69	-49,68	-49,69
2	-49,70	-49,66	-49,67	-49,67	-49,67	-49,67
3	-49,67	-49,67	-49,67	-49,65	-49,66	-49,65
4	-49,65	-	-	-	-	-
5	-49,64	-	-	-	-	-
6	-49,63	-	-	-	-	-
Delta	0,11	0,01	0,01	0,04	0,02	0,03
Rank	1	5	6	2	4	3
Katkı Oranı (%)	71,92	1,27	0,88	11,33	2,54	10,09
Başarı Oranı (%)	98,03					

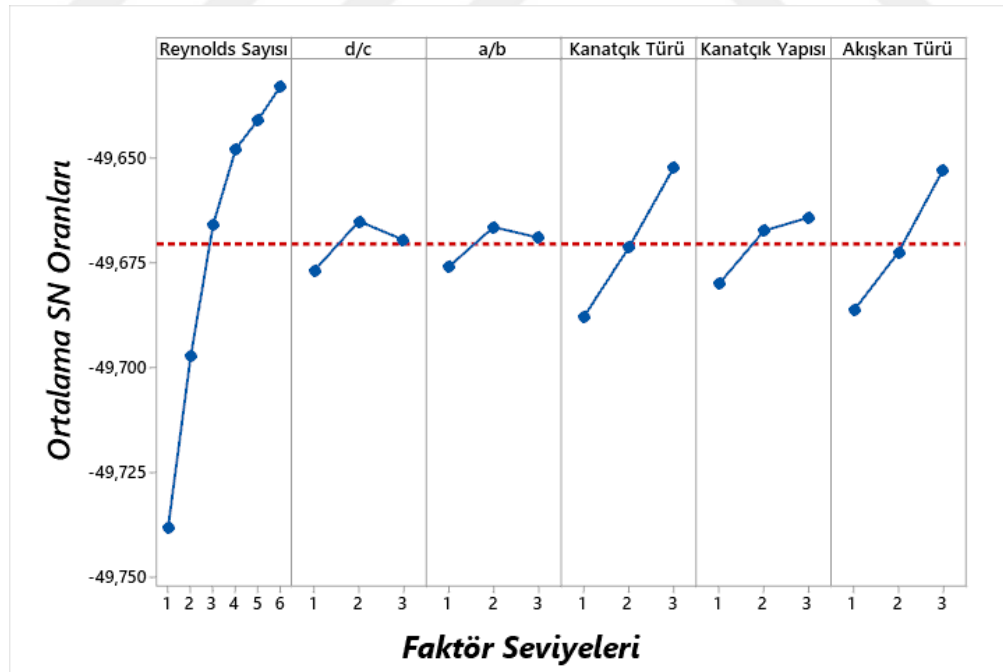
Tablo 3.3. T_{maks} değeri için faktöriyel etkiler ve katkı oranları

Seviye	Reynolds Sayısı	d/c	a/b	Kanatçık Türü	Kanatçık Yapısı	Akışkan Türü
1	-49,87	-49,75	-49,75	-49,76	-49,77	-49,76
2	-49,79	-49,73	-49,73	-49,74	-49,74	-49,75
3	-49,72	-49,73	-49,73	-49,70	-49,70	-49,71
4	-49,69	-	-	-	-	-
5	-49,68	-	-	-	-	-
6	-49,67	-	-	-	-	-
Delta	0,20	0,02	0,02	0,06	0,07	0,05
Rank	1	5	6	3	2	4
Katkı Oranı (%)	67,82	1,55	1,32	8,48	11,60	5,76
Başarı Oranı (%)	96,53					

Tablo 3.4. Isı taşınım katsayısı değeri için faktöriyel etkiler ve katkı oranları

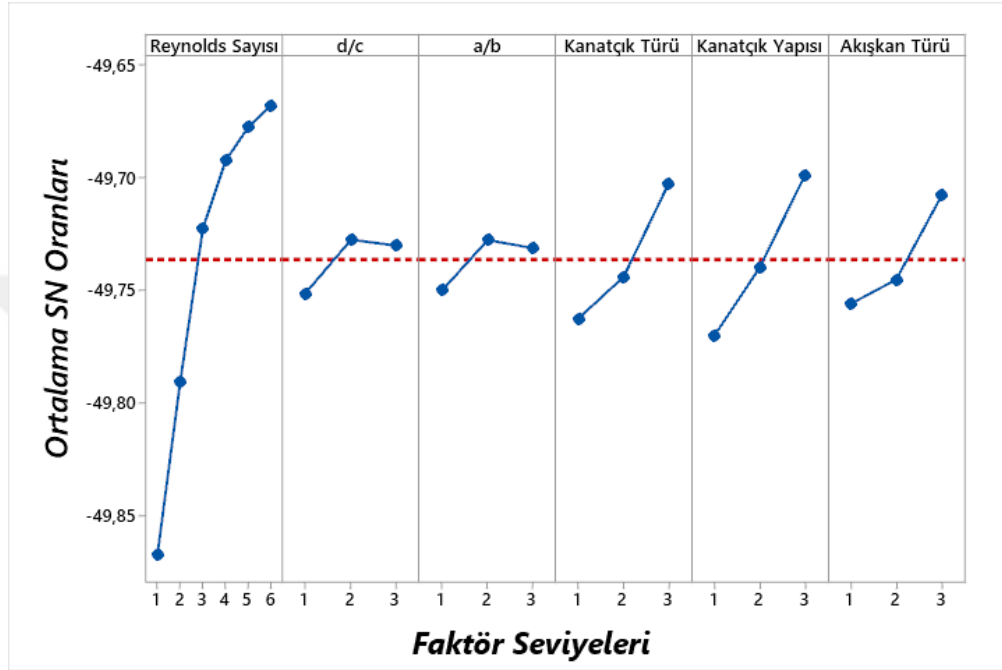
Seviye	Reynolds Sayısı	d/c	a/b	Kanatçık Türü	Kanatçık Yapısı	Akışkan Türü
1	83,71	84,90	84,93	84,47	84,75	84,57
2	84,59	85,14	85,10	84,99	85,13	84,92
3	85,10	84,98	84,99	85,56	85,14	85,53
4	85,46	-	-	-	-	-
5	85,53	-	-	-	-	-
6	85,65	-	-	-	-	-
Delta	1,94	0,23	0,17	1,09	0,39	0,97
Rank	1	5	6	2	4	3
Katkı Oranı (%)	51,61	0,78	0,37	22,69	2,24	18,50
Başarı Oranı (%)	96,18					

Reynolds sayısı değeri, d/c oranı, a/b oranı, kanatçık türü, kanatçık yapısı ve akışkan türü gibi faktörlerin GPU yüzeyindeki T_{ort} değerlerine maksimum miktarda etki ettiği değerleri sırasıyla 2000, 0,88, 1,91, Trapez, Parçalı (5 parça) ve Al_2O_3 -saf su ($c=\%4$) şeklindedir. Ayrıca bu değerlerin katkı oranları incelendiğinde sırasıyla % 71,92, % 1,27, % 0,88, % 11,33, % 2,54 ve % 10,09'dur.



Şekil 3.30. T_{ort} için faktör seviyelerinin ortalama S/N oranı değerine etkisi

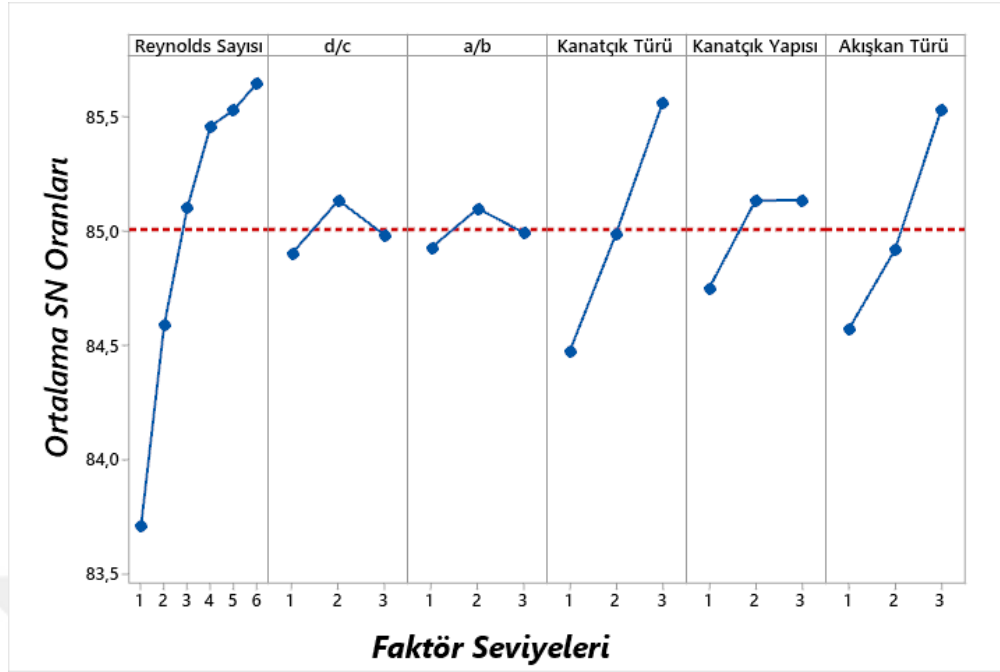
Reynolds sayısı değeri, d/c oranı, a/b oranı, kanatçık türü, kanatçık yapısı ve akışkan türü gibi faktörlerin GPU yüzeyindeki T_{maks} değerlerine maksimum miktarda etki ettiği değerleri sırasıyla 2000, 0,88, 1,91, Trapez, Parçalı (5 parça) ve Al_2O_3 -saf su ($c=\%4$) şeklindedir. Ayrıca bu değerlerin katkı oranları incelendiğinde sırasıyla % 67,82, % 1,55, % 1,32, % 8,48, % 11,60 ve % 5,76'dır.



Şekil 3.31. T_{maks} için faktör seviyelerinin ortalama S/N oranı değerine etkisi

Sıvı soğutma bloklarında soğutma performansı, ısı taşınım katsayısı ile gösterilmektedir. Isı taşınım katsayısının arttığı modellerde daha iyi soğutma performansı görülmektedir. Şekil 3.32'de görüldüğü üzere Reynolds değerinin artması ısı transferinin artırılmasında en fazla etkiye sahiptir. Hız değerinin artışı ile sınır tabaka kalınlığının incelmesinin, taşınım ile ısı transferini artırdığı bilinmektedir. Ayrıca iş akışkanı olarak kullanılan nanoakışkanların, hacim fraksiyon değerinin artmasıyla termal iletkenlik değeri artar. Bu durumda nanoakışkanların kullanılması ısı transfer artışına olumlu katkıda bulunduğu söylenebilmektedir.

Reynolds sayısı değeri, d/c oranı, a/b oranı, kanatçık türü, kanatçık yapısı ve akışkan türü gibi faktörlerin ısı taşınım katsayısı değerlerine maksimum miktarda etki ettiği değerleri sırasıyla 2000, 0,88, 1,91, Trapez, Parçalı (5 parça) ve Al_2O_3 -saf su ($c=\%4$) şeklinde belirlenmiştir. Ayrıca bu değerlerin katkı oranları incelendiğinde sırasıyla % 51,61, % 0,78, % 0,37, % 22,69, % 2,24 ve % 18,50'dir.



Şekil 3.32. Isı taşınım katsayısı için faktör seviyelerinin ortalama S/N oranı değerine etkisi

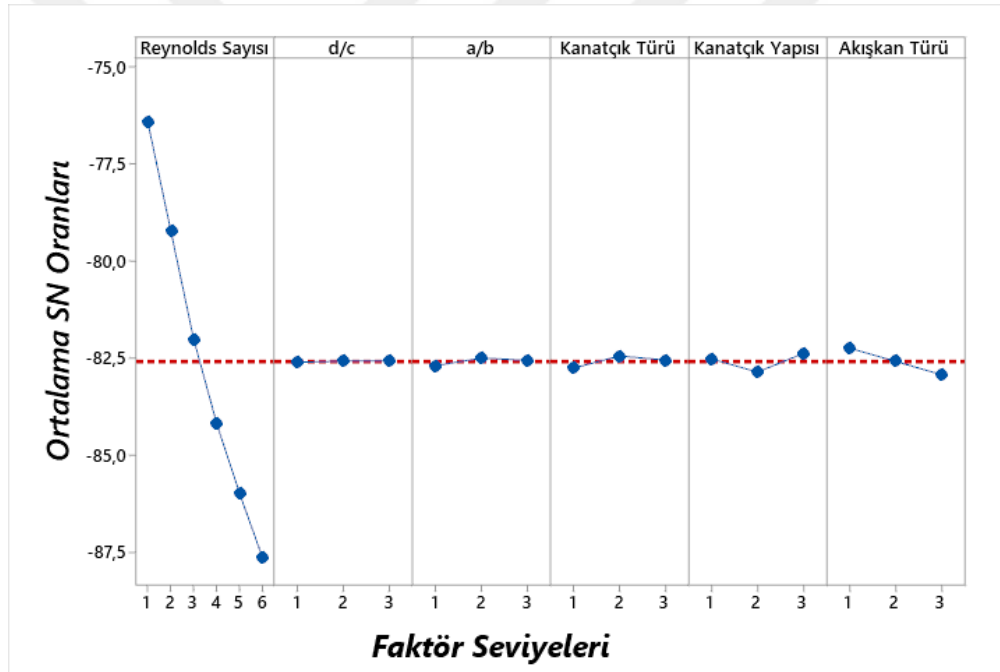
Kanal içerisindeki basınç düşüşleri veya kayıpları açısından incelendiğinde ΔP değerinin en az olduğu modelin belirlenmesi için performans karakteristiği olarak denklem 2.6'da belirtilen en küçük en iyi denklemini kullanılmıştır. Bu değer küçük olması akışkanın kanal içerisine daha az miktarda enerji kullanılarak yönlendirilmesi açısından önemlidir. Gerçekleştirilen analiz çalışması, Tablo 3.5'te de belirtildiği üzere ΔP değeri için % 99,94 başarı oranı ile gerçekleştirilmiştir.

Tablo 3.5. Basınç düşüşü değeri için faktöriyel etkiler ve katkı oranları

Seviye	Reynolds Sayısı	d/c	a/b	Kanatçık Türü	Kanatçık Yapısı	Akışkan Türü
1	-76,41	-82,61	-82,70	-82,76	-82,52	-82,25
2	-79,22	-82,58	-82,50	-82,45	-82,86	-82,59
3	-82,03	-82,58	-82,56	-82,55	-82,38	-82,93
4	-84,20	-	-	-	-	-
5	-86,01	-	-	-	-	-
6	-87,67	-	-	-	-	-
Delta	11,25	0,03	0,20	0,32	0,48	0,68
Rank	1	6	5	4	3	2
Katkı Oranı (%)	98,41237	0,00471	0,03971	0,36996	0,35884	0,75344
Başarı Oranı (%)	99,94					

Şekil 3.33'te basınç düşüşleri için faktör seviyelerinin ortalama S/N oranı değerine etkisi belirtilmiştir. Şekil incelendiğinde en fazla etkiyi Reynolds değerinin sağladığı görülmektedir. Akış hızının artması basınç düşüşünü arttırmaktadır. Bu durum pompa gücünün belirlenmesinde önemli bir rol teşkil etmektedir. İkinci en fazla etki akışkan türünün değişimi ile sağlanmaktadır. Belirlenen iş akışkanlarının hacim fraksiyon değerinin artması ile bünyesinde bulunan parçacık sayısı da artmaktadır. Bu durum viskozite değeri arttırmakta ve sonucunda basınç düşüşü değerlerinde artışa sebep olmaktadır.

Reynolds sayısı değeri, d/c oranı, a/b oranı, kanatçık türü, kanatçık yapısı ve akışkan türü gibi faktörlerin kanal içerisindeki basınç düşüşlerinin en az olduğu değerler için maksimum miktarda etki ettiği parametreler sırasıyla 1000, 0,88, 1,91, Dalgalı, Parçalı (5 parça) ve Saf su şeklindedir. Ayrıca bu değerlerin katkı oranları incelendiğinde sırasıyla % 98,412, % 0,00471, % 0,0397, % 0,369, % 0,358 ve % 0,7534'tür.



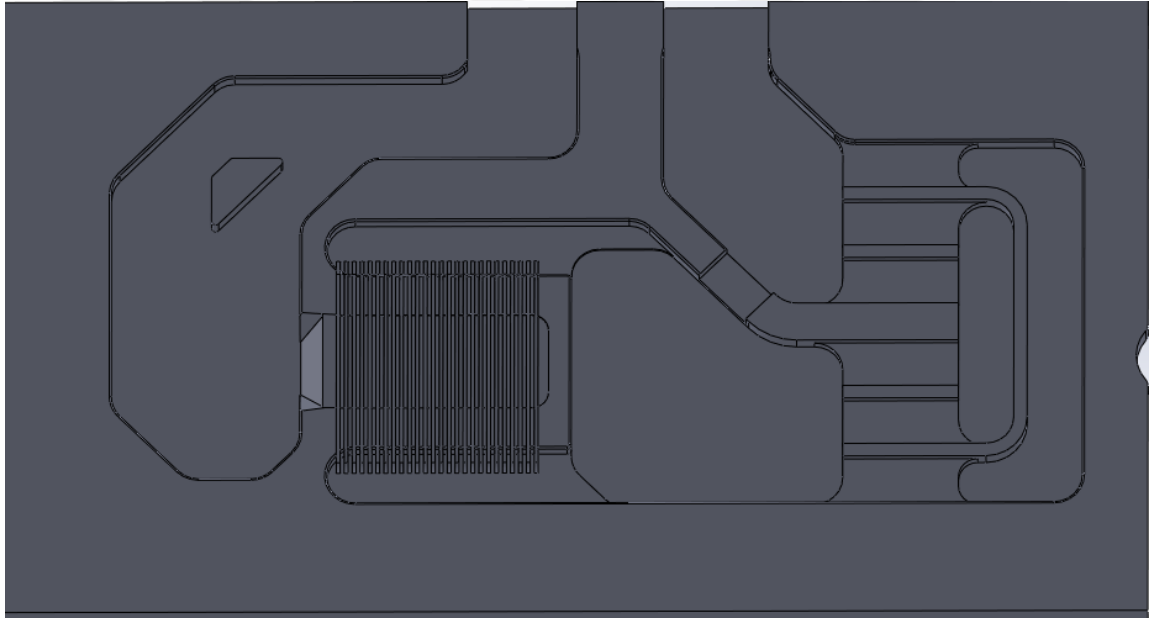
Şekil 3.33. Basınç düşüşleri için faktör seviyelerinin ortalama S/N oranı değerine etkisi

3.3. Oluşturulan Model İle İlk Modelin Karşılaştırılması

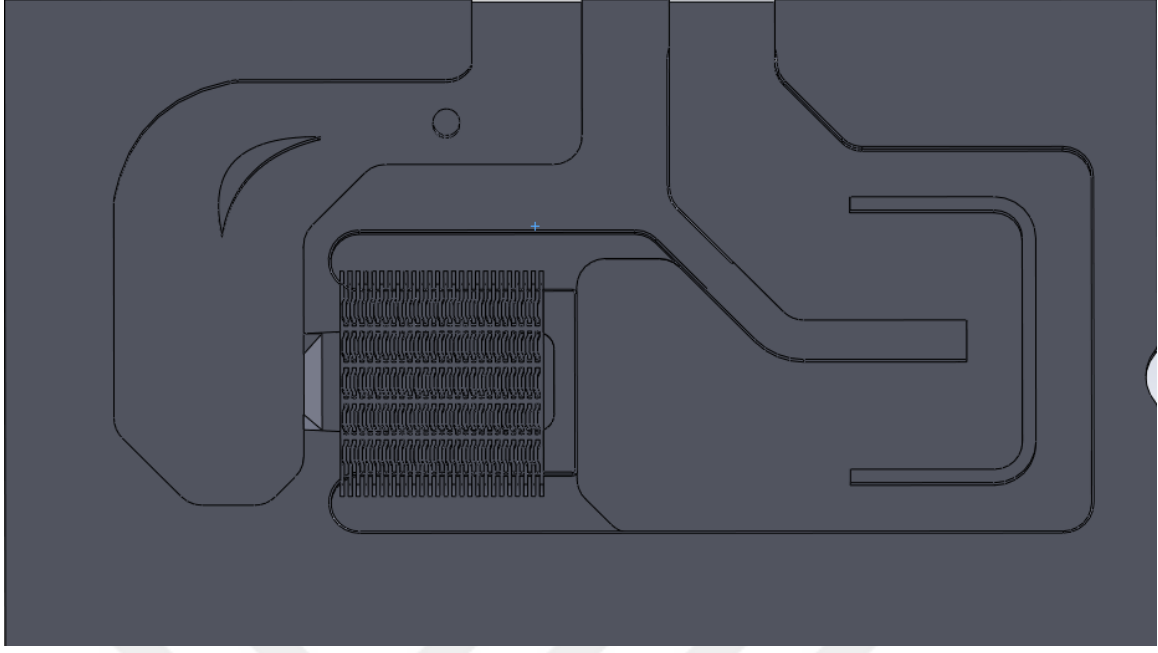
Çalışmanın bu bölümünde, Taguchi metodu sonucunda ısı ve akış performansı açısından belirli giriş parametrelerine bağlı olarak gerçekleştirilen iyileştirmeler ve bu iyileştirmelerin sonucunda oluşturulan model ile ele alınan ilk modelin ısı ve akış performansı kıyaslaması gerçekleştirilmiştir. Özellikle baz alınan ilk modelin üzerinde gerçekleştirilen değişim ve bu değişimlerin etkileri açıkça gösterilmiştir. Her iki plaka modeli için GPU yüzeyindeki ortalama

ve maksimum sıcaklık deęişimleri, ısı transfer artışı ve buna baęlı olarak ısı verim deęiřimi, basınç dūřuřu, pompalama gūcū ve ihtiyaç olan pompalama gūcūne gūre ısı verim deęiřimini belirten bir bařarım ōlūtū (FoM) ūzerinde durulmuřtur. Gerçekleřtirilen kıyaslama sadece geometrik deęiřim ūzerinde gerçekleřtirilmiř olup aynı Reynolds deęerleri (1000,1500 ve 2000) ve aynı iř akıřkan tūrleri (saf su, Al_2O_3 -saf su) kullanılmıřtır.

řekil 3.34'te Model 1 (ilk model) ve Model 2 (iyileřtirilmiř model) belirtilmiřtir. řekiller incelendięinde Model 1'in giriř bōlūmūndeki engel tūrū deęiřtirilmiř ve ısı transferini arttırıcı engeller eklenmiřtir. Bu engeller literatūr arařtırması yapılarak seçilmiřtir. Ayrıca ısı alıcısı bōlūmūnde bulunan dūz kanatçık formu deęiřtirilmiř ve parçalı trapez kanatçık formu kullanılmıřtır. Son olarak çıkıř bōlūmūnde bulunan çıkıř kanallarının sayısı azaltılmıř ve akıřkanın kanal çıkıřına doęru tek yōnde hareketi saęlanmıřtır.



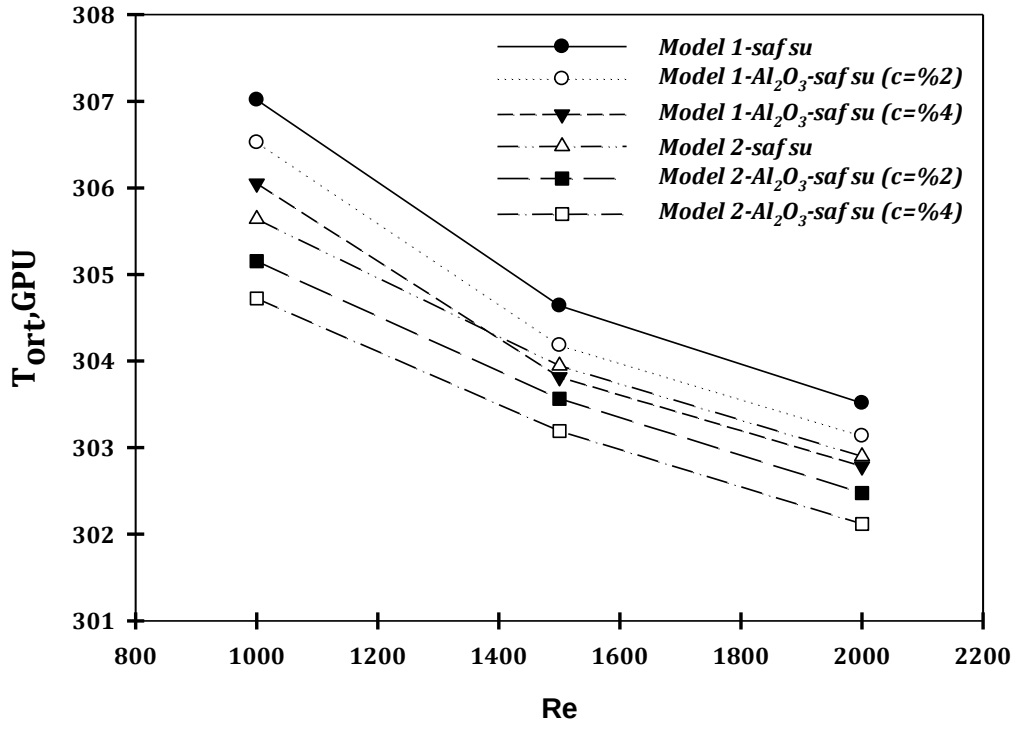
(a)



(b)

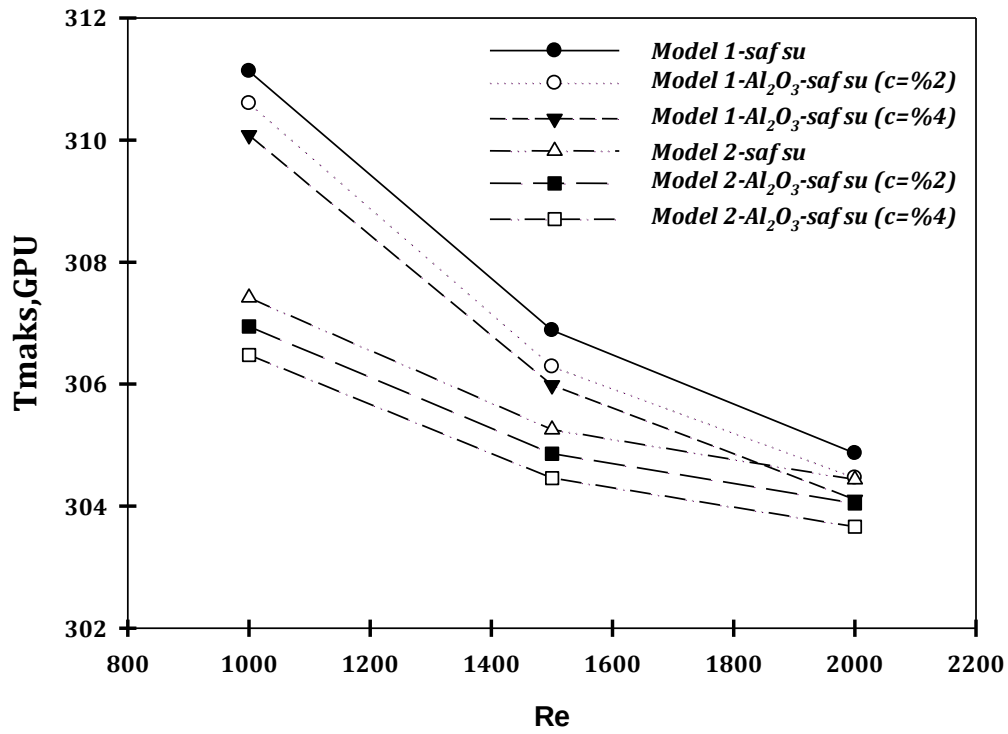
Şekil 3.34. Sıvı soğutma plakalarının genel görünümü; (a) Model 1, (b) Model 2

Model 1 ve Model 2 için GPU yüzeyinin ortalama ve maksimum sıcaklık değerlerinin Reynolds değerine göre değişimi Şekil 3.35 ve 3.36’da belirtilmiştir. 3 farklı Reynolds değeri için ortalama GPU yüzey sıcaklıkları incelendiğinde en düşük sıcaklık değerinin 2000 Reynolds değerinde olduğu ve iş akışkanı olarak % 4 hacim fraksiyon değerine sahip Al_2O_3 -saf su nanoakışkanının kullanıldığı Model 2’de elde edildiği görülmüştür. Elde edilen değer yaklaşık 302,118 K (29,118 °C) olarak belirlenmiştir. Tam kapasitede işlem yapan GPU sistemlerinde kabul edilen maksimum sıcaklık değeri yaklaşık olarak 80-90 °C olduğu göz önünde bulundurulursa elde edilen sıcaklık değerinin soğutma performansı açısından son derece tatmin edici olduğu görülmektedir. Ayrıca gerçekleştirilen analizlerde, iş akışkanı olarak nanoakışkan kullanımı ile daha düşük yüzey sıcaklıkları gözlemlenmiştir. Reynolds ve hacim fraksiyon değerinin arttırılmasıyla yüzey sıcaklıklarında belirgin düşüşler görülmektedir.



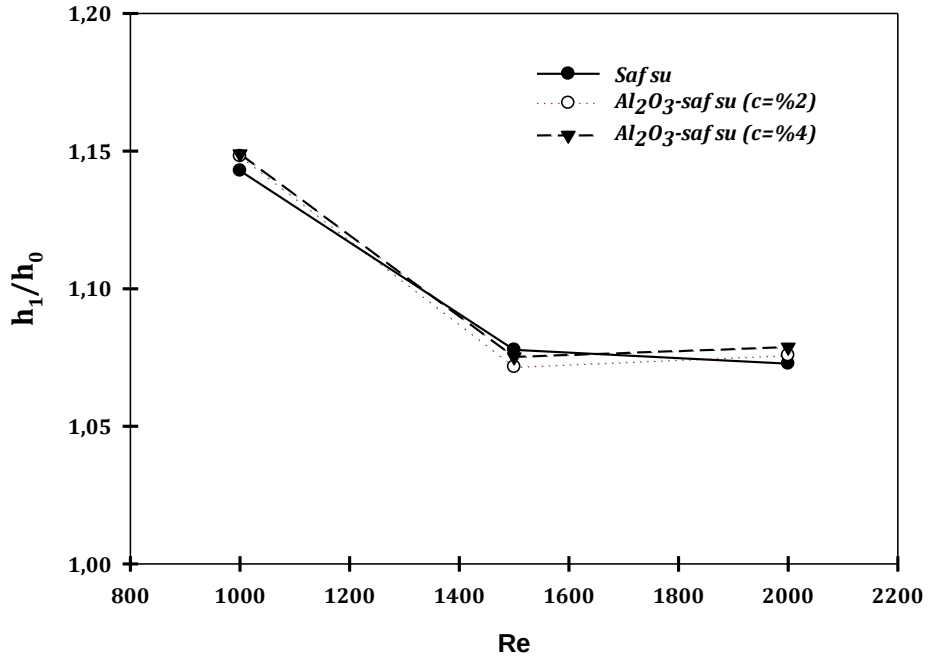
Şekil 3.35. Model 1 ve Model 2 için GPU yüzeyinin ortalama sıcaklık değerlerinin Reynolds değerine göre değişimi

Maksimum GPU yüzey sıcaklıkları incelendiğinde iyileştirilmiş modelde daha düşük sıcaklık değerlerinin olduğu gözlemlenmiştir. Özellikle düşük Reynolds değerlerinde her iki model arasında yüzey sıcaklıklarında belirgin farklar görülmektedir. Elde edilen sonuçlara göre maksimum yüzey sıcaklığının en düşük olduğu model, 2000 Reynolds değerinde iş akışkanı olarak % 4 hacim fraksiyon değerine sahip Al₂O₃-saf su nanoakışkanının kullanıldığı Model 2 olarak belirlenmiştir. Bu değer yaklaşık olarak 303,661 K (30,661 °C) olduğu görülmektedir.



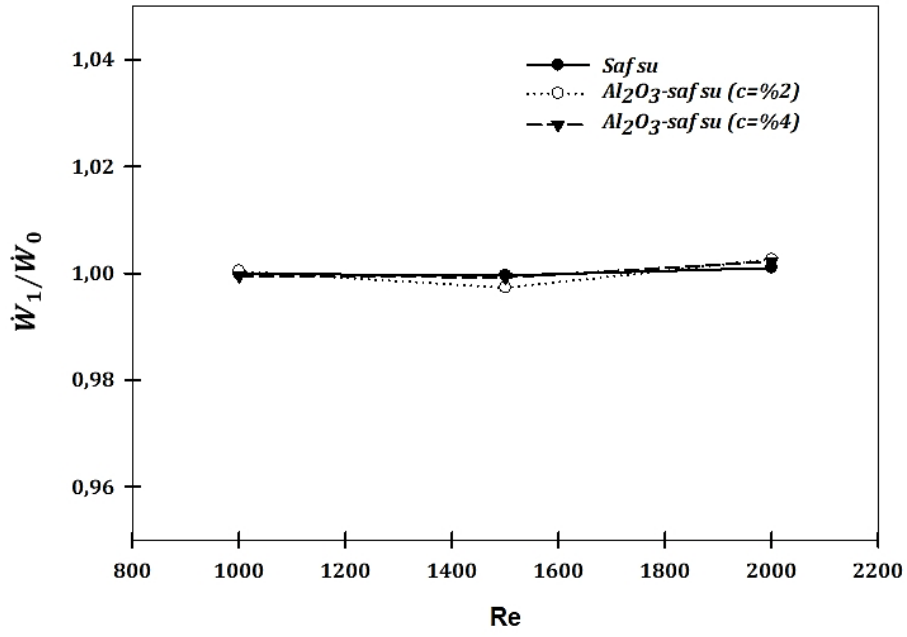
Şekil 3.36. Model 1 ve Model 2 için GPU yüzeyinin maksimum sıcaklık değerlerinin Reynolds değerine göre değişimi

Isı taşınım değerleri, sıvı soğutma bloklarının ısı performansını gösteren en önemli parametrelerden biridir. Denklem 2.28'de de belirtildiği üzere en yüksek taşınım değerine sahip model en yüksek ısı verime ve soğutma performansına sahiptir. Bu kapsamda Şekil 3.37'de her iki modelde gerçekleşen ısı transferi değerlerinin birbirine oranı ısı performans faktörü ile tanımlanmış olup 3 farklı Reynolds değeri için değişimleri belirtilmiştir. Belirtilen şekil incelendiğinde, Model 2'nin bütün Reynolds değerlerinde Model 1'e göre daha iyi ısı verim değerlerine sahip olduğu görülmektedir. Reynolds değerinin artmasıyla ısı verim değerlerinde Model 1, Model 2'ye yaklaşmış fakat Model 2'yi geçememiştir. Elde edilen değerlere göre ısı verim açısından Model 2, Model 1'e göre yaklaşık % 7,155 - 14,901 daha iyi ısı performans sağlamaktadır.



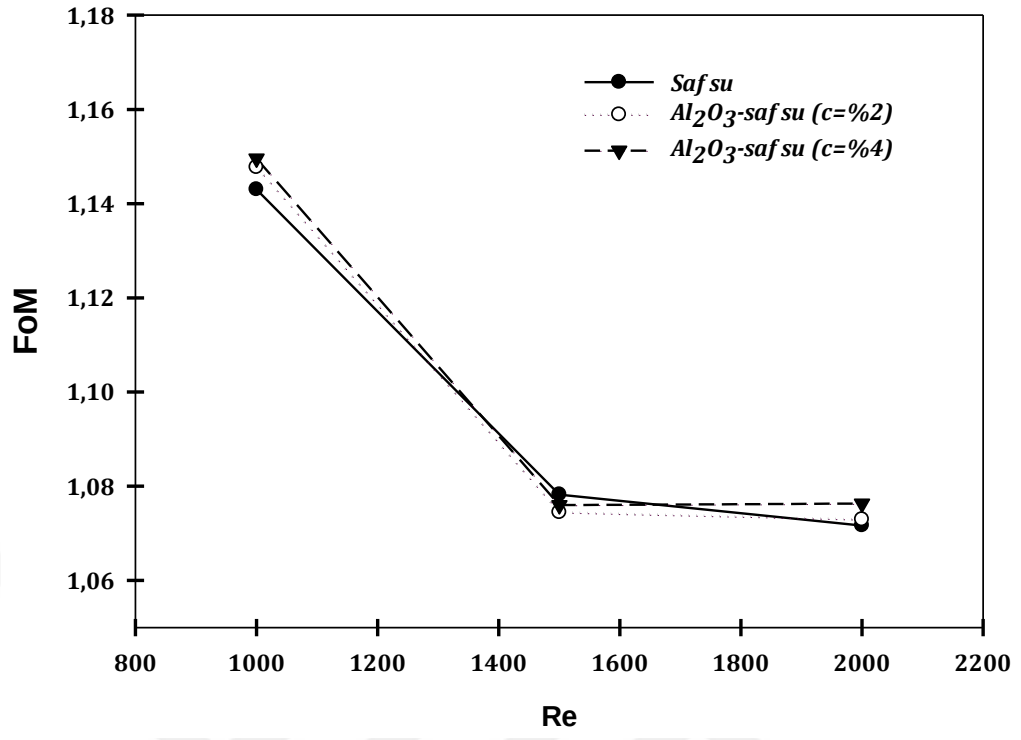
Şekil 3.37. Model 1 ve Model 2 için ısı verim değerlerinin Reynolds değerine göre değişimi

Belirtilen ısı özelliklere ek olarak, sıvı soğutma bloklarında genel anlamda verimlilik değerinin belirlenebilmesi için hidrolik parametrelerin değişiminin bilinmesi gerekmektedir. Örneğin, pompalama gücü değeri, akışkan hareketi için gerekli enerji tüketim değerini göstermektedir. Isı transfer artışının sağlanması için gerekli pompalama gücünün belirlenmesi gerekmektedir. Bu kapsamda Şekil 3.38’de her iki modele ait pompalama gücü değer oranları verilmiştir. Denklem 2.26’da da belirtilen bu değer basınç düşüşü ve iş akışkanının giriş şartlarındaki hacimsel debisine bağlı olarak hesaplanmaktadır. Şekil incelendiğinde her iki model için 3 farklı Reynolds değerinde benzer pompalama gücü oranları görülmektedir. Bu durum her iki model için pompalama gücü değerlerinin yaklaşık değerlerde olduğunu göstermektedir.



Şekil 3.38. Model 1 ve Model 2 için pompalama gücü oranlarının Reynolds değerine göre değişimi

Reynolds değerindeki artış ve iş akışkanı olarak nanoakışkanların kullanılması hem ısı transferini hem de basınç düşüşü değerini arttırmaktadır. Basınç düşüşü değerinin artması pompalama gücünü arttırmakta olup daha fazla enerji kullanımına yol açmaktadır. Isı transferinin artması istenilen bir sonuç iken basınç düşüşüne bağlı olarak pompalama gücünün artması istenmeyen bir sonuçtur. Bu kapsamda her iki model için ısı verim oranlarının basınç düşüşüne oranı bir başarımlı ölçütü (FoM) olarak tanımlanmış olup Reynolds değerine bağlı olarak değişimi Şekil 3.39'da belirtilmiştir. Şekilde görüleceği üzere, ısı verim grafiğinde olduğu gibi bütün Reynolds değerlerinde Model 2'nin Model 1'e göre daha iyi olduğu görülmektedir. Her iki model açısından incelendiğinde, aynı pompalama gücü değerlerinde Model 2 daha iyi soğutma performansına sahiptir. Bu değer yaklaşık olarak % 7,163-14,957 arasında değişmektedir.



Şekil 3.39. Model 1 ve Model 2 için başarımlar ölçütü değerinin Reynolds değerine göre değişimi

SONUÇ VE ÖNERİLER

Gerçekleştirilen tez çalışması kapsamında, belirli Reynolds değer aralığı, akışkan türü, giriş bölümünde bulunan silindir tipi engel için d/c oranı ve kavisli yay tipi engel için a/b oranı, ısı alıcısı bölümünde kullanılan kanatçık türü ve yapısı gibi giriş parametreleri kullanılmış ve GPU yüzeyindeki ortalama ve maksimum sıcaklık değerleri, kanal içerisindeki ortalama hız, basınç düşüşü ve ısı transfer katsayıları üzerindeki etkileri incelenmiştir. Taguchi metodundan yararlanılarak oluşturulmuş toplamda 18 analiz gerçekleştirilmiş olup elde edilen sonuçlar paylaşılmıştır. Her bir giriş parametresinin GPU yüzeyinin ortalama ve maksimum sıcaklık değeri, kanal içerisindeki basınç düşüşü ve ısı taşınım katsayısı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Elde edilen bulgulara göre ısı ve akış performansının en uygun düzeyde tutulacağı bir model oluşturulmuş ve temel alınan ilk model ile ısı ve akış performansı açısından kıyaslanmıştır.

Tez çalışması kapsamında gerçekleştirilen analiz işlemlerinden önce ideal mesh (ağ) sayısını belirleyebilmek için farklı element sayılarında ağ yapısı bağımsızlığı analizleri gerçekleştirilmiş ve GPU yüzeyinin ortalama sıcaklık değerindeki değişimi incelenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre 1831086-5760408 element sayısı değer aralığında analiz işlemlerinin gerçekleştirilmesi hem çalışma kapsamında doğru analizlerin elde edilebilmesi için hem de cihaz performansı açısından ideal olduğu belirlenmiştir. Analizler 1000 Reynolds değerinde gerçekleşmiş olup GPU yüzeyinden etki eden TDP değeri 250 W ve iş akışkanı olarak 20 °C giriş sıcaklığına sahip saf su kabul edilmiştir.

Elde edilen ağ yapısının kalitesinin iyileştirilmesi analiz işlemindeki çözümün yakınsama değerine daha kolay ulaşmasını sağlamaktadır. Yapılan boyut ve yüzey iyileştirmeleri sonucunda ortalama mesh kalitesi % 86,2 değerine yükseltilmiştir.

Giriş parametrelerine uygun bir şekilde gerçekleştirilen 18 farklı analiz sonucunda GPU yüzeyi için elde edilen ortalama ve maksimum sıcaklık değerleri incelenmiştir. Her iki değer için en düşük sıcaklık değerinin Analiz 17’de gözlemlenmiş olup sırasıyla ortalama sıcaklık değerinin 302,599 K (29,599 °C) ve maksimum sıcaklık değerinin 304,061 K (31,061 °C) olduğu belirlenmiştir. En yüksek sıcaklık değerleri ise Analiz 1’de olup sırasıyla ortalama sıcaklık değerinin 308,973 K (35,973 °C) ve maksimum sıcaklık değerinin 315,722 K (42,722 °C) olduğu belirlenmiştir.

Giriş ve ısı alıcısı sonrası akışkanın toplandığı alanlar incelendiğinde bütün analizlerde resirkülasyon (sürekli dolanım) bölgeleri görülmektedir. Bu bölgelerde hızın düştüğü ve kanal girişinde kullanılan silindir ve kavisli yay tipi engellerle az da olsa bu bölgelerde hızın arttırıldığı gözlemlenmiştir. Özellikle silindir tipi engel çevresinde hız değerinin arttığı görülmektedir. Ortalama hız değeri için en yüksek değer 0,26414 m/s ile Analiz 17’de görülmüştür. En düşük değer ise 0,123845 m/s ile Analiz 1’de görülmüştür.

Kanal giriş ve çıkışından ölçülen basınç düşüşü değerlerinin maksimum seviyede olduğu analiz, 26005,48 Pa değerinin ölçüldüğü Analiz 18 olarak belirlenmiştir. Bu değer en düşük olduğu analiz ise 6499,354 Pa değeri ile Analiz 1 olarak belirlenmiştir.

En yüksek ısı taşınım katsayısı değeri Analiz 13'te elde edilmiş olup 20458,07 W/m²K değerinde olduğu belirlenmiştir. Ayrıca en düşük ısı transfer katsayısı değerinin Analiz 1'de olduğu görülmüş olup elde edilen değer yaklaşık olarak 12795,7703 W/m²K'dir.

Elde edilen Taguchi sonuçlarına göre T_{ort} , T_{maks} , ısı taşınım katsayısı ve basınç düşüşü değerleri için varyans analizleri sırasıyla % 98,03, % 96,53, %96,18 ve % 99,94 başarı oranı ile gerçekleştirilmiştir.

Elde edilen S/N oranı değerleri incelendiğinde bütün çıktı değerleri için de Reynolds değerinin en fazla etkiye bulunduğu belirlenmiştir.

Artan Reynolds değeri ile birlikte kanal yüzeyinde kullanılan engeller, akışkan formunun çalkantı düzeyini arttırmakta ve akış içerisinde girdapların oluşmasını sağlamaktadır. Bu durum ısı transferini arttırmakta olup GPU yüzey sıcaklığını azaltmaktadır.

Isı alıcısı bölümünde bulunan kanatçıkların etkisi incelendiğinde en fazla trapez tipi kanatçık türünün etkili olduğu gözlemlenmiştir. Kullanılan bütün kanatçıklar eşit uzunluk değerine sahip olmasına rağmen trapez kanatçık türü ile akışkanın temas ettiği yüzey alanı artırılmış olup GPU yüzey sıcaklığı ve ısı transferi açısından olumlu yönde katkı sağlanmıştır. Ayrıca kanatçık yapısı için parçalı yapının soğutma performansını iyileştirdiği gözlemlenmektedir.

Yüzey sıcaklıklarının düşürülmesi ve ısı transferinin artırılması için kullanılan Al₂O₃-saf su nanoakışkanın olumlu yönde katkıda bulunduğu ve hacim fraksiyon değerinin artırılmasıyla soğutma performansını iyileştirdiği gözlemlenmiştir.

Reynolds sayısı değeri, d/c oranı, a/b oranı, kanatçık türü, kanatçık yapısı ve akışkan türü gibi faktörlerin GPU yüzeyindeki T_{ort} değerlerine maksimum miktarda etki ettiği değerler sırasıyla 2000, 0,88, 1,91, Trapez, Parçalı (5 parça) ve Al₂O₃-saf su (c=%4) şeklindedir. Ayrıca bu değerlerin katkı oranları incelendiğinde sırasıyla % 71,92, % 1,27, % 0,88, % 11,33, % 2,54 ve % 10,09'dur.

Reynolds sayısı değeri, d/c oranı, a/b oranı, kanatçık türü, kanatçık yapısı ve akışkan türü gibi faktörlerin GPU yüzeyindeki T_{maks} değerlerine maksimum miktarda etki ettiği değerler sırasıyla 2000, 0,88, 1,91, Trapez, Parçalı (5 parça) ve Al₂O₃-saf su (c=%4) şeklindedir. Ayrıca bu değerlerin katkı oranları incelendiğinde sırasıyla % 67,82, % 1,55, % 1,32, % 8,48, % 11,60 ve % 5,76'dır.

Reynolds sayısı değeri, d/c oranı, a/b oranı, kanatçık türü, kanatçık yapısı ve akışkan türü gibi faktörlerin ısı taşınım katsayısı değerlerine maksimum miktarda etki ettiği değerler sırasıyla 2000, 0,88, 1,91, Trapez, Parçalı (5 parça) ve Al₂O₃-saf su (c=%4) şeklinde belirlenmiştir.

Ayrıca bu değerlerin katkı oranları incelendiğinde sırasıyla % 51,61, % 0,78, % 0,37, % 22,69, % 2,24 ve % 18,50'dir.

Reynolds sayısı değeri, d/c oranı, a/b oranı, kanatçık türü, kanatçık yapısı ve akışkan türü gibi faktörlerin kanal içerisindeki basınç düşüşlerinin en az olduğu değerler için maksimum miktarda etki ettiği parametreler sırasıyla 1000, 0,88, 1,91, Dalgalı, Parçalı (5 parça) ve Saf su şeklindedir. Ayrıca bu değerlerin katkı oranları incelendiğinde sırasıyla % 98,412, % 0,00471, % 0,0397, % 0,369, % 0,358 ve % 0,7534'tür.

3 farklı Reynolds değeri için ortalama GPU yüzey sıcaklıkları incelendiğinde en düşük sıcaklık değerinin 2000 Reynolds değerinde iş akışkanı olarak %4 hacim fraksiyon değerine sahip Al_2O_3 -saf su nanoakışkanının kullanıldığı Model 2'de elde edildiği görülmüştür. Elde edilen değer yaklaşık olarak 302,118 K (29,118 °C) olarak belirlenmiştir. Tam kapasitede işlem yapan GPU sistemlerinde kabul edilen maksimum sıcaklık değeri yaklaşık olarak 80-90 °C olduğu göz önünde bulundurulursa elde edilen sıcaklık değerinin soğutma performansı açısından son derece tatmin edici olduğu görülmektedir.

Elde edilen sonuçlara göre maksimum yüzey sıcaklığının en düşük olduğu model, 2000 Reynolds değerinde iş akışkanı olarak %4 hacim fraksiyon değerine sahip Al_2O_3 -saf su nanoakışkanının kullanıldığı Model 2'de olarak belirlenmiştir. Bu değer yaklaşık olarak 303,661 K (30,661 °C) olduğu görülmektedir.

Model 2'nin bütün Reynolds değerlerinde Model 1'e göre daha iyi ısı verim değerlerine sahip olduğu görülmektedir. Reynolds değerinin artmasıyla ısı verim değerlerinde Model 1, Model 2'ye yaklaşmış fakat Model 2'yi geçememiştir. Elde edilen değerlere göre ısı verim açısından Model 2, Model 1'e göre yaklaşık % 7,155 - 14,901 daha iyi performans sağlamaktadır.

Kıyaslanan her iki model için 3 farklı Reynolds değerinde benzer pompalama gücü oranları görülmektedir. Bu durum her iki model için pompalama gücü değerlerinin yaklaşık değerlerde olduğunu göstermektedir.

Her iki model açısından incelendiğinde, aynı pompalama gücü değerlerinde Model 2 daha iyi soğutma performansına sahiptir. Bu değer yaklaşık olarak % 7,163-14,957 arasında değişmektedir.

Gerçekleştirilen çalışma sonucunda, ele alınan çalışma konusunun devamlılığı ve çalışma kapsamının genişletilmesi için aşağıda maddeler halinde belirtilen birtakım önerilerde bulunulmuştur.

- CPU, GPU, RAM vb. yüksek performansla çalışan elektronik bileşenlerin soğutulması alanında akademik çalışma sayısının yok denecek kadar az olması önemli bir problem teşkil etmektedir. Bu alandaki açığın kapatılması adına gerçekleştirilmiş olan bu çalışma, farklı tip kanatçık yapılarının denenmesi ile çeşitlendirilebilir.

- Kullanılan Taguchi metodunun dışında yüzey yanıt yöntemi gibi farklı metotlar kullanılarak ideale yakın model sayısı arttırılabilir ve farklı giriş parametreleri üzerinde çalışılabilir.
- Çalışma kapsamında sadece GPU ele alınarak konjuge (Eş zamanlı; iletim ve taşınım birlikte) ısı transferi mekanizması zamana bağlı akış rejiminde incelenebilir. Özellikle CPU soğutma sistemlerine daha uygun olan bu durum, sıvı soğutma blokları için de kullanılabilir.
- Kullanılan akışkan türünün çeşitlendirilmesi ile akış ve ısıl performans artışı sağlanabilir. Özellikle bakır, grafen, silisyum karbür vb. nano parçacıklar ile oluşturulan farklı türde nano akışkanlar kullanılabilir.
- Son dönemlerde ticari amaçla üretilmiş olan farklı birçok modelde de gözlemlendiği üzere kanal içi akış yollarının biçimleri üzerine çalışmalar gerçekleştirilebilir.

KAYNAKÇA

- Alam, M.W., Bhattacharyya, S., Souayeh, B., Dey, K., Hammami, F., Gorji, M.R., Biswas, R. (2020). CPU Heat Sink Cooling By Triangular Shape Micro-Pin-Fin: Numerical Study. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 112, 104455.
- Ali, H.M. ve Arshad, A. (2017a). Experimental Investigation Of N-Eicosane Based Circular Pin-Fin Heat Sinks For Passive Cooling of Electronic Devices. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 112, 649-661.
- Ali, H.M. ve Arshad, W. (2017b). Effect of Channel Angle Of Pin-Fin Heat Sink On Heat Transfer Performance Using Water Based Graphene Nanoplatelets Nanofluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 106, 465-472.
- Al-Rashed, A.A.A.A., Shahsavar, A., Rasooli, O., Moghimi, M.A., Karimipour, A., Tran, M.D. (2019). Numerical Assessment Into The Hydrothermal and Entropy Generation Characteristics Of Biological Water-Silver Nano-Fluid In A Wavy Walled Microchannel Heat Sink. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 104, 118-126.
- Anbumeenakshi, C. ve Thansekhar, M.R. (2017). On The Effectiveness Of A Nanofluid Cooled Microchannel Heat Sink Under Non-Uniform Heating Condition. *Applied Thermal Engineering*, 113, 1437-1443.
- Ansys, Inc. (2021). Erişim Adresi: www.ansys.com
- Aravind, G.P. ve Deepu, M. (2017). Numerical Study On Convective Mass Transfer Enhancement By Lateral Sweep Vortex Generators. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 115, 809-825.
- Arshad, A., Jabbal, M., Sardari, P.T., Bashir, M.A., Faraji, H., Yan, Y. (2020). Transient Simulation Of Finned Heat Sinks Embedded With PCM For Electronics Cooling. *Thermal Science and Engineering Progress*, 18, 100520.
- Attar, M.R., Mohammadi, M., Taheri, A., Hosseinpour, S., Passandideh-Fard, M., Haddad Sabzevar, M., Davoodi, A. (2020). Heat Transfer Enhancement Of Conventional Aluminum Heat Sinks With An Innovative, Cost-Effective, And Simple Chemical Roughening Method. *Thermal Science and Engineering Progress*, 20, 100742.
- Bahiraei, M. ve Heshmatian, S. (2017). Efficacy Of A Novel Liquid Block Working With A Nanofluid Containing Graphene Nanoplatelets Decorated With Silver Nanoparticles Compared With Conventional CPU Coolers. *Applied Thermal Engineering*, 127, 1233-1245.
- Bahiraei, M., Heshmatian, S., Goodarzi, M., Moayedi, H. (2019). CFD Analysis Of Employing A Novel Ecofriendly Nanofluid In A Miniature Pin Fin Heat Sink For Cooling of Electronic Components: Effect Of Different Configurations. *Advanced Powder Technology*, 30(11), 2503-2516.
- Bahiraei, M., Mazaheri, N., Daneshyar, M.R. (2021). Employing Elliptical Pin-Fins And Nanofluid Within A Heat Sink For Cooling Of Electronic Chips Regarding Energy Efficiency Perspective. *Applied Thermal Engineering*, 183, 116159.

- Balaji, T., Selvam, C., Mohan Lal, D., Harish, S. (2020). Enhanced Heat Transport Behavior Of Micro Channel Heat Sink With Graphene Based Nanofluids. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 117, 104716.
- Baynal, K. (2003). *Çok Yanıtlı Problemlerin Taguchi Yöntemi ile Eniyilemesi ve Bir Uygulama*, (Doktora Tezi), İstanbul: İstanbul Üniversitesi Sosyal Bilimler Enstitüsü.
- Baynal, K. ve Gencel, İ. (2015). Taguchi Yönteminin Gıda Sektöründe Çok Yanıtlı Problemin Eniyilemesinde Uygulanması. *Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 19(1), 107-121.
- Bayrak, Z. (1996). *Taguchi Yönteminin Kalite Kontrolde Uygulanması*, (Yüksek Lisans Tezi), Kocaeli: Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Beig, S.A, Mirzakhali, E., Kowsari, F. (2011). Investigation Of Optimal Position Of A Vortex Generator In A Blocked Channel For Heat Transfer Enhancement Of Electronic Chips. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54, 4317-4324.
- Bi, C., Tang, G.H., Tao, W.Q. (2013). Heat Transfer Enhancement In Mini-Channel Heat Sinks With Dimples And Cylindrical Grooves. *Applied Thermal Engineering*, 55, 121-132.
- Canıyılmaz, E. (2001). *Kalite Geliştirmede Taguchi Metodu ve Bir Uygulama*, (Yüksek Lisans Tezi), Ankara: Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Chamanroy, Z. ve Khoshvaght-Aliabadi, M. (2019). Analysis Of Straight and Wavy Miniature Heat Sinks Equipped With Straight And Wavy Pin-Fins. *International Journal of Thermal Sciences*, 146, 106071.
- Chiam, Z.L., Lee, P.S., Singh, P.K., Mou, N. (2016). Investigation Of Fluid Flow And Heat Transfer In Wavy Micro-Channels With Alternating Secondary Branches. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 101, 1316-1330.
- Çangal, Ç. (2019). *Farklı Yakıt Karışımları Ve Emisyon Azaltma Teknikleri Uygulanan Bir Dizel Motorda Optimum Parametrelerin Taguchi Yöntemi İle Belirlenmesi*, (Yüksek Lisans Tezi), Sakarya: Sakarya Uygulamalı Bilimler Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü.
- Çeber, Y. (2010). *Hata Türü Ve Etkileri Analizi Yönteminin (Fmea) Üretim Sektöründe Uygulanması*, (Yüksek Lisans Tezi), İzmir: Dokuz Eylül Üniversitesi Sosyal Bilimler Enstitüsü.
- Çelik, C. (1993). *Kalite Geliştirmede Tasarım Eniyileme Problemine Taguchi Yöntemlerinin Uygulanmasında Sistemik Bir Yaklaşım*, (Doktora Tezi), Eskişehir: Anadolu Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Çengel, Y.A. ve Cimbala, J.M. (2008). *Akışkanlar Mekaniği Temelleri ve Uygulamaları*, Çev. Engin, T., Öz, H.R., Küçük, H., Çesmecı, Ş., İzmir: Güven Kitabevi.
- Dezan, D.J., Rocha, A.D., Ferreira, W.G. (2020). Parametric Sensitivity Analysis And Optimisation Of A Solar Air Heater With Multiple Rows Of Longitudinal Vortex Generators. *Applied Energy*, 263, 114556.
- Esmailzadeh, A., Amanifard, N., Deylami, H.M. (2017). Comparison Of Simple And Curved Trapezoidal Longitudinal Vortex Generators For Optimum Flow Characteristics And Heat Transfer Augmentation In A Heat Exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 125, 1414-1425.

- Flores, S., Wang, S.H., Chang, C.Q. (2007). Development Of An Internal Liquid Cooling System For CPU Using CAE. *2007 International Conference on Thermal, Mechanical and Multi-Physics Simulation Experiments in Microelectronics and Micro-Systems. EuroSime 2007*, 1-5.
- Fusiara, P., Schoonderbeek, G., Pragt, J., Hiemstra, L., Kuindersma, S., Schuil, M., Hampson, G. (2018). Design and Fabrication Of Full Board Direct Liquid Cooling Heat Sink for Densely Packed FPGA Processing Boards. *2018 International Conference on ReConFigurable Computing and FPGAs*, 1-8.
- Gökçe, B. ve Taşgetiren, S. (2009). Kalite İçin Deney Tasarımı. *Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi*, 6(1), 71-83.
- Güneş, S. (2015). *Honlama Prosesinde Yüzey Kalitesini Etkileyen Parametrelerin Taguchi Metodu İle Optimizasyonu*, (Yüksek Lisans Tezi), Ankara: Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Hasan, M.,I. (2014). Investigation Of Flow And Heat Transfer Characteristics In Micro Pin Fin Heat Sink With Nanofluid. *Applied Thermal Engineering*, 63(2), 598-607.
- Hassani, S.M., Aliabadi, M.K., Mazloumi, S.H. (2018). Influence Of Chevron Fin Interruption On Thermo-Fluidic Transport Characteristics Of Nanofluid-Cooled Electronic Heat Sink. *Chemical Engineering Science*, 191, 436-447.
- Ho, C.J., Liao, J.C., Li, C.H., Yan, W.M., Amani, M. (2019). Experimental Study Of Cooling Characteristics Of Water-Based Alumina Nanofluid In A Minichannel Heat Sink. *Case Studies in Thermal Engineering*, 14, 100418.
- Ho, C.J., Hsieh, Y.J., Rashidi, S., Orooji, Y., Yan, W.M. (2020). Thermal-Hydraulic Analysis For Alumina/Water Nanofluid Inside A Mini-channel Heat Sink With Latent Heat Cooling Ceiling-An Experimental Study. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 112, 104477.
- Hosseini, M., Ganji, D.D., Delavar, M.A. (2016). Experimental And Numerical Evaluation Of Different Vortex Generators On Heat Transfer. *Applied Thermal Engineering*, 108, 905-915.
- Hsieh, S.S., Hsieh, Y.C., Hsu, Y.C., Huang, C.F. (2020). Low Reynolds Numbers Convective Heat Transfer Enhancement In Roughened Microchannels. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 112, 104486.
- Incropera, F.P. ve Dewitt, D.P. (1996). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. New Jersey: Jhon Wiley & Sons.
- Işık, F. (2000). *Taguchi Metodu ve Bir Uygulama*, (Yüksek Lisans Tezi), İstanbul: İstanbul Üniversitesi Sosyal Bilimler Enstitüsü.
- Khaleduzzaman, S.S., Mahbubul, I.M., Sohel, M.R., Saidur, R., Selvaraj, J., Ward, T.A., Niza, M.E. (2017). Experimental Analysis Of Energy and Friction Factor For Titanium Dioxide Nanofluid In A Water Block Heat Sink. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 115, 77-85.
- Khoshvaght-Aliabadi, M., Hormozi, F., Zamzamian, A. (2014). Role of Channel Shape On Performance Of Plate-Fin Heat Exchangers: Experimental Assessment. *International Journal of Thermal Sciences*, 79, 183-193.

- Khoshvaght-Aliabadi, M. ve Sahamiyan, M. (2016). Performance Of Nanofluid Flow In Corrugated Minichannels Heat Sink (CMCHS). *Energy Conversion and Management*, 108, 297-308.
- Klein, S. A., 2017, Engineering Equation Solver (EES). *F-Chart Software, Box*.
- Koyuncuoglu, A., Jafari, R., Özyurt, T., O., KÜlah, H. (2012). Heat Transfer and Pressure Drop Experiments On CMOS Compatible Microchannel Heat Sinks For Monolithic Chip Cooling Applications. *International Journal of Thermal Sciences*, 56, 77-85.
- Kundu, P., Cohen, I., Dowling, D. (2011). *Fluid Mechanics*. Academic Press.
- Kim, G.W., Lim, H.M., Rhee, G.H. (2016). Numerical Studies Of Heat Transfer Enhancement By Cross-Cut Flow Control In Wavy Fin Heat Exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 96, 110-117.
- Li, Q. ve Xuan, Y. (2002). Convective Heat Transfer and Flow Characteristics Of Cu-Water Nanofluid. *Science in China Series E: Technolical Science*, 45, 408-416.
- Mahmoud, N.S., Jaffal, H.M., Imran, A.A. (2021). Performance Evaluation Of Serpentine And Multi-Channel Heat Sinks Based On Energy And Exergy Analyses. *Applied Thermal Engineering*, 186, 116475.
- Modi, A.J., Kalel, N.A., Rathod, M.K. (2020). Thermal Performance Augmentation Of Fin-And-Tube Heat Exchanger Using Rectangular Winglet Vortex Generators Having Circular Punched Holes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 158, 119724.
- Moradikazerouni, A., Afrand, M., Alsarraf, J., Wongwises, S., Asadi, A., Nguyen, T.K. (2019). Investigation Of A Computer CPU Heat Sink Under Laminar Forced Convection Using A Structural Stability Method. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 134, 1218-1226.
- Naphon, P. ve Wiriyaart, S. (2009a). Liquid Cooling In The Mini-Rectangular Fin Heat Sink With And Without Thermoelectric For CPU. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 36, 166-171.
- Naphon, P., Klangchart, S., Wongwises, S. (2009b) Numerical Investigation On The Heat Transfer And Flow In The Mini-Fin Heat Sink For CPU. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 36, 834-840.
- Naphon, P., Nakharintr, L., Wiriyaart, S. (2018). Continuous Nanofluids Jet Impingement Heat Transfer And Flow In A Micro-Channel Heat Sink. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 126, 924-932.
- Naqiuddin, N.H., Saw, L.H., Yew, M.C., Yusof, F., Poon, H.M., Cai, Z., Thiam, H.S. (2018). Numerical Investigation For Optimizing Segmented Micro-Channel Heat Sink By Taguchi-Grey Method. *Applied Energy*, 222, 437-450.
- Qi, C., Hu, J., Liu, M., Guo, L., Rao, Z. (2017). Experimental Study On Thermo-Hydraulic Performances of CPU Cooled By Nanofluids. *Energy Conversion and Management*, 153, 557-565.
- Qi, C., Zhao, N., Cui, X., Chen, T., Hu, J. (2018). Effects Of Half Spherical Bulges On Heat Transfer Characteristics Of CPU Cooled By Tio₂-Water Nanofluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 123, 320-330.
- Razeghi, M. ve Henini, M. (2005). *Optoelectronic Devices: III Nitrides*. Elsevier Science.

- Ross, P.J. (1988). *Taguchi Techniques for Quality Engineering*. New York: McGraw-Hill.
- Saadoon, Z.H., Ali, F.H., Sheikholeslami, M. (2021). Numerical Investigation Of Heat Transfer Enhancement Using (Fe₃O₄ And Ag-H₂O) Nanofluids In (Converge-Diverge) Mini-Channel Heat Sinks. *Materials Today: Proceedings*.
- Saeed, M. ve Kim, M.H. (2018). Heat Transfer Enhancement Using Nanofluids (Al₂O₃-H₂O) In Mini-Channel Heatsinks. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 120, 671-682.
- Sajid, M.U., Ali, H.M., Sufyan, A., Rashid, D., Zahid, S.U., Rehman, W.U. (2019). Experimental Investigation Of Tio₂-Water Nanofluid Flow And Heat Transfer Inside Wavy Mini-Channel Heat Sinks. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 137, 1279-1294.
- Sarafraz, M.M., Arya, A., Hormozi, F., Nikkhah, V. (2017). On The Convective Thermal Performance Of A CPU Cooler Working With Liquid Gallium And CuO/Water Nanofluid: A Comparative Study. *Applied Thermal Engineering*, 112, 1373-1381.
- Saravanakumar, T. ve Senthil, K.D. (2020). Heat Transfer Study On Different Surface Textured Pin Fin Heat Sink. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 119, 104902.
- Selvakumar, P. ve Suresh, S. (2012). Convective Performance Of CuO/Water Nanofluid In An Electronic Heat Sink. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 40, 57-63.
- Shahsavari, A., Entezari, S., Toghraie, D., Barnoon, P. (2020). Effects Of The Porous Medium And Water-Silver Biological Nanofluid On The Performance Of A Newly Designed Heat Sink By Using First And Second Laws Of Thermodynamics. *Chinese Journal of Chemical Engineering*, 28, 2928-2937.
- Siricharoenpanich, A., Wiriyasart, S., Naphon, P. (2021). Study On The Thermal Dissipation Performance Of GPU Cooling System With Nanofluid As Coolant. *Case Studies in Thermal Engineering*, 25, 100904.
- Sudha, G. ve Parthiban, R. (2020). Synthesis And Characterization Of Hybrid Graphene Nanocoolant For Heat Transfer Dissipation In Microchannel Heat Sinks. *Chinese Journal of Chemical Engineering*, 28, 913-922.
- Sun, B. ve Liu, H. (2017). Flow And Heat Transfer Characteristics Of Nanofluids In A Liquid-Cooled CPU Heat Radiator. *Applied Thermal Engineering*, 115, 435-443.
- Şanyılmaz, M. (2006). *Deney Tasarımı Ve Kalite Geliştirme Faaliyetlerinde Taguchi Yöntemi İle Bir Uygulama*, (Yüksek Lisans Tezi), Kütahya: Dumlupınar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Şirvancı, M. (1997). *Kalite İçin Deney Tasarımı Taguchi Yaklaşımı*. İstanbul: Literatür Yayınları.
- Taguchi, G., Wu, Y. (1993). *Taguchi Methods: Case Studies from the U.S. and Europe*. Michigan: Amerikan Supplier Institute Inc.
- Taguchi, G., Chowdhury, S., Taguchi, S. (1999). *Robust Engineering*, New York: McGraw-Hill Publishing Company.
- Taguchi, G., Chowdhury, S., Wu, Y. (2005). *Taguchi's Quality Engineering Handbook*, New Jersey: John Wiley & Sons.

Tu, J., Yeoh, G.H., Liu, C. (2020). *Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği*, Çev. Engin, T., Güneş, H., Çadırcı, S., Kibar, A., Kemerli, M. Ankara: Palme Yayınevi.

Turgut, A., Elbasan, E., (2014). Nanofluids For Electronics Cooling, *IEEE 20th International Symposium for Design and Technology in Electronic Packaging, SIITME 2014*, 35-37.

Woolf, P.J. (2009). *Chemical Process Dynamics and Controls*, University of Michigan Engineering Controls Group.

Xuan, Y., Li, Q. (2003). Investigation On Convective Heat Transfer And Flow Features Of Nanofluids. *Journal of Heat Transfer*, 125(1), 151-155.

Yabo, W., Kai, Z., Zhuo, C., Jie, W. (2019). Effects Of The Location Of The Inlet And Outlet On Heat Transfer Performance In Pin Fin CPU Heat Sink. *Applied Thermal Engineering*, 151, 506-513.

Yun, Y. (2004). *Design of Structure Optimization with APDL*. Journal of East China Jiaotong University.

Zhang, Y., Wang, J., Liu, W., Liu, Z. (2017). Heat Transfer And Pressure Drop Characteristics Of R134a Flow Boiling In The Parallel/Tandem Microchannel Heat Sinks. *Energy Conversion and Management*, 148, 1082-1095.

Zhang, J.F., Jia, L., Yang, W.W., Taler, J., Oclon, P. (2019). Numerical Analysis And Parametric Optimization On Flow And Heat Transfer Of A Microchannel With Longitudinal Vortex Generators. *International Journal of Thermal Sciences*, 141, 211-221.

Zhang, X.D., Yang, X.H., Zhou, Y.X., Rao, W., Gao, J.Y., Ding, Y.J., Shu, Q.Q., Liu, J. (2019). Experimental Investigation Of Galinstan Based Minichannel Cooling For High Heat Flux And Large Heat Power Thermal Management. *Energy Conversion and Management*, 185, 248-258.

Zhao, N., Guo, L., Qi, C., Chen, T., Cui, X. (2019). Experimental Study On Thermo-Hydraulic Performance Of Nanofluids In CPU Heat Sink With Rectangular Grooves And Cylindrical Bugles Based On Exergy Efficiency. *Energy Conversion and Management*, 181, 235-246.