

**KASKAD ÇARPAN JET İLE MİNİ ISI
ALICILARIN ISI ve AKIŞ
KARAKTERİSTİKLERİNİN BELİRLENMESİ**

Cemal TOSUN

**Danışman: Prof. Dr. Kenan YAKUT
Doktora Tezi**

**Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı
2024**

(Her hakkı saklıdır.)

T.C.
ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

**KASKAD ÇARPAN JET İLE MİNİ ISI ALICILARIN ISI ve AKIŞ
KARAKTERİSTİKLERİNİN BELİRLENMESİ**

(Determination of Heat and Flow Characteristics of Mini Heat Sinks With Cascade
Impingement Jet)

DOKTORA TEZİ

Cemal TOSUN

Danışman: Prof. Dr. Kenan YAKUT

Erzurum
Temmuz, 2024

KABUL ve ONAY TUTANAĞI

Cemal TOSUN tarafından hazırlanan “Kaskad Çarpan Jet İle Mini Isı Alıcıların Isı ve Akış Karakteristiklerinin Belirlenmesi” başlıklı çalışması 19/07/ 2024 tarihinde yapılan tez savunma sınavı sonucunda başarılı bulunarak jürimiz tarafından Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Enerji Bilim Dalında doktora tezi olarak kabul edilmiştir.

Jüri Başkanı:	Prof. Dr. Kadir BAKIRCI <i>Atatürk Üniversitesi</i>	Aslı Islak İmzalıdır
Danışman:	Prof. Dr. Kenan YAKUT <i>Atatürk Üniversitesi</i>	Aslı Islak İmzalıdır
Jüri Üyesi:	Taner TEKİN <i>Atatürk Üniversitesi</i>	Aslı Islak İmzalıdır
Jüri Üyesi:	Mehmet Akif CEVİZ <i>Erzurum Teknik Üniversitesi</i>	Aslı Islak İmzalıdır
Jüri Üyesi:	Faraz AFŞAR <i>Erzurum Teknik Üniversitesi</i>	Aslı Islak İmzalıdır

Enstitü Yönetim Kurulunun
.../.../.... tarih ve sayılı
kararı.

Bu tezin Atatürk Üniversitesi Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliği'nin ilgili maddelerinde belirtilen şartları yerine getirdiğini onaylarım.

Prof. Dr. Saltuk Buğrahan CEYHUN
Enstitü Müdürü

Bu çalışma Atatürk Üniversitesi BAP Koordinatörlüğü tarafından FBA-2022-10861 numaralı proje ile desteklenmiştir.

Not: Bu tezde kullanılan özgün ve başka kaynaklardan yapılan bildiriş, çizelge, şekil ve fotoğrafların kaynak olarak kullanımı, 5846 sayılı Fikir ve Sanat Eserleri Kanunundaki hükümlere tabidir.

ETİK BİLDİRİM ve İNTİHAL BEYAN FORMU

Doktora Tezi olarak Prof. Dr. Kenan YAKUT danışmanlığında sunulan “Kaskad Çarpan Jet İle Mini Isı Alıcıların Isı ve Akış Karakteristiklerinin Belirlenmesi” başlıklı çalışmanın tarafımızdan bilimsel etik ilkelere uyularak yazıldığını, yararlanılan eserlerin kaynakçada gösterildiğini, Fen Bilimleri Enstitüsü tarafından belirlenmiş olan Turnitin Programı benzerlik oranlarının aşılmadığını ve aşağıdaki oranlarda olduğunu beyan ederiz.

Tez Bölümleri	Tezin Benzerlik Oranı (%)	Maksimum Oran (%)
Giriş	4	30
Kuramsal Temeller	21	30
Materyal ve Yöntem	11	35
Bulgular	1	20
Tartışma	0	20
Tezin Geneli	14	25

Not: Yedi kelimeye kadar benzerlikler ile Başlık, Kaynakça, İçindekiler, Teşekkür, Dizin ve Ekler kısımları tarama dışı bırakılabilir. Yukarıdaki azami benzerlik oranları yanında tek bir kaynaktan olan benzerlik oranlarının %5'den büyük olmaması gerekir.

Beyan edilen bilgilerin doğru olduğunu, aksi halde doğacak hukuki sorumlulukları kabul ve beyan ederiz.

Tez Yazarı (Öğrenci)	Tez Danışmanı
Cemal TOSUN	Prof. Dr. Kenan YAKUT
19/07/2024	19/07/2024
İmza: Aslı Islak İmzalıdır	İmza: Aslı Islak İmzalıdır

* Tez ile ilgili YÖKTEZ'de yayınlamasına ilişkin bir engelleme var ise aşağıdaki alanı doldurunuz.

☐ Tezle ilgili patent başvurusu yapılması / patent alma sürecinin devam etmesi sebebiyle Enstitü Yönetim Kurulunun/.../.... tarih ve sayılı kararı ile teze erişim 2 (iki) yıl süreyle engellenmiştir.

☐ Enstitü Yönetim Kurulunun/.../.... tarih ve sayılı kararı ile teze erişim 6 (altı) ay süreyle engellenmiştir.

TEŞEKKÜR

Doktora tez çalışması süresince görüş ve düşünceleriyle desteklerini esirgemeyen saygıdeğer danışman hocam Sayın Prof. Dr. Kenan YAKUT' a teşekkür ve saygılarımı sunarım.

Tez izleme jürimin değerli üyeleri Sayın Prof. Dr. Kadir BAKIRCI ve Sayın Prof. Dr. Taner TEKİN' e de tez çalışmama değerli görüşleriyle sundukları katkılardan dolayı teşekkür ederim.

Doktora tez çalışmamda FBA-2022-10861 numaralı proje ile sağladıkları ekonomik desteklerden dolayı Atatürk Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinasyon Birimi' ne teşekkürlerimi sunarım.

Tez yazım aşamasında destek ve yardımlarını esirgemeyen Sayın Doç. Dr. Ahmet Numan ÖZAKIN' a, Doç. Dr. İlhan Volkan ÖNER' e, Doç. Dr. Faruk YEŞİLDAL' a, Arş. Gör. Muhammet Harun OSTA' ya ve Hassen GHALY' ye teşekkürü bir borç bilirim.

Sadece tezimin hazırlanma aşamasında değil hayatımın her döneminde hep yanımda olup desteklerini esirgemeyen eşim Bahar' a, kızım Zehra Nur' a ve oğlum Akif Emre' ye, aileme ve beni hiçbir zaman yalnız bırakmayan değerli dostlarıma sevgi ve şükranlarımı sunarım.

Cemal TOSUN

ÖZET

DOKTORA TEZİ

KASKAD ÇARPAN JET İLE MİNİ ISI ALICILARIN ISI ve AKIŞ KARAKTERİSTİKLERİNİN BELİRLENMESİ

Cemal TOSUN

Danışman: Prof. Dr. Kenan YAKUT

Amaç: Elektronik devre elemanları, mikro işlemci ve elektromekanik sistemlerin soğutulması, çalışma performanslarını arttırmak ve ömürlerini uzatmak için elzemdir. Çarpan hava jetleri yüksek ısı ve kütle transferi sağlamalarından dolayı; ısıtma, soğutma ve kurutma uygulamalarında yaygın olarak kullanılmaktadır. Çalışmada mikro işlemcilerin optimum sıcaklık değerleri arasında (80-40 °C) sorunsuz bir şekilde çalışabilmesini sağlamak kaskad çarpan jet ve diferansiyel ısı alıcı deney düzeneği kurulmuştur. Deney koşulları işlemcinin güvenli sınırdan rahatça çalışmasını sağlayacak aralıkta olacak şekilde belirlenmiştir. Kaskad çarpan jetle soğutmada optimum ısı alıcı etkilerinin belirlenebilmesi için deneyler yapılmış, ardından belirlenen ısı alıcılar diferansiyel ısı alıcı üretimi için referans olmuştur. Üretilen diferansiyel ısı alıcılar ve referans ısı alıcılarla farklı basınç, farklı nozul sayısı, sabit ısı akısı ve bu durumlar için akış özellikleri (spektrum analizör kullanılarak) araştırılmıştır. Sistem ANYS Fluent ile modellenerek deneysel verilerle karşılaştırılmıştır.

Yöntem: Yukarıdaki amaçlar doğrultusunda kaskad çarpan jet sisteminde geometrik parametrelerin ısı transferine etkilerinin araştırılması için deneyler yapılmıştır. Deneyler 1A akım, 12V sabit gerilim, $h/d=2$ (1,22 cm) nozul-ısı alıcı arası mesafe, 1-1,5-2 bar basınç, 20 G nozul çapı, 1-6 adet arasında nozul sayısında ve 80-40 °C sıcaklık değerleri arasında gerçekleştirilmiştir. Öncelikle 27 adet ısı alıcı test edilmiştir. Ardından diferansiyel ısı alıcıların üretimi yapılarak aynı şartlar altında deneyler yapılarak karşılaştırılmaları yapılmıştır.

Bulgular: 27 adet ısı alıcı içerisinde optimum soğutmaya sağlayan kare-3 ve kare-26 ısı alıcılar olduğu belirlenmiştir. Bu nedenle bu ısı alıcıların orta kanatlarının yüksekliği 1,5 ve 2 kat artırılarak kare-3 dif-1, kare-3 dif-2, kare-26 dif-3 ve kare-26 dif-4 diferansiyel ısı alıcılar üretilmiştir. Diferansiyel ısı alıcılarla yapılan deneylerde 6 nozul, 5 nozul, 4 nozul ve 3 nozul 1 bara kadar etkin soğutmanın gerçekleştiği belirlenmiştir. Nozul sayısının artışı ve diferansiyel kanatçık kullanımının merkezde oluşan yüksek sıcaklık sorununu etkili bir şekilde çözdüğü görülmüştür. Yapılan deneylerde tekli çarpan jete göre kaskad çarpan jet kullanımının, standart kanatçık yerine diferansiyel kanatçık kullanmanın soğutma üzerinde olumlu etkilerinin olduğunu göstermiştir.

Sonuç: Bu çalışmada, diferansiyel kanatçıklı ısı alıcıların, standart kanatçıklı ısı alıcılara göre daha etkin bir soğutma sağladığı belirlenmiştir. Aynı şartlar altında diferansiyel kanatçıklı ısı alıcıların soğutma performansının standart kanatçıklı ısı alıcılara göre ortalama %9,2 daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Bu araştırma, 5 nozul kullanılan kaskad çarpan jet sisteminin en etkili soğutmaya sağladığını göstermektedir. 2 bar basınç altında: En iyi soğutma performansı kare-26 dif-3 ısı alıcı ile 23,5 saniyede, 1,5 bar basınç altında kare-26 dif-3 ısı alıcı ile 28,5 saniyede, 1 bar basınç altında kare-26 dif-4 ısı alıcı ile 37 saniyede gerçekleşmiştir. CFD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) analizleri ile deneysel veriler karşılaştırıldığında: Deneysel sonuçlar 2 bar için %12,43, 1,5 bar için %16,79, 1 bar için %19,05 daha iyi soğutma performansı göstermiştir. Nozul sayısı ve basınç değeri azaldıkça soğutma performansı düşmekte ve soğutma süresi artmaktadır. Nozul sayısı ve basınç değerinin artması soğutma performansını ve soğutma süresini olumlu yönde etkilemektedir. Bu sonuçlar, sistem tasarımında ısı alıcı, nozul sayısı ve basınç değerinin optimizasyonunun, soğutma performansını artırmak için kritik öneme sahip olduğunu göstermektedir. Bu tür detaylı analizler, daha verimli soğutma sistemlerinin geliştirilmesine katkıda bulunabilir.

Anahtar Kelimeler: Kaskad çarpan jet, ısı transferi, diferansiyel ısı alıcı, soğutma

Temmuz 2024, 157 sayfa

ABSTRACT

Ph D. DISSERTATION

DETERMINATION OF HEAT AND FLOW CHARACTERISTICS OF MINI HEAT SINKS WITH CASCADE IMPINGEMENT JET

Cemal TOSUN

Supervisor: Prof. Dr. Kenan YAKUT

Purpose: The cooling of electronic circuit components, microprocessors, and electromechanical systems is essential for enhancing their performance and extending their lifespan. Impinging air jets are widely used in heating, cooling, and drying applications due to their high heat and mass transfer capabilities. In this study, a cascade impinging jet and differential heat sink experimental setup was established to ensure that microprocessors can operate smoothly within their optimal temperature range (80-40°C). The experimental conditions were determined to be within the range that would allow the processor to operate comfortably within its safe limits. Experiments were conducted to determine the optimum heat sink effects in cooling with cascade impinging jets, and the identified heat sinks served as references for the production of differential heat sinks. The produced differential heat sinks and reference heat sinks were investigated under different pressures, various nozzle numbers, constant heat flux, and the flow characteristics for these conditions (using a spectrum analyzer). The system was modeled using ANSYS Fluent and compared with the experimental data.

Method: In line with the above objectives, experiments were conducted to investigate the effects of geometric parameters on heat transfer in a cascade impinging jet system. The experiments were carried out under conditions of 1A current, 12V constant voltage, a nozzle-to-heat sink distance of $h/d=2$ (1,22 cm), pressures of 1-1.5-2 bar, a nozzle diameter of 20G, a nozzle count ranging from 1 to 6, and temperature values between 80-40°C. Initially, 27 heat sinks were tested. Afterwards, differential heat sinks were produced and experiments were carried out under the same conditions and comparisons were made.

Findings: Among the 27 heat sinks tested, it was determined that the square-3 and square-26 heat sinks provided the optimal cooling. Therefore, the heights of the middle fins of these heat sinks were increased by 1.5 and 2 times, resulting in the production of differential heat sinks named square-3 dif-1, square-3 dif-2, square-26 dif-3, and square-26 dif-4. In experiments conducted with the differential heat sinks, it was determined that effective cooling was achieved with 6 nozzles, 5 nozzles, 4 nozzles, and 3 nozzles up to 1 bar. It was observed that the increase in the number of nozzles and the use of differential fins effectively resolved the issue of high temperatures occurring at the center. The experiments demonstrated that the use of cascade impinging jets, as opposed to single impinging jets, and the use of differential fins instead of standard fins had positive effects on cooling.

Results: In this study, it was determined that differential finned heat sinks provide more efficient cooling compared to standard finned heat sinks. Under the same conditions, the cooling performance of differential finned heat sinks was observed to be, on average, 9.2% higher than that of standard finned heat sinks. This research demonstrates that the cascade impinging jet system with five nozzles provides the most effective cooling. At 2 bar pressure: the best cooling performance was achieved with the square-26 dif-3 heat sink in 23.5 seconds; at 1.5 bar pressure: with the square-26 dif-3 heat sink in 28.5 seconds; and at 1 bar pressure: with the square-26 dif-4 heat sink in 37 seconds. When comparing CFD (Computational Fluid Dynamics) analyses with experimental data: the experimental results showed 12.43% better cooling performance at 2 bar, 16.79% better at 1.5 bar, and 19.05% better at 1 bar. As the number of nozzles and pressure value decrease, cooling performance decreases and cooling time increases. Increasing the number of nozzles and pressure value positively affects cooling performance and cooling time. These results indicate that optimizing the heat sink, nozzle count, and pressure value in system design is crucial for enhancing cooling performance. Such detailed analyses can contribute to the development of more efficient cooling systems.

Keywords: Cascade impinging jet, heat transfer, differential heat sink, cooling

Temmuz 2024, 157 pages

İÇİNDEKİLER

KABUL ve ONAY TUTANAĞI	i
ETİK BİLDİRİM ve İNTİHAL BEYAN FORMU	ii
TEŞEKKÜR	iii
ÖZET	iv
ABSTRACT	v
İÇİNDEKİLER	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ	viii
TABLolar DİZİNİ	xiv
GİRİŞ	1
KURAMSAL TEMELLER	5
Çarpan Jet Sistemleri	5
Çarpan Jetlerin Geometrik ve Hidrodinamik Yapısı	6
Çarpan Jet ile Soğutma Sistemlerinin Yapısı	9
Sınırsız Serbest Yüzey Jetleri	9
Sınırsız Dalmış Jetler	10
Yarı Sınırlandırılmış Dalmış Jetler	10
Çarpan Yarı (Slot) ve Jet Dizileri	11
Eş-Eksenli Jetler	12
Kaskad (Çoklu) Çarpan Jetler	13
Kaskad (Çoklu) Çarpan Jetlerin Uygulama Alanları	15
Mini Kanallar (Isı Alıcılar)	16
Isı Transfer Mekanizmaları	19
Isı İletimi	19
Isı Taşınımı	20
Isı ışı nımı	21
Literatür Özetleri	22
MATERYAL ve METOT	38
Deney Düzen e ğ i	38
Basınç Ölçer	39
Debi Ölçer	40
Nozullar	41

Silikon Isıtıcılar	42
DC Güç Kaynağı	42
Veri Kaydedici	43
Mikrofon	44
Osiloskop ve Spektrum Analizör	44
Sinyal Jeneratörü	45
Isı transfer deneylerinin yapılış aşamaları.....	46
Isı transfer analizi	47
Belirsizlik analizi	48
Diferansiyel ısı alıcıların tasarımı	48
Tam Faktöriyel Metodu.....	50
Sayısal Analiz.....	51
ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA	55
Diferansiyel ısı alıcı geometrisinin önemi ve belirlenmesi.....	55
Diferansiyel mini ısı alıcılar için kaskad çarpan jetle ısı ve akış parametrelerinin analizi	64
Osiloskop ve spektrum analizör kullanım amacı ve doğrulama deneyi;.....	67
DeneySEL verilerin analizi.....	70
CFD Analizleri ile Deney Sonuçlarının Performanslarının Karşılaştırılması.....	102
SONUÇLAR.....	127
KAYNAKLAR.....	134
ÖZGEÇMİŞ.....	140

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1. Mikroçiplerin maksimum ısı akısı ve güç artış tahminleri.....	2
Şekil 2. Isıdan etkilenen mikroçiplerin görünümü	2
Şekil 3. Güç elektroniği sistemlerinde arıza nedenleri.....	3
Şekil 4. Jet yöntemleri.....	4
Şekil 5. Düz bir yüzeye çarpan dairesel lüleden çıkan akışkanın şematik görünümü.....	6
Şekil 6. Serbest jetin akış bölgeleri.	8
Şekil 7. Sınırsız serbest yüzey jeti.....	9
Şekil 8. Daldırılmış, yarı sınırlandırılmış jet, a) kısa levha-lüle mesafesi, b) uzun levha-lüle mesafesi	11
Şekil 9. Bir dizi yarıklı jetin yüzeye çarpması	11
Şekil 10. Yanma odalarında kullanılan eş-eksenli bir jetin genel görünüşü	12
Şekil 11. Kaskad (Çoklu) çarpan jet akışının şematik gösterimi.	13
Şekil 12. Kaskad (Çoklu) Çarpan Jetin Fiziksel Yapısı	14
Şekil 13. Kaskad (Çoklu) çarpan jetin geometrik parametreleri	15
Şekil 14. Gaz türbin kanadının soğutulması.....	15
Şekil 15. Kaskad (Çoklu) çarpan jet ile elektronik bir sistemin soğutulması	16
Şekil 16. Farklı jet diziliş biçimleri a) düzgün sıralı b) tek sıralı c) çoklu sıralı.....	16
Şekil 17. Örnek olarak kullanılan mini ısı alıcılar.....	18
Şekil 18. Kalınlığı Δx ve alanı A olan geniş bir düzlem duvarda ısı iletimi.....	20
Şekil 19. Sıcak bir yüzeyden havaya taşınım ile ısı transferi	21
Şekil 20. Bir yüzeye ve çevresindeki yüzeyler arasında ışıyım ısı transferi	22
Şekil 21. Deney düzeneği.....	38
Şekil 22. Deney düzeneğinin şematik görünümü.	39
Şekil 23. Basınç ölçer.....	39
Şekil 24. Debi ölçer.....	40
Şekil 25. 20G Nozullar.....	41
Şekil 26. Silikon ısıtıcı.	42
Şekil 27. DC güç kaynağı.....	42
Şekil 28. Veri kaydedici (FieldLogger).....	43
Şekil 29. Sistemde kullanılan yaka mikrofonu (2 adet).	44
Şekil 30. Osiloskop ve spektrum analizör.....	44

Şekil 31. Sinyal jeneratörü.	45
Şekil 32. Isı alıcıda gerçekleşen ısı transfer mekanizmaları.	47
Şekil 33. Üretimi yapılan ısı alıcılar.....	49
Şekil 34. Üretimi yapılan ısı alıcıların geometrik özellikleri.	49
Şekil 35. Ansys Workbench arayüzü.	52
Şekil 36. 1 nozul için kontrol hacminin mesh görüntüsü.	52
Şekil 37. 2 nozul için kontrol hacminin mesh görüntüsü.	52
Şekil 38. 3 nozul için kontrol hacminin mesh görüntüsü.	53
Şekil 39. 4 nozul için kontrol hacminin mesh görüntüsü.	53
Şekil 40. 5 nozul için kontrol hacminin mesh görüntüsü.	54
Şekil 41. 6 nozul için kontrol hacminin mesh görüntüsü.	54
Şekil 42. Farklı geometrilerdeki ısı alıcıların sıcaklık-zaman grafiği (6 nozul, 2 bar grafiği).	55
Şekil 43. Ön deney yapılan Kare-1/2/3 ısı alıcıların geometrik özellikleri.....	56
Şekil 44. Ön deney yapılan Kare-4/5/6 ısı alıcıların geometrik özellikleri.....	56
Şekil 45. Ön deney yapılan Kare-7/8/9 ısı alıcıların geometrik özellikleri.....	57
Şekil 46. Ön deney yapılan Kare-10/11/12 ısı alıcıların geometrik özellikleri.....	57
Şekil 47. Ön deney yapılan Kare-13/14/15 ısı alıcıların geometrik özellikleri.....	57
Şekil 48. Ön deney yapılan Kare-16/17/18 ısı alıcıların geometrik özellikleri.....	58
Şekil 49. Ön deney yapılan Kare-19/20/21 ısı alıcıların geometrik özellikleri.....	58
Şekil 50. Ön deney yapılan Kare-22/23/24 ısı alıcıların geometrik özellikleri.....	58
Şekil 51. Ön deney yapılan Kare-25/26/27 ısı alıcıların geometrik özellikleri.....	59
Şekil 52. Ön deney yapılan 5 mm kanat genişliğindeki ısı alıcılar.	59
Şekil 53. Ön deney yapılan 4 mm kanat genişliğindeki ısı alıcılar.	60
Şekil 54. Ön deney yapılan 3 mm kanat genişliğindeki ısı alıcılar.	60
Şekil 55. Ön deney yapılan 4x4 ve 5x5 ısı alıcıların 2 bar sonuçları	61
Şekil 56. En iyi sonuç veren kare-3 ve kare-26 ısı alıcılar.....	63
Şekil 57. Orta kanat yüksekliği 1,5 kat arttırılmış diferansiyel kanatçıklı ısı alıcı alıcının geometrik özellikleri (kare-3 dif-1).	64
Şekil 58. Orta kanat yüksekliği 2 kat arttırılmış diferansiyel kanatçıklı ısı alıcı alıcının geometrik özellikleri (kare-3 dif-2).	65
Şekil 59. Orta kanat yüksekliği 1,5 kat arttırılmış diferansiyel kanatçıklı ısı alıcı alıcının geometrik özellikleri (kare-26 dif-3).	65
Şekil 60. Orta kanat yüksekliği 2 kat arttırılmış diferansiyel kanatçıklı ısı alıcının geometrik özellikleri (kare-26 dif-4).	66
Şekil 61. Üretimi yapılan diferansiyel kanatçıklı ısı alıcılar.	66

Şekil 62. Osiloskop ve spektrum analizörün, sinyal jeneratörü ile doğrulama deneyi görüntüsü.	68
Şekil 63. 1 kHz doğrulama sonuçları.	69
Şekil 64. 5 kHz doğrulama sonuçları.	69
Şekil 65. 10 kHz doğrulama sonuçları.	69
Şekil 66. Mikrofon yerleşiminin yandan görünümü.	70
Şekil 67. 6 nozul ile yapılan 1, 1,5 ve 2 bar deneylerinin görünümü.....	72
Şekil 68. 6 nozul 2 bar basınçta belirlenen ısı alıcıların sıcaklık-zaman grafiği.....	72
Şekil 69. Kare-26 dif-3 ısı alıcı, 6 nozul, 2 bar için osiloskop ve spektrum analizör verileri.	73
Şekil 70. 6 nozul 1,5 bar basınçta belirlenen ısı alıcıların sıcaklık-zaman grafiği.....	74
Şekil 71. Kare-26 dif-4 ısı alıcı, 6 nozul 1,5 bar için osiloskop ve spektrum analizör verileri.....	74
Şekil 72. 6 nozul 1 bar basınçta belirlenen ısı alıcıların sıcaklık-zaman grafiği.....	75
Şekil 73. Kare-26 dif-4 ısı alıcı, 6 nozul 1 bar için osiloskop ve spektrum analizör verileri..	76
Şekil 74. 5 nozul ile yapılan 1, 1,5 ve 2 bar deneylerinin görünümü.....	77
Şekil 75. 5 nozul 2 bar basınçta belirlenen ısı alıcıların sıcaklık-zaman grafiği.....	77
Şekil 76. Kare-26 dif-3 ısı alıcı, 5 nozul 2 bar için osiloskop ve spektrum analizör verileri..	78
Şekil 77. 5 nozul 1,5 bar basınçta belirlenen ısı alıcıların sıcaklık-zaman grafiği.....	79
Şekil 78. Kare-26 dif-3 ısı alıcı, 5 nozul 1,5 bar için osiloskop ve spektrum analizör verileri.....	79
Şekil 79. 5 nozul 1 bar basınçta belirlenen ısı alıcıların sıcaklık-zaman grafiği.....	80
Şekil 80. Kare-26 dif-4 ısı alıcı, 5 nozul 1 bar için osiloskop ve spektrum analizör verileri.....	81
Şekil 81. 4 nozul ile yapılan 1, 1,5 ve 2 bar deneylerinin görünümü.....	82
Şekil 82. 4 nozul 2 bar basınçta belirlenen ısı alıcıların sıcaklık-zaman grafiği.....	82
Şekil 83. Kare-26 dif-3 ısı alıcı, 4 nozul 2 bar için osiloskop ve spektrum analizör verileri..	83
Şekil 84. 4 nozul 1,5 bar basınçta belirlenen ısı alıcıların sıcaklık-zaman grafiği.....	84
Şekil 85. Kare-26 dif-4 ısı alıcı, 4 nozul 1,5 bar için osiloskop ve spektrum analizör verileri.....	84
Şekil 86. 4 nozul 1 bar basınçta belirlenen ısı alıcıların sıcaklık-zaman grafiği.....	85
Şekil 87. Kare-26 dif-3 ısı alıcı, 4 nozul 1 bar için osiloskop ve spektrum analizör verileri.....	86
Şekil 88. 3 nozul ile yapılan 1, 1,5 ve 2 bar deneylerinin görünümü.....	87
Şekil 89. 3 nozul 2 bar basınçta belirlenen ısı alıcıların sıcaklık-zaman grafiği.....	87

Şekil 90. Kare-26 dif-3 ısı alıcı, 3 nozul 2 bar için osiloskop ve spektrum analizör verileri.....	88
Şekil 91. 3 nozul 1,5 bar basınçta belirlenen ısı alıcıların sıcaklık-zaman grafiği.....	89
Şekil 92. Kare-26 dif-4 ısı alıcı, 3 nozul 1,5 bar için osiloskop ve spektrum analizör verileri.....	89
Şekil 93. 3 nozul 1 bar basınçta belirlenen ısı alıcıların sıcaklık-zaman grafiği.....	90
Şekil 94. Kare-26 ısı alıcı, 3 nozul 1 bar için osiloskop ve spektrum analizör verileri.....	91
Şekil 95. 2 nozul ile yapılan 1, 1,5 ve 2 bar deneylerinin görünümü.....	92
Şekil 96. 2 nozul 2 bar basınçta belirlenen ısı alıcıların sıcaklık-zaman grafiği.....	92
Şekil 97. Kare-26 ısı alıcı, 2 nozul 2 bar için osiloskop ve spektrum analizör verileri.....	93
Şekil 98. 2 nozul 1,5 bar basınçta belirlenen ısı alıcıların sıcaklık-zaman grafiği.....	94
Şekil 99. Kare-26 ısı alıcı, 2 nozul 1,5 bar için osiloskop ve spektrum analizör verileri.....	94
Şekil 100. 2 nozul 1 bar basınçta belirlenen ısı alıcıların sıcaklık-zaman grafiği.....	95
Şekil 101. Kare-26 ısı alıcı, 2 nozul 1 bar için osiloskop ve spektrum analizör verileri.....	96
Şekil 102. 1 nozul ile yapılan 1, 1,5 ve 2 bar deneylerinin görünümü.....	97
Şekil 103. 1 nozul 1 bar basınçta belirlenen ısı alıcıların sıcaklık-zaman grafiği.....	97
Şekil 104. Kare-26 ısı alıcı, 1 nozul 2 bar için osiloskop ve spektrum analizör verileri.....	98
Şekil 105. 1 nozul 1,5 bar basınçta belirlenen ısı alıcıların sıcaklık-zaman grafiği.....	99
Şekil 106. Kare-26 ısı alıcı, 1 nozul 1,5 bar için osiloskop ve spektrum analizör verileri.....	99
Şekil 107. 1 nozul 1 bar basınçta belirlenen ısı alıcıların sıcaklık-zaman grafiği.....	100
Şekil 108. Kare-3 dif-1 ısı alıcı, 1 nozul 1 bar için osiloskop ve spektrum analizör verileri.....	101
Şekil 109. 6 nozul 2 bar basınç için CFD analizinde ısı alıcı yüzeyinde oluşan akım çizgileri ve sıcaklık konturleri.	102
Şekil 110. 6 nozul 2 bar hesaplamasında oluşan iterasyon grafiği.....	103
Şekil 111. 6 nozul 1,5 bar basınç için CFD analizinde ısı alıcı yüzeyinde oluşan akım çizgileri ve sıcaklık konturleri.	104
Şekil 112. 6 nozul 1,5 bar hesaplamasında oluşan iterasyon grafiği.....	104
Şekil 113. 6 nozul 1 bar basınç için CFD analizinde ısı alıcı yüzeyinde oluşan akım çizgileri ve sıcaklık konturleri.	105
Şekil 114. 6 nozul 1 bar hesaplamasında oluşan iterasyon grafiği.....	105
Şekil 115. 5 nozul 2 bar basınç için CFD analizinde ısı alıcı yüzeyinde oluşan akım çizgileri ve sıcaklık konturleri.	106
Şekil 116. 5 nozul 2 bar hesaplamasında oluşan iterasyon grafiği.....	107
Şekil 117. 5 nozul 1,5 bar basınç için CFD analizinde ısı alıcı yüzeyinde oluşan akım çizgileri ve sıcaklık konturleri.	108

Şekil 118. 5 nozul 1,5 bar hesaplamasında oluşan iterasyon grafiği.....	108
Şekil 119. 5 nozul 1 bar basınç için CFD analizinde ısı alıcı yüzeyinde oluşan akım çizgileri ve sıcaklık konturleri.	109
Şekil 120. 5 nozul 1 bar hesaplamasında oluşan iterasyon grafiği.....	109
Şekil 121. 4 nozul 2 bar basınç için CFD analizinde ısı alıcı yüzeyinde oluşan akım çizgileri ve sıcaklık konturleri.	110
Şekil 122. 4 nozul 2 bar hesaplamasında oluşan iterasyon grafiği.....	111
Şekil 123. 4 nozul 1,5 bar basınç için CFD analizinde ısı alıcı yüzeyinde oluşan akım çizgileri ve sıcaklık konturleri.	112
Şekil 124. 4 nozul 1,5 bar hesaplamasında oluşan iterasyon grafiği.....	112
Şekil 125. 4 nozul 1 bar basınç için CFD analizinde ısı alıcı yüzeyinde oluşan akım çizgileri ve sıcaklık konturleri.	113
Şekil 126. 4 nozul 1 bar hesaplamasında oluşan iterasyon grafiği.....	113
Şekil 127. 3 nozul 2 bar basınç için CFD analizinde ısı alıcı yüzeyinde oluşan akım çizgileri ve sıcaklık konturleri.	114
Şekil 128. 3 nozul 2 bar hesaplamasında oluşan iterasyon grafiği.....	115
Şekil 129. 3 nozul 1,5 bar basınç için CFD analizinde ısı alıcı yüzeyinde oluşan akım çizgileri ve sıcaklık konturleri.	116
Şekil 130. 3 nozul 1,5 bar hesaplamasında oluşan iterasyon grafiği.....	116
Şekil 131. 3 nozul 1 bar basınç için CFD analizinde ısı alıcı yüzeyinde oluşan akım çizgileri ve sıcaklık konturleri.	117
Şekil 132. 3 nozul 1 bar hesaplamasında oluşan iterasyon grafiği.....	117
Şekil 133. 2 nozul 2 bar basınç için CFD analizinde ısı alıcı yüzeyinde oluşan akım çizgileri ve sıcaklık konturleri.	118
Şekil 134. 2 nozul 2 bar hesaplamasında oluşan iterasyon grafiği.....	119
Şekil 135. 2 nozul 1,5 bar basınç için CFD analizinde ısı alıcı yüzeyinde oluşan akım çizgileri ve sıcaklık konturleri.	120
Şekil 136. 2 nozul 1,5 bar hesaplamasında oluşan iterasyon grafiği.....	120
Şekil 137. 2 nozul 1 bar basınç için CFD analizinde ısı alıcı yüzeyinde oluşan akım çizgileri ve sıcaklık konturleri.	121
Şekil 138. 2 nozul 1 bar hesaplamasında oluşan iterasyon grafiği.....	121
Şekil 139. 1 nozul 2 bar basınç için CFD analizinde ısı alıcı yüzeyinde oluşan akım çizgileri ve sıcaklık konturleri.	122
Şekil 140. 1 nozul 2 bar hesaplamasında oluşan iterasyon grafiği.....	123

Şekil 141. 1 nozul 1,5 bar basınç için CFD analizinde ısı alıcı yüzeyinde oluşan akım çizgileri ve sıcaklık konturleri.	124
Şekil 142. 1 nozul 1,5 bar hesaplamasında oluşan iterasyon grafiği.....	124
Şekil 143. 1 nozul 1 bar basınç için CFD analizinde ısı alıcı yüzeyinde oluşan akım çizgileri ve sıcaklık konturleri.	125
Şekil 144. 1 nozul 1 bar hesaplamasında oluşan iterasyon grafiği.....	125

TABLÖLAR DİZİNİ

Tablo 1. Mikro İşlemcilerin Çalışma Sıcaklıkları.	3
Tablo 2. Sektörlere göre MEMS Ürünleri	17
Tablo 3. Kanalların Boyutlarına Göre Sınıflandırılması.	19
Tablo 4. Çeşitli Maddelerin Isı İletim Katsayıları	20
Tablo 5. Çeşitli Maddelerin Isı Taşınım Katsayıları.....	21
Tablo 6. Deney Sisteminde Kullanılan Malzemeler.	39
Tablo 7. Basınç Sensörünün Teknik Özellikleri.	40
Tablo 8. Hava Debimetresine Ait Teknik Özellikler.	41
Tablo 9. 20G Nozulun Özellikleri.	41
Tablo 10. DC Güç Kaynağı Teknik Özellikleri.	43
Tablo 11. Veri Kaydedici Teknik Özellikleri.	43
Tablo 12. Osiloskopun Teknik Özellikleri.	45
Tablo 13. Spektrum Analizör Teknik Özellikleri.	45
Tablo 14. Kullanılan Cihazların Hassasiyeti ve Belirsizliği.	48
Tablo 15. Üretimi Yapılan Isı Alıcıların Ölçüleri.....	49
Tablo 16. Yapılan Deneylerde Kullanılan Basınç Değerine Karşılık Elde Edilen Debi ve Hızlar.	71
Tablo 17. 6 Nozul 2 Bar Analiz Sonucundaki Mesh Sayısı, Mesh Kalitesi ve Ortalama Yüzey Sıcaklığı Değerleri.....	103
Tablo 18. 6 Nozul 1,5 Bar Analiz Sonucundaki Mesh Sayısı, Mesh Kalitesi ve Ortalama Yüzey Sıcaklığı Değerleri.....	104
Tablo 19. 6 Nozul 1 Bar Analiz Sonucundaki Mesh Sayısı, Mesh Kalitesi ve Ortalama Yüzey Sıcaklığı Değerleri.....	106
Tablo 20. 5 Nozul 2 Bar Analiz Sonucundaki Mesh Sayısı, Mesh Kalitesi ve Ortalama Yüzey Sıcaklığı Değerleri.....	107
Tablo 21. 5 Nozul 1,5 Bar Analiz Sonucundaki Mesh Sayısı, Mesh Kalitesi ve Ortalama Yüzey Sıcaklığı Değerleri.....	108
Tablo 22. 5 Nozul 1 Bar Analiz Sonucundaki Mesh Sayısı, Mesh Kalitesi ve Ortalama Yüzey Sıcaklığı Değerleri.....	110
Tablo 23. 4 Nozul 2 Bar Analiz Sonucundaki Mesh Sayısı, Mesh Kalitesi ve Ortalama Yüzey Sıcaklığı Değerleri.....	111

Tablo 24. 4 Nozul 1,5 Bar Analiz Sonucundaki Mesh Sayısı, Mesh Kalitesi ve Ortalama	
Yüzey Sıcaklığı Değerleri.....	112
Tablo 25. 4 Nozul 1 Bar Analiz Sonucundaki Mesh Sayısı, Mesh Kalitesi ve Ortalama	
Yüzey Sıcaklığı Değerleri.....	114
Tablo 26. 3 Nozul 2 Bar Analiz Sonucundaki Mesh Sayısı, Mesh Kalitesi ve Ortalama	
Yüzey Sıcaklığı Değerleri.....	115
Tablo 27. 3 Nozul 1,5 Bar Analiz Sonucundaki Mesh Sayısı, Mesh Kalitesi ve Ortalama	
Yüzey Sıcaklığı Değerleri.....	116
Tablo 28. 3 Nozul 1 Bar Analiz Sonucundaki Mesh Sayısı, Mesh Kalitesi ve Ortalama	
Yüzey Sıcaklığı Değerleri.....	118
Tablo 29. 2 Nozul 2 Bar Analiz Sonucundaki Mesh Sayısı, Mesh Kalitesi ve Ortalama	
Yüzey Sıcaklığı Değerleri.....	119
Tablo 30. 2 Nozul 1,5 Bar Analiz Sonucundaki Mesh Sayısı, Mesh Kalitesi ve Ortalama	
Yüzey Sıcaklığı Değerleri.....	120
Tablo 31. 2 Nozul 1 Bar Analiz Sonucundaki Mesh Sayısı, Mesh Kalitesi ve Ortalama	
Yüzey Sıcaklığı Değerleri.....	122
Tablo 32. 1 Nozul 2 Bar Analiz Sonucundaki Mesh Sayısı, Mesh Kalitesi ve Ortalama	
Yüzey Sıcaklığı Değerleri.....	123
Tablo 33. 1 Nozul 1,5 Bar Analiz Sonucundaki Mesh Sayısı, Mesh Kalitesi ve Ortalama	
Yüzey Sıcaklığı Değerleri.....	124
Tablo 34. 1 Nozul 1 Bar Analiz Sonucundaki Mesh Sayısı, Mesh Kalitesi ve Ortalama	
Yüzey Sıcaklığı Değerleri.....	126

GİRİŞ

Günümüzde enerji tüketimi ve maliyetlerinin artışı, enerji verimliliğinin sağlanmasını zorunlu hale getirmiştir. Bu nedenle hem günlük yaşamda hem de endüstriyel süreçlerde ısı transferinin önemi artmıştır. Isı transfer mekanizmalarının iyileştirilmesine yönelik çalışmalarda, sadece ısı transferinin daha verimli hale getirilmesi yeterli olmamış; aynı zamanda kullanılan ekipmanların küçültülmesi, seri üretimin artması ve maliyetlerin yükselmesi gibi ek sorunlar da ortaya çıkmıştır. Ayrıca teknolojik gelişmelerle birlikte yüksek ısı akısı üreten mikro işlemcilerin, elektromekanik sistemlerin ve devre elemanlarının soğutulması büyük önem taşımaktadır. Yüksek ısı akısı altında kalan bu sistemlerin eklem sıcaklıkları artmakta, kullanıldığı cihazın performansını düşürmekte ve ömrünü kısaltmaktadır. Yüksek ısı akısına sahip sistemlerin sıcaklıklarını optimum seviyede kontrol altında tutabilmek için farklı soğutma yöntemleri kullanılmaktadır. Çarpan hava jeti ile soğutma (Kabakuş 2012), sıvı jeti ile soğutma (Baghel et al. 2020), mikro kanallarla soğutma (Manay vd 2012), mikro pompalarla soğutma (Singhal and Garimella 2007) ve sprej soğutma (Bostancı et al. 2009) yüksek ısı akısı gidermede kullanılan yöntemlerden bazılarıdır.

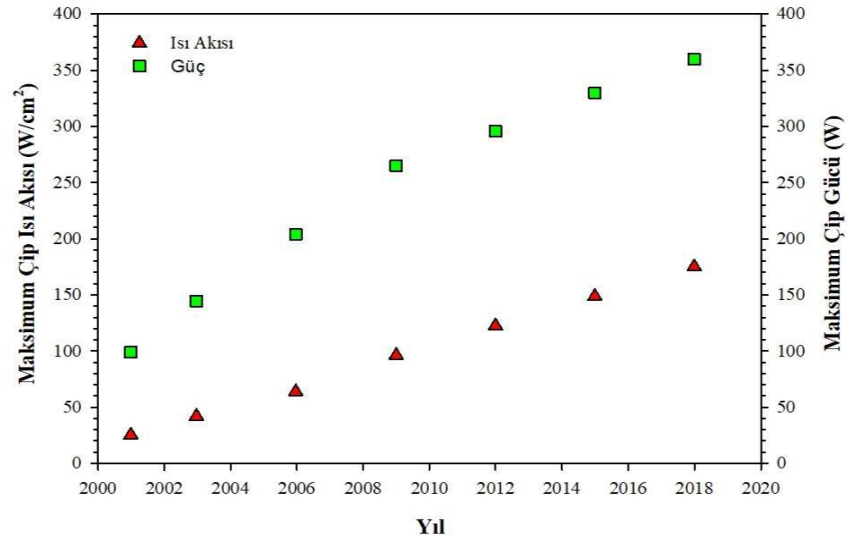
Yapılan araştırmalar, çarpan jetle kütle ve ısı transferinin küçük yüzey alanlarında uygulanabilen, hızlı, ekonomik ve verimli bir yöntem olduğunu ortaya koymuştur.

Çarpan jet, dikdörtgen veya dairesel bir lüleden çıkan akışkanın bir yüzeye çarpmasıyla elde edilir. Akışkanın yüzeye çarpması, sınır tabaka kalınlığının azalmasına neden olur. Bu azalma, yerel ısı taşınım katsayısının artmasına yol açar. Sonuç olarak, jetin çarptığı yüzeyde etkili ısı ve kütle transferi gerçekleşir.

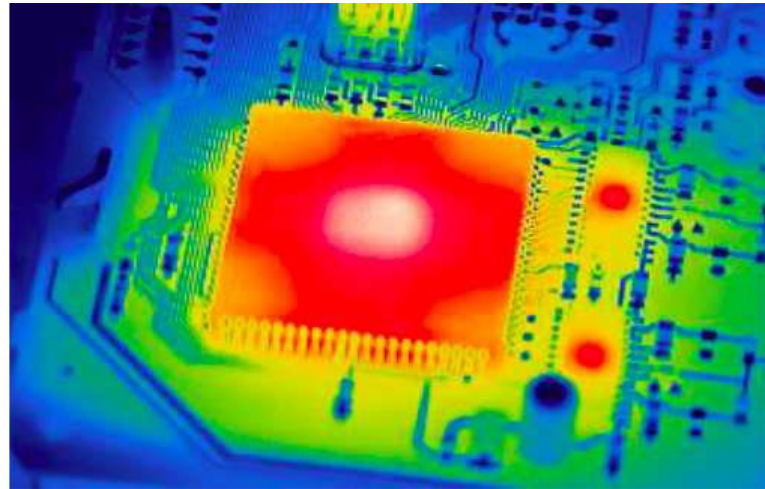
Endüstride, yüksek ısı transferi ve etkili soğutma sağlamak için en yaygın kullanılan yöntemlerden biri çarpan jetlerdir. Bu yöntemlerin kullanım amacı, minimum akışkan kullanımıyla maksimum ısı transferi elde etmektir. Çarpan hava jetleri, çarpma bölgesinde yoğun ısı ve kütle transferi sağladığı için tekli ve çoklu uygulamalarla elektronik parçaların soğutulmasında, tekstil, kağıt ve kereste kurutulmasında, cam sanayisinde, metallerin ısı işlemlerinde ve jet motorlu uçaklarda gaz türbin kanatlarının soğutulmasında yaygın olarak kullanılmaktadır (Karabey 2010).

Elektronik bileşenler havacılık sanayi, uzay teknolojileri, haberleşme cihazları, elektronik cihazlar vb. sektörlerde kullanılmaktadır. Belirtilen sektörlerde yaşanan gelişmeler sistemlerin küçülmesine ve daha kompakt hale gelmesine sebebiyet vermektedir. Yaşanan bu hızlı gelişmeler ve teknolojik gelişmelerle birlikte sistem bileşenlerinde işlem yoğunluğunun

yanında daha kompakt cihazların tasarımı önem kazanmıştır (Qian vd., 2018). Bununla birlikte sistem elemanlarından geçen akım miktarı da artmaktadır. Sistem içerisinde geçen akım miktarının artması elektronik devre elemanlarında ısı üretimi meydana getirirken sıcaklığında artmasına sebebiyet vermektedir. Sıcaklığın artması ısı verimliliğinin azalmasına, bununla birlikte elektronik sistem elemanlarında geri dönülmez hasarlara ve kullanım ömürlerinin azalmasına sebebiyet vermektedir (Ewe vd., 2022; Ghaisas ve Krishnan, 2021). Meydana gelen hasarlar sistem elemanlarında işlevlerini yerine getirememe ve cihaz performansında da önemli ölçüde azalmalara sebebiyet vermektedir. Hasarların önüne geçmek için uygun soğutma prosesleri kullanılarak sıcaklık değişiminin kontrol altına alınması gerekmektedir. Aşağıdaki şekilde elektronik sistem elemanlarının yıllar geçtikçe ürettiği en yüksek ısı akısı ve sağladığı en yüksek güç artışı belirtilmektedir.

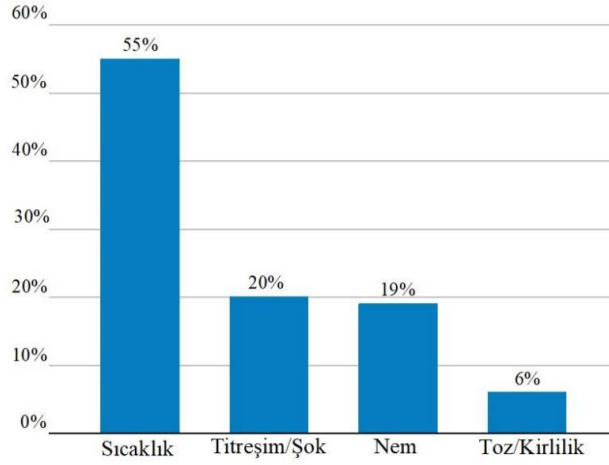


Şekil 1. Mikroçiplerin maksimum ısı akısı ve güç artış tahminleri (Murshed ve Castro 2017).



Şekil 2. Isıdan etkilenen mikroçiplerin görünümü (Nichilo 2018).

Elektronik devre elemanlarında, kullanıcı ya da çevresel kaynaklı arızalar oluşabilmektedir. Çevresel arızalar nem, toz, kir, titreşim ve en önemli faktör sıcaklık olarak sıralanabilir. Sıcaklık artışı elektronik devre elemanlarının bağlantılarında kırılma, erime ya da kopmalara neden olabilmektedir. Sistem elemanlarında meydana gelen hasarların kaynakları aşağıdaki şekilde verilmiştir.



Şekil 3. Güç elektroniği sistemlerinde arıza nedenleri (Jones-Jackson vd., 2021).

Teknolojinin gelişmesiyle birlikte ısı üretimi fazla olan mikro işlemciler ve elektronik elemanlardaki gelişmelerden dolayı bu elemanların soğutulması amacıyla çarpan jet uygulamalarının başlamasını sağlamıştır.

Bilgisayarda herhangi bir işlem yapılmadığı durumda mikroişlemcinin sıcaklığı, bileşenlerin sıcaklığı ile ölçülür. Bu durumda mikroişlemci için normal sıcaklık 30 °C ila 40 °C arasında olmaktadır. Oyun performansı sırasında mikroişlemcinin ortalama sıcaklığı ise 70 °C ile 80 °C arasında değişmektedir (Editor 2021). CPU'nun 80 °C'nin üzerinde çalışması, aşırı ısınma ve potansiyel tehlikeler yaratmaya başlar (Editor 2021; Moore 2016).

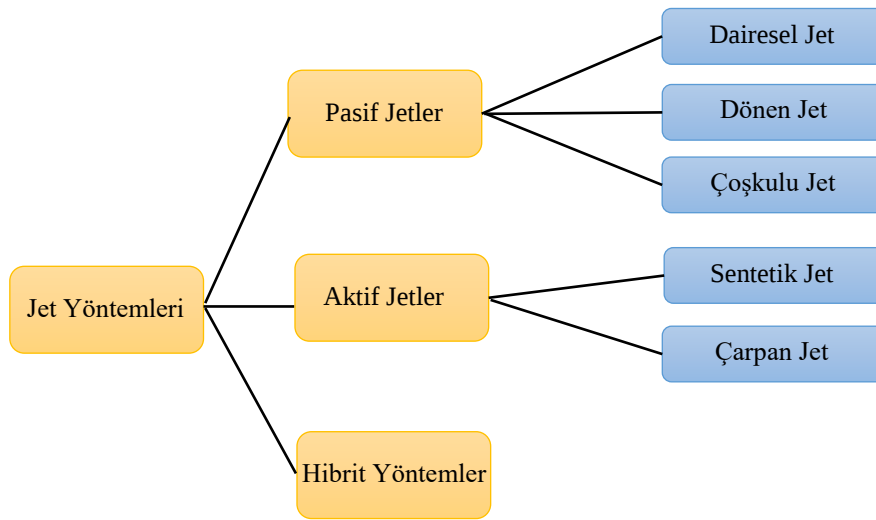
Tablo 1. Mikro İşlemcilerin Çalışma Sıcaklıkları.

100 °C Tehlike	60 °C Normal
80 °C Sıcak (%100 Yük)	50 °C Normal (Orta Yük)
75 °C Ilık	40 °C Normal
70 °C Ilık (Ağır Yük)	30 °C Soğuk (İşlem Yapılmadan)

Mikroişlemci sıcaklıklarının 80°C veya üzerinde olması, cihazda bir sorun olduğunu işaret eder. Bu durumda fanın bozulmuş olabileceği, tozlanmış olabileceği veya termal macunun düzgün şekilde kullanılmamış olabileceği düşünülür (Moore 2016). Bilgisayarların

mikroişlemcilerini genellikle fanlar ve hava akışkanıyla soğuttuğu göz önünde bulundurulmalıdır.

Çarpan hava jet prosesleri, elde edilen bölgesel ısı transferi miktarı bakımından hava akımıyla zorlanmış taşınımın üst sınırını oluşturmaktadır. Bu nedenle elektronik parçaları çarpan hava jetleriyle soğutma uygulamaları büyük önem kazanmıştır. Elektronik sistemlerin verimine etki eden en önemli unsur çalışma sıcaklıklarıdır. Çalışma sıcaklıklarından dolayı ortaya çıkan gerilmeler sistemlerin bozulmasına ve verimlerinin oldukça düşmesine sebebiyet vermektedir. Bu tip sistemlerde ısınan parçaların tek bir çarpan jetle veya tüm sistemin çarpan jet dizileriyle soğutulması, bu tip elektronik devrelerin korunması için önemli uygulamalardan birisi olmuştur.



Şekil 4. Jet yöntemleri (Maghrabie 2021).

Çarpan jetlerin ısı transferi ve akış özellikleri, jet çıkışındaki hız profiline, jet geometrisine, jet ile plaka arasındaki uzaklığa, jet ile plaka arasındaki sıcaklık farkına, jet içerisindeki akışın karakteristiği gibi farklı parametrelere bağlı olarak değişmektedir.

Çarpan jetlerin verimini etkileyen faktörler, yüzeye çarpıtılan akışkan hızına ve sıcaklığına, şekli, lüle açısı, lüleler arası mesafeye ve miktarı, lüle ile çarpıtılan levha veya kanalın arasındaki mesafeye, Reynolds sayısının büyüklüğü ile akışın türbülanslı veya laminar olmasıdır.

KURAMSAL TEMELLER

Günümüzde enerji tüketimlerinin ve maliyetlerinin büyük bir hızla artmasıyla, üretilen enerjiyi en verimli şekilde kullanmayı zorunluluk haline getirmiştir. Bundan dolayı gündelik hayatta ve endüstriyel proseslerde ısı transferinin önemi daha da artmıştır. Isı transfer mekanizmalarını iyileştirmek için yapılan çalışmalarda, sadece ısı transferinin verimini arttırmak yeterli olmamıştır; ayrıca kullanılan elemanların küçülmesi, artan maliyetler ve seri üretimin artması gibi ek sorunlar da ortaya çıkmıştır. Ancak yapılan araştırmalar sonucunda, çarpan jetle kütle ve ısı transferinin hızlı, verimli, bütçe dostu ve küçük yüzey alanlarında uygulanabilen bir yöntem olduğu belirlenmiştir. Bunun yanı sıra mini ve makro boyuttaki ısı değiştiriciler az akışkan kullanımı, küçük boyut, yüksek ısı iletkenlik vb. özellikleri barındırırlar. İki sisteminde avantajlarının çok olmasından dolayı birlikte kullanılarak birçok sistemde yüksek ısı kaynaklı problemlerin giderilmesinde önemli rol oynayacağı literatürde yapılan farklı çalışmalarla kısmen ortaya konulmuştur. Enerji verimliliğinin çok büyük önem kazandığı günümüz koşullarında ısı transferini iyileştirerek verimliliğin artırılması da en az enerji üretimi kadar elzemdir.

Çarpan Jet Sistemleri

Çarpan jet sistemleri, farklı kesitlerdeki lülelerden çıkan akışkanların, hedef yüzeye yönlendirilerek çarpmasıyla oluşur. Bu süreçte, çarpma bölgesindeki sınır tabaka kalınlığı, kullanılan akışkanların hızlarına bağlı olarak azalır ve böylece yerel ısı taşınım katsayısı artar. Ayrıca, kanatçıkların farklı açılarda ve geometrilerde dizilimleri ve bazı geometrik özelliklerin değiştirilmesiyle tasarlanan kanat şekilleri, vorteks yapılarını büyütüp veya kararsızlıkları artırarak farklı vortekslerin akışta oluşmasını sağlar. Bu şekilde çarpan jetin etkisiyle, çarpma bölgesi yüzeyinde ısı transferi gerçekleşir. Çarpan jetle ısı transferi sırasında genellikle, yüzey ile etrafındaki akışkanın taşınım ile ısı transferini artırmak için kanatçıklı ısı alıcılar kullanılmaktadır. (Yakut 2013).

Çarpan hava jetleri yüksek kütle ve ısı transferi sağlamaları nedeniyle; kurutma, soğutma ve ısıtma proseslerinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Çarpan jet ile soğutma yaygın olarak;

- Elektrik ve elektronik ürünlerin soğutulmasında
- Gaz türbinlerinin kanatlarının soğutulmasında
- Cam temperlemede
- Tekstil ürünleri, kağıt ve kereste kurutmada

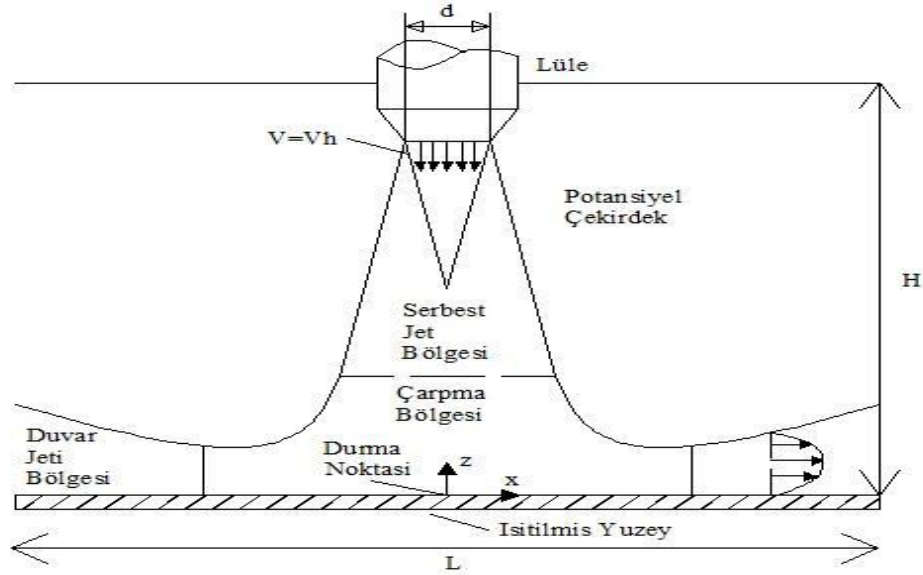
- Metallerin ısıtılma işlemlerinde
- Baya sanayisinde
- Jet motorlarının soğutulmasında gibi alanlarda kullanılmaktadır.

Çarpan jet ile ısı transferini;

- kanatçık-lüle arası mesafe
- Kanatçıkların geometrisi boyu
- Akışkanın türü
- Akışkan sıcaklığı
- Reynolds sayısının değeri
- Akışın türbülanslı ya da laminar olması
- Akışkanın plakaya geliş açısı (lüle açısı)
- Akışkanın plakaya geliş hızı vb. parametreler etkilemektedir.

Çarpan Jetlerin Geometrik ve Hidrodinamik Yapısı

Çarpan jet sistemleri; durma-çarpma bölgesi, serbest jet bölgesi ve duvar jet bölgesi olarak üçe ayrılır. Çarpan jetin görünüşü şekil 5'te verilmiştir.



Şekil 5. Düz bir yüzeye çarpan dairesel lüleden çıkan akışkanın şematik görünümü.

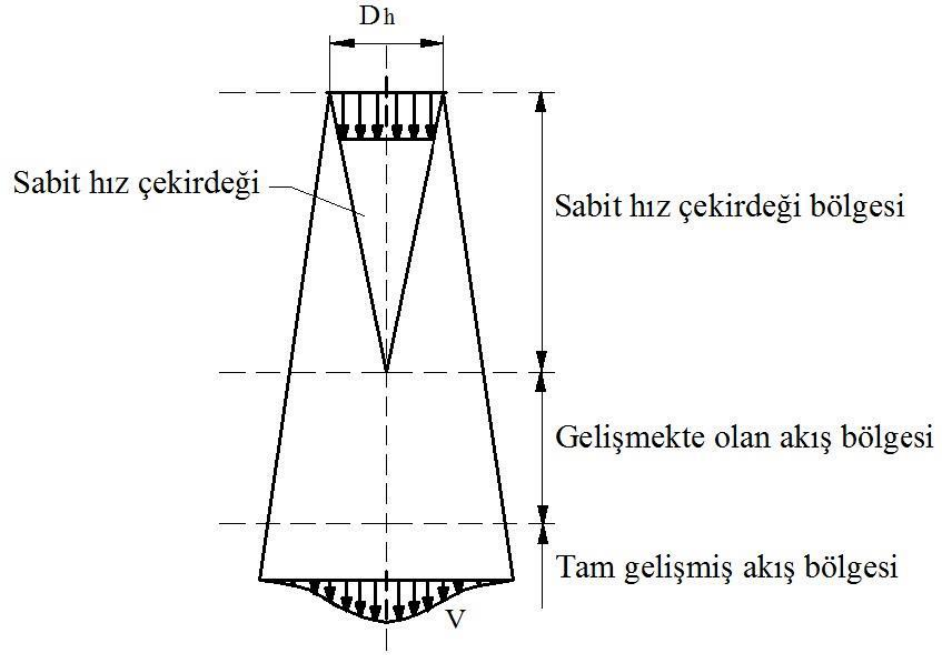
Serbest jet bölgesinde, durgun çevre ile jet arasında kütle, momentum ve enerji aktarımı mevcuttur. Bu durum, jet içerisinde radyal yönde sabit olmayan hız profilinin oluşmasına, toplam kütleli debinin artmasına, jetin serbest sınırının genişlemesine, sabit hız

çekirdeği bölgesinin daralmasına ve jet sıcaklığının düşmesine sebep olur. Serbest jet bölgesinde akış çarpma yüzeyinden etkilenmemektedir. Serbest jet bölgesinde, jetin kesiti boyunca hız profili sabit değildir. Jetin çıkış noktasından itibaren artan mesafeye bağlı olarak, jet ile çevresi arasındaki momentum transferi nedeniyle jetin serbest sınırı genişlerken, sabit hız çekirdeği daralır. Mesafe arttıkça hız azalır. Bu bölge, kayma gerilmelerine maruz kalır. Çekirdeğin olduğu bu bölgede, lüle merkez hattında akış hızı her zaman lüle çıkış hızına eşittir. Akışkan genellikle viskozitesiz kabul edildiği için bu bölge potansiyel çekirdek bölgesi olarak adlandırılır.

Çarpma veya durma bölgesinde akış, çarptığı yüzeyden etkilenmektedir ve akışın çarpma yüzeyine dik konumdan paralel konuma geçmesine sebep olur. Bu bölge içindeki hız, çarpma yüzeyine dik yönde azalırken, çarpma yüzeyine paralel yönde artışa neden olmaktadır. Çarpma yüzeyine dik ve paralel hızların sıfır olduğu durma noktası aynı bölge içerisinde görülmektedir. Durma bölgesinin özelliklerinden biri de çarpma yüzeyine yakın bölgede sınır tabakasının incelenmesiyle ortaya çıkan, akışın hareketlenmesiyle sınır tabakasının incelenmesi, bununla birlikte çevreyle momentum aktarımı sebebiyle sınır tabakasının kalınlaşma etkilerinin birbirini dengelemesiyle sınır tabaka kalınlığının fazla değişmemesidir.

Çarpma bölgesinde, önce yavaşlayıp daha sonra hızlanan akış, duvar jeti bölgesine ulaştığında, çarpma yüzeyine paralel bir akış sergiler. Bu bölgede, çevrede hareketsiz duran akışkanla momentum aktarımı ve çarpma levhası etkileşiminden dolayı yavaşlar. Bu bölge içindeki hızlar serbest ve çarpma yüzeyinde sıfır değerini alır. Duvar jeti ve durma bölgesinde, jet ile çarpma yüzeyi arasındaki yoğun etkileşim, bu bölgelerdeki yerel ısı transferini etkilediği gibi aynı zamanda ortalama ısı transferini de etkilemektedir. Bu alanda, paralel akışa kıyasla daha yoğun bir ısı transferi sağlanır çünkü çevre havası ile jet akışkanı arasındaki kayma gerilmeleri, alt levhadaki sınır tabakaya aktarılır. Taşınım ile ısı transferi hem durma bölgesinde hem de duvar jeti bölgesinde meydana gelir.

Serbest jet bölgesi, şekil 6'daki gibi kendi içinde sabit hız çekirdeği bölgesi, gelişmekte olan akış bölgesi ve tam gelişmiş akış bölgesi olarak üç alt bölgeye ayrılabilir.



Şekil 6. Serbest jetin akış bölgeleri.

Sabit hız çekirdeği bölgesinde, lüle merkez hattında akış hızı daima lüle çıkış hızıyla eşittir. Bu bölgenin boyu, jet çıkış geometrisi, lüle çıkışındaki hız profili ve türbülans seviyesine bağlı olarak değişir. Sabit hız çekirdeği bölgesi genellikle akışkanın viskozitesiz kabul edildiği için potansiyel çekirdek olarak bilinir. Literatürde, lüle çıkışındaki jet hızının % 95' ine kadar olan bölge genellikle potansiyel çekirdek olarak tanımlanmaktadır (Ashforth-Frost vd. 1997).

Çevre ile jet arasındaki momentum aktarımı sebebiyle, jetin merkezindeki hızın azalması, gelişmekte olan akış bölgesinde belirgin hale gelir. Bu bölgenin sonunda, akış tam gelişmiş bir hal alır. Rajanatham (1976), “tam gelişmiş bölgedeki jetin genişlemesinin ve hızdaki azalmanın doğrusal olduğunu” ifade etmiştir.

Viskanta, Re sayısına bağlı olarak dairesel serbest jetleri:

- Yayınımli laminar jet, $Re < 300$
- Tam laminar jet, $300 < Re < 1000$
- Geçişli ya da Yarı türbülanslı jet, $1000 < Re < 3000$
- Tam türbülanslı jet, $Re > 3000$

şeklinde sınıflandırmıştır. Bunun yanı sıra çıkışta laminar olan bir jetin, çarpmadan önce hala laminar olup olmasının, jetin Reynolds sayısı, jet çıkışındaki hız profili, jet ile plaka arası mesafe, jetin sınırlı olup olmadığı gibi bir dizi faktöre bağlı olduğu belirtmiştir (Çengel ve Cimbala 2007).

Çarpma Jet ile Soğutma Sistemlerinin Yapısı

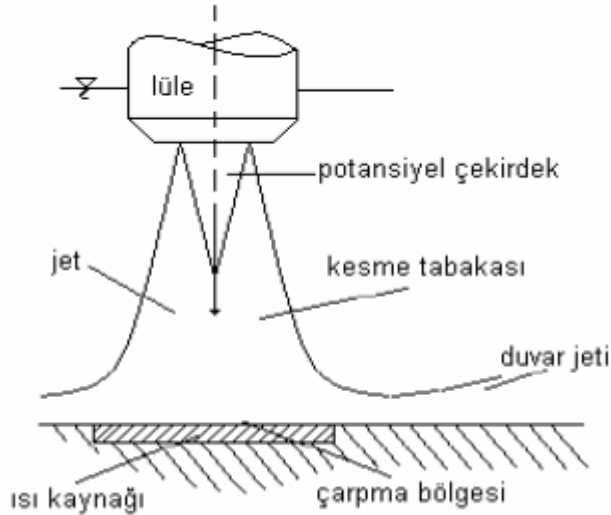
Çarpma jet ile soğutma sistemleri:

- Sınırsız veya sınırlandırılmış jetler,
- Tekli ya da çoklu jetler,
- Dairesel tipli jetler,
- Yarık tipli jetler,
- Daldırılmış ya da serbest yüzeyli jetler,
- Lüle tipi ve geometrisine göre değişen jetler (eş eksenli, dönen jetler vb.)

şeklinde sınıflandırılabilirler.

Sınırsız Serbest Yüzey Jetleri

Serbest yüzey jetini diğer jetlerden ayıran en önemli özellik, sıvı-gaz ara yüzeyindeki kesme gerilmesinin ihmal edilebilecek düzeyde olmasıdır. Bu özellik sayesinde, jetin ana hız profili lüleden çarpma yüzeyine doğru hareket ederken yer çekiminden etkilenmeden korunur. Ancak, “eğer jet yer çekimi merkezine doğru yönlendirilmişse, yer çekimi ivmesiyle jet hızı, lüle çıkış hızını” aşacaktır. Son zamanlarda soğutma koşulları için bu etki ihmal edilebilir düzeydedir, ancak duvar sürtünme etkilerine, hız profillerine ve türbülans seviyesine bağlı olarak, jet lüleden ayrılırken bazı değişiklikler gösterebilir. (Stevens ve Webb, 1992).



Şekil 7. Sınırsız serbest yüzey jeti (Can, 1997).

Jet, çarpma yüzeyine yaklaştıkça, yüzeye normal yönde yavaşlar ve paralel yönde hızlanır. Bu değişiklikler, yüzeye paralel, belirgin bir basınç dağılımının meydana geldiği çarpma bölgesinde oluşur. Eğer jet türbülanslı ise, basınç dağılımı çarpma bölgesinde akışı laminar hale getirme eğilimindedir. Bununla birlikte, basınç dağılımı sıfıra düşerek akış

yönünde duvar jet bölgesinde türbülansa geçişi tetikler. Dairesel ve serbest yüzey jeti şekil 7’de gösterilmiştir.

Sınırsız Dalmış Jetler

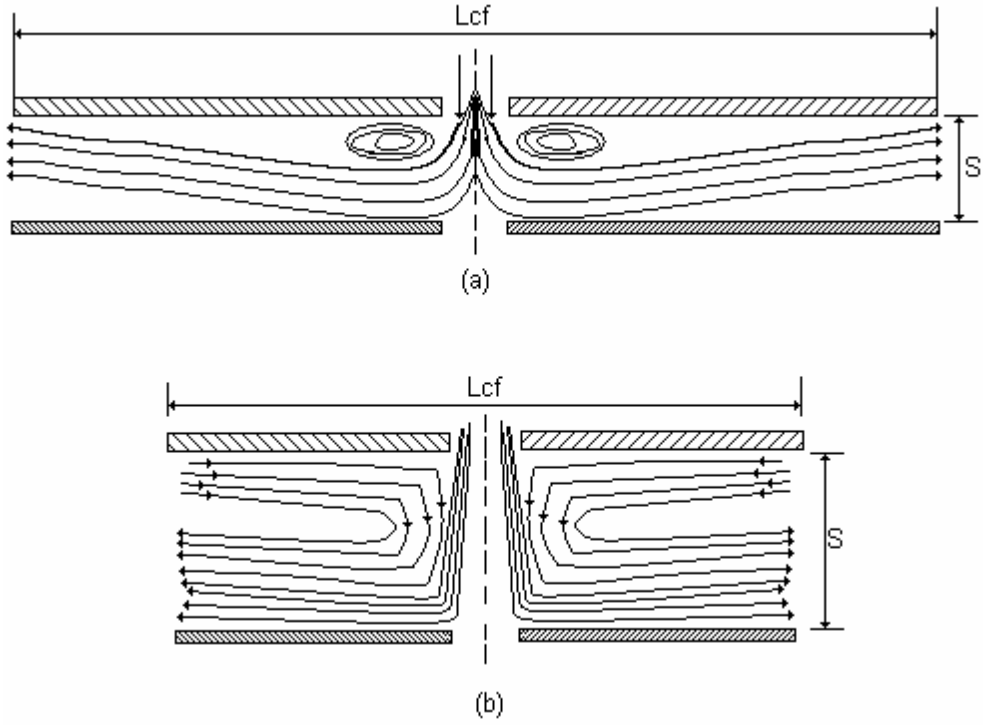
Şekil 7’ de gösterilen dalmış, asimetrik ve sınırsız püskürtmeli bir jet; serbest jet, çarpma bölgesi ve duvar jeti olarak üç temel bölgeye ayrılır. Serbest jet, lüle çıkışında akış yönünde gelişen çevre akışkanının kesit tabakasında yanal yayılımıyla karakterize edilir. Lüleden uzaklaştıkça, kesit tabakası genişler ve içindeki akışkan hızı kesit tabakasından etkilenmediği için potansiyel çekirdek küçülerek kaybolur. Potansiyel çekirdeğin ucunda, jetin eksenindeki hızın azalırken, hız profili çan eğrisi şeklini alır. Potansiyel çekirdeğin uzunluğu, Reynolds sayısı ve lüle çapına bağlı olarak değişiklik gösterir. Lüle-levha arası mesafe, h/d oranına ve özellikle çarpma yüzeyinin potansiyel çekirdeğin altında olup olmadığına bağlı olarak, dalmış jet püskürtmeli sistemlerde ısı transferinin serbest yüzeyli jetlere göre daha hassas olabileceği anlaşılabılır. Akış, çarpma bölgesini terk ederken türbülans bir miktar artar. Duvar jeti bölgesinde ise, jet ile çevre akışkan arasındaki momentum iletimi sonucunda yavaşlama gözlenir.

Yarı Sınırlandırılmış Dalmış Jetler

Modern elektronik cihazlar genellikle küçük yapıda tasarlanır, bu da onları küçük hacimlere sığdırma zorunluluğunu doğurur. Bu durum, akış üzerinde bir tür sınırlama etkisi oluşturur. Yarı sınırlandırılmış kare kesitli slot (yarık) jetlerde, “jetin püskürtme düzleminde ve soğutma yüzeyine paralel olarak bir duvar” bulunur. Bu duvar, “nihayetinde iki plaka arasındaki paralel akışı” sınırlar. Eğer sınırlama yüzeyinin genişliği, lüle genişliği ve plaka mesafesine göre büyükse, akış girişi jetin her iki tarafında da dolaşım oluşturacaktır.

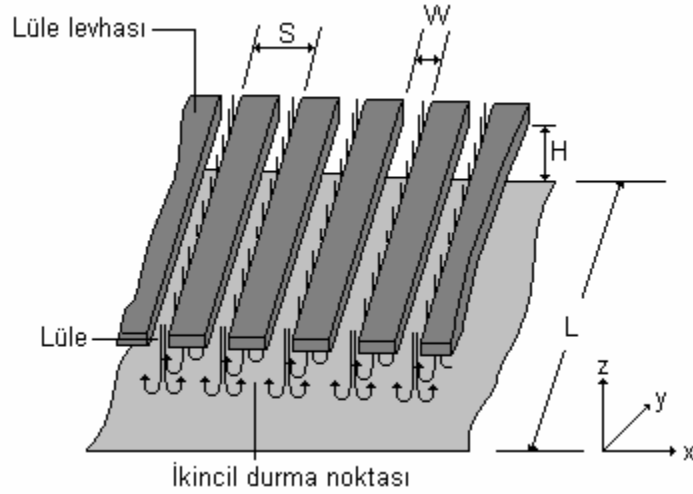
Lüle-levha mesafesi arttıkça, akış sınırlandırılma duvarı dışından etkilenir ve böylece sınırlandırma duvarının akıştaki etkisi ve jet altındaki ısı transferine olan etkisi azalır. Bu eğilim, mesafe arttıkça devam eder ve sonunda sistem sınırlandırılmamış jetlerdeki gibi davranmaya başlar.

Sınırlandırılmamış jetlerde, çarpma levhası boyunca basınç dağılımı genellikle çan eğrisi şeklindedir. Ancak, potansiyel çekirdek boyunun lüle-levha mesafesinden büyük olduğu durumlarda, sirkülasyon nedeniyle akışın büzülmesi, durağan noktanın her iki yanındaki basıncı çevre basıncının altına düşürür. Bu durum, duvar boyunca güçlü bir ivmelenmeye yol açar. Daha sonra, basınç akış yönünde türbülansa geçişi veya sınır tabaka ayrımını sağlayan ters bir değişimle eski değeri olan çevre basıncına yükselir.



Şekil 8. Daldırılmış, yarı sınırlandırılmış jet, a) kısa levha-lüle mesafesi, b) uzun levha-lüle mesafesi (Çelik 2006).

Çarpan Yarık (Slot) ve Jet Dizileri



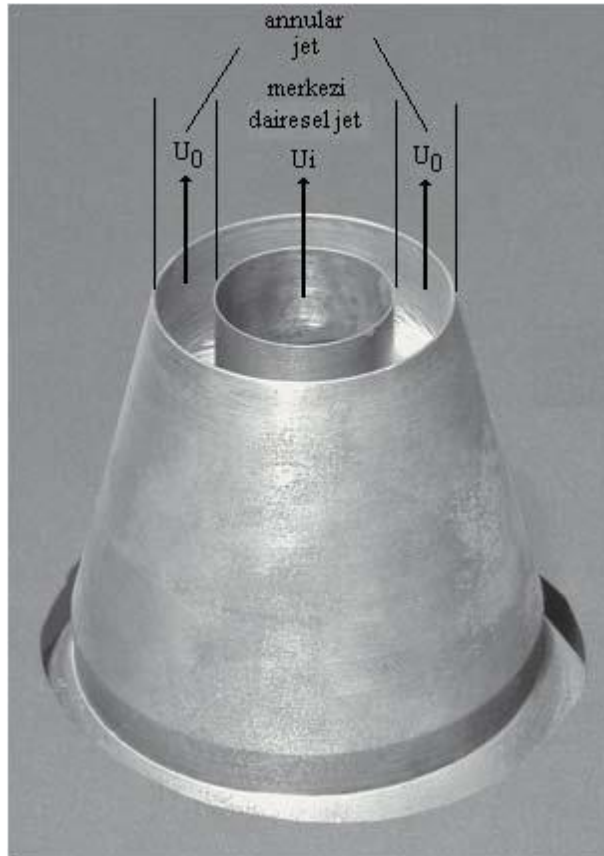
Şekil 9. Bir dizi yarıklı jetin yüzeye çarpması (Incropera and DeWitt 2001).

Lüle dizileri, çarpma tabanlı kütle ve ısı transferinin beraber gerçekleştiği proseslerde sıkça kullanılır. Birçok çarpma ile ısı (kütle) transferi düzenekleri, Şekil 10'da görüldüğü gibi yarıklı jet dizilerinden oluşur. Her bir lüleden püskürtülen “serbest jet, durma ve duvar jeti bölgelerini” içeren akışa ek olarak, “bitişik duvar jetleri” arasındaki etkileşiminden kaynaklanan ikincil “durma bölgeleri” oluşmaktadır. Bu tür düzeneklerde, jetler genellikle hedef levha ile lüle levhası arasındaki sınırlı hacme püskürtülür. Toplam ısı veya kütle

transferi, kullanılmış gazın, sıcaklık (madde yoğunluğu) lüle çıkışı ile hedef levhadaki değerler arasında olduğu durumlarda, sistemden kolayca atılabilmesiyle yakından ilişkilidir. Şekil 10'da görülen düzenekte, kullanılmış gaz yukarı doğru hareket eder ve lülelerden dışarı çıkamadığı için, simetrik olarak $\pm y$ yönünde akar. “Kullanılmış gazın sıcaklığı (yüzey soğutuluyorsa) veya madde yoğunluğu (yüzeyden buharlaşma gerçekleşiyorsa) y yönünde arttığı için, yüzey gaz sıcaklık (yoğunluk) farkı ve buna bağlı olarak ısı veya kütle akıları” azalır. Bu problemi çözmek için, kullanılmış gazın yukarı doğru hareket ederek lülelerin arasından yeniden çevreye atılması düşünülebilir.

Eş-Eksenli Jetler

Farklı akımların karışımını içeren eş-eksenli jetler, mühendislik çalışmalarında önemli bir yer tutar. “İtici güç sistemlerinin ve güç üreten gaz türbini sistemlerinin yanma odalarında, atık yakıtların yanma sistemleri ve yakıtla havanın karışımını sağlama gibi durumlarda” kullanılırlar. Günümüzde, ortalama yanma parametrelerinin üstünde bir performans sağlayarak hava ile yakıtı etkili bir şekilde karıştıran bir jet, iyi tasarlanmış olarak kabul edilir.



Şekil 10. Yanma odalarında kullanılan eş-eksenli bir jetin genel görünüşü (Çelik 2006).

Eş-eksenli türbülanslı jetler, akışın karışımını veya kesişmesini içerdikleri için, yanma odalarının dışında jet pompalarından iticilere, çoğaltıcılardan karışım tanklarına, atık gazlardan petrol esaslı yangınlara, hatta soğutma sistemlerine ve ön-karıştırıcı odalara kadar

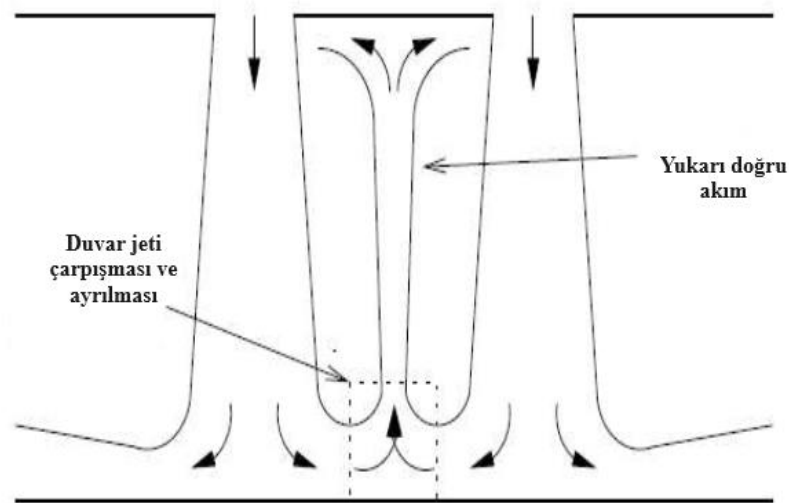
çeşitli uygulamalarda kullanılır. Son yıllarda ise, bu jetlerin özellikle yanma dışındaki alanlarda, aerodinamik endüstrisinden iklimlendirme sektörüne kadar geniş bir alanda kullanılmaya başlanması, akış dinamiği ve ısı transferi karakteristiklerine olan ilgiyi artırmıştır. Eş-eksenli jetlerde, akışı etkileyen en önemli faktörler ise hız oranı ve çap oranı gibi parametrelerdir.

Eş-eksenli jetler, uygulamalı mühendislik alanında kullanılmalarının yanı sıra, akış karakteristiklerinin her durumda incelenmesi önemli bir konudur. İki farklı akımın karışma olayı, farklı akış koşullarında başlayan bu iki akımın yüksek ölçekli uygun yapıları içermesi ve türbülans karışımı, bugüne kadar çeşitli araştırmacılar tarafından ele alınan konuların başında gelmektedir.

Kaskad (Çoklu) Çarpan Jetler

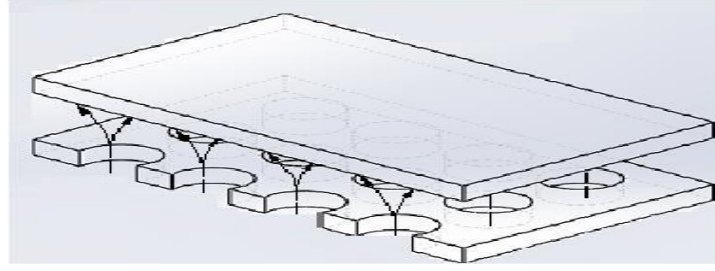
Çoklu çarpan jetler, belirli aralıklarla dizilen ve genel olarak aynı ortamdan beslenen ya da rüzgar tüneline üretilen jetlerin tamamına denir. Yüksek mekanik ve ısı verimleri sebebiyle endüstride birçok alanda (ısıtma, soğutma, tekstil vb.) kullanılmaktadır.

Çoklu çarpan jetlerin yüksek ısı transferine sahip olmalarının en bariz nedenleri durma bölgesinde sınır tabaka oluşmaması ve besleme havasının çarpıtılan plaka üzerine dağıtılarak soğutma işlemi gerçekleştirmesidir. Çoklu çarpan jetin akışı şekil 12’ de şematik olarak gösterilmiştir. Eksenel yönde oluşturulan jetlerin karşısında bulunan plakaya çarpmasının ardından radyal duvar jetleri oluşur. Karşılaşan duvar jetleri akış ayrılmasına ve ters yönlü akışa neden olur (Yıldızeli 2019). Bahsi geçen avantajlarından dolayı çoklu jet sistemleri, yüksek ısı transferi gerektiren türbin kanatlarının soğutulması, tekstil sanayisi, mikro işlemcilerin soğutulması gibi çeşitli alanlarda kullanılmaktadır.

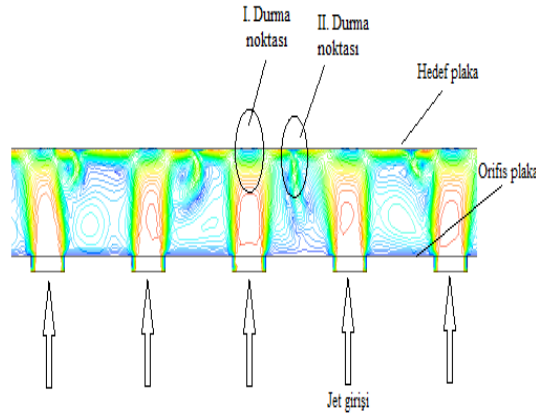


Şekil 11. Kaskad (Çoklu) çarpan jet akışının şematik gösterimi.

Şekil 12'de çoklu çarpan jetin fiziksel yapısı görülebilir. Şekil 13.a)'da çoklu çarpan jetlerin hedef plakaya çarpması, Şekil 13.b)'de ise belirli parametreler çerçevesinde çarpan jetlerin hedef plakaya çarpmasıyla birlikte akım çizgileri görülebilir. Tekli çarpan jetlerde bir durma noktası oluşurken, çoklu çarpan jetlerde komşu iki jet arasındaki akışkan etkileşimi ve akış girdaplarından dolayı ikincil durma noktaları meydana gelir. Bu ikincil durma noktaları, farklı parametreler için farklı fiziksel yapıya sahip olacaktır. Dolayısıyla, çoklu çarpan jet akışları, değişen parametreler için farklı akış karakteristikleri sergiler ve bu da farklı ısı transferi büyüklüklerinin oluşmasına olanak tanır.

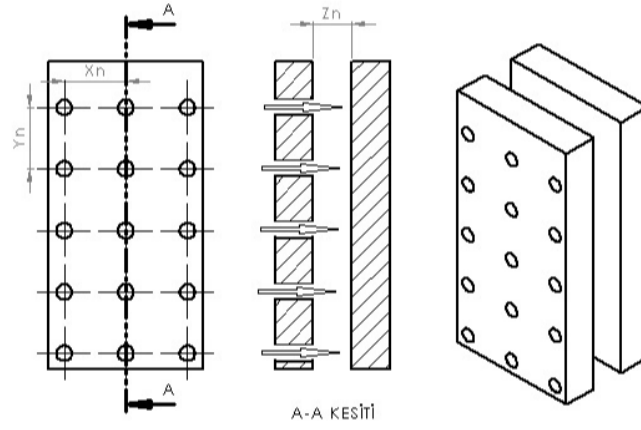


a)



b)

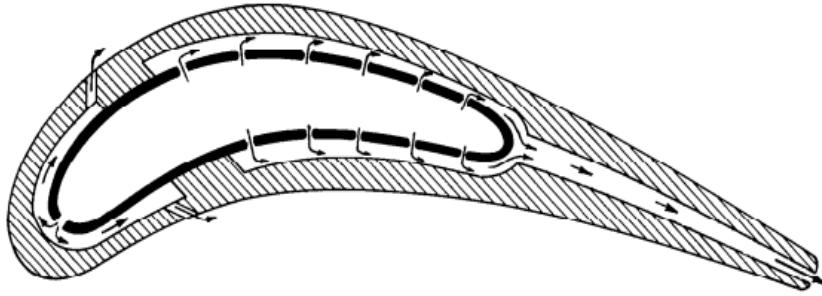
Şekil 12. Kaskad (Çoklu) Çarpan Jetin Fiziksel Yapısı (Çolun 2020).



Şekil 13. Kaskad (Çoklu) çarpan jetin geometrik parametreleri (Çolun 2020).

Kaskad (Çoklu) Çarpan Jetlerin Uygulama Alanları

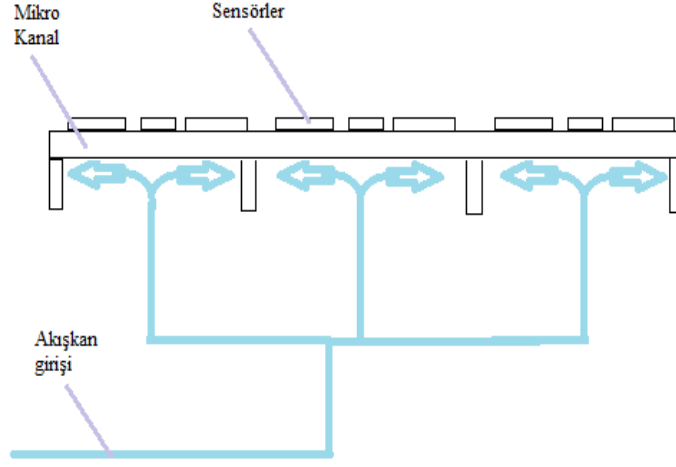
Diğer yöntemlere göre düşük maliyetle yüksek ısı transferine olanak sağlayan kaskad çarpan jetlerin uygulama alanlarından birisi türbin kanatlarının soğutulmasıdır. Şekil 15’ te şematik bir türbin kanadının soğutulması gösterilmektedir.



Şekil 14. Gaz türbin kanadının soğutulması (Florschuetz et al. 1981).

Gaz türbinlerinden yüksek kapasite elde edilmesi için geliştirilmeye devam eden türbin kanatları yüksek sıcaklıklara maruz bırakılmaktadır. Günümüzde türbin gücü ve verimini artırabilmek için türbine giriş sıcaklıklarını artırma gerekliliği nedeniyle türbin giriş sıcaklıkları 1500 °C’ye kadar çıkmaktadır. Bu durum kanat malzemesinin deformasyona uğramaması ve verimin etkilenmemesi için bu bölgede etkili soğutma yapılması gerekmektedir.

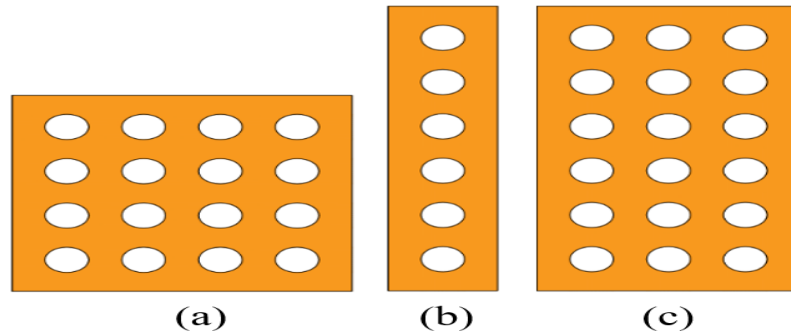
Diğer bir çarpan jet uygulaması da elektronik cihazların soğutulmasıdır. Çarpan jet ile elektronik bir cihazın soğutma işlemi Şekil 16’da gösterilmiştir. Gelişen teknolojiyle birlikte elektronik cihazların kapasitelerinin artması, cihazların boyutlarının küçülmesi, işlemcilerin aşırı ısınması ve yetersiz soğutmadan dolayı cihazlardan gerekli performans alınamamaktadır.



Şekil 15. Kaskad (Çoklu) çarpan jet ile elektronik bir sistemin soğutulması (Çolun 2020).

Cihaz boyutlarının küçülmesi ve artan kapasiteye bağlı olarak sistemde yüksek ısı oluşmaktadır. Oluşan ısının sistemden uzaklaştırılması da bu nedenlerden ötürü zorlaşmaktadır. Isının ortamdan uzaklaştırılamaması cihazın çalışmasını etkilemekte ve yavaşlamasına neden olmaktadır. Bu nedenle elektronik cihazların aşırı ısınmasının önüne geçilerek uygun soğutma yöntemleri kullanılarak ısının ortamdan uzaklaştırılması elzemdir. Tam da bu noktada klasik soğutma sistemlerinden daha iyi bir soğutma performansı ortaya koyan çarpan jetler kullanılmaktadır. Özellikle kaskad çarpan jetlerde kullanılan sıvı ya da gaz akışkanlar yüzeyde ince bir sınır tabaka oluşturacağı için yüksek ısı transferi sağlayacaktır.

Kaskad çarpan jetlerde jet dizilişleri de önemli bir yer tutmaktadır. Jet dizilimleri Şekil 17’ de belirtildiği gibi tek sıralı olabildiği gibi çok sıralı da olabilmektedir. Düzgün sıralı dizilimler genelde elektronik parçaların soğutulmasında kullanılmaktadır.



Şekil 16. Farklı jet diziliş biçimleri a) düzgün sıralı b) tek sıralı c) çoklu sıralı (Çolun 2020).

Mini Kanallar (Isı Alıcılar)

Seksenli yıllarda başlayan çalışmalar kısaca ‘‘MEMS’’ olarak isimlendirilen mikro elektro- mekanik sistemler teknolojisini oluşturmuştur. MEMS teknolojisindeki gelişmelere

paralel olarak ısıtma, soğutma, savunma sanayi, biyomedikal, telekomünikasyon, havacılık, kimya, bilişim gibi alanlarda ilerlemeler hızlanmıştır.

Tablo 2. Sektörlere göre MEMS Ürünleri (Avcı 2008).

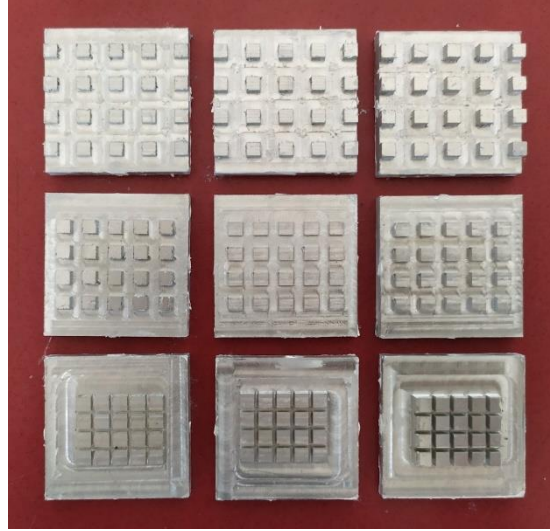
Alan	Uygulamalar
Bilişim	Optik tabanlı veri depolama ve disk sürücü teknolojisi, mürekkep püskürtmeli yazıcılar, ivme sensörleri, kamera sabitleme sistemleri, antenler, sensör ağları, <i>mikro ısı alıcılar (elektronik sistem soğutma)</i> .
Proses Kontrolü, Savunma, Havacılık ve Uzay	İvme ölçerler ve eğiklik sensörleri, gaz sensörleri, manyetik sensörler, spektrometre, sıcaklık/basınç sensörleri, ultrasonik dönüştürücüler, mikro uydular, radyasyon ölçümü, akıllı giysiler, biyolojik ve biyokimyasal sensörler, kızıl ötesi görüntüleme sistemleri, mikro güç kaynakları, optik sensörler, mikro ısı alıcılar.
Tıp ve Biyoloji	DNA analizi, mikro cerrahi aletleri, kimyasal duyurucular, sinirsel elektrotlar/sondalar, insülin pompası, iğnesiz enjektörler, ivme ölçerler (kalp atışlarını düzenleyen cihazlar), ısıtma cihazları, basınç sensörleri (kalp basıncı), akıllı haplar, biyoçipler, mikroçipler, mikro pompalar.
Otomotiv	Basınç sensörleri, sıcaklık sensörleri, nem ve ivme sensörleri, manyetik sensörleri, optik sensörleri, mikro enjektör, hava yastıkları, taşıt güdüm teknolojileri, yağmur sensörleri, mikro ısı alıcılar.
Çevre	İvme ölçerler (depremin algılanması), kimyasal ve biyokimyasal sensörleri, radyoaktif sensörleri.

MEMS sistemlerinin yükselişi, bu alandaki meydana gelen zorlukların çözümünü daha da önemli hale getiriyor. Sorunların en önemlilerinden bir tanesi de ısı transferinin iyileştirilmesidir. Çünkü MEMS sistemleriyle bütünlük içerisinde çalışabilecek, küçük boyuttaki ürünlerin performansına katkı sağlayıp, ısı problemleri ortadan kaldırabilecek ürünlere ihtiyaç duyulmaktadır. Bu nedenle klasik ısı eşanjörlerinden daha küçük mini-mikro boyutlarda eşanjör tasarımları araştırılmaya başlanmıştır.

Mini kanallar, genellikle minyatür ısı değiştiricisi tasarımlarında kullanılan bileşenlerdir. Kompakt ve hafif ısı değiştiricisi tasarımlarına olanak sağlarlar. Küçük boyutlarına rağmen yüksek performans gösterebilme yetenekleri, çeşitli tasarım varyasyonlarına ve sayılarındaki değişikliklere olan uyumları, mini kanalların avantajları arasındadır (Temiz 2019).

Bir kanalın temel amacı, öncelikle akışkanı kanal duvarları ile yakın temas haline getirmek, ardından taze akışkanı duvarlara taşımak ve taşıma işlemi gerçekleştikçe akışkanı

duvarlardan uzaklaştırmaktır. Tipik olarak, ısı transferi işlemi kanal duvarlarında gerçekleşirken, kütle akışı kanalın kesit alanı boyunca meydana gelir. Bu nedenle, kanal kesiti, akışkanın kanal duvarlarına temas etmesi ve kanal duvarlarından uzaklaştırılması için bir yol işlevi görür.



Şekil 17. Örnek olarak kullanılan mini ısı alıcılar.

Bazı araştırmacılar mini ve mikro kanallardaki akışkan akışıyla ilgili var olan araştırmalarda klasikleşmiş teorilerin mini ve mikro kanallar için uygun sonuçlar verdiğine inanırken, diğer araştırmacılar klasik teorilerin yeterli olmadığını belirtmişlerdir. Bu farklı görüşler, mini ve mikro kanalların ölçeğinden kaynaklanan özel akış özelliklerinin tam olarak anlaşılmasının zorluğunu yansıtmaktadır. Bu belirsizliklerin giderilmesi, önemli bir araştırma sorununu oluşturmaktadır.

Önemli olan konulardan bir diğeri de mini ve makro kanal akışkan akışını incelerken mikro ölçekli kanallar ile makro ölçekli kanallar arasındaki ayrımın belirtilmesidir. Fakat bu konu hakkında uluslararası anlamda bir anlaşma henüz tespit edilmemiştir. Literatürde konuyla ilgili çeşitli tanımlamalar yapılmıştır. Mini ve mikro kanallar, “hidrolik çapları açısından geleneksel kanallardan farklıdır ve literatürde kesin bir ayrım” yapılmamıştır. Mehendale ve diğer araştırmacıların tanımı (Mehendale et al., 2000) ile Kandlikar ve Grande'nin tanımı (Kandlikar, 2002) genellikle izlenir. Kandlikar ve Grande, “üretim kısıtlamaları ve Knudsen sayısına göre kanalları ayırırken, Mehendale ve diğerleri kanalları keyfi olarak” sınıflandırmışlardır. Ancak, isimlendirmelerde sıklıkla sapmalar olup "mini kanallar" ve "mikro kanallar" terimleri sıklıkla birbirinin yerine kullanılmaktadır (Dixit and Ghosh 2015). Bu tanımlamalara göre makro, mini ve mikro kanal ayrımları aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Tablo 3. Kanalların Boyutlarına Göre Sınıflandırılması.

Araştırmacı	Makro Kanal (Dh)	Mini Kanal (Dh)	Mikro Kanal (Dh)
Kandlikar (2002)	$D_h > 3 \text{ mm}$	$3 \text{ mm} > D_h > 200 \text{ }\mu\text{m}$	$200 \text{ }\mu\text{m} > D_h > 10 \text{ }\mu\text{m}$
Agopyan (2007)	$D_h > 6 \text{ mm}$	$100 \text{ }\mu\text{m} - 1 \text{ mm}$	$1 - 100 \text{ }\mu\text{m}$
Çetin (2010)	$1 \text{ mm} < D_h < 6 \text{ mm}$	$100 \text{ }\mu\text{m} < D_h < 1 \text{ mm}$	$1 \text{ }\mu\text{m} < D_h < 100 \text{ }\mu\text{m}$
Mehendale et al. (2000)	$D_h > 6 \text{ mm}$	$1 \text{ mm} < D_h < 6 \text{ mm}$	$100 \text{ }\mu\text{m} < D_h < 1 \text{ mm}$

Isı Transfer Mekanizmaları

Isı, “sıcaklık farkı nedeniyle bir sistemden diğerine transfer edilebilen bir enerji türü” olarak tanımlanır. Termodinamik bir çözümleme, bir sistemden diğerine geçiş yaparken aktarılan ısı miktarıyla ilgilenir. Bu enerji transferinin hızlarını bulan bilim dalı ise ısı transferidir. Isı enerjisinin transferi her zaman yüksek sıcaklıktan düşük sıcaklığa doğrudur ve iki ortamın aynı sıcaklığa ulaştığı noktada ısı transferi durur. Her türdeki ısı transferi, bir sıcaklık farkının varlığını gerektirir (Çengel ve Ghajar 2015).

Isı transfer mekanizmaları literatürde ısı iletimi, ısı taşınımı ve ısı ışıınımı olmak üzere üç şekilde tanımlanır.

- İletim (Kondüksiyon)
- Taşınım (Konveksiyon)
- Işınım (radyasyon)

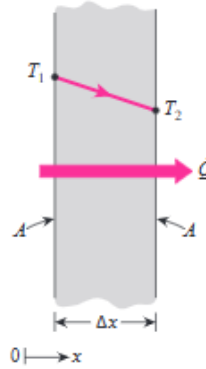
Isı İletimi

Isı iletimi, bir maddenin yüksek enerjili parçacıklarından bitişiklerindeki daha düşük enerjili olanlara enerji aktarması sürecidir. Gazlar ve sıvılar için, bu aktarım genellikle moleküllerin rastgele hareketleri sırasında çarpışmaları ve yayılmaları sonucunda gerçekleşir. Katılarda ise, iletim genellikle moleküler titreşimler ve serbest elektronlar aracılığıyla gerçekleşir. Isı iletiminin hızı, sadece sıcaklık farkına değil, aynı zamanda malzemenin geometrisi, kalınlığı ve ısı iletkenlik özellikleri gibi faktörlere de bağlıdır (Çengel ve Ghajar 2015).

Tablo 4. Çeşitli Maddelerin Isı İletim Katsayıları (Yüncü ve Kakaç 1999).

Malzeme	Isı İletim Katsayısı (W/mK)
Gazlar	0,002-0,2
Yağlar	0,1-1
Su	0,5-0,7
Sıvı Metaller	10-100
Katılar (Metal olmayan)	0,03-3
Katılar (alaşımlar)	20-200
Saf Metaller	40-400

Isı iletimi Fourier Yasası' yla aşağıdaki gibi ifade edilir.



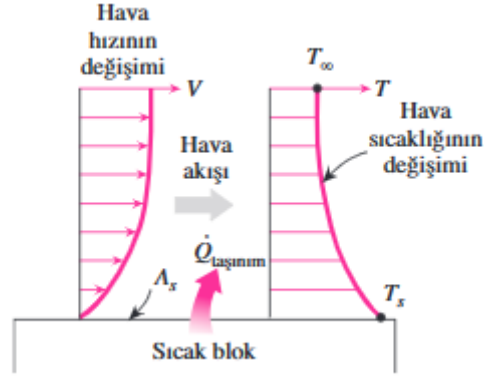
Şekil 18. Kalınlığı Δx ve alanı A olan geniş bir düzlem duvarda ısı iletimi (Çengel ve Ghajar 2015).

$$\text{Isı iletim hızı} = \frac{(\text{Alan})(\text{Sıcaklık Farkı})}{\text{Kalınlık}}$$

$$Q_{\text{iletim}} = -kA \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (1)$$

Isı Taşınımı

Taşınım, hareket halindeki bir sıvı veya gaz ile bir katı yüzey arasındaki enerji aktarım sürecidir. Bu süreç, iletim ve akışkan hareketinin birleşik etkilerini içerir. “Akışkanın hareketi ne kadar hızlı olursa, ısı aktarımı da o kadar büyük olur”. Eğer akışkan, fan, pompa veya rüzgar gibi bir dış güç tarafından yüzeyin üzerinden zorla taşınıyorsa, bu zorlanmış taşınım olarak adlandırılır. Ancak, eğer akışkan hareketi, sıcaklık değişikliklerinin yoğunluk farklarına neden olduğu kaldırma kuvvetiyle oluşuyorsa, bu doğal taşınım olarak adlandırılır. Isı taşınımı genellikle Newton'un Soğutma Kanunu ile açıklanır (Çengel ve Ghajar 2015).



Şekil 19. Sıcak bir yüzeyden havaya taşınım ile ısı transferi (Çengel ve Ghajar 2015).

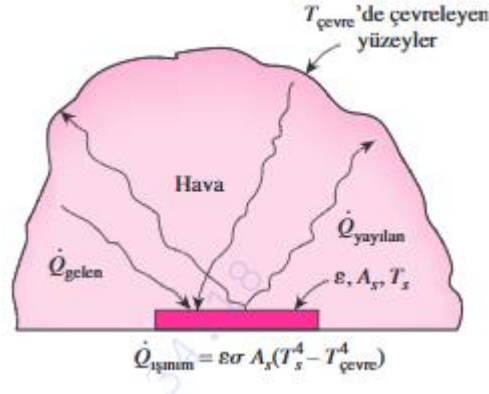
$$Q = hA_s(T_s - T_{\infty}) \quad (2)$$

Tablo 5. Çeşitli Maddelerin Isı Taşınım Katsayıları (Yüncü ve Kakaç 1999).

Akışkan	Doğal Taşınım (W/m ² K)	Zorlanmış Taşınım (W/m ² K)
Gazlar	5-30	30-300
Yağlar	5-100	30-3000
Su (Tek faz)	30-300	300-10000
Sıvı Metaller	50-500	500-20000
Su kaynaması	2000-20000	3000-100000
Su buharı yoğuşması	3000-30000	3000-200000

Isı ışıınımı

Elektromanyetik dalgalar vasıtasıyla, bir ortam olmaksızın enerjinin transfer edilme mekanizmasına ısı ışıınımı adı verilir. Yüksek sıcaklığa sahip katı, sıvı ve gaz maddeler bulundukları ortama enerji yayarlar. Ayrıca bütün maddelere üzerine düşen ışıının bir kısmını absorbe ederler, bir kısmını geçirirler, bir kısmını da yansıtırlar. Üzerine düşen bütün ışıını absorbe eden maddelere siyah cisim adı verilir. Isı ışıını Stefan-Boltzmann Kanunuyla ifade edilir (Yüncü ve Kakaç 1999).



Şekil 20. Bir yüzeye ve çevresindeki yüzeyler arasında ışıınım ısı transferi (Çengel ve Ghajar 2015).

$$Q = \varepsilon A \sigma (T_y^4 - T_\infty^4) \quad (3)$$

Literatür Özetleri

Enerji tüketimi ve maliyetlerinin hızla artmasıyla, üretilen enerjiyi en etkili şekilde kullanma ihtiyacı kaçınılmaz hale gelmiştir. Bu durum, günlük yaşamda ve endüstriyel uygulamalarda ısı transferinin önemini daha da artırmıştır. Ancak, sadece ısı transfer verimini artırmak yeterli olmamıştır. Elemanların küçülmesi, seri üretimin artması ve artan maliyetler gibi ek sorunlar ortaya çıkmıştır. Bu nedenle, yapılan çalışmalar sonucunda çarpan jetle ısı ve kütle transferinin hızlı, küçük yüzey alanlarında uygulanabilen, verimli ve ekonomik bir yöntem olduğu bulunmuştur. Bunun yanı sıra mini ve makro boyuttaki ısı değiştiriciler yüksek ısıl iletkenlik, küçük boyut, az akışkan kullanımı gibi özelliklere sahiptirler. İki sisteminde avantajlarının çok olmasından dolayı birlikte kullanılarak birçok sistemde yüksek ısı kaynaklı problemlerin giderilmesinde önemli rol oynayacağı literatürde yapılan farklı çalışmalarla kısmen ortaya konulmuştur. Enerji verimliliğinin çok büyük önem kazandığı güümüz koşullarında ısı transferini iyileştirerek verimliliğin artırılması da en az enerji üretimi kadar elzemdir.

Zorlanmış taşınım ile ısı transferinde etkin bir performans sağlayan çarpan jet, soğutma ve ısıtma alanında en önemli yöntemlerden birini oluşturur. Bu alandaki çalışmalar, çarpan jetin etkinliğini kanıtlamıştır (Rhee vd., 2003; Kanokjarovijit vd., 2005; Onstad vd., 2009; Chougule vd., 2011). Çarpan jet uygulamaları arasında, tekli dairesel jetler, yarı jetler ve çoklu jetler en sık karşılaşılan üç farklı uygulama türüdür (Penumadu vd., 2017).

Onstad vd. (2009), çarpan çoklu jet soğutma sistemlerinin, daha yüksek ve daha homojen bir ısı transferi sağladığı için çarpan tekli jet soğutma sistemlerine tercih edilebileceğini öne sürmüştür. Literatüre göre, çoklu jetlerde daha etkili ısı transferinin temel

nedeni, komşu jetlerin yüzeye çarpmadan önce ve sonra etkileşime girmeleri ve çapraz akış etkisi oluşturmalarıdır (Rhee vd., 2003; Chang vd., 2007; Yong vd., 2015; Penumadu vd., 2017).

Çoklu çarpan jet çalışmalarında, hedef plaka yapısı da ısı transferinin önemli bir belirleyicisi olarak kabul edilir. Bu nedenle, Çalışır (2011) çalışmasında, farklı şekilli kanatçıklı yüzeylere çarpan çoklu jet akışlarının, yüzeydeki ısı transferini analiz etmiştir. Sonuçlar, ele alınan tüm Zn/Dj değerleri ve Reynolds sayıları için, kanatçıkların lülelerin tam ortasında olduğu durumda hem yerel hem de ortalama Nusselt sayısının arttığını ortaya koymuştur.

Çalışkan'ın (2012) doktora tez çalışması, çeşitli jet ve hedef plaka özelliklerinin ısı transferine etkisini araştırmıştır. Deneysel çalışma sonuçlarına göre, V şekilli kanatçıklı bir yüzeyde düz bir yüzeye kıyasla % 26' ya varan oranlarda ısı transferinde iyileşme gözlemlenmiştir.

Çoklu çarpan jetlerde, çarpan jetlerin birbirlerine göre mesafeleri ile orifis ve hedef plaka arasındaki mesafelerin ısı transferini önemli ölçüde etkilediği bilinmektedir. Gölcü ve diğerleri (2012), “camın çift taraflı çoklu jetlerle soğutulması durumunu” inceledikleri bir çalışmada, “jet ile cam arasındaki boyutsuz mesafeyi $Zn/Dj = 1-10$ ve jetler arası boyutsuz mesafeyi ise $Xn/Dj = 2-10$ ” olarak belirlemişlerdir. Elde ettikleri sonuçlara göre, “Nusselt sayısı için en yüksek değer $Xn/Dj = 2$ 'de ve $Zn/Dj = 4$ 'te, en düşük değer ise $Xn/Dj = 10$ ve $Zn/Dj = 10$ 'da” elde edildiğini ifade etmiştir.

Yong vd. (2015) çalışmalarında, çapraz dağılımlı ve düzgün dağılımlı çoklu çarpan jetleri farklı parametre değişiklikleriyle incelediler. Örneğin, jetler arasındaki mesafeyi akış yönünde ve akışa dik yönde $Xn/Dj = Yn/Dj = 2-4$ arasında değiştirdiler. Benzer şekilde, jet ile düz plaka arasındaki mesafeyi $Zn/Dj = 2-4$ aralığında değiştirerek, Reynolds sayısını 5000-25000 aralığında değiştirdiler ve bu değişimler altında gerçekleşen ısı transferini incelediler. Çalışmada, “çapraz akış etkisinin incelenebilmesi için sınırlandırılmış bir kanal kullanıldı”. Akışkan, tek yönlü bir çıkışa maruz bırakıldı ki bu durum, maksimum çapraz akış durumunu temsil eder. Ortalama Nusselt, yerel Nusselt ve sıra ortalamalı Nusselt sayısı gibi parametreler bulunarak, bu değerlerin farklı parametrelerin etkisi altında nasıl değiştiği araştırılmıştır.

Huzayyin vd. (2006), bir elektronik kartın hava jetiyle soğutulması durumunu modellemek için bir deney düzeneği oluşturmuşlardır. Bir plaka üzerine elektronik devreleri temsil eden, sabit bir ısı akısıyla ısıtılan 5 sıra ve 9 sütun şeklinde toplamda 45 küp yerleştirilmiştir. Çalışmada, tek bir jet slot şeklinde kullanılmış ve bu jet yalnızca bir küpe çarpmıştır. Diğer küpler ise çarpma sonrasında yüzeye paralel olarak akan hava ile

soğutulmuştur. Deney iki aşamada gerçekleştirilmiştir. İlk aşamada, sadece merkezi bloklar ısıtılmıştır; ikinci aşamada ise tüm bloklar ısıtılmıştır. Bu süreçte, Re sayısı 500 ila 2500 arasında değişmiş, z/B değeri ise 2 ila 8 arasında değiştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar için korelasyonlar oluşturulmuştur. Ayrıca, çalışmada blokların oluşturduğu termal dalga etkileri de araştırılmıştır.

Goodro vd. (2008) yaptığı deneysel çalışma, çoklu jetlerin durumunu incelemiştir. Çalışmada, “jetler arası mesafe her iki yönde de jet çapının 8 ve 12 katı olacak şekilde değiştirilerek, bu mesafenin ısı transferi üzerindeki etkileri” araştırılmıştır. Bununla birlikte, “jet çapı 3.5 ila 15 mm aralığında değiştirilerek, Re ve Ma sayılarının etkileri” incelenmiştir. Çalışmanın sonuçlarına göre, sabit Re değeriyle artan Ma sayısı ile birlikte, ısı transferinde hem 8D hem de 12D jet mesafelerinde kayda değer artışlar olduğu belirtilmiştir. Ancak, Ma sayısının 0,2 değerine kadar bir etkisinin olmadığı da elde edilen sonuçlar arasındadır. Ayrıca, jetler arası mesafenin 8D olduğu durumda elde edilen ortalama Nu değerlerinin, 12D durumunda elde edilen değerlerden daha büyük olduğu tespit edilmiştir.

Wan vd. (2015) çalışmasında, çoklu sıralı jet çarpmalı soğutmanın hem düz hem de pin türbülator yerleştirilmiş yüzeylerdeki ısı transferine sayısal olarak odaklandıkları belirtilmiştir. Hesaplamalar, sırasıyla 15000, 25000 ve 35000 Re sayılarında gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, pin türbülatorlerin yüzey üzerinde gerçekleşen ısı transferini önemli ölçüde etkilediği belirtilmektedir. “Pin türbülatorlü yüzeyde ortalama Nu sayısı ve hava çıkış katsayısı, düz yüzeye göre sırasıyla % 34,5 ve % 3,0 daha yüksek” hesaplanmıştır. Ayrıca, tek sıralı yerleştirilen pin türbülatorlü yüzeyin ısı transfer performansının, çok sıralı olarak yerleştirilen pin türbülatorlü yüzeye göre daha yüksek olduğu belirtilmektedir.

Mergen (2014), sabit ısı akısına sahip bir elektronik elemanın çarpan jet ve kanal içi akışla soğutulmasını sayısal olarak incelemiştir. Çalışmada, kanal Reynolds sayısının 2000 ila 8000 aralığında, jet Reynolds sayısının 10000 ila 25000 aralığında ve H/D (jet ile elektronik eleman arasındaki mesafenin jet çapına oranı) oranının 1,5 ila 2 aralığında çalışmalar yapılmıştır. Mergen, sonlu hacimler yöntemini kullanarak ANSYS FLUENT CFD yazılımını tercih etmiştir. Çalışmada tercih edilen türbülans modeli, iyileştirilmiş duvar fonksiyonlu Realizable k- ϵ türbülans modelidir. Mergen'in gözlemlerine göre, jet Reynolds sayısının kanal Reynolds sayısına oranı azaldıkça, elektronik elemanın yüzeyindeki sıcaklık artmış ve bu durum ısı transferini olumsuz yönde etkilemiştir.

Saleha vd. (2015), “sabit sıcaklığa sahip bir elektronik elemanın kanal içi akış ve çarpan jet ile soğutulmasını farklı pah yüksekliklerine ve farklı Reynolds sayılarına göre

değişimini sayısal olarak” incelemişlerdir. Simülasyonları ANSYS CFX yazılımı kullanarak gerçekleştirmişler ve türbülans modeli olarak SST K- ω türbülans modelini benimsemişlerdir. Jet Reynolds sayısı 0 ila 5115, elektronik elemanın pah yüksekliği ise 0 ila 4 mm arasında değişirken, kanal Reynolds sayısı 3410 ve H/D oranı 2,5 olarak sabit tutulmuştur. Yapılan çalışmaların sonucunda, uygun pah yüksekliğinin soğutma performansını artırabileceği görülmüştür. En yüksek ısı transferini $Re_j/Re_k=1,5$ ve 4 mm pah yüksekliğinde gözlemlemişlerdir ve bu durumun ısı transferini yaklaşık %26 oranında arttırdığını belirlemişlerdir.

Yakut (2013) tarafından yapılan çalışmada, “Taguchi yöntemi kullanılarak L18(21*37) ortogonal dizisine göre ayarlanmış altıgen kanatçıklı iki ısı alıcının (Genel-1 ve Genel-2) çarpan jetle ısı ve akış karakteristikleri deneysel ve sayısal olarak” incelenmiştir. İki farklı ısı alıcısı, sabit lüle çapında, altı farklı hızda ($V=4-9$ m/s), üç farklı kanat boyunda (100 mm, 150 mm ve 200 mm) ve iki farklı h/d oranı (1-2) için test edilmiştir. Sayısal analizler için ANSYS FLUENT CFD yazılımı kullanılmış ve Realizable k- ϵ türbülans modeli tercih edilmiştir, çünkü deneysel sonuçlara en yakın sonuçları vermiştir. Çalışmanın bulgularına göre, her iki ısı alıcısı için kanatçık boyunun artmasıyla Nusselt sayısının azaldığı gözlemlenmiştir. Ayrıca, en yüksek ısı transferinin bütün h/d oranları için 100 mm kanatçık boyunda olduğu belirtilmiştir. Bu sonuçlar, çarpan jetle ısı transferi sistemlerinde kanatçık boyunun ve h/d oranının önemini vurgulamaktadır.

Florschuetz vd. (1981), “jetler arası mesafe, jet-plaka mesafesi, jet dizilim şekli, delik çapı gibi parametrelerin taşınım ile ısı transferi katsayısına etkilerini deneysel olarak incelemek için çapraz akış etkisindeki jet dizilerini” kullanmışlardır. Havanın tek yönde dışarı çıkmaya zorlandığı bu çalışmada, “çapraz akışın etkisinin akış yönündeki mesafeyle ve jet dizilimiyle nasıl değiştiği” belirlenmiştir. Üçgen dizilim şeklinde çapraz akışın ısı transferine olumsuz etkisinin daha belirgin olduğu gözlemlenmiştir. Ayrıca, akış yönünde, çapraz akış debisinin jet debisine oranının arttığı da gözlemlenmiştir. Bu bulgular, jet dizilimi ve çapraz akışın taşınım ile ısı transferi üzerindeki önemli etkilerini vurgulamaktadır.

Örs (2017) tarafından gerçekleştirilen çalışmada, elektronik teçhizatın soğutulmasında kanal içi akış ve çarpan jet kullanımının sayısal olarak analizi yapılmıştır. Farklı geometrilerde ve değişik akış koşullarında soğutma etkinliği ANSYS FLUENT (v17.2) HAD ile incelenmiştir. Türbülans modeli olarak optimize edilmiş duvar fonksiyonlu k- ϵ modeli kullanılmıştır. Çalışmada, “jet akışı için Reynolds sayısı 0, 5000, 10000, 15000; kanal içi akış için Reynolds sayısı 0, 2000, 5000, 8000; pah yükseklikleri ise 0,2 ve 4 mm olarak değişen değerler” kullanılmıştır. Örs, “kanal akışı ve jet Reynolds sayılarının, çeşitli pah

yüksekliklerinin akış bölgesine, sıcaklık dağılımına ve teçhizat yüzeyindeki Nusselt sayısına etkilerini” incelemiştir. Elde ettiği sonuçlara dayanarak, pah yüksekliğindeki ve jet Reynolds sayısındaki artışların elektronik teçhizat üzerindeki ısı transferini artırdığını belirtmiştir. Bu bulgular, elektronik teçhizat soğutma sistemlerinin tasarımında önemli bir rehberlik sağlamaktadır.

Çulun vd (2018), çoklu çarpan jetlerin sinerjik bir ısı transferi analizi üzerine odaklanmışlardır. Çalışmalarında, “jet deliklerinin geometrisi, bu deliklerin düzenlenmesi, jetlerin sıklıklı ve akışlı yönlerden yoğunluğu ve hapsetme tipi çarpma özelliklerinin tasarım parametrelerini etkilediğini” belirtmişlerdir. Sayısal analizlerini, ticari yazılım ANSYS-CFX kullanarak hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) kodlarıyla gerçekleştirmişlerdir. Ortalama Nusselt sayısını hesaplayarak ısı transferi sonuçlarını çıkarmışlardır. Çulun ve ekibi, “tek çıkışlı kapalı kanal içindeki en yoğun dizili jet çarpması altındaki ısı transfer dağılımının, güçlü bitişik jet paraziti nedeniyle tek jet gibi davrandığı sonucuna varmışlardır. Kare jet kullanan kasa için en yüksek jet sıkışma ısı transferini” elde etmişlerdir. Ayrıca, jet düzenlemesinin etkisinin, ısı transferi üzerindeki en zayıf parametre olabileceğini belirtmişlerdir. Bu bulgular, çoklu çarpan jetlerin ısı transferi performansını anlamak ve optimize etmek için tasarım sürecinde dikkate alınması gereken faktörleri vurgulamaktadır.

Draksler vd (2019), çalışmalarında çoklu çarpan jet için gerçekleştirdikleri LES (Large Eddy Simulation) analizinin, istatistiksel RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes) modelleriyle karşılaştırmak için yeterli doğrulukta olduğunu belirtmişlerdir. Izgara incelendiği ve alt ızgara skalası (SGS) modelinin katsayısının değiştiği durumlarda, zaman ortalaması olarak elde ettikleri ortalama özellikleri ve belirsizlikleri değerlendirmek için bu sonuçları kullanmışlardır. Çalışmalarında, 13 hava jetinin etkilediği yaklaşık 20.000 ısıtılmış plaka üzerindeki deneysel test durumunu simüle etmişlerdir. LES sonuçlarının güvenilirliğini artırmak için örnekleme belirsizliğini de dikkate almışlardır. Alt ızgara ölçekli türbülans modellemek için Duvara-Uyarlanmış Lokal Eddy-Viskozite modelini kullanmışlardır. Bu yaklaşım, çoklu çarpan jetlerin karmaşık akış ve ısı transferi davranışlarını anlamak için gelişmiş bir analitik yaklaşım sunmaktadır.

(Travnicek ve Antosova, 2020) Travnicek ve Antosova gerçekleştirdikleri çalışmalarında, bir duvara çarpan dikdörtgen sentetik (sıfır-net-kütle-akısı) bir jet üzerine odaklanmıştır. Çalışma akışkanı havadır. Sentetik bir jet aktüatörünün (SJA) yeni bir çeşidi önerilmiştir. Biyomimetik ilkeleri takip eden aktüatör, enine kesit alanının tahrik edilen döngü sırasında periyodik olarak salındığı bir meme içerir. Ana SJA diyaframını (sert nozullara sahip yaygın SJA'larda görüldüğü gibi) ve salınan nozül duvarlarını (bu çalışmaya özel)

sürmek için iki bağımsız tahrik sistemi kullanılır. Yani diyafram elektrodinamik olarak çalıştırılır ve meme duvarları bir çift piezoelektrik dönüştürücü kullanılarak çalıştırılır. 62 Hz'lik çalışma frekansı, her iki sistemin rezonanslarına göre ayarlanarak seçilir. Meme yuvası genişliği, yaklaşık 6 mm'lik bir ortalama değer etrafında salınır. Dört deneysel yöntem kullanıldı: salınan meme dudaklarının faz kilitli görselleştirilmesi, hassas bir ölçek kullanılarak jet momentum akışının doğrudan ölçümü, sıcak tel anemometrisi ve ısı akışı sensörleri kullanılarak açıkta kalan duvardaki ısı aktarım katsayılarının değerlendirilmesi. Duvardaki ısı transfer katsayısının yerel dağılımı (boyutsuz formdaki Nusselt sayısı), eksen değiştirme etkisi ile akış alanının üç boyutlu karakterini gösterdi. Diyafram ve meme döngüleri arasındaki faz gecikmesi ile momentum akışının ve ısı transfer hızının artırılabilceği sonucuna varılmıştır. Bunun nedeni, ekstrüzyon stroku sırasında meme kesit alanının emme sırasındaki alandan daha küçük olmasıdır, bu nedenle ekstrüzyon sırasında SJ hızı ve momentum akışı artarken emme sırasında kayıplar azalır. Maksimum etki, 0.74'lük ekstrüzyon ve emme sırasında enine kesit alanlarının oranı için 270°'lik faz kaymasında bulunmuştur.

(Yıldızeli ve Cadirci, 2020) Yıldızeli ve Çadirci gerçekleştirdikleri çalışmalarında, çarpan jet dizilerini kullanan bir pnömatik temassız levitasyon sistemi sayısal olarak incelenmiş ve elitist Baskın Olmayan Sıralama Genetik Algoritması (NSGA II) olarak bilinen çok amaçlı bir genetik algoritma kullanılarak optimum tasarım seti önerilmiştir. Sabit ve türbülanslı çarpan jet akışı, 0 - 30, 0 - 150 aralığındaki jet Reynolds sayısı ile karakterize edilir. Doğru bir sayısal model oluşturmak için çoklu çarpan jet akışı için ön doğrulama testleri yapılmıştır. Temassız levitasyon sistemindeki iyileştirmeleri değerlendirmek için optimizasyon parametrelerine bağlı olarak levitasyon kapasitesi ve enerji tüketimi amaç fonksiyonları olarak seçilmiştir. Tasarım parametreleri sıralı jet nozulları ($2 < s / D \text{ jet} < 6$) arasındaki boyutlandırılmamış mesafe, silindirik sütunların en boy oranı ($1 < \text{ARP} < 5$) ve jet Reynolds sayısıdır. Jet-jet etkileşimini önlemek ve pasif bir akış kontrolünü sürdürmek için orijinal tasarıma silindirik sütunlar uygulanır. Optimizasyon algoritması, popülasyon sayısı 50 olan 20 nesil boyunca gerçekleştirilir. Pareto Front tarafından temsil edilen optimum çözüm seti, temassız taşıma sisteminin tasarımı için faydalı sonuçlar sağlayan amaç fonksiyonları arasında değiş tokuş tasarımları önerir. Optimum tasarım noktaları, düzgün dağılmış jet Reynolds sayılarında, $s/D \text{ jet} = 2$ için tekil bir optimum çözüm ve ARP için 1.6 ve 4.2 olarak iki benzersiz çözümde gözlemlenmiştir.

(Zhu ve ark., 2021) Zu ve diğerleri çalışmalarında, bitişik jetler arasındaki hız farkı ile çok yuvalı nozullu hava jetlerinin ısı transfer özelliklerini analiz etmişlerdir. Araştırma içeriği,

bitişik jetlerin varlığı nedeniyle termal homojenlik analizinin ve ısı transfer kapasitesinin etkisini içermektedir. Çoklu çarpan jet ısı transferi, tek nozullu jet ısı transferine kıyasla geliştirildi. Ayrıca, jetlerin Reynolds sayısı ne kadar yakınsa, ısı transferi homojenliği o kadar iyi olur. Jetlerin varlığı, ısı transfer kapasitesini nispeten engelleyecektir. Tek nozullu çarpan jet deneyi ile, deney platformunda tek nozullu jetin ısı transfer özellikleri için ampirik bir formül elde edilmiştir. Çok nozullu çarpan jete ait ampirik formülü, tek nozulün ampirik formülünün genişletilmesiyle elde edilir. Çoklu çarpan jete ait nozulların ampirik formülünün doğruluğu, bir çoklu nozul doğrulama deneyi ile doğrulanmıştır ve ampirik formülün uygulama kapsamı nispeten genişletilmiştir.

(Seresht ve Mohammadi, 2021) Seresht ve Mohammadi çalışmalarında yağsız hava yakıt karışımının homojenleştirilmesini incelemişlerdir. Alev ön sıcaklığını düşürür ve NO_x ve partikül maddeyi azaltır. Dizel jetin, gözenekli ortama yakın bir yapı olarak silindirik engeller düzenine çarpması, yanma odasında yüksek yakıt dağılımına neden olur. Püskürtülen yakıt, ilk silindirik engele çarparak iki küçük jete bölünür ve diğer engellere çarparak çoklu jetlerin yanma odasında bölünmesine ve hızlı karışım oluşumuna neden olur. Bu yazıda, dizel yakıtın sabit bir basınç odasına enjeksiyonu CFD yazılımı kullanılarak simüle edilmiştir. Jet uzunluğu, jet genişliği, jet dağılım açısı ve sprej koni açısı şeklinin ilk sayısal sonuçları deneysel verilerle doğrulandı. Ardından, iki engel düzeni (bir ve üç silindirik) için engel çapının (1 - 2 mm), enjeksiyon basıncının (400, 800, 1200 bar), meme ile ilk engel arasındaki mesafenin (4 - 12 mm) etkileri jet uzunluğu, jet genişliği, jet dağılım açısı, sprej koni açısı şekli ve sıcak engeller çarpması ile jet yakıtı çarpması incelenmiştir. Silindirlerin iki yeni düzenlemesi önerildi. Birincisi, homojen karışım oluşumu için en fazla yakıt dağılımı için üç ve sekiz silindirik bir düzenlemeydi ve ikincisi, yüksek gözenekli ortamın (PM) şeklini bırakan sıvıya benzer bir şekil bırakan jet için bir düzenlemeydi. Son olarak, alümina nanoparçacıklarının ve dizel yakıt karışımının jet uzunluğu, jet genişliği ve jet dağılım açısı üzerindeki jet çarpması incelenmiştir. Sonuçlar, silindirik engeller arasındaki mesafenin artmasıyla, tüm geometrik yapılar için jet uzunluğunun yaklaşık 1 mm arttığını ve yakıt dağılımı açısındaki en büyük değişikliğin, 19 derecelik bir artışla 8d1 yapısıyla ilgili olduğunu göstermektedir. Yakıt püskürtme, enjeksiyon sırasında engellerin sıcaklığını önemli ölçüde değiştirmez ve maksimum duvar filmi kütlesi 1 mm çapındaki bir engel ile ilgilidir. Öte yandan, dizel yakıt alümina nano partiküllerinin eklenmesi jet uzunluğunu azaltırken jet genişliğini artırır.

(He ve ark., 2021) He ve diğerleri çalışmalarında çoklu nozulun kumtaşı numuneleri üzerindeki etkisini sayısal simülasyon ve deney yoluyla incelemekte ve doğrulanmaktadır.

Sayısal olarak farklı çap ve açılardaki jetlerin kaya üzerindeki etkileri LS DYNA kullanılarak simüle edilmiş ve farklı açılara sahip jetlerin kaya kırma şekilleri analiz edilmiştir. Deneysel olarak, jet basıncının, çarpma uzaklığının, erozyon süresinin ve dönme hızının kumtaşının kırma etkisi üzerindeki etkileri, yüksek basınçlı su jeti çarpma kumtaşından oluşan deneysel bir platform inşa edilerek incelenmiştir. Araştırma, eğim açısının artmasıyla kaya kırma derinliğinin azaldığını ve eğim açısının artmasıyla kaya kırma genişliğinin arttığını göstermektedir. Kaya kırma derinliği ve genişliği karşılaştırılarak 1.0 mm çapında ve 20°, 30° ve 60° eğim açısına sahip nozulün makul yapısı belirlenir. Kırık kaya hacmi jet basıncının artmasıyla kademeli olarak artar ve sayısal simülasyon sonuçları deneysel sonuçlarla tutarlıdır. Bu arada, kaya kırma verimi, mesafenin artmasıyla kademeli olarak azalır ve erozyon süresinin artmasıyla kademeli olarak artar ve sonunda stabilize olur. Deneyler sonucunda, dönme hızının artmasıyla kaya kırma derinliğinin, genişliğinin ve hacminin azaldığı bulunmuştur. Kaya kırma verimliliği için en uygun mesafe 3 mm'dir, erozyon süresi 60 s'den az değildir ve kritik dönüş hızı 300 rpm'dir.

(Yang ve Peng, 2009) tarafından yapılan çalışmada, çarpan jetle uniform olmayan kanatçık genişliğindeki dizaynların termal performansları sayısal olarak incelenmiştir. Korunum denklemleri, ortogonal uniform olmayan kademeli kanatlar üzerinde kontrol hacmi bazlı sonlu fark metodu kullanılarak ayrıştırılmıştır. Hız ve momentum denklemleri arasındaki ilişkiyi çözmek için SIMPLEC kullanılmıştır. Ünlü $k-\epsilon$ denklemleri, türbülanslı yapı ve davranışı tanımlamak için kullanılmıştır. Çalışmanın değişken parametreleri arasında Reynolds sayısı $Re = 5000 - 25000$, uç kanat boyu $H = 35 - 40 - 45$ ve beş kanat dizaynı Tip1- Tip5 bulunmaktadır. Bu çalışmanın temel amacı, ısı alıcı üzerindeki kanatçıkların termal performansını araştırmaktır. Sonuçlar, Reynolds sayısının artmasıyla Nusselt sayısının da arttığını göstermektedir. Ancak, Nusselt sayısının artan Reynolds sayısı artışıyla azaldığı görülmüştür. Ayrıca, yüksek Reynolds sayısındaki Nusselt sayısının, kanatçık boyutlarının etkisinin düşük Reynolds sayısındaki durumdan daha önemli olduğu ortaya konmuştur. Aynı zamanda, uniform olmayan kanat tasarımının optimizasyonu için potansiyel olduğu sonucuna varılmıştır. Bu bulgular, çarpan jetlerin termal performansını optimize etmek için farklı kanat tasarımı parametrelerinin dikkate alınması gerektiğini vurgulamaktadır.

(Li ve ark., 2009) çalışmasında, belirli Reynolds sayısı, çarpma mesafesi ve kanat boyutlarıyla ilgili olarak ısı ve akış karakteristikleri deneysel ve nümerik olarak incelenmiştir. Deney parametreleri, Reynolds sayısı $Re = 5000 - 25000$, çarpma mesafesi $Y/D = 4 - 28$, kanat genişliği $W/L = 0,08125 - 0,15625$ ve kanat yüksekliği $H/L = 0,375 - 0,625$ olarak belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlar, Reynolds sayısının artmasıyla ısı transferinin arttığını

göstermektedir. Termal performansın düşük Reynolds sayılarında bile iyileştirilebileceği belirlenmiştir. Ancak, Reynolds sayısının artmasıyla iyileşmenin belirsiz hale geldiği görülmüştür. Çarpma mesafesinin artması ve çeşitli Reynolds sayılarında minimum $Y/D = 20$ olduğunda termal direncin azaldığı bulunmuştur. Ayrıca, çarpma mesafesinin daha fazla artmasıyla termal direncin arttığı tespit edilmiştir. Kanat genişliğinin artması, termal direncin azalmasında etkili olabilir ancak belirli bir değeri aştığında termal direncin önemli ölçüde arttığı gözlemlenmiştir. Termal direncin azalması, belirli Reynolds sayısı ve kanat yüksekliğinde kanat genişliğinin artmasına bağlıdır. Bu nedenle, kanat yüksekliğinin etkisinin kanat genişliği ve Reynolds sayısının etkisinden daha zayıf olduğu sonucuna varılmıştır. Bu bulgular, çarpan jetlerin termal performansını optimize etmek için farklı parametrelerin dikkate alınması gerektiğini vurgulamaktadır.

(Wong ve Saeid, 2009) Wong ve Saeid çalışmalarında, yerel termal dengesizlik durumu altında gözenekli bir kanalda ısıtılan izotermal yüzeyin çoklu çarpan jetle soğutulmasını nümerik olarak incelemişlerdir. Isı transfer özellikleri geniş aralıklardaki parametrelerle belirlemişlerdir. (Peclet Sayısı ($1 \leq Pe \leq 104$), Rayleigh Sayısı ($10 \leq Ra \leq 200$), Darcy sayısı ($10^{-6} \leq Da \leq 10^{-3}$), gözeneklilik ($0,75 \leq \phi \leq 0,99$), katı ve sıvı arasındaki ısı transfer katsayısı ($1 \leq H \leq 103$) ve gözeneklilik ölçekli ısı iletkenlik oranı ($0,001 \leq Kr \leq 5$). Sonuçları Pe sayısına karşılık gelen ortalama Nu sayıları olarak sunmuşlardır. Karışık konveksiyon rejiminde Pe sayısının bazı değerleri için minimum Nu sayıları bulmuşlardır. Sonuçlar göstermiştir ki, artan H ve Kr, artan toplam ortalama Nu sayısına ve hem katı hem sıvılar için termal denge şartlarının artmasına neden oldu. Ortalama Nu sayısı için Darcy sayısı, Rayleigh sayısı ve gözeneklilik, farklı H ve Kr değerlerinde veya sıvı ve katı arasındaki termal iletim oranı değerlendirilmiştir. Isı transferi bozulma oranı Ra sayısının daha yüksek değerleri için önemli olduğu sonucuna varılmıştır. Gözeneklilik değeri artırılarak toplam ortalama Nu değeri artırılabilir.

(Wong ve Saeid, 2009) çalışmalarında, Brinkman Forchheimer Genişletilmiş Darcy (BFD) modelini kullanarak çoklu çarpan jetle soğutma üzerine araştırma yapılmıştır. Çalışmada, sonuçlar karışık konveksiyon rejiminde Rayleigh sayısı (Ra), Peclet sayısı (Pe), gözeneklilik (ϕ), atalet katsayısı (CF) ve Darcy sayıları (Da) geniş bir aralıkta sunulmuştur. Wong ve Saeid, karışık konveksiyon sonuçlarını incelemiş ve bu rejimde minimum ortalama Nusselt sayısını belirlemişlerdir. Düşük Pe değerleri için, artan Reynolds sayısı ve azalan Darcy sayısı Nusselt sayısında bir artışa neden olmuştur. Pe sayısı yüksek bir değere ulaştığında, Darcy rejiminde Rayleigh ve Darcy sayılarının etkisinin ihmal edilebilir düzeyde olduğu gözlemlenmiştir. Non-Darcy rejiminde, Darcy sayısı için ısı transfer oranı, Pe

sayısının yüksek olduğu Darcy rejiminden daha yüksektir. Bu bulgular, çoklu çarpan jetle soğutma sistemlerinin farklı çalışma rejimlerinde nasıl davrandığını anlamak için önemlidir ve termal performansın optimizasyonunda kullanılabilir.

(Pachpute ve Premachandran, 2019) Pachpute ve Premachandran çalışmalarında, tek bir jet ve dairesel nozullu çoklu çarpan jetler üzerinde yapılan deneysel bir çalışmanın ayrıntılarını incelemiştir. Nozul çapı d olarak ısıtılan silindirin çapı ise D olarak gösterilmiştir. Jet sayısı 1 ile 6 arasında değişim göstermiştir. Çok jetli konfigürasyonlarda jetler ısıtmalı silindirin etrafına yerleştirilmiştir. Reynold sayısı 5000 - 20.000 aralığındadır. D/d 5.1 ile 20.4 arasında değişmektedir. Nozul silindir aralığı H/d 2 ile 12 arasında değişmiştir. Jet sayısına göre durgunluk noktasındaki Nusselt Sayısında artış gözlemlenmiştir. Ancak, dört ve altı jetli konfigürasyonlarda, duvar jetleri arasındaki etkileşim kaynak bölgelerindeki ısı transferini arttırmıştır. Düzgün soğutma için gereken jet sayısı hedef silindirin eğriliğindeki artışa göre artmaktadır. D/d oranı deneysel çalışmalara dayanılarak durma noktası için Nusselt Sayısını ve ortalama Nusselt Sayısını vermiştir.

(Wae-hayee ark., 2019) Wae ve diğerleri çalışmalarında tamamen gelişmiş bir çoklu çarpan jet dizisini tamamen gelişmiş bir şekilde incelemişlerdir. Çoklu jet sistemi 5 x 5 şeklinde bir düzenleme ile eşit aralıklarla yerleştirilmiştir. Çap (D) 17.2 mm ve boru uzunlukları 300 mm seçilmiştir. Çoklu jet düzeneğinde her bir jet arası mesafe (S), plaka ve jet arası mesafe (H) olarak adlandırılmıştır. $S/d = 4, 6$ ve 8 ve $H/d = 2, 4, 6$ ve 8 olarak belirlenmiştir. Reynold sayısı (Re) = 10.000, 20.000, 30.000 ve 40.000 bulunmuştur. Plaka yüzeyindeki sıcaklık dağılımları termal kamera ile ölçüldükten sonra not edilip Nusselt Sayıları hesaplanmıştır. Sonuçlar göstermiştir ki en iyi sonuçlar S/d ve H/d içinde 4 seviyesindeki Nusselt Sayısı olduğu anlaşılmıştır. Isı transferi korelasyonu yapıldığı zaman $H/d = 4$ düzeyindeki ortalama Nusselt değeri zirve değeri olarak görülmüştür.

(Shariatmadar ve ark., 2015) Shariatmadar ve diğerleri çalışmalarında birden çok yuvalı hava çarpma jetleri kullanılarak kanatçıksız düz bir yüzeyden ısı transferinde artış araştırması yapmışlardır. Ortalama olarak Nusselt sayıları üzerinde Reynolds sayıları ($Re = 234 - 470$), jetlerin genişlik boyutları ($W = 2 - 5$ mm) ve çoklu çarpan jet slot jetlerinin incelenmesi işlemleri yapılmıştır. Tekli jet ile olan çarpmaya kıyasla farklı jetler kullanılmıştır; ikili jetler, üçlü jetler ve dörtlü jetler. Reynolds sayısı arttırıldığı zaman, çarpma duvarı boyunca sınır tabakasına ait çarpma alanı çevresinde daha da incelmeler olduğu anlaşılmıştır ve Nusselt sayısının artış gösterdiği keşfedilmiştir. Bulgular, yerel olan Nu sayısının, çarpan jet yuva genişliğinin artması ile aynı Re sayılarının değerlerinde olduğu ortaya konulmuştur. Dörtlü çarpan jetin tahmini olarak ortalama Nu sayısının, üçlü çarpan jetlerinkinden daha

yüksek olduğu, ardından ikili jetleri geldiği ve tek jetin en düşük Nusselt sayılarına sahip olduğu anlaşılmıştır.

(Sharif, 2013) Sharif çalışmasında ikili eğik açılı bir slot çarpan jet çarpması kullanılarak elde edilen verilerin artmakta olduğu ısı transferinde sayısal bir analiz yapmıştır. Açılar 45° , 60° , 75° ek olarak 90° 'lik bir yüzey plakasından ölçülmüş çeşitli çarpan jet açılarına ait etkileri araştırılmıştır. Reynolds hava sayısının değeri 1000'de sabit tutulmuştur ve çarpan jet ile plaka arasındaki mesafe üzerinden çarpan jet çapının 6 katı kadar seçilmiştir. Isı transferlerine ait değerlerinin oranları gösterilmiştir. Elde edilen bu sonuçlar, çarpan jet sistem açısının hedeflenen yüzeylerin akışı ve sıcaklığı üzerindeki önemli bir etkisine dikkat çekmiştir. Bunun yanı sıra yapılan bu çalışma, çarpan jet çarpması yolu ile izotermal olan yüzeyin daha iyi bir şekilde dağılmış ve başarılı soğutulmasını sağlamak amacıyla jet açısının yaklaşık olarak 45° olması gerektiğini keşfetmişlerdir. 90° 'lik bir çarpan jet açısı (düz plakalı olan normal çarpan jet) elde edilmiş en yüksek ortalama olarak Nusselt sayısına sahip olmaktadır, bunu sırası ile 60° 'den sonra 75° jet açısı takip etmiştir, çarpan jet açısı 45° 'lik olan açıda en düşük değerli ısı transfer performansı ortaya konulmuştur.

(Caggese ve ark., 2013) Caggese ve diğerleri çalışmalarında tam olarak kısıtlanmış bir çarpan jet çarpmasının ısı transferi olayındaki artışı, çarpma için hedeflenen plakası (üst duvar) için ısı transfer değerleri katsayı modellerinin araştırılması için sayısal ve buna ek olarak deneysel bir araştırma yapmışlardır ve hedef yüzey belirlenmiştir (duvardan aşağı). Tüm çekme duvarı üzerlerindeki hava jetlerinin etkileri incelenmiştir. Reynolds sayıları ($Re = 16500 - 41800$) ve jetlerin 0,5 ila 1,5 çapları arasında değişmektedir. Çarpan jet ve hedef plaka mesafesi kullanılarak görüntülenmiştir. Momentumlar, basınçlar ve enerji bileşenleri, ikinci dereceden rüzgarlara karşı farkları alma yöntemi kullanılarak tek tek hesaplanmıştır. Maksimum değerli Nusselt sayıları, 1 adet çarpan jet çapında bir çarpan jet hedef plaka mesafesinde hedeflenen yüzeyler için gözlenmiştir. 14 adet çarpma yüzeyi için olabilecek en büyük Nusselt sayıları çarpan jet ve hedef yüzey ayrımının $d/2$ 'si olarak kaydedilmiştir. Böylelikle hedef yüzeyin ortalama ısı transferleri, direkt olarak çarpma jet bölgelerine maruz kalmış olan hedef yüzeyinkinden yaklaşık olarak % 45 daha az olarak bulunmuştur.

(Lee ve ark., 2008) Lee ve diğerleri çalışmalarında orifis ve çarpan jet akışkan havası kullanarak termal performanslara ait sayısal bir analiz gerçekleştirmişlerdir. Deneysel olarak, 2 ila 5 arasında değişen bir çarpan jet hedef yüzey aralığı ile 50 - 500 arasındaki Re sayıları için gösterilmiştir. Re sayıları 300'den büyük olduğu durumlarda, çarpan jete bağlı olarak akışkan akışının kararsız hale gelmiş olduğu keşfedilmiştir. Çarpan jet ve hedef plaka mesafesi ayrıca, Reynolds sayıları artış gösterdikçe hedef yüzeyindeki sürtünme etkilerinin

azalmış olduğunu keşfetmişlerdir. Bunlara ek değişen yükseklik oranlarında ise, artan Re sayıları ile beraber durgunluk bölgesindeki Nu sayılarının tepe değerleri de yükselmiştir. Ayrıca, Nu sayılarının durgunluk noktasına yaklaşık bir noktasında zirve yaptığı ve ardından hedeflenmiş olan plakadan sürekli olarak düştüğü keşfedilmiştir.

(Dağtekin ve Öztop, 2008) Dağtekin ve Öztop çalışmalarında ısı transferi oranlarını iyileştirmek adına ikili hava slot jetinin çarpması işlemleri üzerine deneysel bir çalışma yapmışlardır. Çarpan jet Reynolds sayıları ($Re = 100 - 1000$) ve çarpan jetin hedef plakaya olan boşluk mesafesi ($h/d = 2 - 6$) termal alanlarında ve akış alanlarında gösterilmiştir. Tüm h/W mesafeleri adına, (Re) düştüğü zaman ortalamanın (Nu) önemli düzeyde arttığı bulunmuştur. Oluşan bir durgunluk alanı esnasında, Nu sayılarının zirve değerleri kaydedilmiştir. Ayrıca, çarpan jet ve hedef plaka mesafesi arttığı zaman Nu sayıları azalmıştır ve ısı transfer oranını azalmıştır. Re sayılarının yüzey sürtünme katsayıları üzerinde oluşturduğu etkilerinin durgunluk alanına doğru çok büyük bir etkide olduğu da keşfedilmiştir.

(Lee ve ark., 2012) Lee ve diğerleri çalışmalarında hedeflenen plakanın düzgün bir kanatçıksız alanı için çarpan jetin laminar yarı çarpması olayı sıvı türü akışkan akışı içinde ısı transferi değerleri ve özelliklerini incelemişlerdir. Çoklu bir nozul jetinde, sonlu hacim yöntemi kullanılarak kararsız ve iki boyutlu termal hava performansı adına deneysel çalışma sonucu bir yöntem bulunmuştur. Çalışma akışkanı olarak hava kullanılmıştır. Re sayıları ($Re = 120 - 200$) ve çarpan hedef yüzey ayrımı için ($2 - 10$) Nu sayılarının etkileri verilmiştir. Çarpan jet hedefine gitmekte olan tüm mesafeler için, yerel Nu sayıları ve Re sayıları arttıkça iyileştirmeler olduğu keşfedilmiştir.

(Sahoo ve Sharif, 2004) Sahoo ve Sharif çalışmalarında iki boyutlu alan bölgesi çarpan jet çarpmasında akışkan alanını ve ısı transferindeki iyileştirmeleri deneysel ortamda araştırmışlardır. Değişik Reynolds sayılarının ve yüzey alanının en boy oran etkileri incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar, $100 - 500$ arasında değişen çeşitli akışkan Reynolds sayıları ve $4 - 10$ arasında değişmekte olan en ve boy oranları için gösterilmiştir. Reynolds sayısı arttığı zaman ortalama Nusselt sayısının da artıyor olduğu fark edilmiştir. Bunların yanı sıra durgunluk bölgesi en büyük olan ısı transferi iyileştirmesine sahip olduğu anlaşılmıştır. Sabit bir Reynolds değeri için en ve boy oranı arttıkça, yüzeye ait sürtünme katsayısının da tepe değerinin arttığı keşfedilmiştir.

(Park ve ark., 2003) Park ve diğerleri çalışmalarında ayrılmış sonlu eleman yöntemi kullanarak iki boyutlu bir alanda sınırlandırılmış bir çarpan jet yuvasına ait ısı transferini deneysel verilerle ve sıvı akışkanın akış görünümleri incelemişlerdir. Yapılan bu çalışmada,

laminer akışlar ve türbülanslı akışlar için hava Reynolds değerleri $Re = 220 - 25.100$ ve nozul ile plaka arasındaki mesafesinin ($h/B = 0.5 - 4$) ısı transferleri ve yüzey sürtünme katsayıları üzerindeki etkili ilişkisini göstermişlerdir. Yapılan bu çalışmada, maksimum olacak olan ısı transfer hızının durgunluk bölgesine yakın bir noktada meydana geldiğini göstermiştir ve bunun ardından akışın aşağı bölgesinde azaldığını bulmuşlardır. En büyük olan Re sayısı ve en küçük olan nozul ve hedef plaka aralığı 0,5 olarak belirlenmiştir. En büyük olan yerel ısı transfer katsayısı burada gözlemlenmiştir. En büyük olan yüzey sürtünme katsayısının durgunluk bölgesinde olduğu keşfedilmiştir.

(Aldabbagh ve Sezai, 2002) Aldabbagh ve Sezai çalışmalarında görece daha soğuk olan bir ortamdan sıcak bir hedef plakaya çarpma olarak düzenlenmiş beş nozul ile çarpma jetine ait üç boyut adına sıvı akışkan akışı ve ısı transferi özellikleri test etmişlerdir. 0,25 ile 9 jet genişliği arasında değişmekte olan çarpan jet ve hedef plaka uzunluklarında laminar çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada süreci yöneten denklemler, 100-500 arasında Reynolds sayı aralığında sonlu hacim yöntemi ile incelenmiştir. Çarpan jet durgunluk noktalarına ait yüksek yerel ısı transferi bölgeleri değerleri üretimi ve Nusselt sayılarının durgunluk noktalarından devamlı olarak düştüğünü keşfetmişlerdir. Bunlara ek olarak, çarpan jet ve hedef plaka aralığı azaldığı zaman ise yerel Nusselt sayısının artış gösterdiğini keşfetmişlerdir.

(Jambunathan ve ark. 1992) Jambunathan ve diğerleri çalışmalarında türbülanslı çarpan jetlerde ısı transferi özelliklerin üzerinde deneysel araştırmalar yürütmüşlerdir. Nozul çıkışında türbülanslı jetlerden ısı transferi hızları ile ilgili test sonuçları, 5000-124000 arasında değişmekte olan Re sayıları, konu ile alakalı çok sayıda araştırmadan derlenmiştir ve analizler bunlara göre yapılmıştır. Mevcut olan ısı transferi katsayılarının korelasyonları, nozul çıkış noktası ile değişmekte Nu sayısını göstermektedir; Re sayısı sabit bir faktöre yükseltilmiştir. Bununla beraber, gerçek kanıtlar, bu çalışmanın, nozul ve hedeflenen yüzey mesafesini ve durgunluk bölgesinden alınan h/d mesafesini kullanmasının gerekli olduğunu göstermektedir. Elde edilen verilerin bir alt kümesi kullanılmasıyla bu araştırma çalışması tarafından önerilen çeşitten Nu sayıları için bir ilişki kurulmuştur. Yapılmış olan incelemelere göre, Nu sayıları, $(6*d)$ 'den daha yüksek olan yarı çaplarda $(12*d)$ değerine kadar nozul ve hedef yüzey mesafeleri işlevseldir. Bu konuda çalışma yapabilecek diğer araştırmacılar için önceki veriler ile ısı transfer oranının anlaşması için elde edilmiş olan hesaplama bulguları ortaya konulmuştur.

(Buzzard ve ark. 2017) Buzzard ve diğerleri çalışmalarında çarpma yüzeyi üzerinde bulunan özel kanatçık modellerinin etkilerini incelemek adına deneysel bir araştırma

yapmışlardır. Burada incelenmiş yüzey şekli, daha küçük olan dikdörtgen kanatçıklar ile birlikte yapılmıştır. Büyük dikdörtgen kanatçıklar ve küçük pim kombinasyonları için birlikte araştırmalar yapılmıştır. Testlerde, 900 ila 11000 Reynolds değerlerinde ana akışkan hava soğutmasıyla gerçekleştirilmiştir. Küçük bir dikdörtgen kanatçıklara sahip olan plakaların, büyük ve küçük ölçekli dikdörtgen kanatçıkların bir kombinasyonu dahil olacak şekilde, hedef plakalardan genellikle daha yüksek olan yerel Nusselt sayılarını gösterdiği keşfedilmiştir. Küçük dikdörtgen ve büyük dikdörtgen pürüzlülüğün bir arada olduğu yüzeylerde yüksek Reynolds değerlerinde diğer plakalara göre daha yüksek olan yerel Nusselt değerleri gözlemlenmiştir. Küçük olan pürüzlülük seviyelerinde yaşanan bir artış, tüm Reynolds değerleri için daha yüksek yerel Nusselt sayılarının elde edilmesini sağlamıştır.

(Kim ve ark., 2017) Kim ve diğerleri çalışmalarında iç bükey hedef plakalar ve dış bükey hedef plakalar üzerinde sınırlı hava deliği etkisinin kullanılması ile akış alanı ve ısı transferi değerlerinde artış sağlanması üzerinde yürütülen bir deney bildirmişlerdir. Yapılmış olan ölçümler, 1 mm sabit jet çapı ve çarpan jet ve hedef yüzey aralığı 2-10 çarpan jet çapı ile 200-600 arasındaki Reynolds sayılarında çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Elde edinilen sonuçlar, yerel Nusselt sayılarının eksenel olarak dağılımının, tüm durumlar adına durgunluk bölgesinde bir adet tepe değeri sunduğunu ve bunun ardından duvar jet bölgesinde kademeli bir biçimde azaldığını göstermiştir. Ayriyeten, tüm çarpan jet ve hedef plaka boşlukları için artış gösteren Reynolds sayıları ile her iki yüzey adına yerel ısı transferi katsayıları artış göstermiştir. Yerel olan Nu sayıları, iç bükey hedef yüzey için durgunluk alanındaki dış bükey hedef yüzey alanının değerinden %47' ye kadar daha büyük olduğu saptanmıştır.

(Yakut ve ark., 2016) Yakut ve diğerleri çalışmalarında altıgen bir yapıya sahip kanatçıklı bir hedef plaka üzerinde nozullar ile serbest bir şekilde püskürtme tekniğini kullanarak soğutma işlemi yapılmıştır. Nozulların çapı 50 mm seçilmiştir. Yapılan bu çalışmada, önce deneysel ortamda uygulamalı ve sonra sayısal olarak Ansys Fluent programları kullanılarak işlemler gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada, Nusselt sayıları ve Reynolds sayılarındaki değişimin etkisi gösterilmiştir. Bu çalışmada nozuldan çıkmakta olan soğutma havasının altı farklı hız seviyelerinde ($U_0 = 4, 5, 6, 7, 8$ ve 9 m/s) ve üç farklı yükseklik seviyelerinde ($h_k = 100, 150$ ve 200 mm) belirlenmiş ve kullanılmıştır. Kanatçıkların sayıları ve nozuldan hedef yüzeye olan ayırma aralığındaki her bir değişiklik ($h/d = 1,2$) olarak belirlenmiştir. Elde edilen bu sonuçlar, Nu sayıları ve Re değerleri ilişkilerini gözlemleyerek uygulamalı deneyler ve sayısal deneyler arasında yakınsanmıştır. Hedeflenen yüzeye en yakın mesafe için en yüksek Nu sayılarının durgunluk alanında olduğu keşfedilmiştir.

(Xu ve ark., 2016) Xu ve diğerleri çalışmalarında ısı transferini ve entropi oluşumunu incelemek için hava jeti ile bir çarpan jet sistemi kullanılmışlardır. Slot jet çarpmasına maruz bırakılmış bir pürüzlü hedef yüzeyi, sinüzoidal özel bir dalga kullanılarak modellenmiştir ve bunun ardından pürüzsüz yüzey ile karşılaştırılmıştır. Reynolds değerleri 2738-10952 arasında değişim göstermiştir ve çarpan jet ile hedef plaka mesafesi 4-8 jet çapında belirlenmiştir. Pürüzlü olan hedef yüzeyin ısı transferi performansının, pürüzsüz olan hedef yüzeyden büyük ölçüde daha yüksek olmuş olduğu görülmüştür. Pürüzlü olan bir hedef yüzey ile karşılaştırıldığı zaman, pürüzlü bir yüzey adına ortalama ısı transferi katsayısı %40' a kadar artış göstermiştir. Tüm bunlara ek olarak, Re değerinin arttırılmasının Nu değerinde, üretilen entropilerde ısı transferlerinde ve akışkan sürtünmesinde artışa yol açmış olduğu keşfedilmiştir.

(El-Gabry ve Kaminski, 2005) El-Gabry ve Kaminski çalışmalarında çarpan jet çarpma dizileri kullanılarak yüzeye ait pürüzlülüğünün ortalama ısı transferi değişimi üzerindeki etkilerinin deneysel bir incelemesini yapmışlardır. Jet açıları, rastgele pürüzlü olacak şekilde ya da pürüzsüz yüzeyden doğrudan düz plakadan ölçülerek 30°-90° arasında değişim göstermiştir. Değişik hava Reynolds değerleri 15000 ila 35000 ve çarpan jet ile hedef yüzey aralıkları 1-2 jet çaplarında çalışmalar yapılmıştır. Pürüzsüz yüzeyler ile bu durum karşılaştırıldığında, pürüzlü yüzeye ait (Nuavg) değerini arttırmıştır. Daha üniform bir termal enerji dağılımı oluşturmuştur. Açısı 90° olan jetin çarpan jet ile hedef yüzey aralığında (2*d) her iki yüzey üzerindeki oluşan etkileri, diğer durumlar ile karşılaştırıldığı zaman maksimum ortalama Nusselt değerine sahip olduğu anlaşılmıştır.

(Rasool ve Jassim, 2016) Rasool ve Jassim çalışmalarında hedeflenen yüzeydeki bir adet yarıktan eksenel simetrik hava akışı darbeli ısı transferinin deneysel bir araştırması olarak incelemişlerdir. Konvektif ısı iletimini iyileştirici artan türbülans değerleri sağlamak adına kullanılmıştır. Nervür yüzeyinde farklı yüzey alanı konfigürasyonları araştırılmıştır; hedef oluklu olan yüzey alanı üzerinde değişim gösteren adımlarda ayrılmıştır. Değişen nozul çaplarında dikdörtgen şekilli ve dairesel şekilli nervürler ele alınmıştır. Püskürtme havasının hızları 18,4 m/s'den ta ki 336 m/s'ye kadar denenmiştir. Orifis ile hedef plaka aralığı 4-6 aralığında kullanılmıştır. Kanatçıkların çeşitli formlarının, çarpan jetlerin termal performansları üzerlerindeki farklı etkilere sahip olduğu saptanmıştır. Hedeflenen plaka delik çapları, deliklerden hedefe olan boşluklar ve çarpan jet hızları, ısı tahliyesi durumunu tanımlayan en etkili değişkenler olduğu anlaşılmıştır.

(Wan ve ark., 2015) Wan ve diğerleri çalışmalarında çoklu nozul akışkan jetli bir soğutma sisteminde termal akışkanın akış özellikleri üzerine hem sayısal hem de deneysel bir

Çalışma yapmışlardır. Düz, sıralı kanatçıklı ve dağınık kanatçıklı kullanılan üç adet hedef yüzey yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar, 15 x 103 – 35 x 103 arasındaki hava Re değerlerinde elde edilmiştir. Alınan veriler, Re sayısı değerleri arttığında, tüm ortalama Nu sayısı değerlerinin de artacağını göstermiştir. Ayrıca, sıralı kanatçıklı levhaya ait en yüksek ortalama Nusselt değerlerine sahip olduğu, bunu kanatçıklı levha ve sonrasında düz levhanın izlediği anlaşılmıştır.

Literatürde yapılan çalışmalar yukarıda özetlenmiştir. Yapılması planlanan çalışmada, mini kaskad çarpan jet dizileri ile diferansiyel kanatçıklı yeni tip mini ısı alıcıların ısı ve akış karakteristiklerinin belirlenmesine yönelik deneysel ve teorik bir çalışma sunmayı amaçlamaktadır. Mikro işlemcilerde kullanılan düzlem ısı alıcılar yerine optimum geometriye sahip diferansiyel kanatçıklı ısı alıcılar kullanılarak ısı transferinin artırılması ve endüstride yaygın kullanımı amaçlanmıştır. Farklı basınç değerlerinde ve farklı nozul sayılarında ısı alıcıların performansı detaylı olarak incelenecektir. Kaskad arpan jet sistemlerinde durma noktası özellikleri, hız profilleri ve sınır tabaka oluşumlarının farklılık göstermesinden dolayı deneysel bilgilere ihtiyaç vardır. Açık veya kapalı ortamda çalışan jet dizilerinin akış özellikleri farklılık gösterdiği için birlikte çalıştığı yapının akustik frekansıyla çakışma olma durumlarının araştırılması önem arz etmektedir. Hem cihaz emniyeti hem de çalışma konforu için spektrum analizörü vasıtasıyla akış özellikleri de araştırılacaktır. Çalışma sonucunda sistemlerin ısınan eklem sıcaklıklarının optimum çalışma sınırları içerisinde kalması, çalışma şartlarının iyileştirilmesi ve ekonomik ömürlerinin uzun olması amaçlanmıştır.

MATERYAL ve METOT

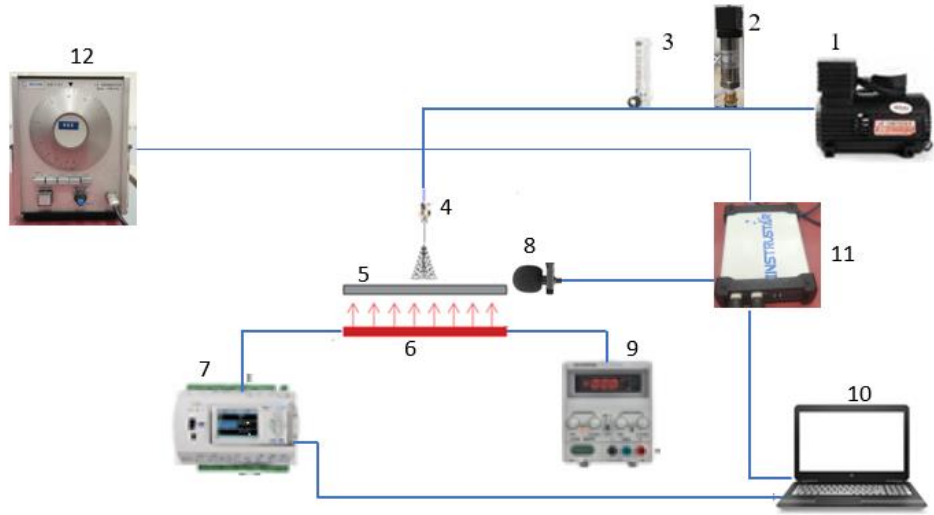
Yapılan deneysel çalışmada farklı geometrilerdeki ve diferansiyel ısı alıcılarda kaskad çarpan jet soğutma karakteristikleri incelenmiştir. Tezin bu bölümü deney düzeneğinin kurulması ve ısı alıcıların tasarlanması olmak üzere iki bölümden oluşmaktadır.

Deney Düzeneği

Deneyler, Atatürk Üniversitesi BAP Koordinatörlüğü tarafından FBA-2022-10861 proje numarasıyla desteklenen “Kaskad Çarpan Jet ile Mini Isı Alıcıların Isı ve Akış Karakteristiklerinin Belirlenmesi” isimli proje kapsamında, Atatürk Üniversitesi Sprey Laboratuvarında kurulan deney düzeneğiyle gerçekleştirilmiştir. Deneyler G20 nozul çapı ve farklı nozul sayılarında, sabit ısı akısında, 1-1,5-2 bar basınçlarda, basınca bağlı olarak değişen debilerde ve farklı ısı alıcı geometrilerinde gerçekleştirilmiştir. Bahsedilen değişken parametreler için ısı transfer analizi yapılmıştır. Kurulan deney düzeneğinin gerçek ve şematik görünümü Şekil 21-22’ de görüldüğü gibidir. Deney düzeneğinde kullanılan cihaz ve ekipmanların özellikleri aşağıda sıralanmıştır.



Şekil 21. Deney düzeneği.



Şekil 22. Deney düzeneğinin şematik görünümü.

Tablo 6. Deney Sisteminde Kullanılan Malzemeler.

1	Kompresör	7	Veri Kaydedici
2	Basınç Ölçer	8	Mikrofon
3	Debi Ölçer	9	DC Güç Kaynağı
4	Nozul	10	Bilgisayar
5	Isı Alıcı	11	Osiloskop ve Spektrum Analizör
6	Silikon Isıtıcı	12	Sinyal Jeneratörü

Basınç Ölçer

Soğutma için kompresörden temin edilen havanın istenilen basınç aralıklarında (1-1,5-2 bar) sabit kalmasını sağlamak, veri kayıt cihazından takibinin yapılabilmesini sağlamak ve kayıt altına alınabilmesi için kullanılmıştır. Basınç ölçerin özellikleri aşağıdaki Tablo 7’ de verilmiştir.



Şekil 23. Basınç ölçer.

Tablo 7. Basınç Sensörünün Teknik Özellikleri.

Teknik Özellikleri			
Ölçüm Aralığı	0-2,5 bar	Sıcaklık Aralığı	Ortam: -25-125°C Elektronik kısım: -25-85°C
Sensör Materyali	Seramik Sensör	Elektromanyetik Koruma	EN 61326
Hassasiyet	%0,5 FSO BFSL	Titreşim	10 g, 25 Hz-2 kHz IEC 68-2-
Çıkış	2 telli 4-20 mA	Darbe	500 g / 1 msec IEC 68-2-27
Besleme	8-32 VDC	Basınç Portu	Stainless steel 1.4301 (304)
Çıkış Direnci	$R_{max} = [(V_S - V_{S_{min}}) / 0.02] W$	Mühürler	FKM
Tepki Süresi	<10 msn	Diyafram	Seramik Al ₂ O ₃ 96 %
Ölçme Oranı	1 kHz	Ağırlık	120 g
Termal Hata	<0.5 % FSO / 10 K	Kullanım Ömrü	> 100 x 10 000 000 ölçüm

Debi Ölçer

Kaskad çarpan jet sisteminde soğutma için gönderilen havanın debisini ölçmek için (Şekil 24) kullanılan şamandıralı debimetrenin teknik özellikleri Tablo 8’de verilmiştir.

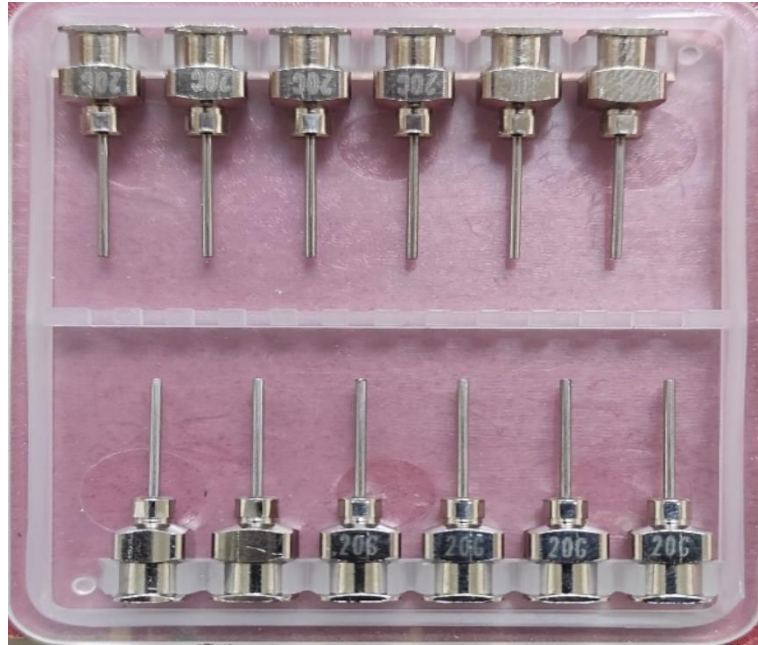
**Şekil 24.** Debi ölçer.

Tablo 8. Hava Debimetresine Ait Teknik Özellikler.

Marka	LZM-15T
Çalışma prensibi	Analog
Ölçüm aralığı	0,6-6 m ³ /saat (air)
Çalışma sıcaklığı	0-120 °C
Maksimum basınç	16 bar
Boy	216mm
Bağlantı	½” dişli
Şamandıra	Paslanmaz çelik
Gövde	Polikarbonat-Polipropilen
Ayar vanası	Var

Nozullar

Deneyleerde soğutucu akışkanın ısı alıcıya aktarılmasını sağlamak amacıyla paslanmaz çelik nozul kullanılmıştır (Şekil 25). Kullanılan nozullara hortum bağlantısının direkt yapılamamasından dolayı ara eleman olarak paslanmaz çelik lüer kullanılmış ve böylece şırınga ile nozul bağlantısı sağlanmıştır. Deneyleerde 20G çapta tekli nozul kullanılmıştır. Kullanılan nozulun ölçüleri Tablo 9’ da verilmiştir.



Şekil 25. 20G Nozullar.

Tablo 9. 20G Nozulun Özellikleri.

Nozul Çapı	İç Çapı (mm)	Dış Çapı (mm)	Uzunluk (mm)
20 G	0,61	0,9	13

Silikon Isıtıcılar

Isı alıcılara istenilen ısı akısının sağlanabilmesi için kullanılan, 40x40x2 mm boyutlarında, yanmaz malzemeden imal edilmiş, DC akım ile beslenen rezistanslardır (Şekil 26). Isı alıcının altında, arasına termal direnci önlemek için -50 °C ... +200 °C sıcaklık aralığında çalışan termal macun sürülerek kullanılmıştır.



Şekil 26. Silikon ısıtıcı.

DC Güç Kaynağı

Isı alıcıların sıcaklığını artırmak için kullanılan silikon ısıtıcılara istenilen voltaj ve akımın sağlanması için DC güç kaynağı kullanılmıştır. Deneylerde Instek marka GPS-3030DD model güç kaynağı kullanılmıştır (Şekil 27). Güç kaynağının teknik özellikleri aşağıdaki gibidir (Tablo 10).



Şekil 27. DC güç kaynağı.

Tablo 10. DC Güç Kaynağı Teknik Özellikleri.

Teknik Özellikler		
Çalışma aralığı	0-30 V	0-3 A
Hassasiyet (%)	$\pm 0,01(V)$	$\pm 0,2(A)$
Çalışma Sıcaklığı	0-40 °C	

Veri Kaydedici

Isı alıcı ve ortam sıcaklığının ölçülebilmesi için K Tipi ısı çiftleri kullanılmıştır. Isıl çiftler ısı alıcının dört yan yüzeyinin tam ortalarından 5-10-15-20 mm derinliklerde açılan deliklere termal macun sürülmüş halde bağlanmıştır. Belirlenen derinlikler ısı alıcıda homojen sıcaklık ölçümü alınacak şekilde tasarlanmıştır. Isıl çiftler akışı bozabilme, ısı transferini etkileyebilme ve hatalı okuma yapabilme ihtimallerinden ötürü ısı alıcı yüzeyine değil, ısı alıcının yan yüzeyleri delinerek bağlantıları yapılmıştır. Isı alıcıya bağlı ısı çiftlerinden okunan sıcaklık değerlerinin ortalaması alınarak ısı alıcı yüzey sıcaklığı belirlenmiştir. Deneylerdeki sıcaklık ve basınç ölçümleri Novus marka Fieldlogger model veri kaydedici ile yapılmıştır (Şekil 28). Veri kaydedicinin özellikleri Tablo11’ de verilmiştir.

**Şekil 28.** Veri kaydedici (FieldLogger).**Tablo 11.** Veri Kaydedici Teknik Özellikleri.

Parametre	Özellik
Giriş Tipleri	Pt100, Isıl çift, 4-20 mA, 0-50 mV, 0-10 Vdc
Hassasiyet (%)	$\pm 0,15$
Analog kanal sayısı	8
Çıkış	2 adet röle
Kayıt sıklığı	Saniyede 100 veya daha fazla
Haberleşme	Ethernet, USB, Rs485 portlar
Dahili hafıza	2 MB
Besleme	220 V AC 50 Hz
Çalışma sıcaklığı-Nem	0-50 °C – Azami %80

Mikrofon

YOGA marka, EM-020 model, pilli, kondenser yaka tipi bir mikrofon olup, frekans cevabı 20 Hz - 18 kHz aralığında düzgün değişmektedir. Sistemde oluşan vorteks ve dalgaları osiloskop ve spektrum analizöre aktarmak için kuzey ve güney yönlerden veri aktarımı için kullanılmıştır.



Şekil 29. Sistemde kullanılan yaka mikrofonu (2 adet).

Osiloskop ve Spektrum Analizör

Osiloskoplar, elektrik sinyallerinin dalga formunu, frekansını ve genliğini aynı anda tespit etmeye imkan tanır. Sinyalin dalga formunu görsel olarak ekranda gösterirler. Bu da, elektriksel dalga sinyalinin çizimini sağlar. Ayrıca, sinyalin frekansını ve genliğini belirlememizi mümkün kılarlar.

Spektrum analizörü, cihazın tam frekans aralığı içinde frekansa karşı bir giriş sinyalinin büyüklüğünü ölçer. Birincil kullanımı, bilinen ve bilinmeyen sinyallerin spektrumunun gücünü ölçmektir. En yaygın spektrum analizörlerinin ölçtüğü giriş sinyali elektrikseldir; ancak, akustik basınç dalgaları ve optik ışık dalgaları gibi diğer sinyallerin spektral bileşimleri, uygun bir dönüştürücü kullanılarak değerlendirilebilir.



Şekil 30. Osiloskop ve spektrum alalizör.

Tablo 12. Osiloskopun Teknik Özellikleri.

Üretici Firma	İnstrustar
Ürün Kategorisi	PC Tipi Osiloskop
Kanal Sayısı	2
İç Direnci	1M Ω 25pF
Çözünürlük	8 Bit
Kazanç Aralığı	-6 V ~ 6 V (prob X1) / -160 V ~ 160 V (prob X10)
Doğruluk	$\pm$ 3%
Zaman Taban Aralığı	10ns/div-10s/div
Giriş Koruması	Diyot, 50Vpk
Otomatik Ayar (Set)	10Hz - 40MHz
Tetikleme Modu	Otomatik, Normal, Sinyal
Tetikleme Seviyesi	Var
Tetik Kaynağı	2 Kanal
Bant Genişliği	40MHz
Arabellek Boyutu	256KB/CH
Maksimum Örnekleme Hızı	100MS/s
Dikey Modu	CH1, CH2, ADD, SUB, MUL

Tablo 13. Spektrum Analizör Teknik Özellikleri.

Kanal Sayısı	2
Bant Genişliği	40Mhz
Algoritma	FFT(18 - Windows), Correlation
FFT Points	8-1048576/CHN
FFT Ölçüsü	Harmonic(1-7), SNR, SINAD, ENOB, THD, SFDR

Sinyal Jeneratörü

Philips marka, PM 5105 model LF- Generatör, kare ve sinüs dalgalar üretip, frekans aralığı 10 Hz – 100 kHz olmaktadır.



Şekil 31. Sinyal jeneratörü.

Isı transfer deneylerinin yapılış aşamaları

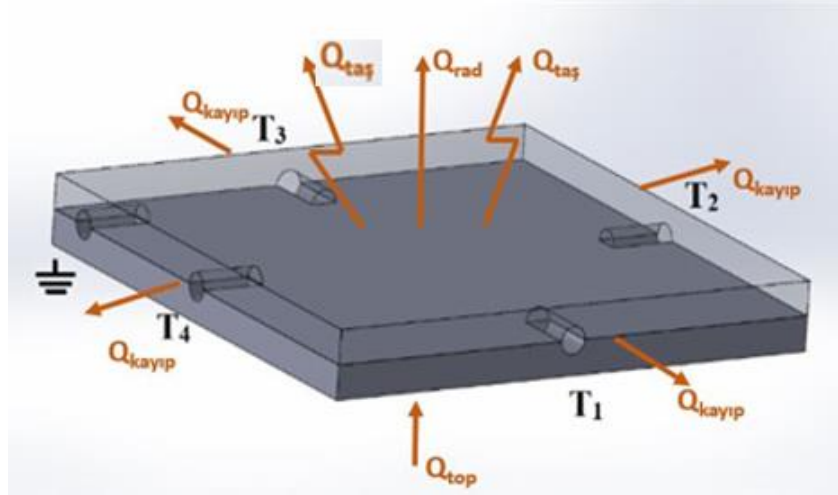
1. Isı alıcı ve silikon ısıtıcı arasında termal direnç oluşmasını engellemek için, öncelikle termal macun kullanılmıştır. Bu macun, iki yüzey arasındaki boşlukları doldurarak hava kabarcıklarını minimize eder ve daha etkili bir termal iletim sağlar. Isı alıcısı, sadece üst yüzeyinden ısı transferine izin vermek üzere tasarlanmıştır. Bu nedenle, izolasyon malzemesinin içerisine yerleştirilirken, ısı transferinin sadece bu yönde gerçekleşmesi sağlanmıştır. Böylece, ısı alıcısının yan yüzeylerinden gelen ısı kaybı minimize edilmiştir. Isı alıcısının yan yüzeylerinde bulunan ısıl çift deliklerine ısıl çiftler yerleştirilmiş ve bu ısıl çiftlerin uçlarına termal macun uygulanmıştır. Bu işlem, ısıl çiftlerin etkili bir şekilde çalışmasını sağlar ve ısı alıcısından doğru şekilde veri alınmasını temin eder. Aynı zamanda, termal macunun kullanılmasıyla bu ısıl çiftlerin yan yüzeylerinden de ısı transferi optimize edilir. Bu adımlar, ısı alıcısı ve silikon ısıtıcı arasındaki termal direnci minimize ederek, sistemdeki termal performansı artırmayı amaçlamaktadır.
2. Paslanmaz çelik nozul, lüerle oluşturulan pnömatik dağıtıcıya geçmeli bağlantı oluşturacak şekilde takıldı.
3. Nozul-ısı alıcı arası mesafe, nozul çapı ve sayısı, akışkan basıncı ve debisi deney planına göre ayarlandı.
4. DC güç kaynağı deneylerde kullanılacak olan akım ve voltaj değerlerine ayarlandı. Isı alıcı yüzey sıcaklığı artmaya başlamıştır.
5. Isı alıcı istenilen sıcaklık değerine ulaştıktan sonra akış şalteri hava geçiş yolunu açarak belirtilen şartlardaki soğutucu akışkan (hava) nozullara göndererek ısı alıcı yüzeyinin soğutulmasını başlatmıştır.
6. Aynı esnada osiloskop ve spektrum analizörde devreye alınarak sistemden gerekli veriler alınmıştır.
7. Isı alıcı belirlenen sıcaklık değerine ulaştıktan sonra akış şalteri hava akışını keserek nozullara giden şartlandırılmış soğutucu akışkan (havayı) yolunu kapatmıştır.
8. Isı alıcı ısıtılırken ve soğutulurken daha önce sıcak su banyosuyla kalibrasyonu yapılan K tipi ısıl çiftlerin bağlı olduğu veri kaydediciye ısı alıcı üzerindeki sıcaklıklar kaydedildi.
9. Sıcaklık ortalamaları alınarak ısı transferi analizi yapıldı.

Isı transfer analizi

Isı alıcı üzerinde, silikon ısıtıcıdan gelen ısı miktarını hesaplarken, ışıınım ile ısı geçişi (Q_{rad}) ve konvektif ısı transferi ($Q_{taş}$) önemlidir. Bunun yanı sıra, test bölgesindeki ısı kayıplarını da ($Q_{kayıp}$) göz önünde bulundurmalıyız. Toplam ısı miktarı (Q_{top}), bu faktörlerin toplamını ifade eder. Yani:

$$Q_{top} = Q_{taş} + Q_{rad} + Q_{kayıp} \quad (4)$$

olarak ifade edilebilir (Şekil 32).



Şekil 32. Isı alıcıda gerçekleşen ısı transfer mekanizmaları.

Isı alıcının yüzey alanının düşük oluşu (40x40x5 mm), kullanılan alüminyum malzemenin yüzeyinin temizlenerek parlatılması ve düşük yüzey sıcaklıklarında ($\sim 100^\circ\text{C}$) çalışılması göz önüne alınarak radyasyonla gerçekleşen ısı transferi hesabı yapılmıştır ve ısı alıcı yüzeyinden gerçekleşen ısı transferi miktarının % 1' inden düşük çıkmıştır. Ayrıca yapılan hesaplama sonucu test bölgesinde gerçekleşen toplam ısı kaybı, toplam ısı transferi miktarının % 3' ünden düşük olarak hesaplanmıştır. Dolayısı ile radyasyonla gerçekleşen ısı transferi miktarı ve sistemde gerçekleşen ısı kaybı miktarları ihmal edilebilir boyutlardadır. Bu durumda sistemden gerçekleşen toplam ısı transferi miktarı;

$$Q_{top} = Q_{taş} \quad (5)$$

olarak ifade edilebilir.

Isı akısı ise eşitlik 3 ile ifade edilebilir. Q_{top} toplam ısı miktarı, A_y ise ısı alıcı yüzey alanını ifade eder.

$$q'' = \frac{Q_{top}}{A_y} \quad (6)$$

Isı taşınım katsayısı;

$$h = \frac{Q_{top}}{A_y(T_y - T_{\infty})} \quad (7)$$

şeklinde ifade edilebilir. Burada T_y ısı alıcı üzerindeki ortalama sıcaklık, T_{∞} ise ortam sıcaklığını ifade etmektedir.

Belirsizlik analizi

Deneysel çalışmanın sonucunda, belirsizlik analizi aşağıdaki eşitlikle yapılmıştır.

$$W_R = [(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1)^2 + (\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2)^2 + \dots + (\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n)^2]^{0,5} \quad (8)$$

Eşitlikte belirtilen $(x_1, x_2, \dots, x_n)$ bağımsız değişkenleri, R bağımsız değişkenlerin fonksiyonu, $(w_1, w_2, \dots, w_n)$ bağımsız değişkenlerin belirsizliği, w_R ise sistem belirsizliğini ifade etmektedir (Kline and McClintock, 1953).

Yukarıda belirtilen eşitlik kullanılarak, deneysel belirsizlik ısı taşınım katsayısı (h) için % 0,95 olarak hesaplanmıştır. Deneylerde kullanılan cihazların hassasiyeti ve belirsizliği aşağıda verilmiştir (Tablo 14).

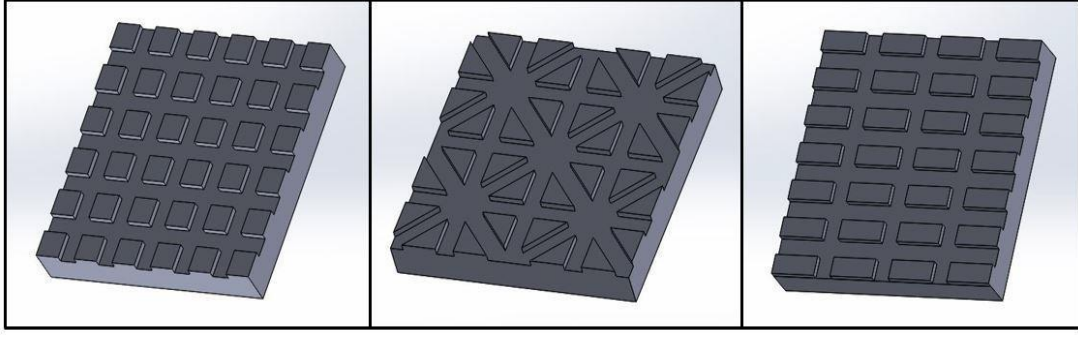
Tablo 14. Kullanılan Cihazların Hassasiyeti ve Belirsizliği.

Cihaz	Hassasiyet (%)	Belirsizlik
Veri kaydedici (°C)	±0,2	±0,209 °C
Basınç Sensörü (bar)	±0,5	±0,59 bar
Osiloskop-Spektrum analizör	±3	±3,09 Hz
DC güç kaynağı (V)	±0,01	±0,109 mV
(A)	±0,2	±0,209 mA

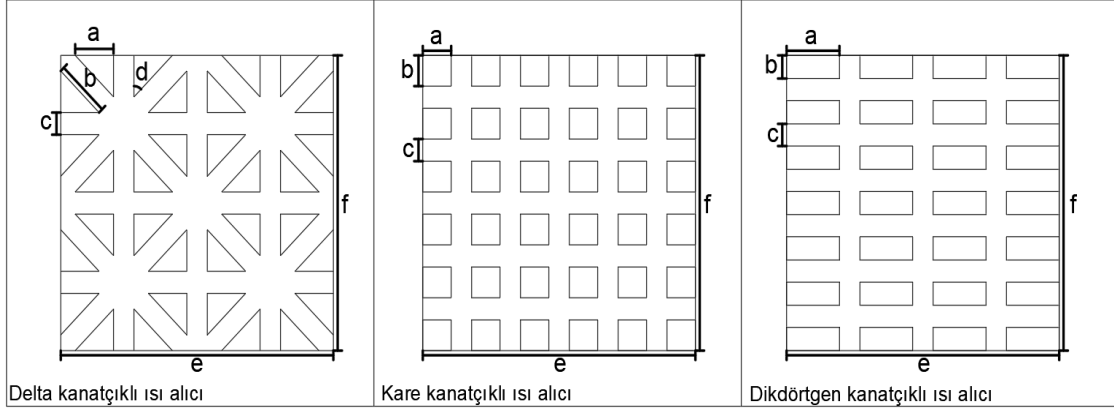
Diferansiyel ısı alıcıların tasarımı

Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Mekanik Laboratuvarında, metal CNC ile üretilen ısı alıcılar üzerinde diferansiyel ısı alıcıların optimizasyonu amacıyla kapsamlı araştırmalar yürütülmüştür. Bu araştırmalar, endüstriyel uygulamalarda kullanılan ısı alıcılarının verimliliğini artırmayı hedeflemiştir.

Deneysel çalışmanın ilk aşamasında delta, dikdörtgen ve kare kanatçıklı olarak üç farklı ısı alıcı tasarlanmıştır. En iyi soğutmayı sağlayan geometrinin saptanabilmesi adına farklı geometrilerde, aynı yüzey alanına sahip ısı alıcılar üretilmiştir. Üretilen ısı alıcıların taban kalınlığı 5 mm, kanat yükseklikleri 1 mm'dir. Üretimi yapılan ısı alıcıların geometrik özellikleri Şekil 34'te, ölçüleri ise Tablo 15'te verilmiştir.



Şekil 33. Üretimi yapılan ısı alıcılar.



Şekil 34. Üretimi yapılan ısı alıcıların geometrik özellikleri.

Tablo 15. Üretimi Yapılan Isı Alıcıların Ölçüleri.

Isı alıcı	a (mm)	b (mm)	c (mm)	d (°)	e (mm)	f (mm)
Delta K.	5,63	7,96	3	45	40	40
Dikdörtgen K.	4,17	4,17	3	-	40	40
Delta K.	7,75	3,14	3	-	40	40

Deneyisel çalışmanın ikinci aşamasında, ilk aşamada en etkin soğutmaya sahip kanatçık türü olarak kare kanatçıklar belirlenmiştir. Belirlenen kare kanatçıklar üzerinden tasarlanan ve üretilen farklı geometrilere sahip 27 ısı alıcı için belirlenen detaylı bir deney planı doğrultusunda deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmalar, farklı kanat yükseklikleri, kanatlar arası mesafeler ve kanat genişlikleri gibi çeşitli parametrelerin ısı transferi üzerindeki etkisini değerlendirmeyi amaçlamıştır. Isı alıcılar kolay işlenebilir olması sebebiyle 5000 serisi alüminyum plakalar kullanılarak üretilmiştir. Yüzey alanı 1600 mm² olan düzlem plakaya 1 mm kanat yüksekliğinde yukarıdaki geometrilere kanatçıklar eklendiğinde, delta kanatçıklı ısı alıcının yüzey alanı 2215 mm², dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcının 2200 mm² ve kare kanatçıklı ısı alıcının 2209 mm² olmaktadır. Böylece tasarlanan bütün ısı alıcılarda düzlem plakaya göre yüzey artışları yaklaşık % 38 olarak gerçekleşmiştir.

Elde edilen deneysel sonuçlar detaylı bir şekilde analiz edilmiştir. Bu analizler sonucunda, diferansiyel kanatçıklar için optimal parametrelere sahip ısı alıcılar belirlenmiş ve bu parametrelere uygun olarak diferansiyel kanatçıkların üretimi gerçekleştirilmiştir.

Tam Faktöriyel Metodu

Deney tasarımı, sonuç değişkenine etkiyen değişkenlerin belirlenmesinde ve bu parametrelerin sonuç üzerine etkilerinin araştırılmasında kullanılan bir yöntemdir. Deney tasarımının temel amacı, deney hatalarını minimize etmektir (Hinkelmann and Kempthorne 2008; Şişman ve Demirtaş 2016). Ayrıca deney tasarımı, etkili parametreleri etkisiz parametrelerden ayırarak etkili parametrelerle elde edilen optimum parametreler vasıtasıyla hatayı en aza indirmeyi amaçlar (Krottmaier 1993; Şişman ve Demirtaş 2016). Deney tasarımında yaygın şekilde kullanılan yöntemlerden biri tam faktöriyel deney tasarımıdır.

R. A. Fisher tarafından geliştirilen faktöriyel deney tasarımları, parametrelerin birbirleriyle etkileşimleri durumunda kullanılan deney tasarımı yöntemlerindendir (İzgiz 1999; Gündoğan 2015). Faktöriyel deney tasarımıyla kast edilen, her deney veya deney tekrarında, her parametrenin bütün seviyeleriyle birlikte kombinasyonlarının denenmesidir (Montgomery 2005; Gündoğan 2015). Bu durum göz önüne alındığında, parametre etkilerinin değerlendirilmesi için en etkili tasarım yöntemi tam faktöriyel metodu olduğu görülmektedir. Tam faktöriyel deney tasarımında her bir değişken parametrenin sonuç parametresi üzerine etkisi ve parametrelerin birleşik etkilerini belirlenebilmesi için kullanılan etkili bir metottur (Şişman ve Demirtaş 2016).

Sonuç parametresinin faktör seviyesine bağlılığının ölçüldüğü deneylerde, klasik tasarım yerine faktöriyel tasarım kullanılmasının iki temel nedeni vardır:

1) Faktöriyel deneyler, parametreler arasında etkileşimleri belirleyerek hesaplama yapılmasını sağlar.

2) Eğer parametrelerin etkisi toplanabilir ise, bu durumda aynı kesinliği elde etmek için faktöriyel tasarım klasik yaklaşımdan daha az sayıda ölçüme ihtiyaç duyar (Miller and Miller 2008; Gündoğan 2015).

Tam faktöriyel deney tasarımının en önemli avantajı, bütün parametrelerin sonuç parametresi üzerinde gösterdiği etkiyi ve parametrelerin birbirleriyle etkileşiminin kolay bir şekilde irdelenebildiği bir tasarım yöntemi olmasıdır. En büyük dezavantajı ise bütün değişken parametreleri kullanarak deneyleri yapmasından dolayı zaman ve maliyet kaybına neden olan bir deney tasarım metodu olmasıdır (Şişman ve Demirtaş 2016).

Tam faktöriyel deneylerin analizinde varyans analizi ve regresyon analizi kullanılmaktadır. Bu yöntemler ile değişken parametrelerin deney üzerine etkileri hesaplanabilir (Breyfogle 2003). Varyans analizi hangi işlem üzerinde hangi değişken parametrelerin ne derecede etkili olduklarını istatistiksel olarak açıklarken (Yang ve Tarn 1998; Gündoğan 2015), regresyon analizi, bağımsız girdi değişken parametresi ve bağımlı çıktı değişken parametresi arasında net bir matematiksel ilişkinin varlığını tespit etmek için kullanılır (Hamzaçebi ve Kutay 2003; Gündoğan 2015).

Sayısal Analiz

Kaskad çarpan jet soğutma deneyleri ardından ısı transferi analizi için ANSYS Fluent paket programı kullanılarak modellenmiş, soğutma performansı gerçek sonuçlar ile kıyaslanmıştır. ANSYS Fluent Multiphase modu kullanılarak sayısal analizi yapılan kaskad çarpan jet soğutma için aşağıdaki şartlar uygulanmıştır.

- ❖ Soğutucu akışkan hava kullanılmıştır.
- ❖ Isı alıcı-nozul arası mesafe 1,22 cm olarak modellenmiştir.
- ❖ Soğutucu akışkan basıncı olarak 1-1,5-2 bar uygulanmıştır.
- ❖ Soğutucu akışkan hızı nozul sayısı ve basıncına göre hesaplanarak sonuç değerleri kullanılmıştır.

ANSYS Fluent programı ile yapılan ısı transfer analizlerinde enerjinin korunumu, kütlenin korunumu ve momentumun korunumu denklemleri kullanılmaktadır. Bu denklemler sırasıyla aşağıdaki gibidir.

$$\rho c_v \frac{dT}{dt} = k \nabla^2 T + \Phi \quad (9)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} = 0 \quad (10)$$

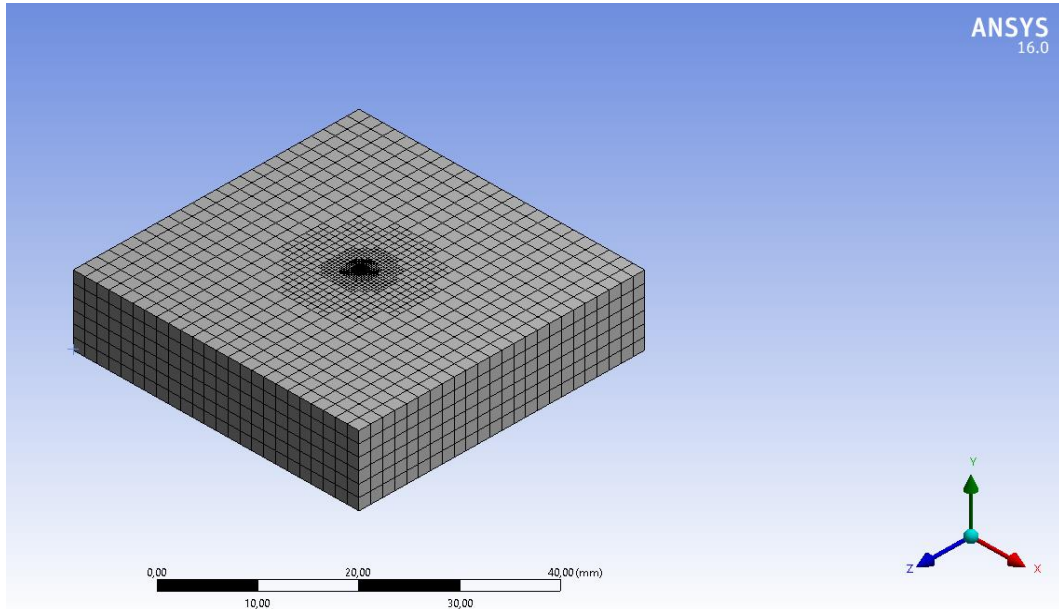
$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V}) = \frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{V} \cdot \vec{\nabla} \rho + \rho \vec{\nabla} \cdot \vec{V} \quad (11)$$

Kaskad çarpan jetin sayısal analiz sabit ısı akısında gerçekleştirilmiştir. Ansys Fluent yazılımına ısı alıcı geometrileri tanıtılmıştır. Ansys Workbench arayüzü **Şekil 36** 'deki gibidir.

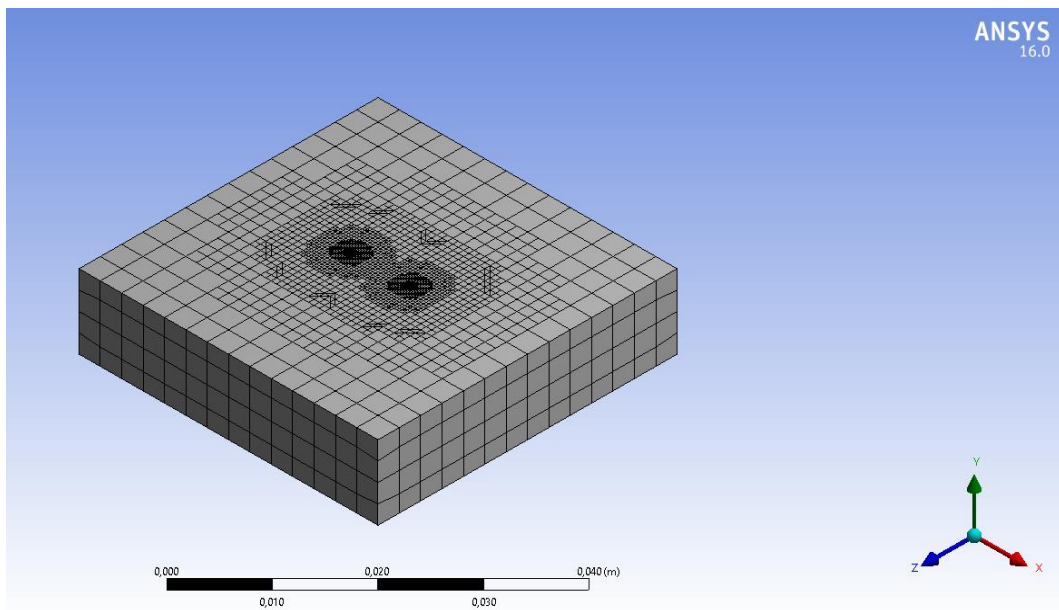


Şekil 35. Ansys Workbench arayüzü.

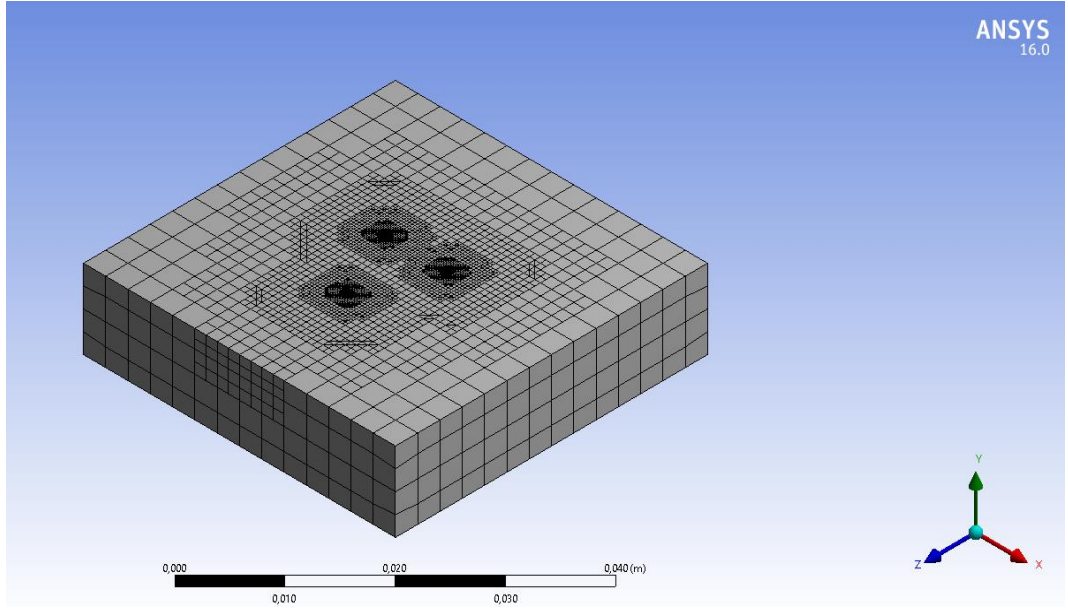
Isı alıcı geometrilerinin Workbench' e tanıtılmasının ardından 0,61 mm iç çapında hava destekli nozul programa tanıtılmış ve mesh elemanları oluşturulmuştur. Mesh sayısı doğru sonucu yaklaştırmak açısından önem arz etmektedir. Oluşturulan mesh görüntüleri aşağıdaki gibidir.



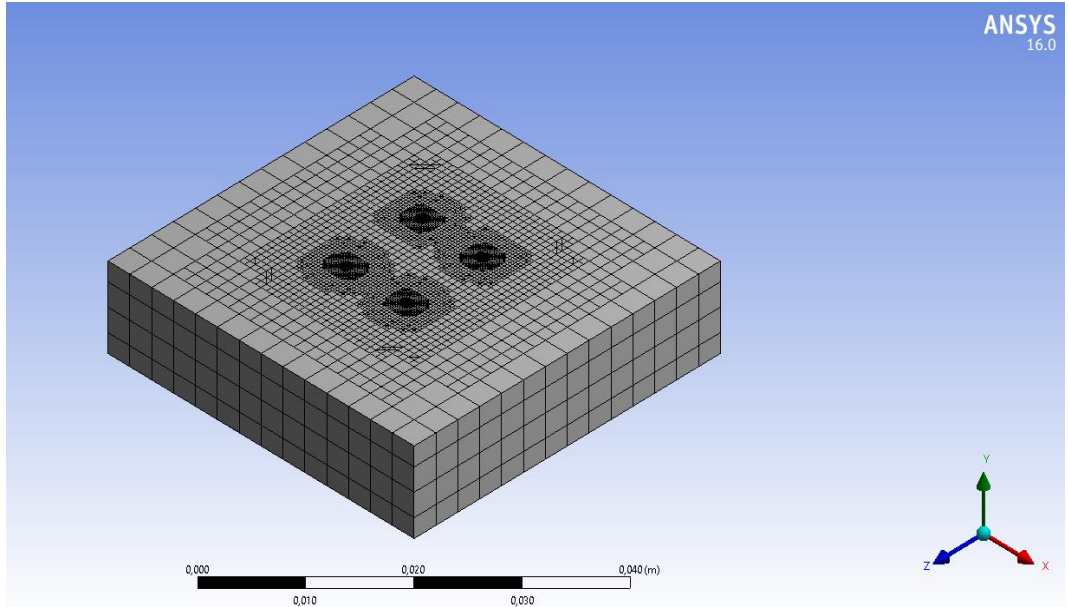
Şekil 36. 1 nozul için kontrol hacminin mesh görüntüsü.



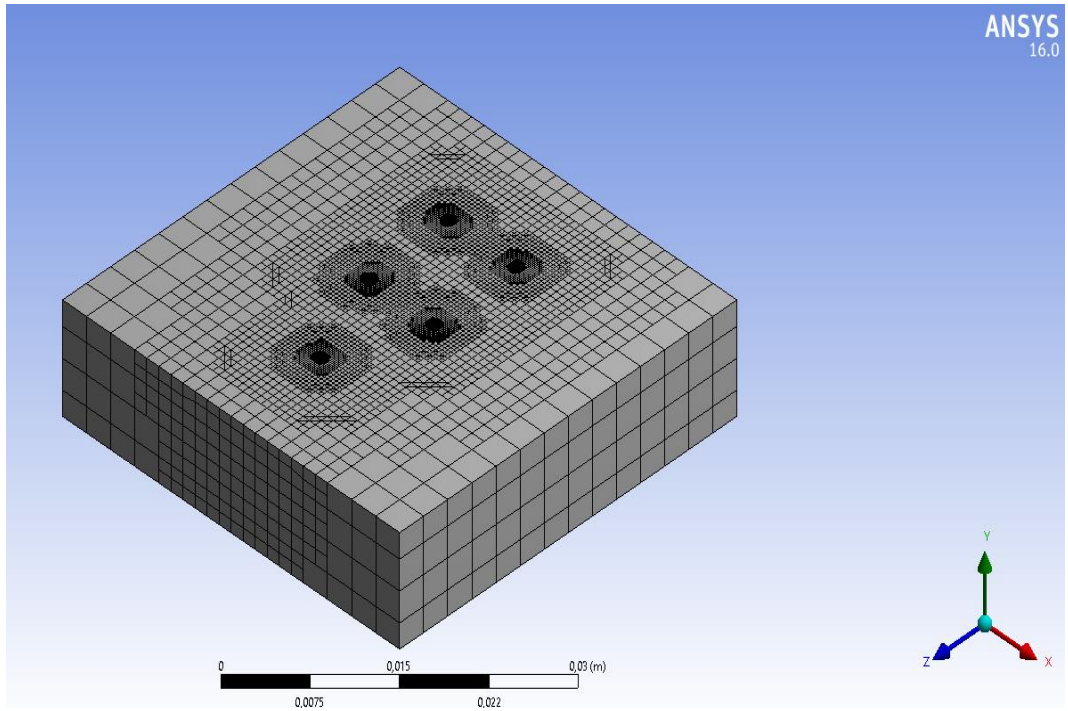
Şekil 37. 2 nozul için kontrol hacminin mesh görüntüsü.



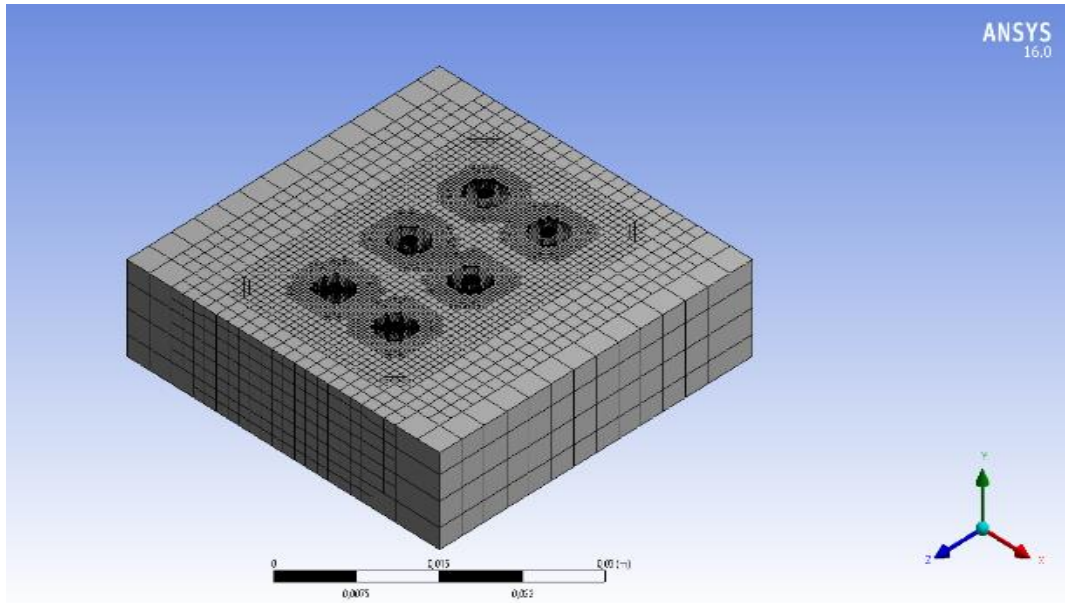
Şekil 38. 3 nozul için kontrol hacminin mesh görüntüsü.



Şekil 39. 4 nozul için kontrol hacminin mesh görüntüsü.



Şekil 40. 5 nozul için kontrol hacminin mesh görüntüsü.



Şekil 41. 6 nozul için kontrol hacminin mesh görüntüsü.

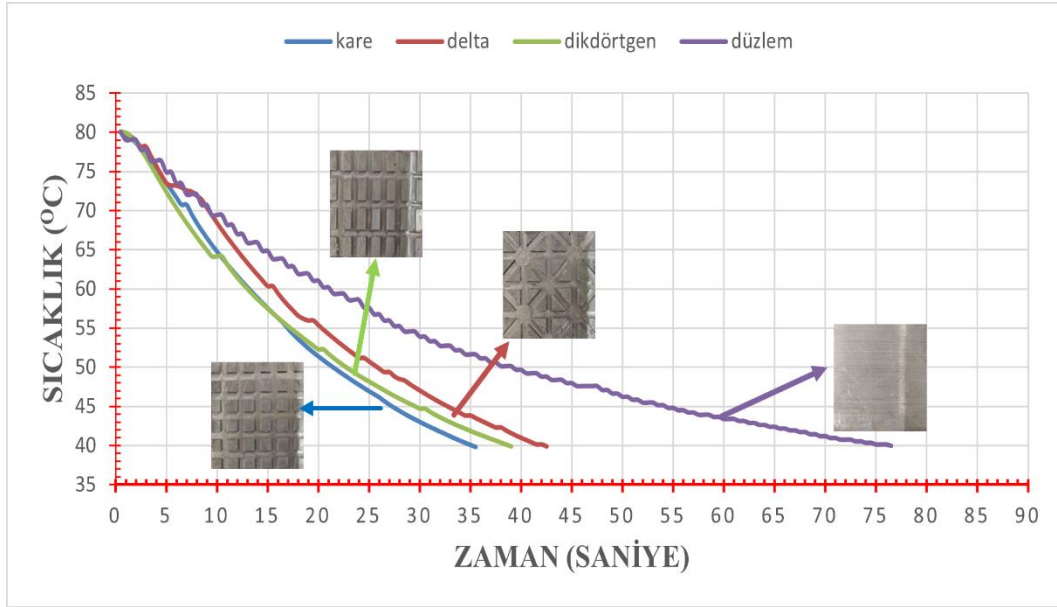
Meshler oluşturulduktan sonra çözüme geçilmiştir. Bu bölümde kaskad çarpan jet soğutma deneylerinin belirlenen sıcaklık değerine ulaştığı süre baz alınarak “Transient-Zamana Bağlı” analiz tanımlaması yapıp, türbülans modeli tanımlanarak çok fazlı çözüm başlatılmıştır.

ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA

Diferansiyel ısı alıcı geometrisinin önemi ve belirlenmesi

Diferansiyel kanatçıklı ısı alıcıların kullanılmasının önemi, düzlem, lineer ve devam eden alanlı sabit kesitli ısı alıcılar; malzemeler pahalı, ağır ve işçiliği yüksek malzemelerdir. Dolayısıyla aynı soğutmayı sağlayan farklı boyda kanatçıklı ısı alıcılar acaba bu işi yapabilir mi diye araştırılması gerekmektedir. İşlemcinin en yüksek sıcaklığa sahip bölgesi merkezine yakın olan bölgesidir. Dolayısıyla orada farklı boyda kanatçık kullanma, kenarlarda daha farklı boyda kanatçık kullanılmasının yaklaşımı mühendislik açısından incelenmesi gereken bir parametredir. Bu nedenle değişken boyda kanatçık kullanma hem bir optimizasyona gitme hem de ağırlığını azaltma, etkinliğini arttırma ve ısı transferine etkilerini gözlemleme açısından diferansiyel kanatçığı kullanmak ve denemek önemlidir.

DeneySEL çalışmanın ilk aşamasında farklı kanat geometrilerinde tasarlanmış ısı alıcıları için en etkin soğutmayı sağlayan kanatçık tipi belirlenmiştir. Şekil 43'ten anlaşılacağı üzere etkin soğutma kare kanatçıklı ısı alıcılarda gerçekleşmiştir.

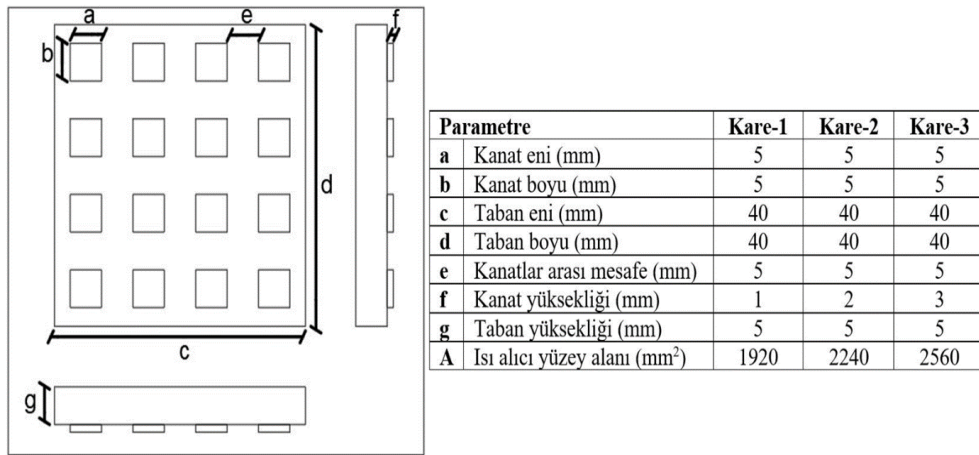


Şekil 42. Farklı geometrilerdeki ısı alıcıların sıcaklık-zaman grafiği (6 nozul, 2 bar grafiği).

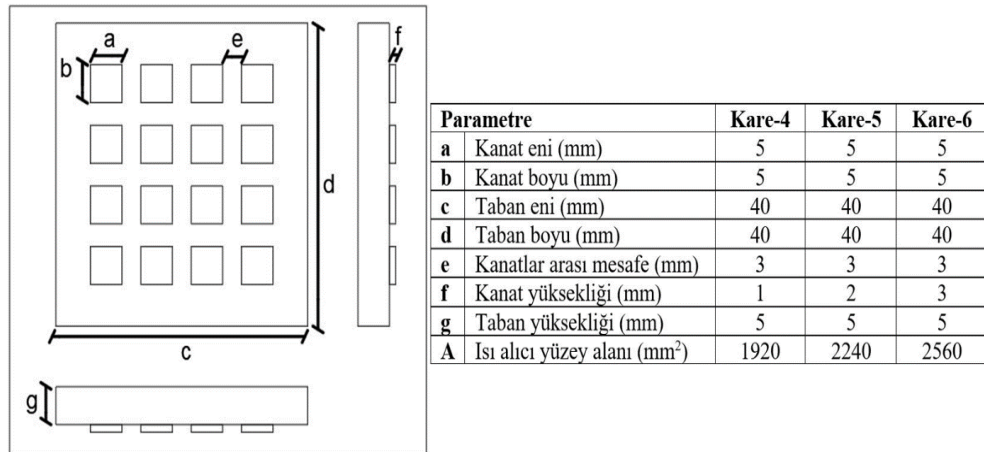
İkinci aşama olarak diferansiyel ısı alıcı geometrisinin tespiti hedeflenmiştir. Bu nedenle ilk etapta en iyi soğutmayı sağlayan geometrinin tespiti için tasarlanan 27 farklı ısı alıcı için yapılan deneylerde yüzey alanları eşit, sabit ısı akısında ve belirli şartlarda gerçekleştirilen deneylerde ısı alıcı için kanatçık seçimi yapılmıştır. Belirlenen sabit ısı akısı

değerleri ise bir mikroişlemcinin optimum 45 °C sıcaklık değerinde kullanılması gerektiği (Wang and Mamishev 2012) ve sıcaklığının 100 °C' yi aşmaması gerektiği göz önüne alınarak (Tan vd. 2015) belirlenmiştir.

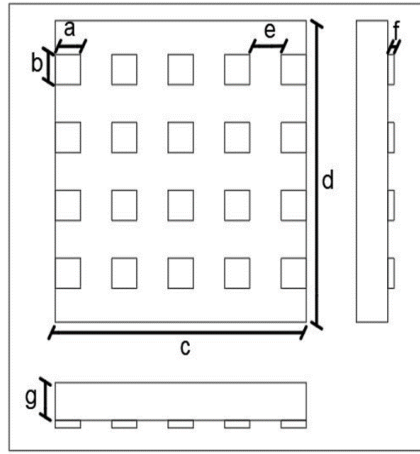
Kaskad çarpan jet ile mini ısı alıcıların ısı ve akış karakteristiklerinin belirlenmesi adlı çalışmada yukarıdaki çalışmada belirlenen en iyi ısı transferine sahip kare kanatçıklar için üretilen üç adet kanat genişliğinde (3-4-5 mm), üç adet kanatlar arası mesafede (1-3-5 mm) ve üç adet kanatçık yüksekliğinde (1-2-3 mm) olmak üzere toplam 27 adet ısı alıcıya ön deneyler yapılmıştır. Yapılan ön deneylerin amacı diferansiyel kanatçıklı mini ısı alıcı üretimi için en iyi soğutma performansına sahip kanatçıkların belirlenmesidir. Ön deneylerin yapıldığı ısı alıcı geometrileri aşağıdaki gibidir.



Şekil 43. Ön deney yapılan Kare-1/2/3 ısı alıcıların geometrik özellikleri (Kabakuş, 2021).

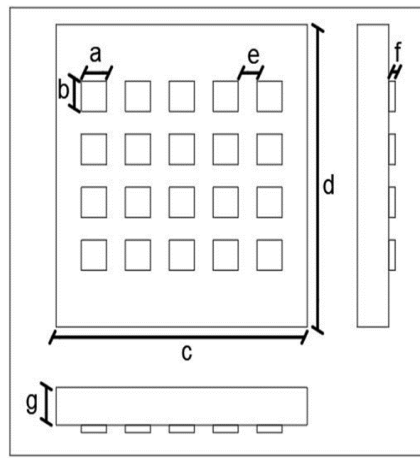


Şekil 44. Ön deney yapılan Kare-4/5/6 ısı alıcıların geometrik özellikleri (Kabakuş, 2021).



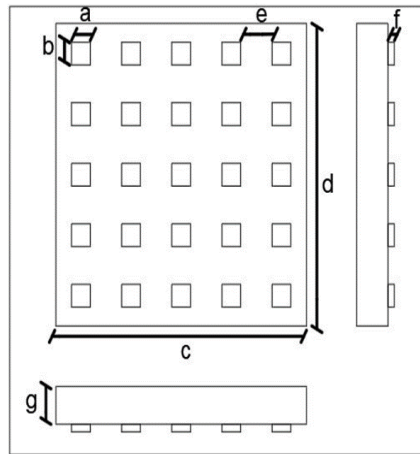
Parametre	Kare-7	Kare-8	Kare-9
a Kanat eni (mm)	4	4	4
b Kanat boyu (mm)	4	4	4
c Taban eni (mm)	40	40	40
d Taban boyu (mm)	40	40	40
e Kanatlar arası mesafe (mm)	5	5	5
f Kanat yüksekliği (mm)	1	2	3
g Taban yüksekliği (mm)	5	5	5
A Isı alıcı yüzey alanı (mm ²)	1920	2240	2560

Şekil 45. Ön deney yapılan Kare-7/8/9 ısı alıcıların geometrik özellikleri(Kabakuş, 2021).



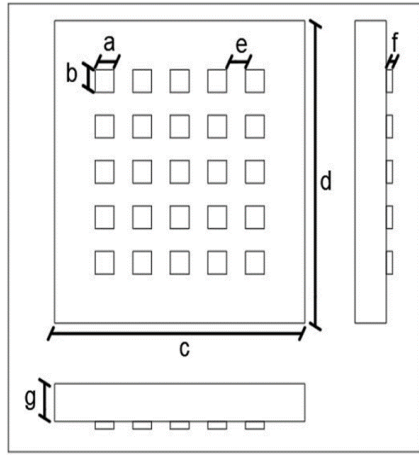
Parametre	Kare-10	Kare-11	Kare-12
a Kanat eni (mm)	4	4	4
b Kanat boyu (mm)	4	4	4
c Taban eni (mm)	40	40	40
d Taban boyu (mm)	40	40	40
e Kanatlar arası mesafe (mm)	3	3	3
f Kanat yüksekliği (mm)	1	2	3
g Taban yüksekliği (mm)	5	5	5
A Isı alıcı yüzey alanı (mm ²)	1920	2240	2560

Şekil 46. Ön deney yapılan Kare-10/11/12 ısı alıcıların geometrik özellikleri (Kabakuş, 2021).



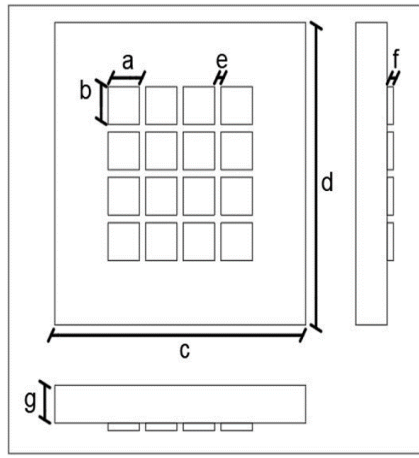
Parametre	Kare-13	Kare-14	Kare-15
a Kanat eni (mm)	3	3	3
b Kanat boyu (mm)	3	3	3
c Taban eni (mm)	40	40	40
d Taban boyu (mm)	40	40	40
e Kanatlar arası mesafe (mm)	5	5	5
f Kanat yüksekliği (mm)	1	2	3
g Taban yüksekliği (mm)	5	5	5
A Isı alıcı yüzey alanı (mm ²)	1900	2200	2500

Şekil 47. Ön deney yapılan Kare-13/14/15 ısı alıcıların geometrik özellikleri (Kabakuş, 2021).



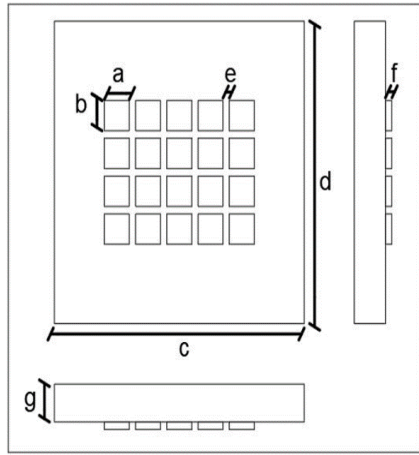
Parametre	Kare-16	Kare-17	Kare-18
a Kanat eni (mm)	3	3	3
b Kanat boyu (mm)	3	3	3
c Taban eni (mm)	40	40	40
d Taban boyu (mm)	40	40	40
e Kanatlar arası mesafe (mm)	3	3	3
f Kanat yüksekliği (mm)	1	2	3
g Taban yüksekliği (mm)	5	5	5
A Isı alıcı yüzey alanı (mm ²)	1900	2200	2500

Şekil 48. Ön deney yapılan Kare-16/17/18 ısı alıcıların geometrik özellikleri (Kabakuş, 2021).



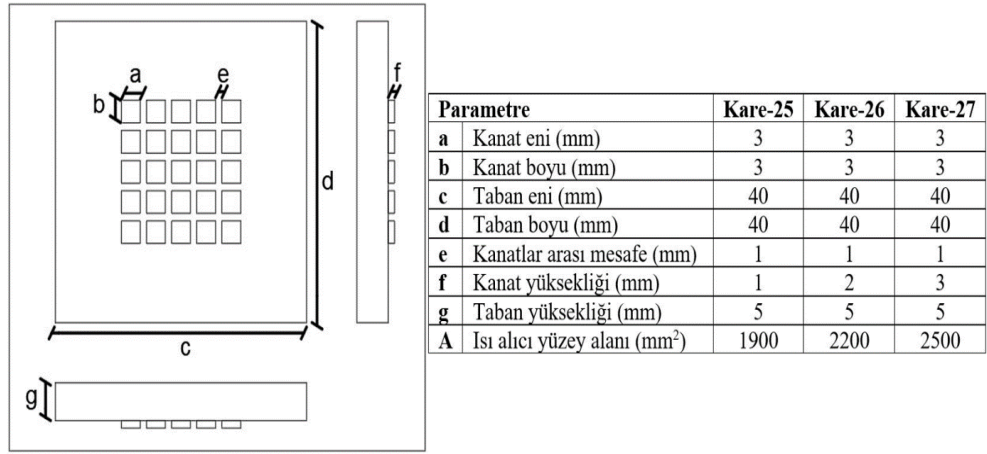
Parametre	Kare-19	Kare-20	Kare-21
a Kanat eni (mm)	5	5	5
b Kanat boyu (mm)	5	5	5
c Taban eni (mm)	40	40	40
d Taban boyu (mm)	40	40	40
e Kanatlar arası mesafe (mm)	1	1	1
f Kanat yüksekliği (mm)	1	2	3
g Taban yüksekliği (mm)	5	5	5
A Isı alıcı yüzey alanı (mm ²)	1920	2240	2560

Şekil 49. Ön deney yapılan Kare-19/20/21 ısı alıcıların geometrik özellikleri (Kabakuş, 2021).



Parametre	Kare-22	Kare-23	Kare-24
a Kanat eni (mm)	4	4	4
b Kanat boyu (mm)	4	4	4
c Taban eni (mm)	40	40	40
d Taban boyu (mm)	40	40	40
e Kanatlar arası mesafe (mm)	1	1	1
f Kanat yüksekliği (mm)	1	2	3
g Taban yüksekliği (mm)	5	5	5
A Isı alıcı yüzey alanı (mm ²)	1920	2240	2560

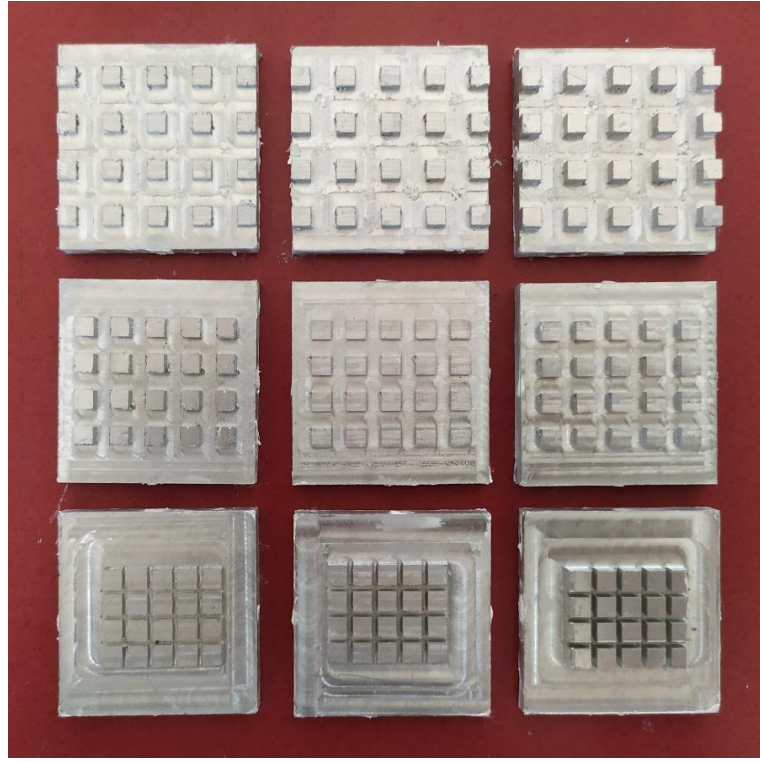
Şekil 50. Ön deney yapılan Kare-22/23/24 ısı alıcıların geometrik özellikleri (Kabakuş, 2021).



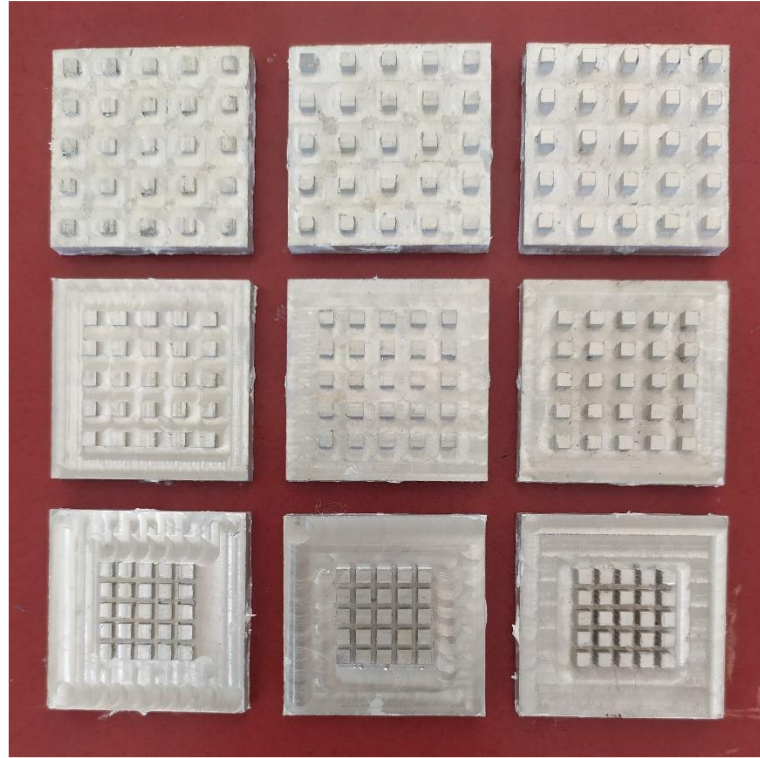
Şekil 51. Ön deney yapılan Kare-25/26/27 ısı alıcılarının geometrik özellikleri (Kabakuş, 2021).



Şekil 52. Ön deney yapılan 5 mm kanat genişliğindeki ısı alıcılar.



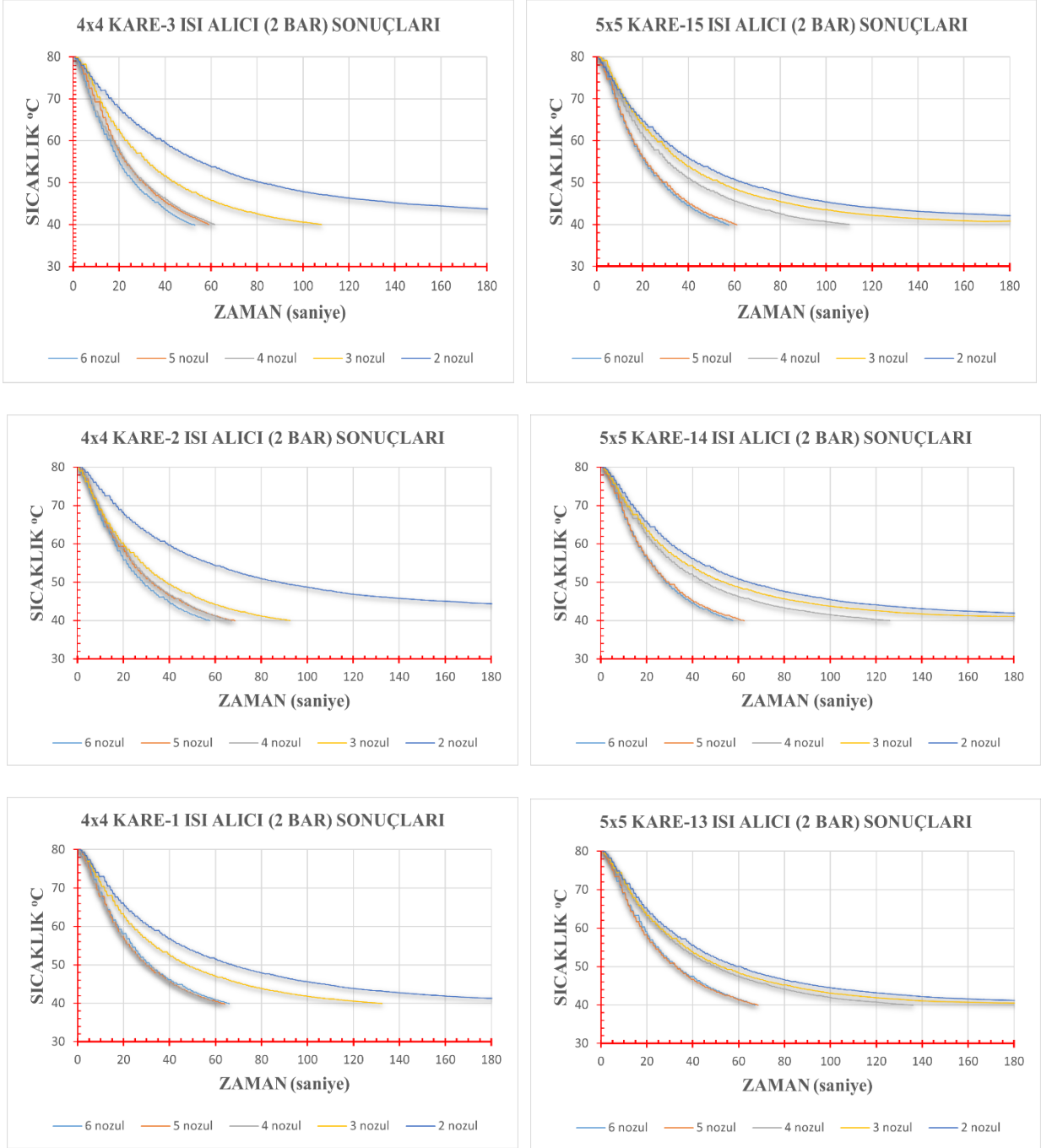
Şekil 53. Ön deney yapılan 4 mm kanat genişliğindeki ısı alıcılar.



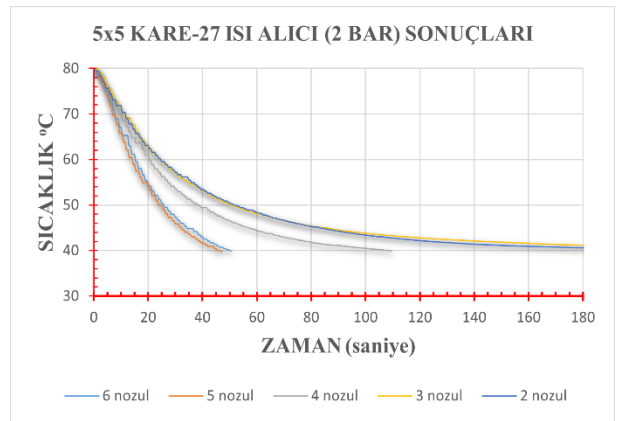
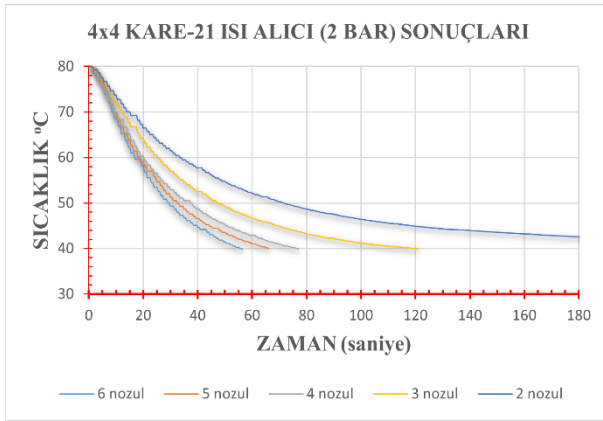
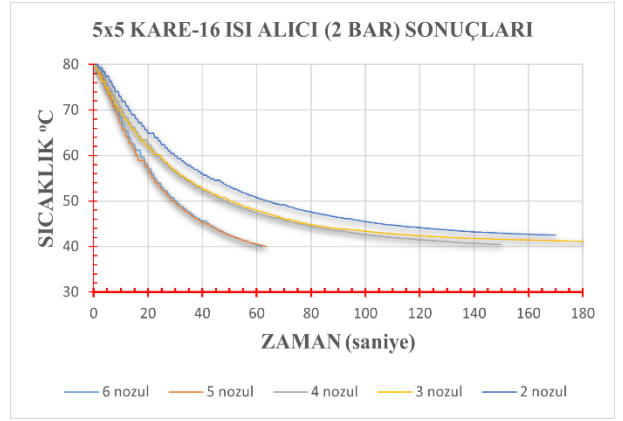
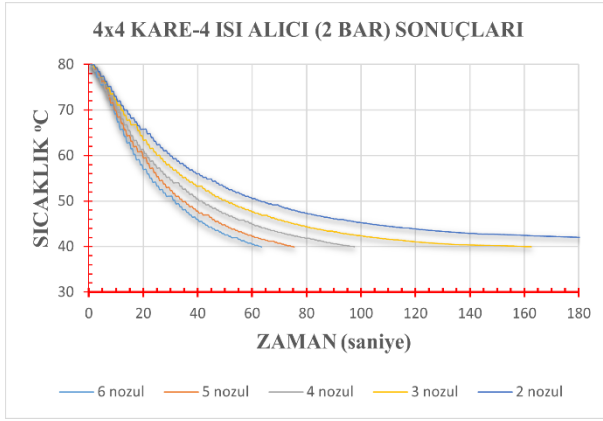
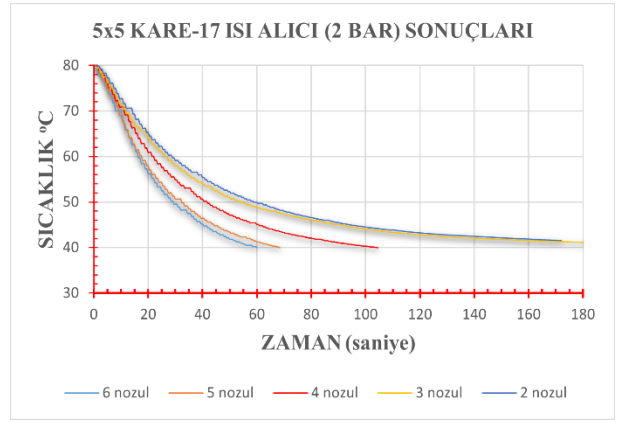
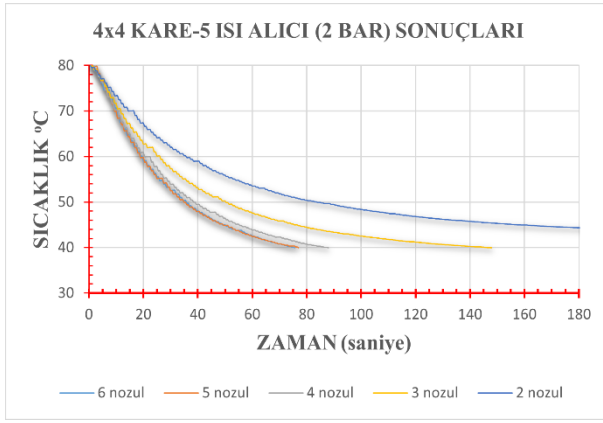
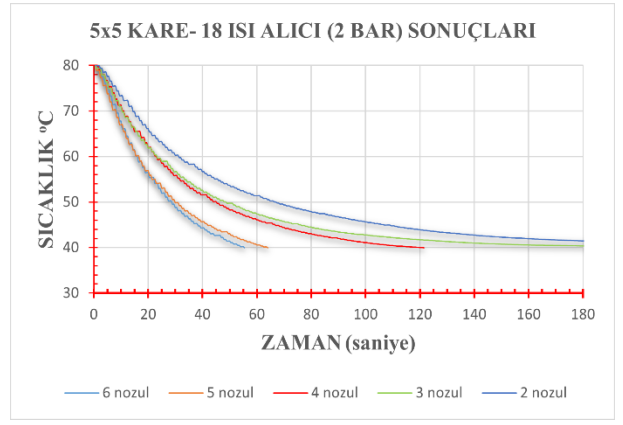
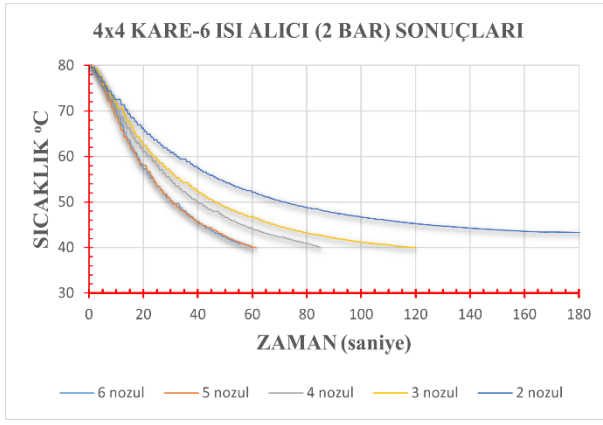
Şekil 54. Ön deney yapılan 3 mm kanat genişliğindeki ısı alıcılar.

Geometrik parametrelerin ısı transferine etkilerinin araştırılması için deneyler 1A akım, 12V sabit gerilim, $h/d=2$ (1,22 cm) nozul-ısı alıcı arası mesafe, 1-1,5-2 bar basınç, 20 G nozul çapı, 1-6 adet arası nozul sayısında ve 80-40 °C sıcaklık değerleri arasında yapılmıştır. Deney sonuçlarında 180 saniyeden sonrası dikkate alınmamıştır. Yapılan deneyler sonucunda

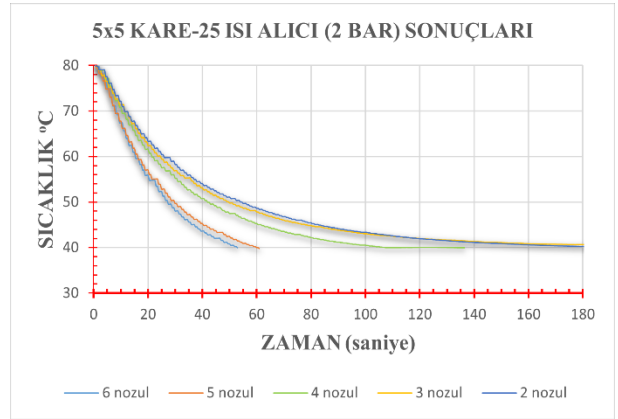
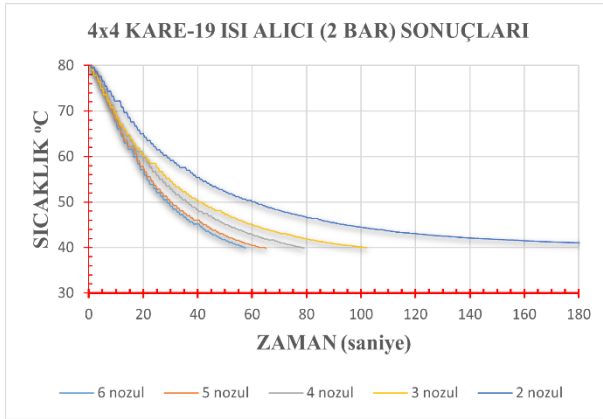
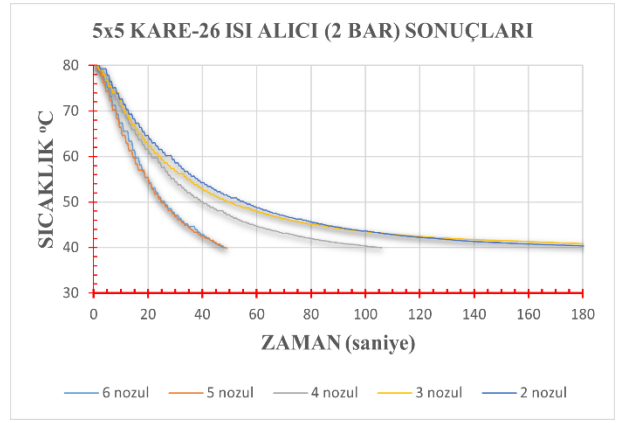
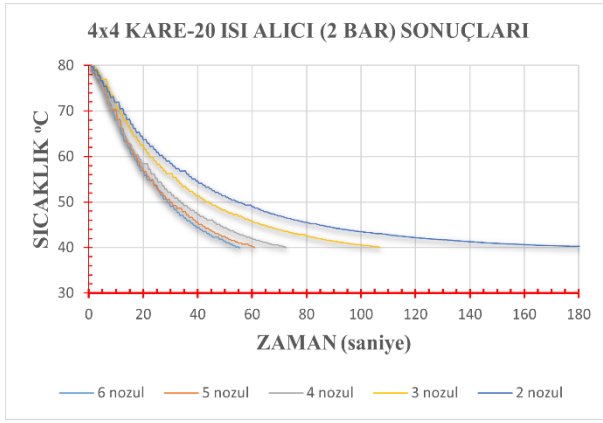
4x4, 4x5 ve 5x5 ısı alıcılar içinde en iyi sonuçlara 4x4 ve 5x5 ısı alıcılarda ulaşılmıştır. 4x4 ve 5x5 ısı alıcılar için yapılan deneylerin 2 bar basınçta elde edilen sonuç grafikleri aşağıdaki gibidir.



Şekil 55. Ön deney yapılan 4x4 ve 5x5 ısı alıcıların 2 bar sonuçları



Şekil 55. Ön deney yapılan 4x4 ve 5x5 ısı alıcıların 2 bar sonuçları (devamı).



Şekil 55. Ön deney yapılan 4x4 ve 5x5 ısı alıcıların 2 bar sonuçları (devamı).

Diferansiyel ısı alıcı geometrisinin belirlenmesi için yapılan ön deneylerde yukarıdaki grafiklerden de görüleceği üzere 4x4 kare-3 ve 5x5 kare-26 ısı alıcılar diğer deney yapılan ısı alıcılara göre daha iyi sonuçlar vermiştir.



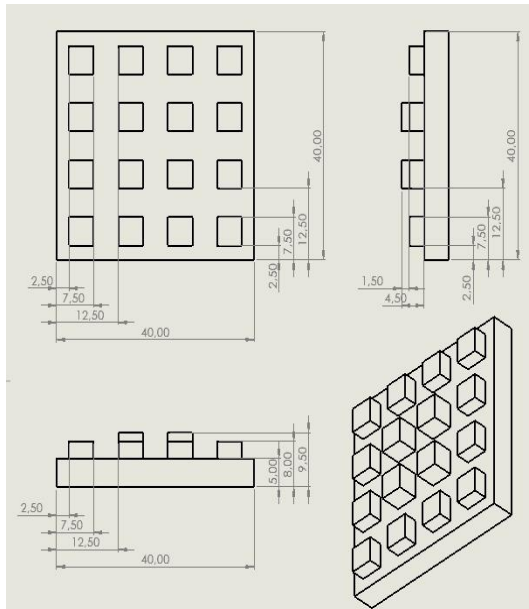
Şekil 56. En iyi sonuç veren kare-3 ve kare-26 ısı alıcılar.

Elde edilen sonuçlar ışığında 5 mm kanat genişliği, 5mm kanatlar arası mesafe ve 3 mm kanat yüksekliğindeki 4x4 ısı alıcı (kare-3) için orta kanatların yüksekliği 1,5 ve 2 kat

arttırılarak iki farklı diferansiyel ısı alıcı üretilmiştir. Aynı şekilde 5x5 ısı alıcılar içerisinde en iyi sonuç veren 2 mm kanat yüksekliği, 1 mm kanatlar arası mesafe ve 3 mm kanat genişliğinde kare-26 ısı alıcı içinde orta kanatların yüksekliği 1,5 ve 2 kat arttırılarak iki farklı diferansiyel ısı alıcı üretilmiştir. Bir sonraki bölümde Kaskad çarpan jetle mini ısı alıcıların ısı ve akış parametrelerinin belirlenmesi için deneyler yapılmıştır.

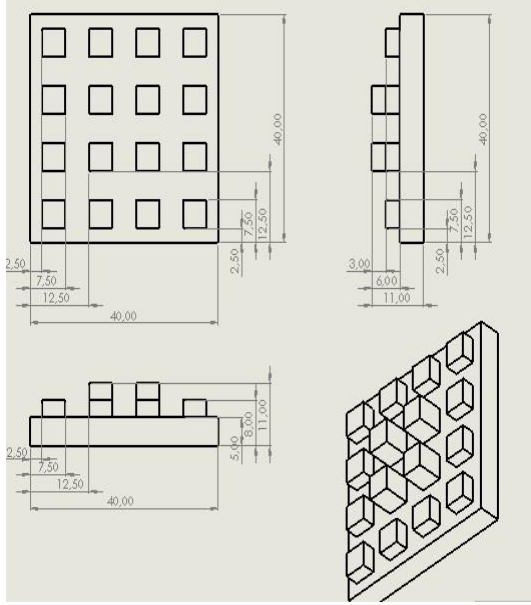
Diferansiyel mini ısı alıcılar için kaskad çarpan jetle ısı ve akış parametrelerinin analizi

Deneyisel çalışmanın ikinci aşamasında farklı geometrilerde tasarlanan ısı alıcılar içerisinde optimum ısı alıcıların tespiti hedeflenmiştir. Bu nedenle ilk olarak daha önce tasarımı yapılan 27 adet ısı alıcıya ön deneyler yapılmıştır. Bu ısı alıcılar içerisinde en iyi soğutmayı sağlayan ısı alıcıların tespiti için 1A akım, 12V sabit gerilim, $h/d=2$ (1,22 cm) nozul-ısı alıcı arası mesafe, 1-1,5-2 bar basınç, 20 G nozul çapı, 1-6 adet arasında nozul sayısında ve 80-40 °C sıcaklık değerleri arasında deneyler yapılmıştır. Yapılan deneyler sonucunda en iyi performansa sahip ısı alıcıların 4x4 kare-3 ve 5x5 kare 26 olduğu tespit edilmiştir. Belirlenen ısı alıcıları diferansiyel kanatçıklara dönüştürmek için orta kanatçıklar sırasıyla 1,5 ve 2 kat arttırılarak üretimleri gerçekleştirilmiştir. Üretimi gerçekleştirilen ısı alıcıların özellikleri aşağıda verilmiştir.



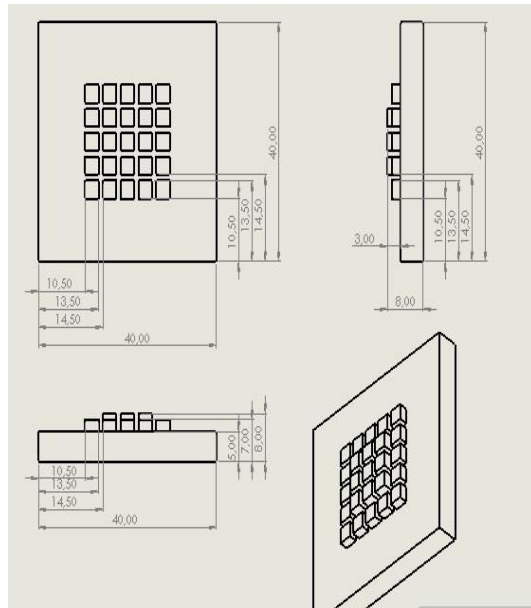
Parametre	Kare-3 Dif-1
Kanat eni (mm)	5
Kanat boyu (mm)	5
Taban eni (mm)	40
Taban boyu (mm)	40
Kanatlar arası mesafe (mm)	5
Dış kanat yüksekliği (mm)	3
Orta kanat yüksekliği (mm)	4,5
Taban yüksekliği (mm)	5
Isı alıcı yüzey alanı (mm ²)	2590

Şekil 57. Orta kanat yüksekliği 1,5 kat arttırılmış diferansiyel kanatçıklı ısı alıcı alıcının geometrik özellikleri (kare-3 dif-1).



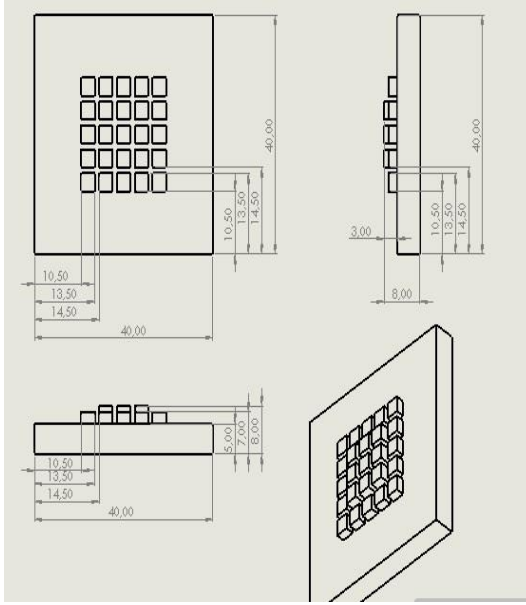
Parametre	Kare-3 Dif-2
Kanat eni (mm)	5
Kanat boyu (mm)	5
Taban eni (mm)	40
Taban boyu (mm)	40
Kanatlar arası mesafe (mm)	5
Dış kanat yüksekliği (mm)	3
Orta kanat yüksekliği (mm)	6
Taban yüksekliği (mm)	5
Isı alıcı yüzey alanı (mm ²)	2620

Şekil 58. Orta kanat yüksekliği 2 kat arttırılmış diferansiyel kanatçıklı ısı alıcı alıcının geometrik özellikleri (kare-3 dif-2).



Parametre	Kare-26 Dif-3
Kanat eni (mm)	3
Kanat boyu (mm)	3
Taban eni (mm)	40
Taban boyu (mm)	40
Kanatlar arası mesafe (mm)	1
Dış kanat yüksekliği (mm)	2
Orta kanat yüksekliği (mm)	3
Taban yüksekliği (mm)	5
Isı alıcı yüzey alanı (mm ²)	2318

Şekil 59. Orta kanat yüksekliği 1,5 kat arttırılmış diferansiyel kanatçıklı ısı alıcı alıcının geometrik özellikleri (kare-26 dif-3).

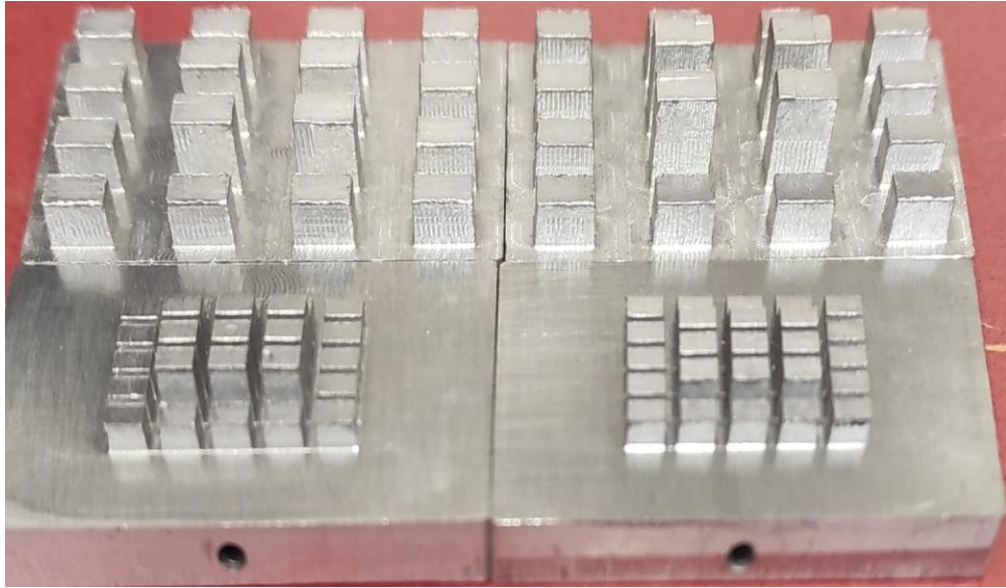


Parametre

Kare-26 Dif-4

Kanat eni (mm)	3
Kanat boyu (mm)	3
Taban eni (mm)	40
Taban boyu (mm)	40
Kanatlar arası mesafe (mm)	1
Dış kanat yüksekliği (mm)	2
Orta kanat yüksekliği (mm)	4
Taban yüksekliği (mm)	5
Isı alıcı yüzey alanı (mm ²)	2416

Şekil 60. Orta kanat yüksekliği 2 kat arttırılmış diferansiyel kanatçıklı ısı alıcının geometrik özellikleri (kare-26 dif-4).



Şekil 61. Üretimi yapılan diferansiyel kanatçıklı ısı alıcılar.

Üretimi yapılan diferansiyel ısı alıcılar için ortak özellikler taban boyu 40 mm, taban eni 40 mm, taban yüksekliği 5 mm'dir. Kare-3 dif-1 ısı alıcının özellikleri kanat eni 5 mm, kanat boyu 5 mm, kanatlar arası mesafe 5 mm, dış kanat yüksekliği 3 mm, orta kanat yüksekliği 4,5 mm' dir. Kare-3 dif-2 ısı alıcının özellikleri kanat eni 5 mm, kanat boyu 5 mm, kanatlar arası mesafe 5 mm, dış kanat yüksekliği 3 mm, orta kanat yüksekliği 6 mm' dir. Kare-26 dif-3 ısı alıcının özellikleri kanat eni 3 mm, kanat boyu 3 mm, kanatlar arası mesafe 1 mm, dış kanat yüksekliği 2 mm, orta kanat yüksekliği 3 mm' dir. Kare-26 dif-4 ısı alıcının

özellikleri kanat eni 3 mm, kanat boyu 3 mm, kanatlar arası mesafe 1 mm, dış kanat yüksekliği 2 mm, orta kanat yüksekliği 4 mm' dir.

Gometrik parametrelerin ısı transferine etkilerini araştırmak için deneyler, 1A akım, 12V sabit gerilim, $h/d=2$ (1,22 cm) nozul-ısı alıcı arası mesafe, 1-1,5-2 bar basınç, 20 G nozul çapı, 1-6 adet arasında nozul sayısında ve 80-40 °C sıcaklık değerleri arasında deneyler yapılmıştır. Soğutucu akışkan olarak hava kullanılmıştır. Ayrıca çarpan jet sistemlerinde çarpma bölgesinde oluşan basınç ve dalgalanmalar mikrofonlar vasıtasıyla osiloskop ve spektrum analizöre aktararak sistemin genlik, frekans, voltaj vb değerlerine bakılarak soğutma üzerindeki etkileri incelenmiştir. Öncelikle sistemde yapılan kabuller belirtilerek daha sonra deneyler sonucunda elde edilen veriler aşağıda verilmiştir.

Osiloskop ve spektrum analizör kullanım amacı ve doğrulama deneyi;

Kaskad çarpan jet uygulamalarında akış kaynaklı titreşimlerin özelliklerinin belirlenmesi gerekmektedir. Uygulama kapalı bir ortamda (laptop içerisinde vb.) gerçekleştirilirse kapalı ortam akustik frekansları ile çarpan jet uygulamasından kaynaklı titreşimlerin frekansları akuple olabilir ve sistemi rezonans edebilir. Sistem emniyeti ve cihaz güvenliği açısından bu durumun araştırılması gerekmektedir. Bu durumun sonucunda çalışma konforu bozulabilir, sistem emniyeti tehlikeye girebilir ve gürültüler insan konforunu etkileyebilir. Açık bir ortamda kaskad çarpan jet uygulaması gerçekleştiriliyorsa bu durumda da akıştan kaynaklanan vortekslerin ve titreşimlerin kopma frekansları ile kaskad jet uygulaması kaynaklı titreşimlerin rezonans olma durumları vardır. Bu durumun araştırılması gerekmektedir. Kaskad çarpan jet uygulamalarında sistem özelliklerinden dolayı sınır tabaka azalmakta, kütle transferi artmakta, sistem tamamen türbülans etkisinde, bir jet diğer jeti etkilemekte fakat akış tahmin edilememektedir. Böyle durumlarda deneylere ihtiyaç vardır. Bu deneyler sonucunda geliştirilecek deneysel denklemler akışların çözülebilmesine ve daha iyi sistem yaklaşımlarının yapılabilmesine yardımcı olacaktır.

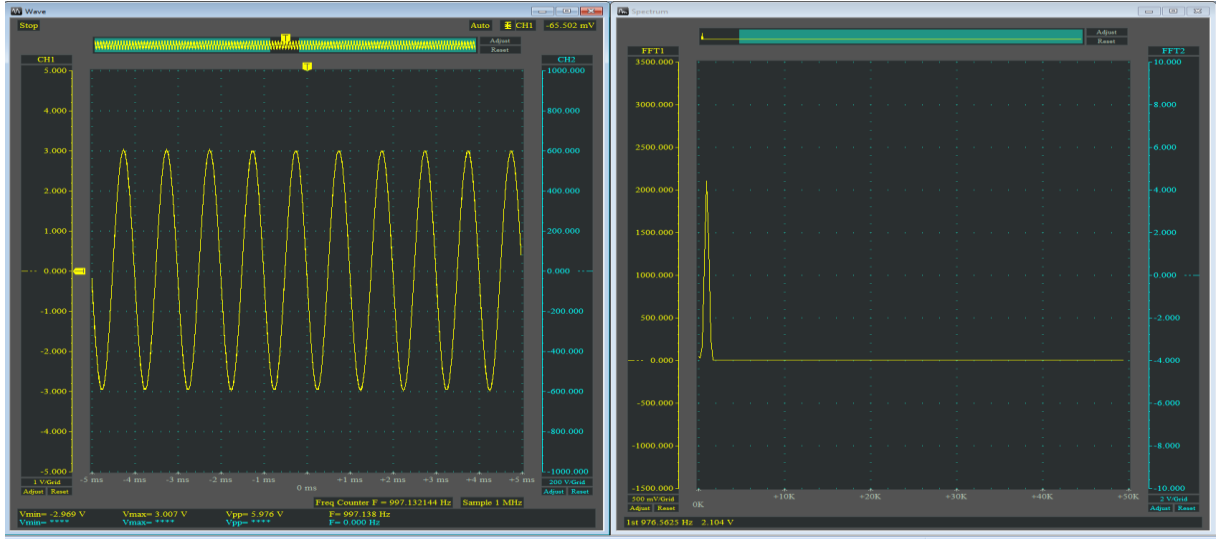
Sistemde Instrumar marka (ISDS210A) PC osiloskop ve spektrum analizör kullanılmıştır. Sisteme entegre edilen mikrofonlar vasıtasıyla alınan ses dalgaları cihaza elektrik sinyali olarak iletilerek sistemin genlik, frekans, ortalama maksimum voltaj vb değerlerinin ölçümü yapılmıştır. Ölçülen değerlerin soğutma üzerindeki etkileri analiz edilmiştir.

PC osiloskop ve spektrum analizörün frekansları doğru bir şekilde ölçebildiğini belirleyebilmek için bir takım deneyler yapılmıştır. Deneyin adımları aşağıda belirtilmiştir.

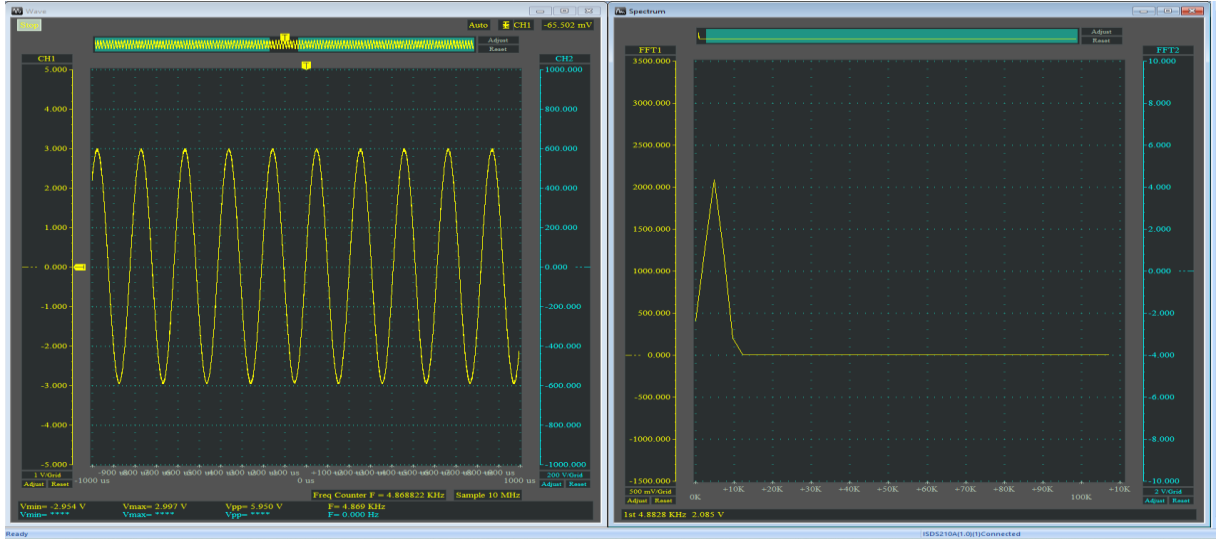
- PC osiloskop ve spektrum analizör cihazından verilerin alınması ve analizi için markanın geliştirmiş olduğu program bilgisayara kurularak gerekli ayarlamalar yapılmıştır.
- Sinyal jeneratöründen çıkan frekansları cihaza aktarmak için spektrum analizör ile sinyal jeneratörü proplarla birbirine bağlanmıştır.
- PC osiloskop ve spektrum analizör usb bağlantısı ile bilgisayara bağlanmıştır.
- Programla entegresi yapılarak sinyal almaya hazır hale getirilmiştir.
- Sisteme Philips marka (PM 5105 model LF- Generatör, kare ve sinüs dalgalar üretip, frekans aralığı 10 Hz – 100 kHz olmaktadır) sinyal jeneratörü bağlanarak büyüklüğü bilinen farklı frekanslar verilerek ölçüm sonuçlarının doğru olup olmadığı gözlemlenmiştir.



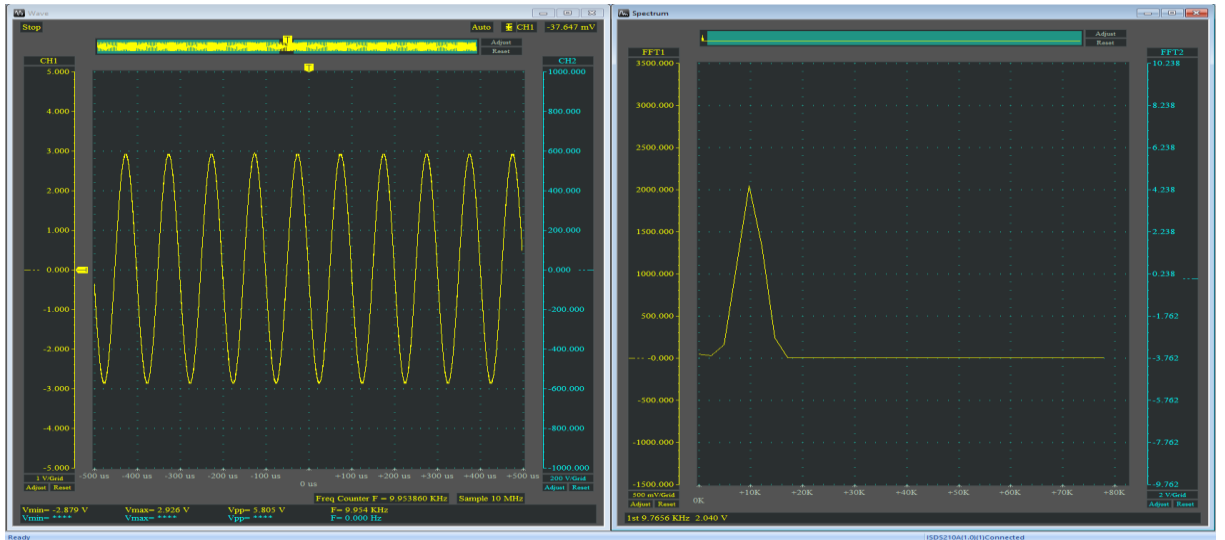
Şekil 62. Osiloskop ve spektrum analizörün, sinyal jeneratörü ile doğrulama deneyi görüntüsü.



Şekil 63. 1 kHz doğrulama sonuçları.



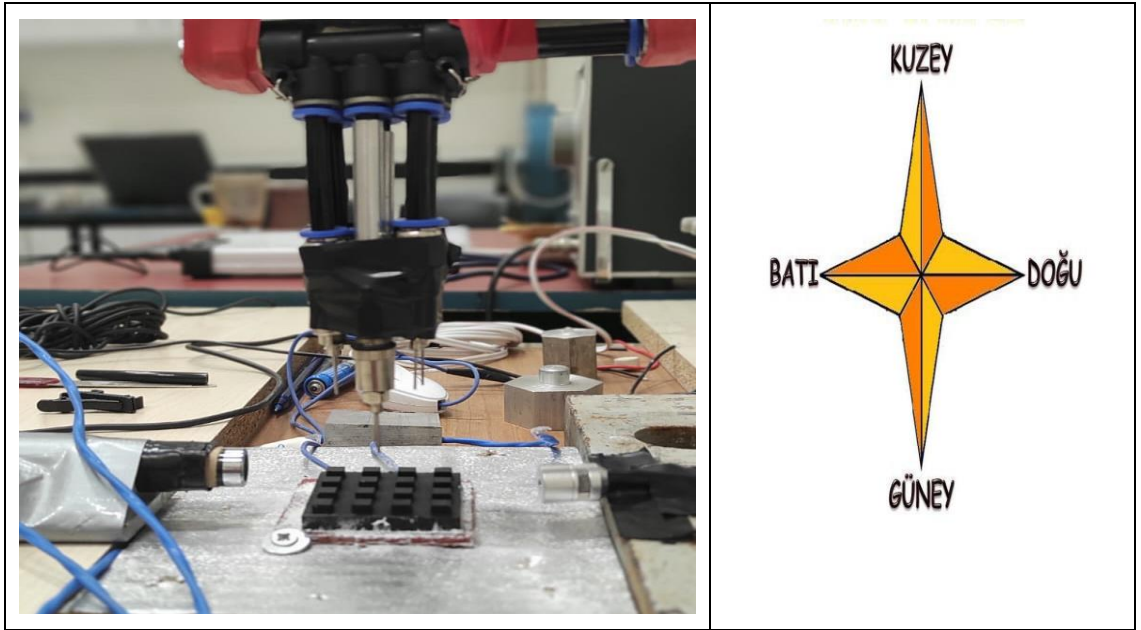
Şekil 64. 5 kHz doğrulama sonuçları.



Şekil 65. 10 kHz doğrulama sonuçları.

Yukarıdaki arayüz ekranından alınan grafiklerden de anlaşıldığı üzere sinyal jeneratöründen gönderilen 1 kHz, 5 kHz ve 10 kHz' lik bilinen frekansların osiloskop ve spektrum analizörde doğru bir şekilde ölçülebildiği belirlenmiştir. Bu sonuçlar neticesinde PC osiloskop ve spektrum analizör deney sisteminden veri alınması için kullanılmaya başlamıştır.

Deney sisteminden veri alınması için iki adet mikrofon kullanılmıştır. Çarpan jet sistemlerde oluşan basınç dalgalarını mikrofonlar vasıtasıyla akustik basınç dalgaları olarak PC osiloskop ve spektrum analizöre aktarılmaktadır. Deney sisteminden veri alınması için mikrofonlar kuzey-güney yönlü olarak yerleştirilmiştir. PC osiloskop ve spektrum analizör 40 MHz bant genişliğinde, 100 MS/s örnekleme hızında iki kanala sahiptir. Her mikrofon bir kanala bağlanarak kuzey-güney yönlü olmak üzere iki taraftan veri alınmıştır.



Şekil 66. Mikrofon yerleşiminin yandan görünümü.

Deneyisel verilerin analizi

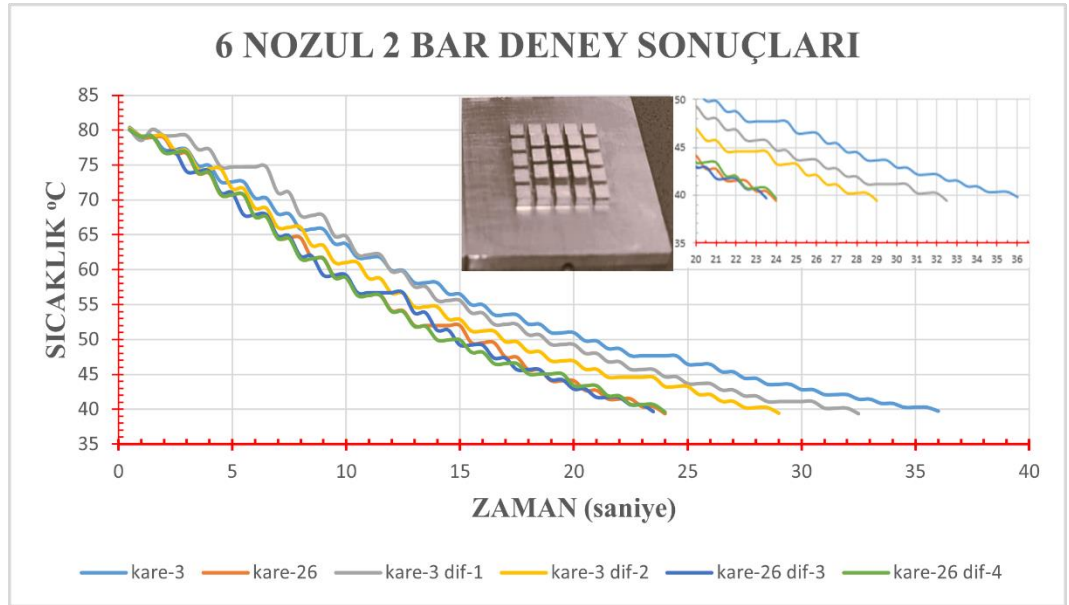
İlk aşama sonucunda en iyi performansa sahip ısı alıcıların belirlenmesiyle birlikte (kare-3 ve kare-26), diferansiyel kanatçıklara sahip mini ısı alıcıların (kare-3 dif-1, kare-3 dif-2, kare-26 dif-3 ve kare-26 dif-4) üretimi gerçekleştirilmiştir. Akabinde geometrik parametrelerin ısı transferine etkilerinin araştırılması için deneyler belirlenen ısı alıcılara ve üretimi gerçekleştirilen diferansiyel ısı alıcılara 1A akım, 12V sabit gerilim, $h/d=2$ (1,22 cm) nozul-ısı alıcı arası mesafe, 1-1,5-2 bar basınç, 20 G nozul çapı, 1-6 adet arasında nozul sayısında ve 80-40 °C sıcaklık değerleri arasında deneyler yapılmıştır. Deneylerin sonuçları aşağıda verilmiştir.

Tablo 16. Yapılan Deneylerde Kullanılan Basınç Değerine Karşılık Elde Edilen Debi ve Hızlar.

Nozul (adet)	Basınç (bar)	Debi (m ³ /h)	Hız (m/s)
6 nozul	2	2,9	0,2297
	1,5	2,3	0,1821
	1	1,7	0,1346
5 nozul	2	2,5	0,2376
	1,5	2,1	0,1996
	1	1,5	0,1425
4 nozul	2	1,7	0,2019
	1,5	1,2	0,1425
	1	0,8	0,0950
3 nozul	2	1,2	0,1900
	1,5	0,8	0,1267
	1	0,6	0,0950
2 nozul	2	0,7	0,1663
	1,5	0,5	0,1188
	1	0,3	0,0712
1 nozul	2	0,3	0,1425
	1,5	0,2	0,0950
	1	0,1	0,0475

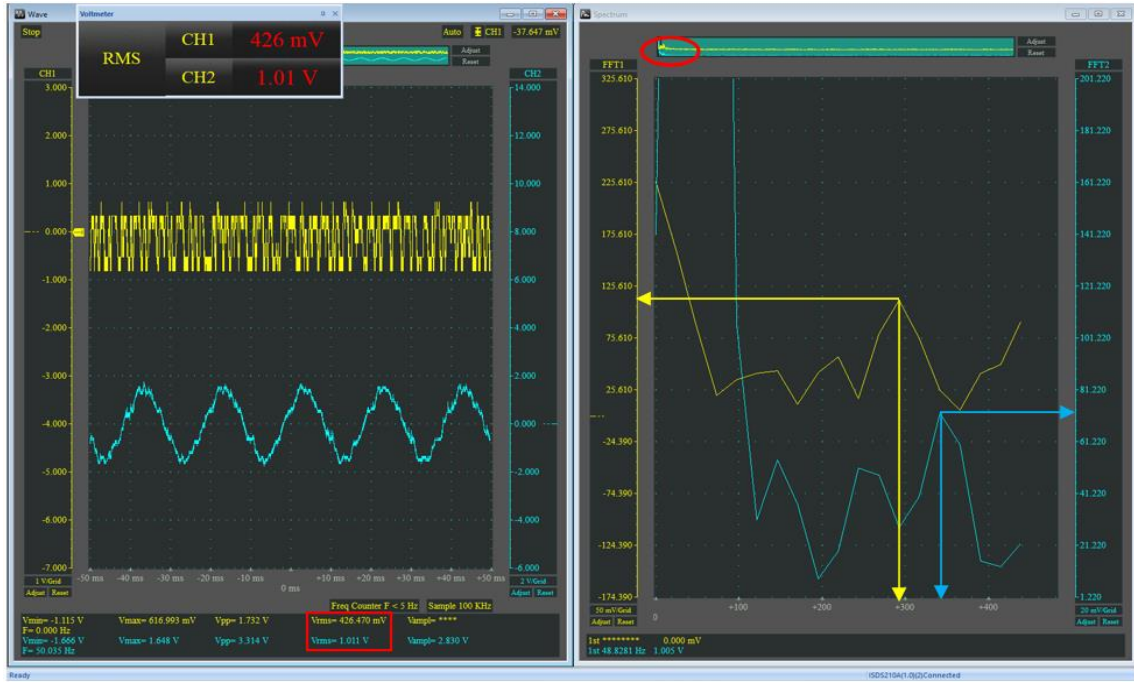


Şekil 67. 6 nozul ile yapılan 1, 1,5 ve 2 bar deneylerinin görünümü.



Şekil 68. 6 nozul 2 bar basınçta belirlenen ısı alıcıların sıcaklık-zaman grafiği.

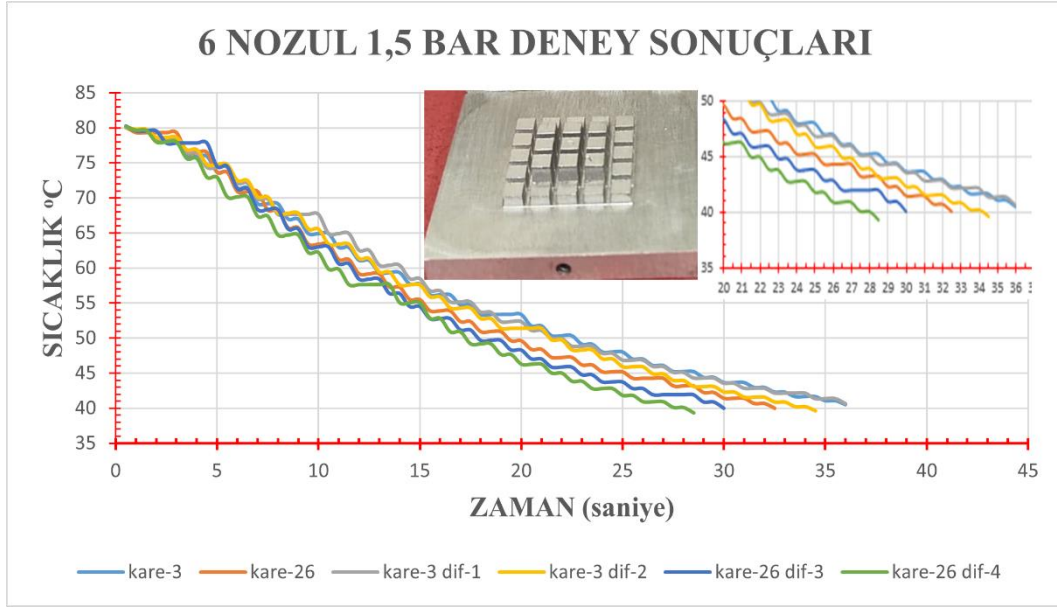
6 nozul 2 bar ve sabit ısı akısında yapılan deneyler sonucunda en iyi soğutma kanatlar arası mesafe 1 mm ve orta kanat yüksekliği 3mm kenar kanat yüksekliği 2 mm olan kare-26 dif-3 ısı alıcıda gerçekleşmiştir. Isı alıcının sıcaklığı 23,5 saniyede 80 °C den 40 °C ye gelmiştir. Bununla birlikte kare-26 dif-3 ısı alıcısı, kare-3 ısı alıcısına göre % 53,19, kare-3 dif-1'e göre % 38,29 ve kare-3 dif-2'ye göre % 23,4 daha iyi bir soğutma gerçekleştirmiştir. Ayrıca kare-26 dif-3 ısı alıcısı kare-26 ve kare-26 dif-4'e göre de % 2,12'lik bir üstünlük sağlamıştır.



Şekil 69. Kare-26 dif-3 ısı alıcı, 6 nozul, 2 bar için osiloskop ve spektrum analizör verileri.

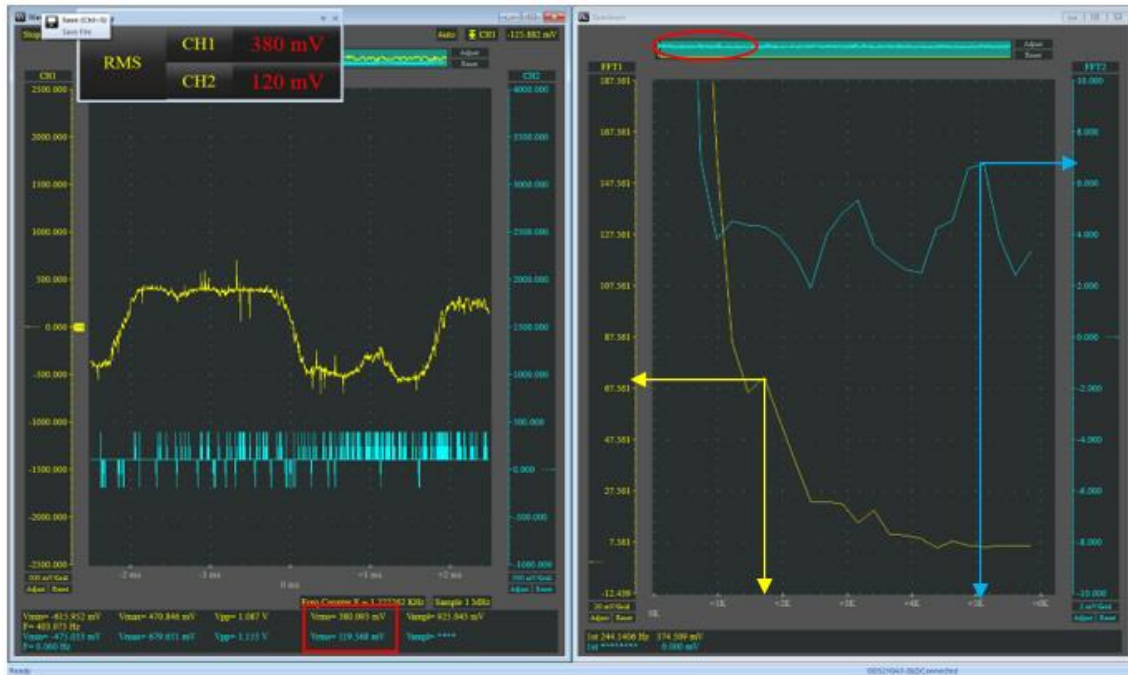
Kare-26 dif-3 ısı alıcı, 6 nozul ve 2 bar basınçta yapılan deneylerde çarpan jet sisteminde nozullardan çıkan basınçlı hava çarpma bölgesinde vorteksler ve basınç dalgaları oluşturmaktadır. Oluşan vorteksler ve basınç dalgaları kuzey-güney yönlü yerleştirilen mikrofonlar vasıtasıyla akustik basınç dalgaları olarak osiloskop ve spektrum analizöre aktarılmıştır. Kuzey yön kanal-1, güney yön kanal-2' yi temsil etmektedir. Analizlerde kanal-1 ve kanal-2' de oluşan V_{rms} , genlik ve frekans değerleri aşağıda verilmiştir.

Şekilde anlamlı bölge spektrum analizörde kırmızı daire içine alınarak bu bölgedeki değerler sırasıyla kanal-1' de $V_{rms}=426\text{ mV}$, Genlik= 115000 mV ve Frekans= 290 Hz, kanal-2' de $V_{rms}=1,01\text{ V}$, Genlik=73220 mV ve Frekans= 340 Hz olarak ölçülmüştür. Anlamlı bölgede elde edilen bu değerler soğutmanın en verimli gerçekleştiği bölgeyi temsil etmektedir. Bu bölgenin dışına çıkıldığında soğutmanın yavaşladığı tespit edilmiştir.



Şekil 70. 6 nozul 1,5 bar basınçta belirlenen ısı alıcıların sıcaklık-zaman grafiği.

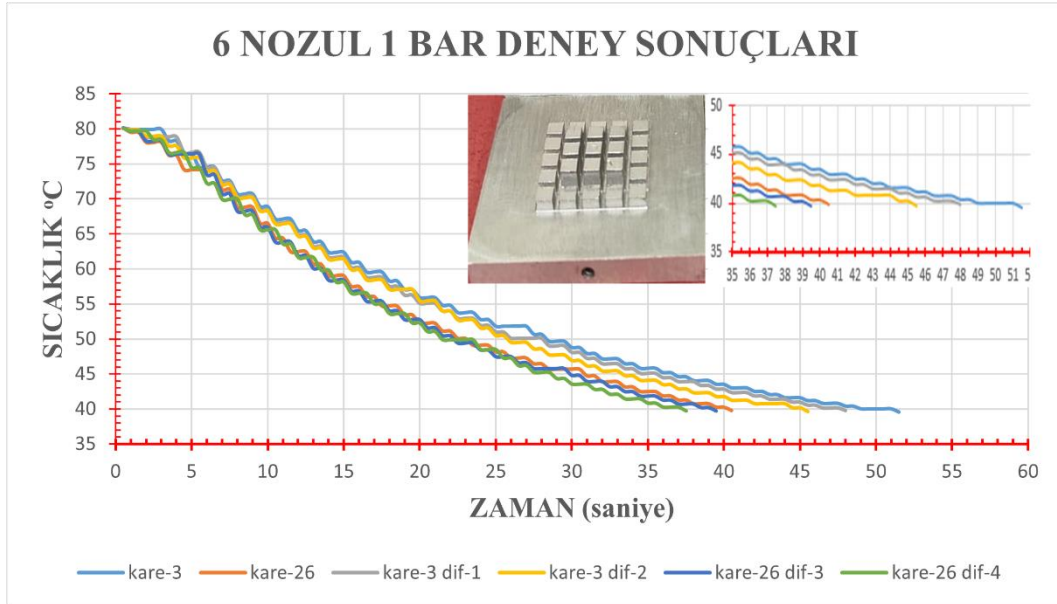
6 nozul 1,5 bar ve sabit ısı akısında yapılan deneyler sonucunda en iyi soğutma kanatlar arası mesafe 1 mm ve orta kanat yüksekliği 4 mm kenar kanat yüksekliği 2 mm olan kare-26 dif-4 ısı alıcıda gerçekleşmiştir. Isı alıcının sıcaklığı 28,5 saniyede 80 °C den 40 °C ye gelmiştir. Bununla birlikte kare-26 dif-4 ısı alıcı, kare-3 ve kare-3 dif-1 ısı alıcıya göre % 26,31 ve kare-3 dif-2'ye göre % 21,05'lik daha iyi bir soğutma gerçekleştirmiştir. Ayrıca kare-26 dif-4 ısı alıcı kare-26'ya göre % 14,03 ve kare-26 dif-3'e göre de % 5,26'lık bir üstünlük sağlamıştır.



Şekil 71. Kare-26 dif-4 ısı alıcı, 6 nozul 1,5 bar için osiloskop ve spektrum analizör verileri.

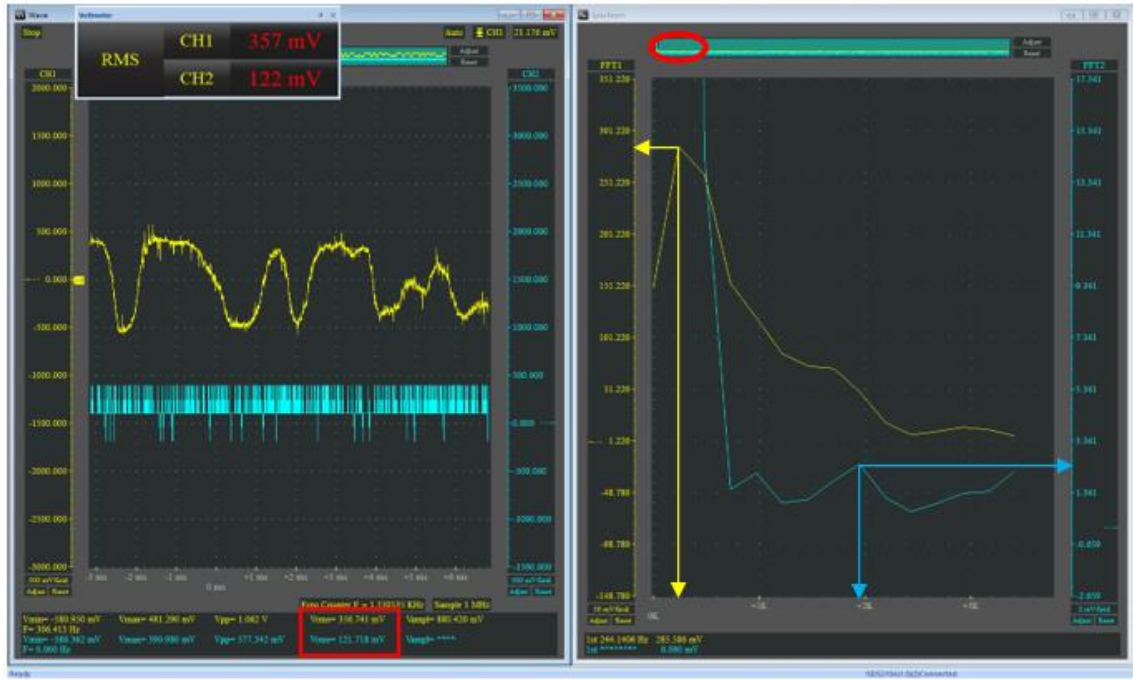
Kare-26 dif-4 ısı alıcı, 6 nozul ve 1,5 bar basınçta yapılan deneylerde çarpan jet sisteminde nozullardan çıkan basınçlı hava çarpma bölgesinde vorteksler ve basınç dalgaları oluşturmaktadır. Oluşan vorteksler ve basınç dalgaları kuzey-güney yönlü yerleştirilen mikrofonlar vasıtasıyla akustik basınç dalgaları olarak osiloskop ve spektrum analizöre aktarılmıştır. Kuzey yön kanal-1, güney yön kanal-2' yi temsil etmektedir. Analizlerde kanal-1 ve kanal-2' de oluşan V_{rms} , genlik ve frekans değerleri aşağıda verilmiştir.

Şekilde anlamlı bölge spektrum analizörde kırmızı daire içine alınarak bu bölgedeki değerler sırasıyla kanal-1' de V_{rms} = 380 mV, Genlik= 71561 mV ve Frekans= 1,7 KHz, kanal-2' de V_{rms} = 120 mV, Genlik= 6800 mV ve Frekans= 5,1 KHz olarak ölçülmüştür. Anlamlı bölgede elde edilen bu değerler soğutmanın en verimli gerçekleştiği bölgeyi temsil etmektedir. Bu bölgenin dışına çıkıldığında soğutmanın yavaşladığı tespit edilmiştir.



Şekil 72. 6 nozul 1 bar basınçta belirlenen ısı alıcıların sıcaklık-zaman grafiği.

6 nozul 1 bar ve sabit ısı akısında yapılan deneyler sonucunda en iyi soğutma kanatları arası mesafe 1 mm ve orta kanat yüksekliği 4mm kenar kanat yüksekliği 2 mm olan kare-26 dif-4 ısı alıcıda gerçekleşmiştir. Isı alıcının sıcaklığı 37,5 saniyede 80 °C den 40 °C ye gelmiştir. Bununla birlikte kare-26 dif-4 ısı alıcı, kare-3 ısı alıcıya göre % 37,33 ve kare-3 dif-1 ısı alıcıya göre % 28 ve kare-3 dif-2'ye göre ise % 21,33'lük daha iyi bir soğutma gerçekleştirmiştir. Ayrıca kare-26 dif-4 ısı alıcı kare-26'ya göre % 8 ve kare-26 dif-3'e göre de % 5,33'lük bir üstünlük sağlamıştır.



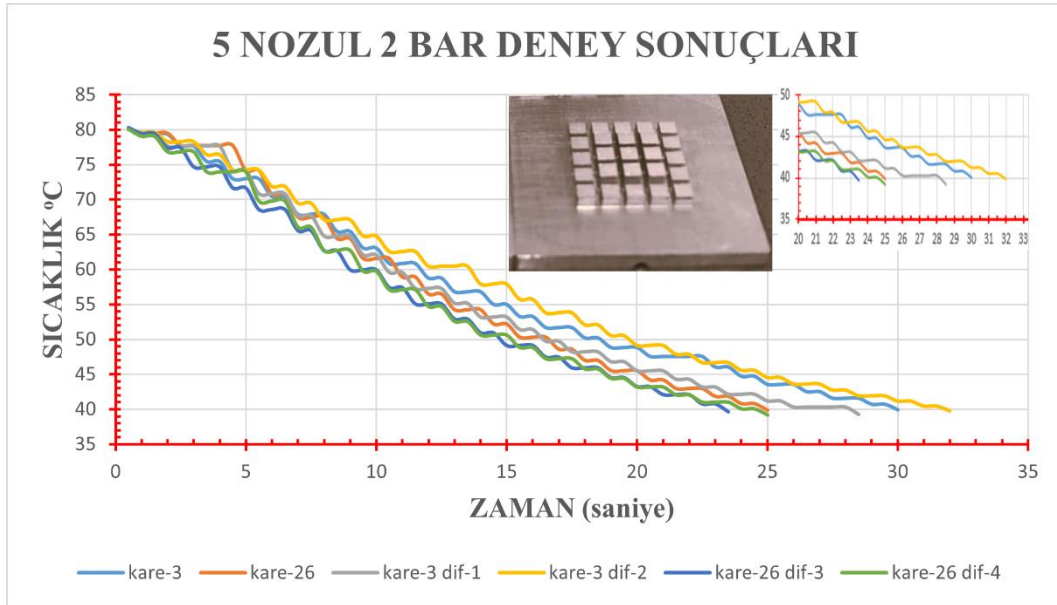
Şekil 73. Kare-26 dif-4 ısı alıcı, 6 nozul 1 bar için osiloskop ve spektrum analizör verileri.

Kare-26 dif-4 ısı alıcı, 6 nozul ve 1 bar basınçta yapılan deneylerde çarpan jet sisteminde nozullardan çıkan basınçlı hava çarpma bölgesinde vorteksler ve basınç dalgaları oluşturmaktadır. Oluşan vorteksler ve basınç dalgaları kuzey-güney yönlü yerleştirilen mikrofonlar vasıtasıyla akustik basınç dalgaları olarak osiloskop ve spektrum analizöre aktarılmıştır. Kuzey yön kanal-1, güney yön kanal-2' yi temsil etmektedir. Analizlerde kanal-1 ve kanal-2' de oluşan V_{rms} , genlik ve frekans değerleri aşağıda verilmiştir.

Şekilde anlamlı bölge spektrum analizörde kırmızı daire içine alınarak bu bölgedeki değerler sırasıyla kanal-1' de $V_{rms}= 357$ mV, Genlik= 28522 mV ve Frekans= 220 Hz, kanal-2' de $V_{rms}= 122$ mV, Genlik= 2541 mV ve Frekans= 1,9 KHz olarak ölçülmüştür. Anlamlı bölgede elde edilen bu değerler soğutmanın en verimli gerçekleştiği bölgeyi temsil etmektedir. Bu bölgenin dışına çıkıldığında soğutmanın yavaşladığı tespit edilmiştir.



Şekil 74. 5 nozul ile yapılan 1, 1,5 ve 2 bar deneylerinin görünümü.



Şekil 75. 5 nozul 2 bar basınçta belirlenen ısı alıcıların sıcaklık-zaman grafiği.

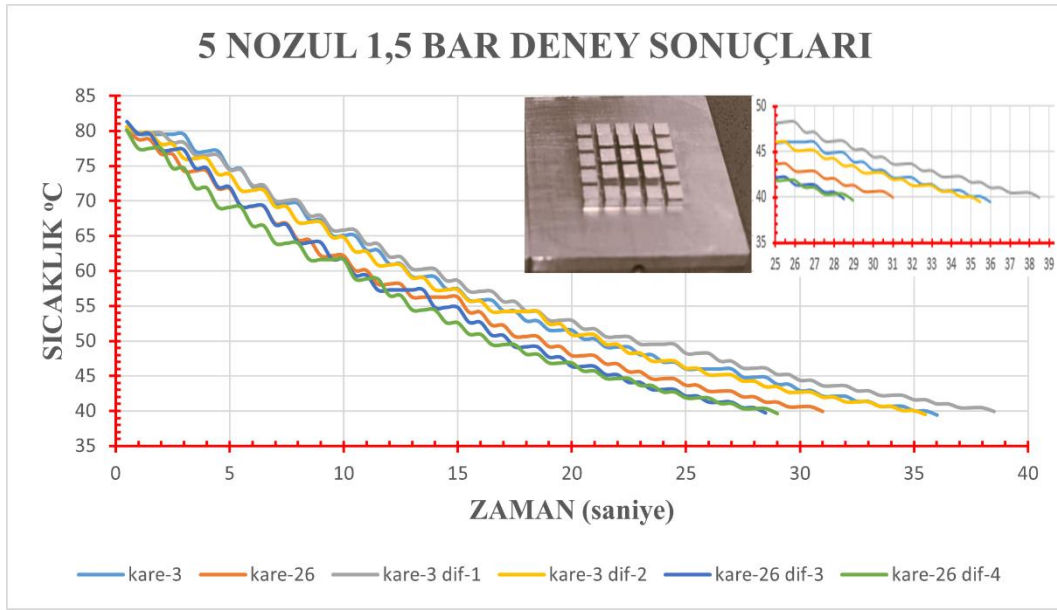
5 nozul 2 bar ve sabit ısı akısında yapılan deneyler sonucunda en iyi soğutma kanatlar arası mesafe 1 mm ve orta kanat yüksekliği 3 mm kenar kanat yüksekliği 2 mm olan kare-26 dif-3 ısı alıcıda gerçekleşmiştir. Isı alıcının sıcaklığı 23,5 saniyede 80 °C den 40 °C ye gelmiştir. Bununla birlikte kare-26 dif-3 ısı alıcısı, kare-3 ısı alıcısına göre % 27,65, kare-3 dif-1'e göre % 21,27 ve kare-3 dif-2'ye göre % 36,17 daha iyi bir soğutma gerçekleştirmiştir. Ayrıca kare-26 dif-3 ısı alıcısı kare-26 ve kare-26 dif-4'e göre de % 6,38'lik bir üstünlük sağlamıştır.



Şekil 76. Kare-26 dif-3 ısı alıcı, 5 nozul 2 bar için osiloskop ve spektrum analizör verileri.

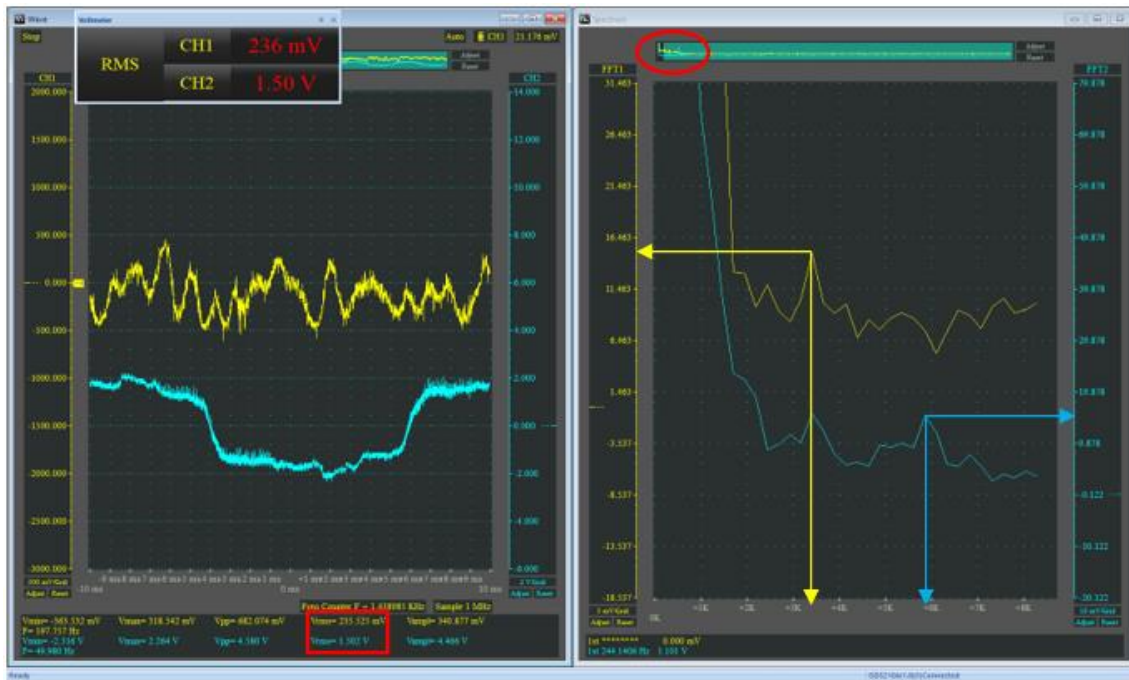
Kare-26 dif-3 ısı alıcı, 5 nozul ve 2 bar basınçta yapılan deneylerde çarpan jet sisteminde nozullardan çıkan basınçlı hava çarpma bölgesinde vorteksler ve basınç dalgaları oluşturmaktadır. Oluşan vorteksler ve basınç dalgaları kuzey-güney yönlü yerleştirilen mikrofonlar vasıtasıyla akustik basınç dalgaları olarak osiloskop ve spektrum analizöre aktarılmıştır. Kuzey yön kanal-1, güney yön kanal-2' yi temsil etmektedir. Analizlerde kanal-1 ve kanal-2' de oluşan V_{rms} , genlik ve frekans değerleri aşağıda verilmiştir.

Şekilde anlamlı bölge spektrum analizörde kırmızı daire içine alınarak bu bölgedeki değerler sırasıyla kanal-1' de $V_{rms} = 297 \text{ mV}$, Genlik= 19854 mV ve Frekans= 7,15 KHz, kanal-2' de $V_{rms} = 1,35 \text{ V}$, Genlik= 11800 mV ve Frekans= 7,8 KHz olarak ölçülmüştür. Anlamlı bölgede elde edilen bu değerler soğutmanın en verimli gerçekleştiği bölgeyi temsil etmektedir. Bu bölgenin dışına çıkıldığında soğutmanın yavaşladığı tespit edilmiştir.



Şekil 77. 5 nozul 1,5 bar basınçta belirlenen ısı alıcıların sıcaklık-zaman grafiği.

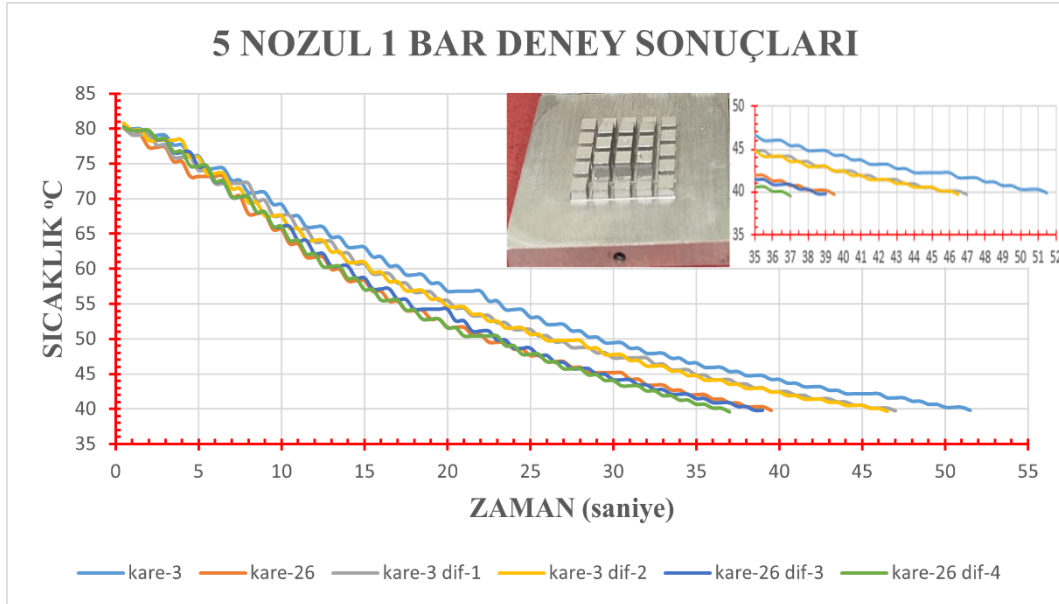
5 nozul 1,5 bar ve sabit ısı akısında yapılan deneyler sonucunda en iyi soğutma kanatlar arası mesafe 1 mm ve orta kanat yüksekliği 3 mm kenar kanat yüksekliği 2 mm olan kare-26 dif-3 ısı alıcıda gerçekleşmiştir. Isı alıcının sıcaklığı 28,5 saniyede 80 °C den 40 °C ye gelmiştir. Bununla birlikte kare-26 dif-3 ısı alıcı, kare-3 ısı alıcıya göre % 26,31, kare-3 dif-1 ısı alıcıya göre % 35,08 ve kare-3 dif-2'ye göre % 24,56'lık daha iyi bir soğutma gerçekleştirmiştir. Ayrıca kare-26 dif-3 ısı alıcı kare-26'ya göre % 8,77 ve kare-26 dif-4'e göre de % 1,75'lik bir üstünlük sağlamıştır.



Şekil 78. Kare-26 dif-3 ısı alıcı, 5 nozul 1,5 bar için osiloskop ve spektrum analizör verileri.

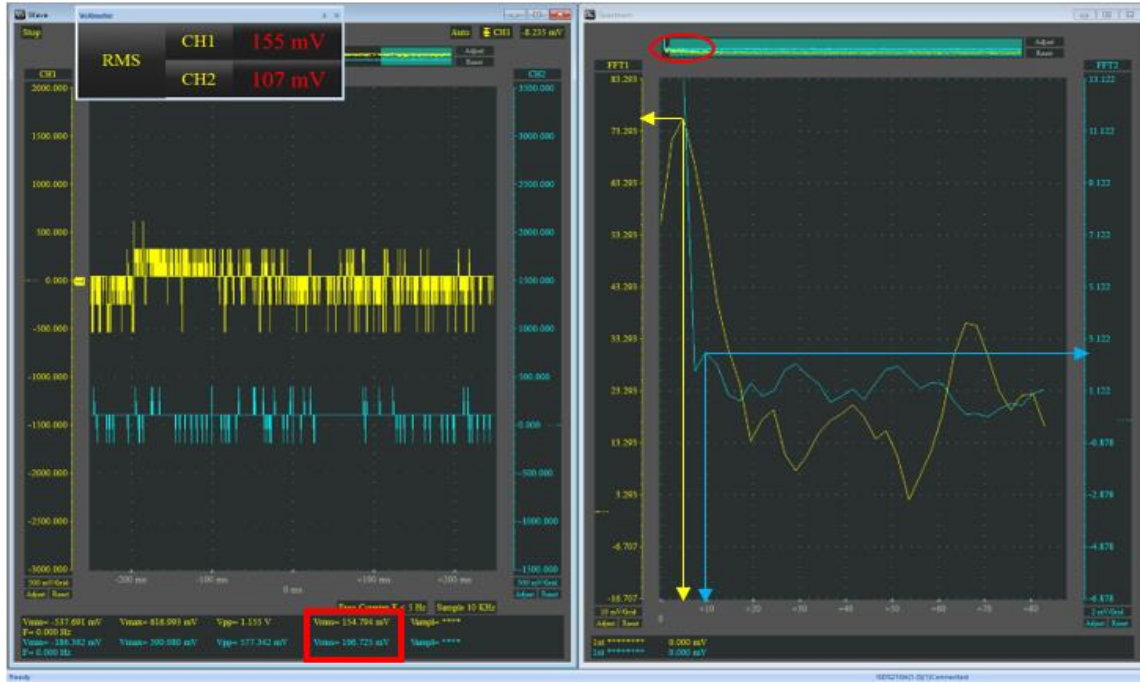
Kare-26 dif-3 ısı alıcı, 5 nozul ve 1,5 bar basınçta yapılan deneylerde çarpan jet sisteminde nozullardan çıkan basınçlı hava çarpma bölgesinde vorteksler ve basınç dalgaları oluşturmaktadır. Oluşan vorteksler ve basınç dalgaları kuzey-güney yönlü yerleştirilen mikrofonlar vasıtasıyla akustik basınç dalgaları olarak osiloskop ve spektrum analizöre aktarılmıştır. Kuzey yön kanal-1, güney yön kanal-2' yi temsil etmektedir. Analizlerde kanal-1 ve kanal-2' de oluşan V_{rms} , genlik ve frekans değerleri aşağıda verilmiştir.

Şekilde anlamlı bölge spektrum analizörde kırmızı daire içine alınarak bu bölgedeki değerler sırasıyla kanal-1' de V_{rms} = 236 mV, Genlik= 14693 mV ve Frekans= 3,2 KHz, kanal-2' de V_{rms} = 1,5 V, Genlik= 15878 mV ve Frekans= 3,2 KHz olarak ölçülmüştür. Anlamlı bölgede elde edilen bu değerler soğutmanın en verimli gerçekleştiği bölgeyi temsil etmektedir. Bu bölgenin dışına çıkıldığında soğutmanın yavaşladığı tespit edilmiştir.



Şekil 79. 5 nozul 1 bar basınçta belirlenen ısı alıcıların sıcaklık-zaman grafiği.

5 nozul 1 bar ve sabit ısı akısında yapılan deneyler sonucunda en iyi soğutma kanatları arası mesafe 1 mm ve orta kanat yüksekliği 4 mm kenar kanat yüksekliği 2 mm olan kare-26 dif-4 ısı alıcıda gerçekleşmiştir. Isı alıcının sıcaklığı 37 saniyede 80 °C den 40 °C ye gelmiştir. Bununla birlikte kare-26 dif-4 ısı alıcı, kare-3 ısı alıcıya göre % 39,18, kare-3 dif-1 ısı alıcıya göre % 27,02 ve kare-3 dif-2'ye göre % 25,67'lik daha iyi bir soğutma gerçekleştirmiştir. Ayrıca kare-26 dif-4 ısı alıcı kare-26'ya göre % 6,75 ve kare-26 dif-3'e göre de % 5,4'lük bir üstünlük sağlamıştır.



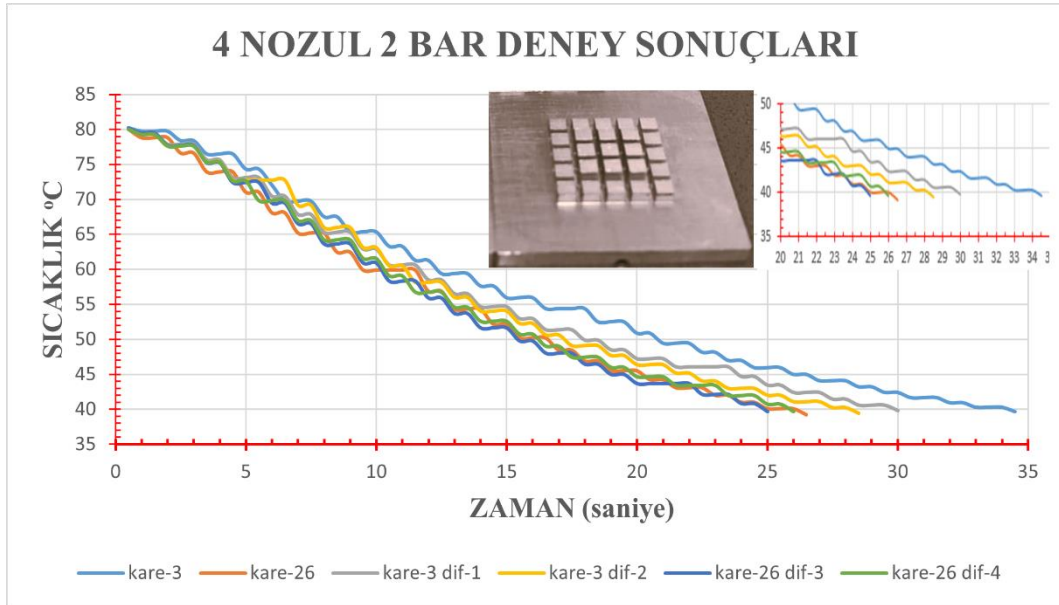
Şekil 80. Kare-26 dif-4 ısı alıcı, 5 nozul 1 bar için osiloskop ve spektrum analizör verileri.

Kare-26 dif-4 ısı alıcı, 5 nozul ve 1 bar basınçta yapılan deneylerde çarpan jet sisteminde nozullardan çıkan basınçlı hava çarpma bölgesinde vorteksler ve basınç dalgaları oluşturmaktadır. Oluşan vorteksler ve basınç dalgaları kuzey-güney yönlü yerleştirilen mikrofonlar vasıtasıyla akustik basınç dalgaları olarak osiloskop ve spektrum analizöre aktarılmıştır. Kuzey yön kanal-1, güney yön kanal-2' yi temsil etmektedir. Analizlerde kanal-1 ve kanal-2' de oluşan V_{rms} , genlik ve frekans değerleri aşağıda verilmiştir.

Şekilde anlamlı bölge spektrum analizörde kırmızı daire içine alınarak bu bölgedeki değerler sırasıyla kanal-1' de V_{rms} = 154 mV, Genlik= 75500 mV ve Frekans= 5,1 KHz, kanal-2' de V_{rms} = 107 mV, Genlik= 2650 mV ve Frekans= 10 KHz olarak ölçülmüştür. Anlamlı bölgede elde edilen bu değerler soğutmanın en verimli gerçekleştiği bölgeyi temsil etmektedir. Bu bölgenin dışına çıkıldığında soğutmanın yavaşladığı tespit edilmiştir.

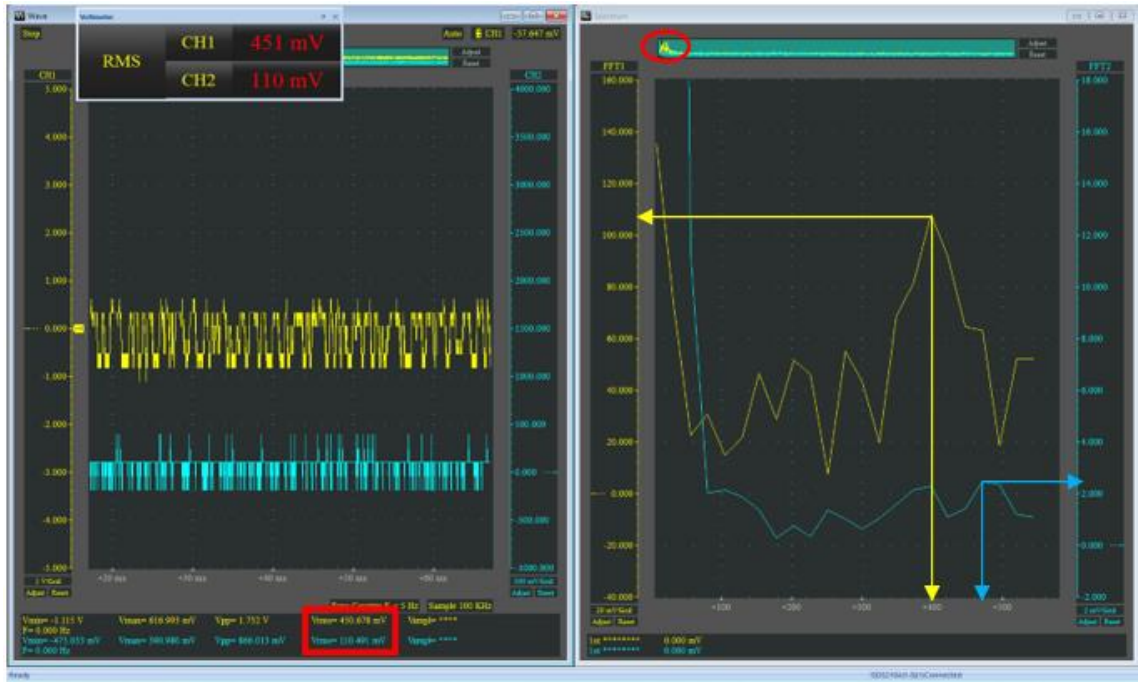


Şekil 81. 4 nozul ile yapılan 1, 1,5 ve 2 bar deneylerinin görünümü.



Şekil 82. 4 nozul 2 bar basınçta belirlenen ısı alıcıların sıcaklık-zaman grafiği.

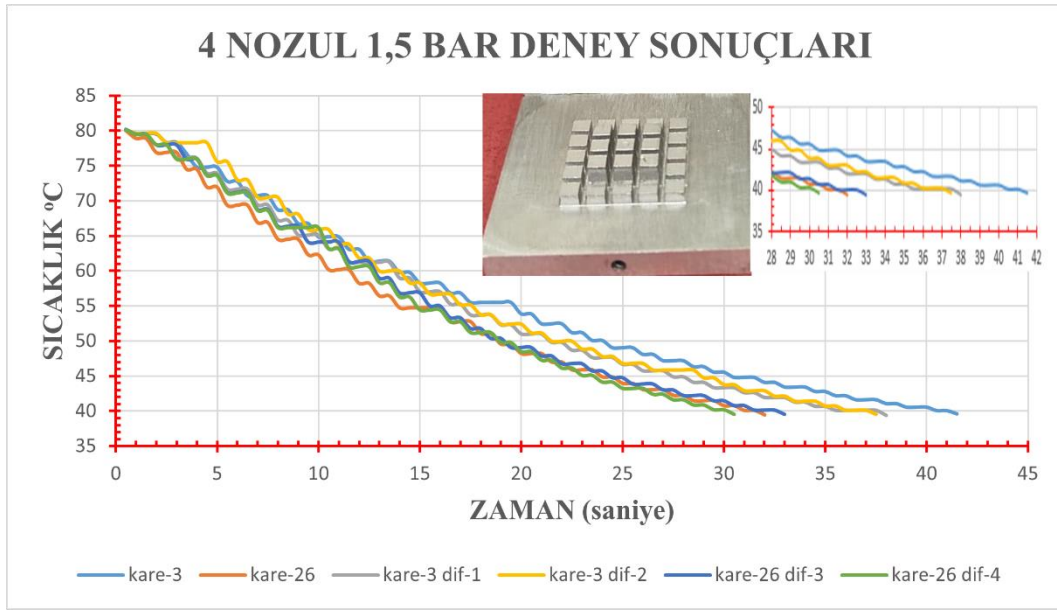
4 nozul 2 bar ve sabit ısı akısında yapılan deneyler sonucunda en iyi soğutma kanatlar arası mesafe 1 mm ve orta kanat yüksekliği 3 mm kenar kanat yüksekliği 2 mm olan kare-26 dif-3 ısı alıcıda gerçekleşmiştir. Isı alıcının sıcaklığı 25 saniyede 80 °C den 40 °C ye gelmiştir. Bununla birlikte kare-26 dif-3 ısı alıcı, kare-3 ısı alıcıya göre % 38, kare-3 dif-1 ısı alıcıya göre % 20 ve kare-3 dif-2'ye göre % 14'lük daha iyi bir soğutma gerçekleştirmiştir. Ayrıca kare-26 dif-3 ısı alıcı kare-26'ya göre % 6 ve kare-26 dif-4'e göre de % 4'lük bir üstünlük sağlamıştır.



Şekil 83. Kare-26 dif-3 ısı alıcı, 4 nozul 2 bar için osiloskop ve spektrum analizör verileri.

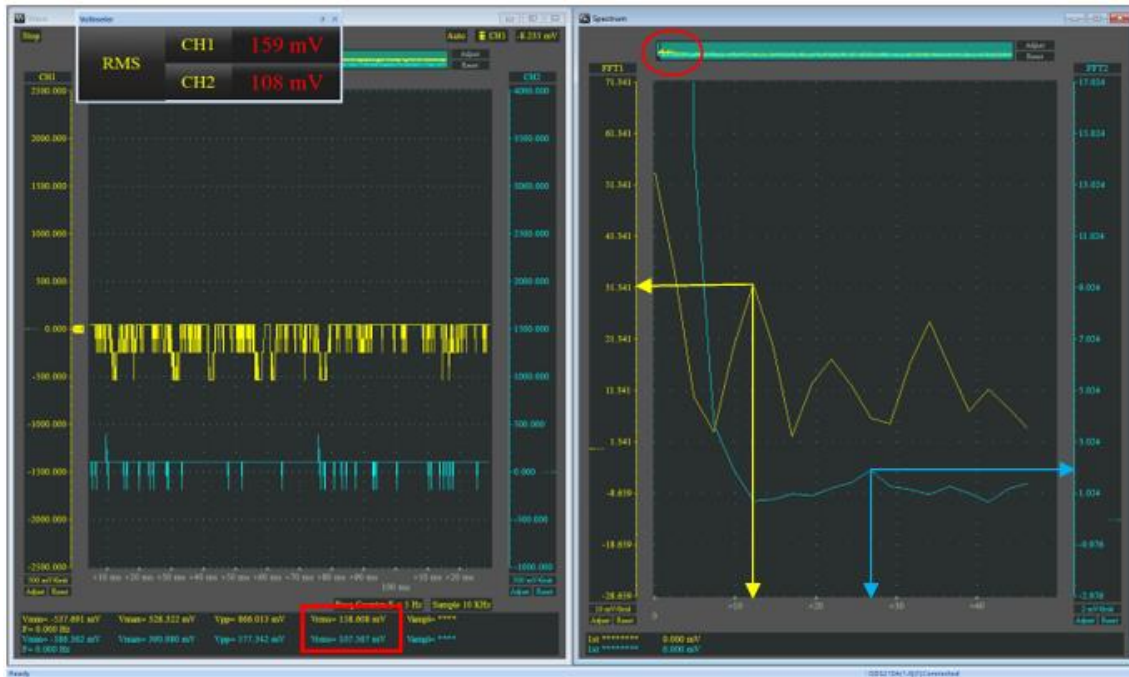
Kare-26 dif-3 ısı alıcı, 4 nozul ve 2 bar basınçta yapılan deneylerde çarpan jet sisteminde nozullardan çıkan basınçlı hava çarpma bölgesinde vorteksler ve basınç dalgaları oluşturmaktadır. Oluşan vorteksler ve basınç dalgaları kuzey-güney yönlü yerleştirilen mikrofonlar vasıtasıyla akustik basınç dalgaları olarak osiloskop ve spektrum analizöre aktarılmıştır. Kuzey yön kanal-1, güney yön kanal-2' yi temsil etmektedir. Analizlerde kanal-1 ve kanal-2' de oluşan V_{rms} , genlik ve frekans değerleri aşağıda verilmiştir.

Şekilde anlamlı bölge spektrum analizörde kırmızı daire içine alınarak bu bölgedeki değerler sırasıyla kanal-1' de V_{rms} = 451 mV, Genlik= 108000 mV ve Frekans= 400 Hz, kanal-2' de V_{rms} = 110 mV, Genlik= 2450 mV ve Frekans= 470 Hz olarak ölçülmüştür. Anlamlı bölgede elde edilen bu değerler soğutmanın en verimli gerçekleştiği bölgeyi temsil etmektedir. Bu bölgenin dışına çıkıldığında soğutmanın yavaşladığı tespit edilmiştir.



Şekil 84. 4 nozul 1,5 bar basınçta belirlenen ısı alıcıların sıcaklık-zaman grafiği.

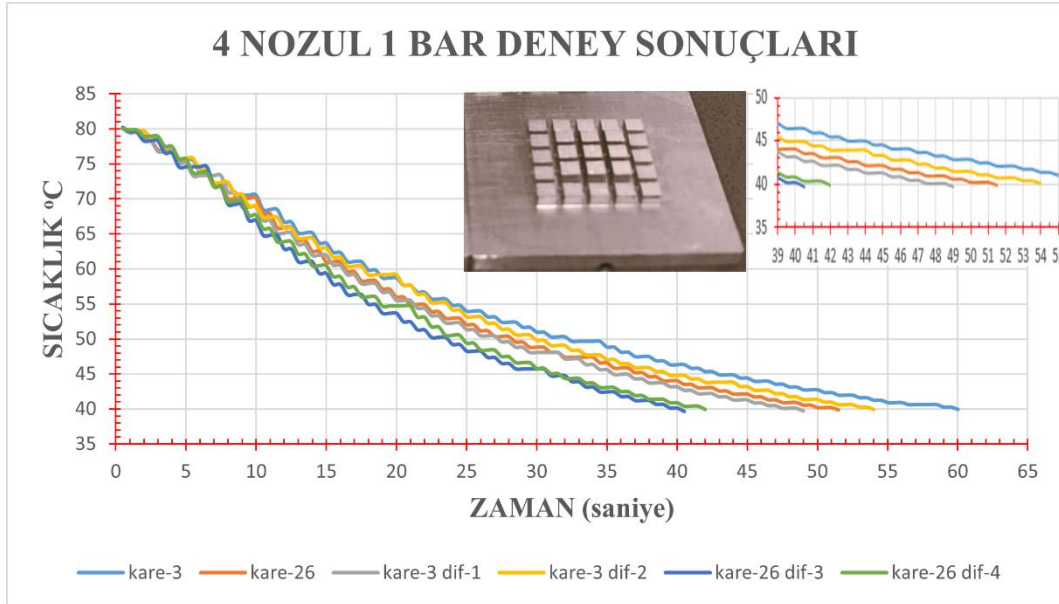
4 nozul 1,5 bar ve sabit ısı akısında yapılan deneyler sonucunda en iyi soğutma kanatlar arası mesafe 1 mm ve orta kanat yüksekliği 4 mm kenar kanat yüksekliği 2 mm olan kare-26 dif-4 ısı alıcıda gerçekleşmiştir. Isı alıcının sıcaklığı 30,5 saniyede 80 °C den 40 °C ye gelmiştir. Bununla birlikte kare-26 dif-4 ısı alıcı, kare-3 ısı alıcıya göre % 36,06, kare-3 dif-1 ısı alıcıya göre % 24,59 ve kare-3 dif-2'ye göre % 22,95'lik daha iyi bir soğutma gerçekleştirmiştir. Ayrıca kare-26 dif-4 ısı alıcı kare-26'ya göre % 4,91 ve kare-26 dif-3'e göre de % 8,19'luk bir üstünlük sağlamıştır.



Şekil 85. Kare-26 dif-4 ısı alıcı, 4 nozul 1,5 bar için osiloskop ve spektrum analizör verileri.

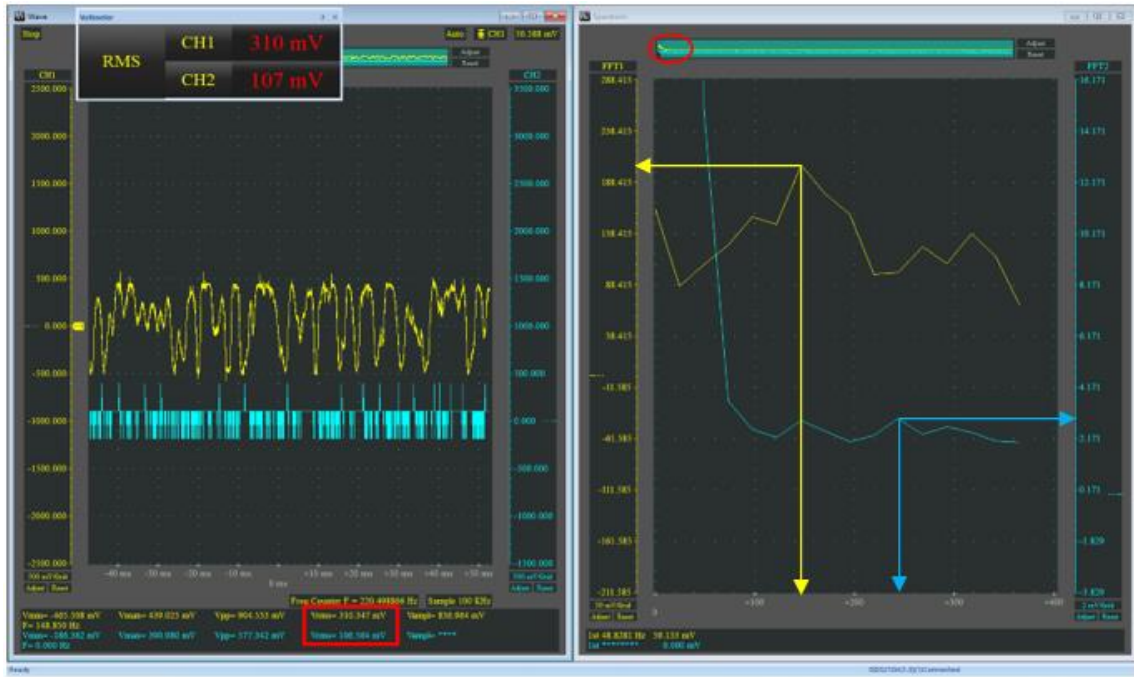
Kare-26 dif-4 ısı alıcı, 4 nozul ve 1,5 bar basınçta yapılan deneylerde çarpan jet sisteminde nozullardan çıkan basınçlı hava çarpma bölgesinde vorteksler ve basınç dalgaları oluşturmaktadır. Oluşan vorteksler ve basınç dalgaları kuzey-güney yönlü yerleştirilen mikrofonlar vasıtasıyla akustik basınç dalgaları olarak osiloskop ve spektrum analizöre aktarılmıştır. Kuzey yön kanal-1, güney yön kanal-2' yi temsil etmektedir. Analizlerde kanal-1 ve kanal-2' de oluşan V_{rms} , genlik ve frekans değerleri aşağıda verilmiştir.

Şekilde anlamlı bölge spektrum analizörde kırmızı daire içine alınarak bu bölgedeki değerler sırasıyla kanal-1' de V_{rms} = 209 mV, Genlik= 14878 mV ve Frekans= 2,2 KHz, kanal-2' de V_{rms} = 111 mV, Genlik= 6634 mV ve Frekans= 9,1 KHz olarak ölçülmüştür. Anlamlı bölgede elde edilen bu değerler soğutmanın en verimli gerçekleştiği bölgeyi temsil etmektedir. Bu bölgenin dışına çıkıldığında soğutmanın yavaşladığı tespit edilmiştir.



Şekil 86. 4 nozul 1 bar basınçta belirlenen ısı alıcıların sıcaklık-zaman grafiği.

4 nozul 1 bar ve sabit ısı akısında yapılan deneyler sonucunda en iyi soğutma kanatlar arası mesafe 1 mm ve orta kanat yüksekliği 3 mm kenar kanat yüksekliği 2 mm olan kare-26 dif-3 ısı alıcıda gerçekleşmiştir. Isı alıcının sıcaklığı 40,5 saniyede 80 °C den 40 °C ye gelmiştir. Bununla birlikte kare-26 dif-3 ısı alıcı, kare-3 ısı alıcıya göre % 48,14, kare-3 dif-1 ısı alıcıya göre % 20,98 ve kare-3 dif-2'ye göre % 33,33'lük daha iyi bir soğutma gerçekleştirmiştir. Ayrıca kare-26 dif-3 ısı alıcı kare-26'ya göre % 27,16 ve kare-26 dif-4'e göre de % 3,7'lik bir üstünlük sağlamıştır.



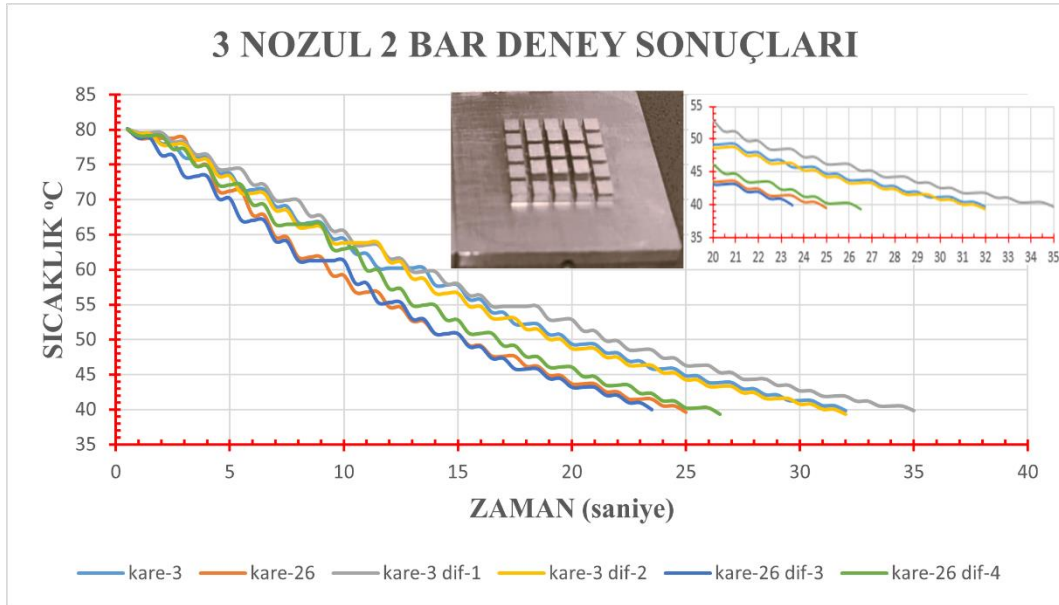
Şekil 87. Kare-26 dif-3 ısı alıcı, 4 nozul 1 bar için osiloskop ve spektrum analizör verileri.

Kare-26 dif-3 ısı alıcı, 4 nozul ve 1 bar basınçta yapılan deneylerde çarpan jet sisteminde nozullardan çıkan basınçlı hava çarpma bölgesinde vorteksler ve basınç dalgaları oluşturmaktadır. Oluşan vorteksler ve basınç dalgaları kuzey-güney yönlü yerleştirilen mikrofonlar vasıtasıyla akustik basınç dalgaları olarak osiloskop ve spektrum analizöre aktarılmıştır. Kuzey yön kanal-1, güney yön kanal-2' yi temsil etmektedir. Analizlerde kanal-1 ve kanal-2' de oluşan V_{rms} , genlik ve frekans değerleri aşağıda verilmiştir.

Şekilde anlamlı bölge spektrum analizörde kırmızı daire içine alınarak bu bölgedeki değerler sırasıyla kanal-1' de $V_{rms}= 310$ mV, Genlik= 208415 mV ve Frekans= 142 Hz, kanal-2' de $V_{rms}= 107$ mV, Genlik= 2971 mV ve Frekans= 242 Hz olarak ölçülmüştür. Anlamlı bölgede elde edilen bu değerler soğutmanın en verimli gerçekleştiği bölgeyi temsil etmektedir. Bu bölgenin dışına çıkıldığında soğutmanın yavaşladığı tespit edilmiştir.

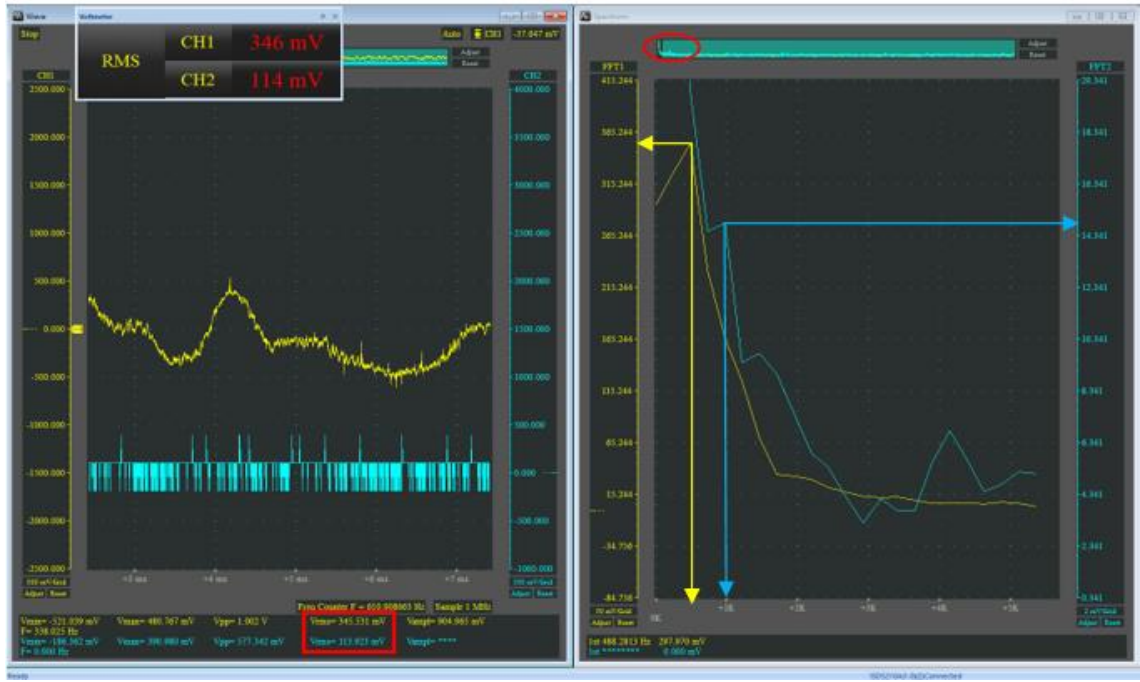


Şekil 88. 3 nozul ile yapılan 1, 1,5 ve 2 bar deneylerinin görünümü.



Şekil 89. 3 nozul 2 bar basınçta belirlenen ısı alıcıların sıcaklık-zaman grafiği.

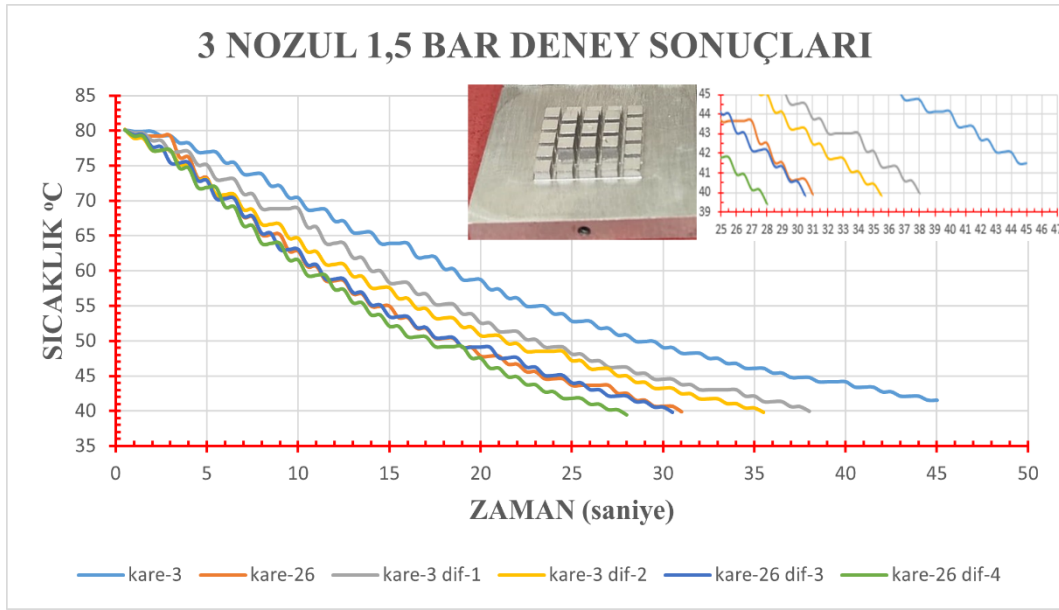
3 nozul 2 bar ve sabit ısı akısında yapılan deneyler sonucunda en iyi soğutma kanatlar arası mesafe 1 mm ve orta kanat yüksekliği 3 mm kenar kanat yüksekliği 2 mm olan kare-26 dif-3 ısı alıcıda gerçekleşmiştir. Isı alıcının sıcaklığı 23,5 saniyede 80 °C den 40 °C ye gelmiştir. Bununla birlikte kare-26 dif-3 ısı alıcı, kare-3 ısı alıcıya göre % 36,17, kare-3 dif-1 ısı alıcıya göre % 48,93 ve kare-3 dif-2'ye göre % 36,17'lik daha iyi bir soğutma gerçekleştirmiştir. Ayrıca kare-26 dif-3 ısı alıcı kare-26'ya göre % 6,38 ve kare-26 dif-4'e göre de % 12,76'lık bir üstünlük sağlamıştır.



Şekil 90. Kare-26 dif-3 ısı alıcı, 3 nozul 2 bar için osiloskop ve spektrum analizör verileri.

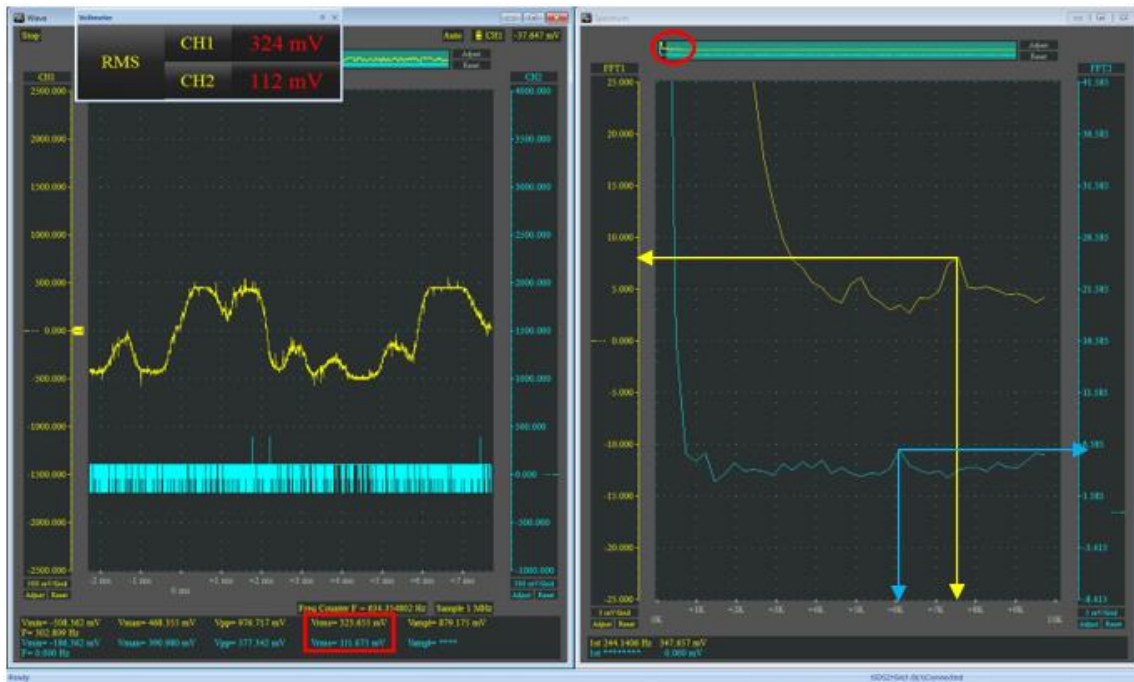
Kare-26 dif-3 ısı alıcı, 3 nozul ve 2 bar basınçta yapılan deneylerde çarpan jet sisteminde nozullardan çıkan basınçlı hava çarpma bölgesinde vorteksler ve basınç dalgaları oluşturmaktadır. Oluşan vorteksler ve basınç dalgaları kuzey-güney yönlü yerleştirilen mikrofonlar vasıtasıyla akustik basınç dalgaları olarak osiloskop ve spektrum analizöre aktarılmıştır. Kuzey yön kanal-1, güney yön kanal-2' yi temsil etmektedir. Analizlerde kanal-1 ve kanal-2' de oluşan V_{rms} , genlik ve frekans değerleri aşağıda verilmiştir.

Şekilde anlamlı bölge spektrum analizörde kırmızı daire içine alınarak bu bölgedeki değerler sırasıyla kanal-1' de $V_{rms}= 346$ mV, Genlik= 365244 mV ve Frekans= 500 Hz, kanal-2' de $V_{rms}= 114$ mV, Genlik= 14841 mV ve Frekans= 1 KHz olarak ölçülmüştür. Anlamlı bölgede elde edilen bu değerler soğutmanın en verimli gerçekleştiği bölgeyi temsil etmektedir. Bu bölgenin dışına çıkıldığında soğutmanın yavaşladığı tespit edilmiştir.



Şekil 91. 3 nozul 1,5 bar basınçta belirlenen ısı alıcıların sıcaklık-zaman grafiği.

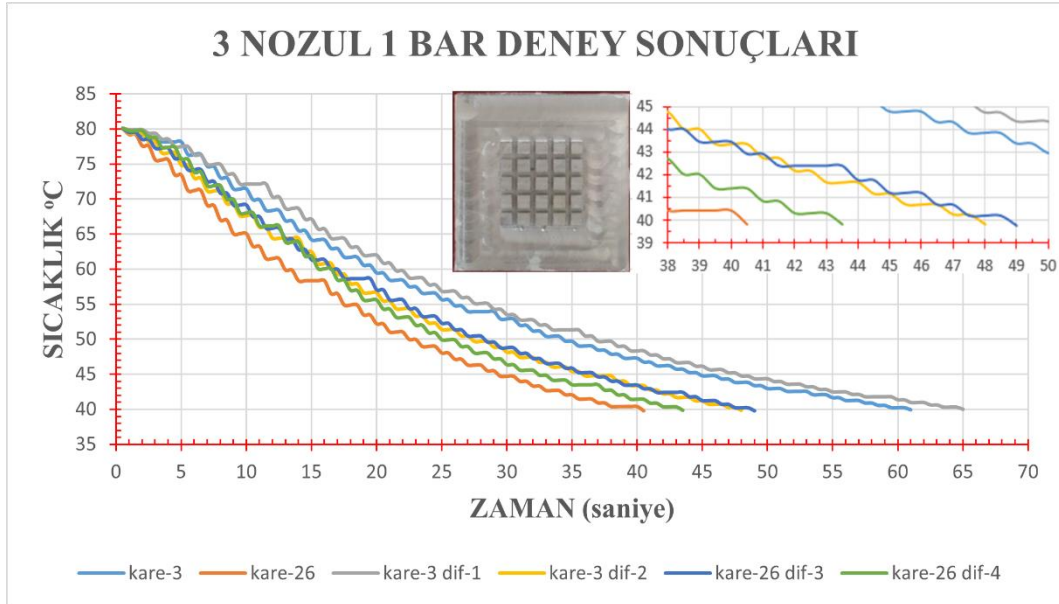
3 nozul 1,5 bar ve sabit ısı akısında yapılan deneyler sonucunda en iyi soğutma kanatlar arası mesafe 1 mm ve orta kanat yüksekliği 4 mm kenar kanat yüksekliği 2 mm olan kare-26 dif-4 ısı alıcıda gerçekleşmiştir. Isı alıcının sıcaklığı 28 saniyede 80 °C den 40 °C ye gelmiştir. Bununla birlikte kare-26 dif-4 ısı alıcısı, kare-3 ısı alıcısına göre % 60,71 kare-3 dif-1 ısı alıcısına göre % 35,71 ve kare-3 dif-2'ye göre % 26,78'lik daha iyi bir soğutma gerçekleştirmiştir. Ayrıca kare-26 dif-4 ısı alıcısı kare-26'ya göre % 10,71 ve kare-26 dif-3'e göre de % 8,92'lik bir üstünlük sağlamıştır.



Şekil 92. Kare-26 dif-4 ısı alıcısı, 3 nozul 1,5 bar için osiloskop ve spektrum analizör verileri.

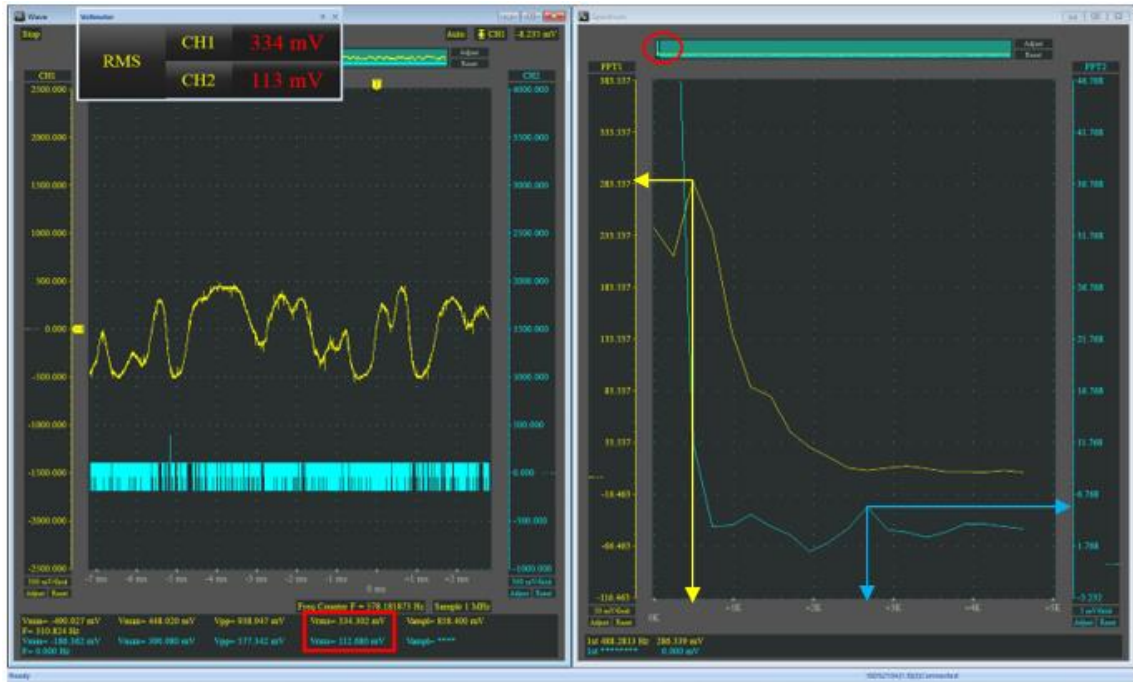
Kare-26 dif-4 ısı alıcı, 3 nozul ve 1,5 bar basınçta yapılan deneylerde çarpan jet sisteminde nozullardan çıkan basınçlı hava çarpma bölgesinde vorteksler ve basınç dalgaları oluşturmaktadır. Oluşan vorteksler ve basınç dalgaları kuzey-güney yönlü yerleştirilen mikrofonlar vasıtasıyla akustik basınç dalgaları olarak osiloskop ve spektrum analizöre aktarılmıştır. Kuzey yön kanal-1, güney yön kanal-2' yi temsil etmektedir. Analizlerde kanal-1 ve kanal-2' de oluşan V_{rms} , genlik ve frekans değerleri aşağıda verilmiştir.

Şekilde anlamlı bölge spektrum analizörde kırmızı daire içine alınarak bu bölgedeki değerler sırasıyla kanal-1' de V_{rms} = 324 mV, Genlik= 8000 mV ve Frekans= 7,6 KHz, kanal-2' de V_{rms} = 112 mV, Genlik= 5785 mV ve Frekans= 6,2 KHz olarak ölçülmüştür. Anlamlı bölgede elde edilen bu değerler soğutmanın en verimli gerçekleştiği bölgeyi temsil etmektedir. Bu bölgenin dışına çıkıldığında soğutmanın yavaşladığı tespit edilmiştir.



Şekil 93. 3 nozul 1 bar basınçta belirlenen ısı alıcıların sıcaklık-zaman grafiği.

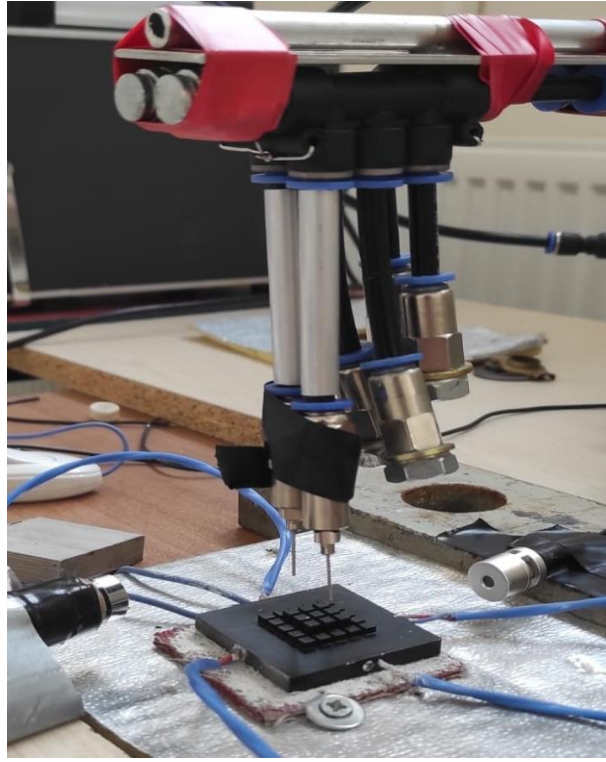
3 nozul 1 bar ve sabit ısı akısında yapılan deneyler sonucunda en iyi soğutma kanatları arası mesafe 1 mm ve kanat yüksekliği 2 mm olan kare-26 ısı alıcıda gerçekleşmiştir. Isı alıcının sıcaklığı 40,5 saniyede 80 °C den 40 °C ye gelmiştir. Bununla birlikte kare-26 ısı alıcı, kare-3 ısı alıcıya göre % 50,61 kare-3 dif-1 ısı alıcıya göre % 60,49 ve kare-3 dif-2'ye göre % 18,51'lik daha iyi bir soğutma gerçekleştirmiştir. Ayrıca kare-26 ısı alıcı kare-26 dif-3'e göre % 20,98 ve kare-26 dif-4'e göre de % 7,4'lük bir üstünlük sağlamıştır.



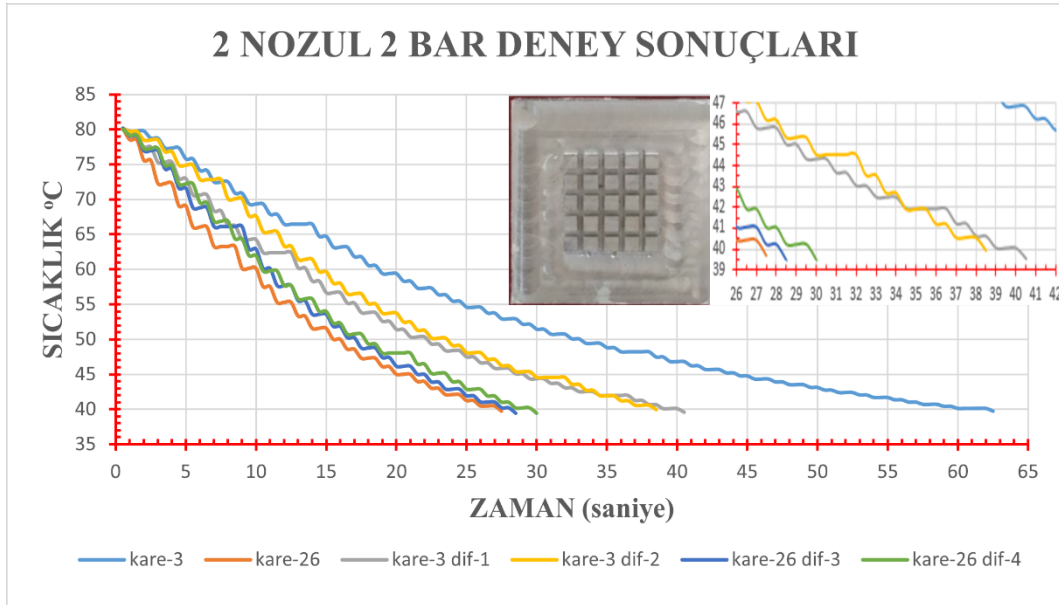
Şekil 94. Kare-26 ısı alıcı, 3 nozul 1 bar için osiloskop ve spektrum analizör verileri.

Kare-26 ısı alıcı, 3 nozul ve 1 bar basınçta yapılan deneylerde çarpan jet sisteminde nozullardan çıkan basınçlı hava çarpma bölgesinde vorteksler ve basınç dalgaları oluşturmaktadır. Oluşan vorteksler ve basınç dalgaları kuzey-güney yönlü yerleştirilen mikrofonlar vasıtasıyla akustik basınç dalgaları olarak osiloskop ve spektrum analizöre aktarılmıştır. Kuzey yön kanal-1, güney yön kanal-2' yi temsil etmektedir. Analizlerde kanal-1 ve kanal-2' de oluşan V_{rms} , genlik ve frekans değerleri aşağıda verilmiştir.

Şekilde anlamlı bölge spektrum analizörde kırmızı daire içine alınarak bu bölgedeki değerler sırasıyla kanal-1' de $V_{rms}= 334$ mV, Genlik= 283537 mV ve Frekans= 500 Hz, kanal-2' de $V_{rms}= 113$ mV, Genlik= 5768 mV ve Frekans= 2,7 KHz olarak ölçülmüştür. Anlamlı bölgede elde edilen bu değerler soğutmanın en verimli gerçekleştiği bölgeyi temsil etmektedir. Bu bölgenin dışına çıkıldığında soğutmanın yavaşladığı tespit edilmiştir.

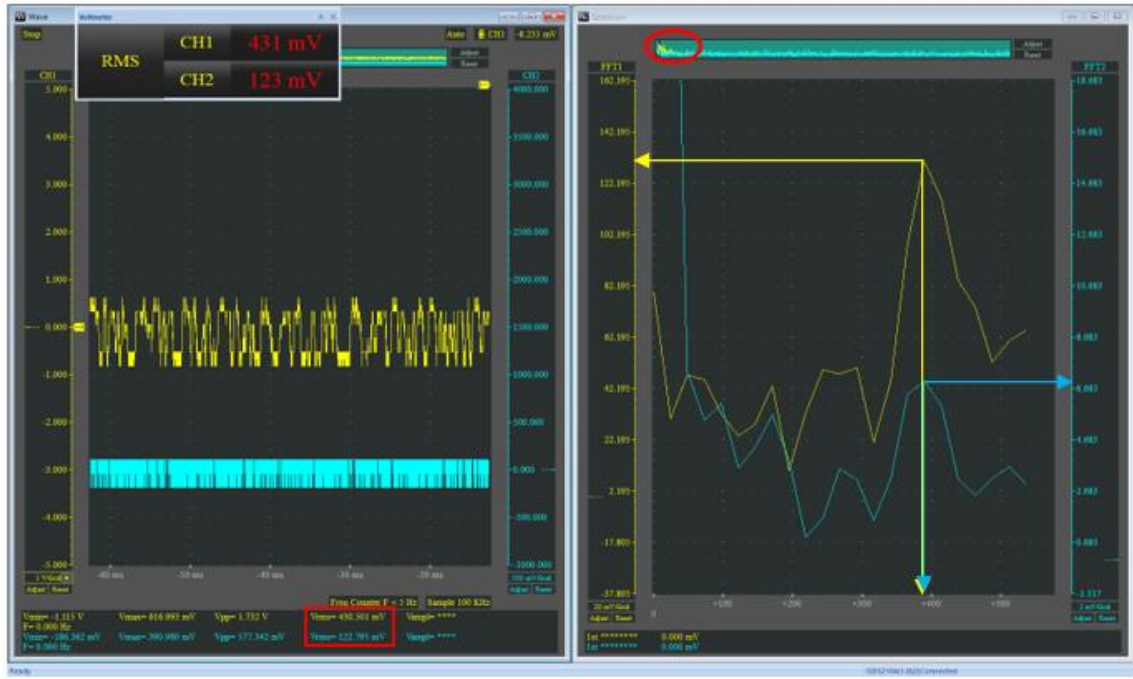


Şekil 95. 2 nozul ile yapılan 1, 1,5 ve 2 bar deneylerinin görünümü.



Şekil 96. 2 nozul 2 bar basınçta belirlenen ısı alıcıların sıcaklık-zaman grafiği.

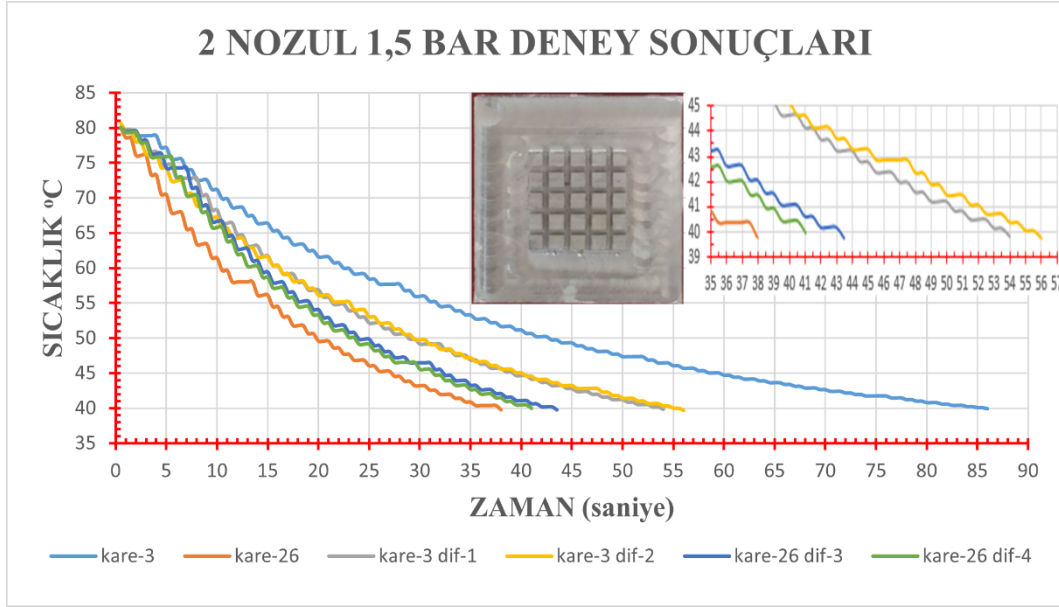
2 nozul 2 bar ve sabit ısı akısında yapılan deneyler sonucunda en iyi soğutma kanatlar arası mesafe 1 mm ve kanat yüksekliği 2 mm olan kare-26 ısı alıcıda gerçekleşmiştir. Isı alıcının sıcaklığı 27,5 saniyede 80 °C den 40 °C ye gelmiştir. Bununla birlikte kare-26 ısı alıcı, kare-3 ısı alıcısına göre % 127,27 kare-3 dif-1 ısı alıcısına göre % 47,27 ve kare-3 dif-2'ye göre % 40'lık daha iyi bir soğutma gerçekleştirmiştir. Ayrıca kare-26 ısı alıcı kare-26 dif-3'e göre % 3,63 ve kare-26 dif-4'e göre de % 9,09'luk bir üstünlük sağlamıştır.



Şekil 97. Kare-26 ısı alıcı, 2 nozul 2 bar için osiloskop ve spektrum analizör verileri.

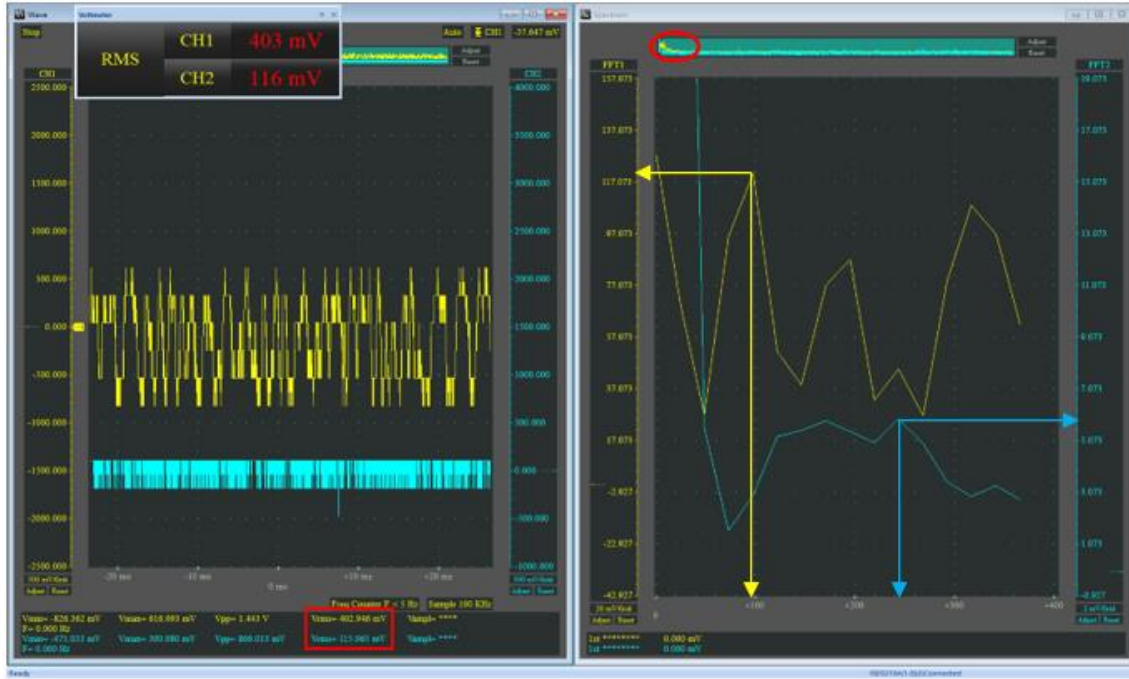
Kare-26 ısı alıcı, 2 nozul ve 2 bar basınçta yapılan deneylerde çarpan jet sisteminde nozullardan çıkan basınçlı hava çarpma bölgesinde vorteksler ve basınç dalgaları oluşturmaktadır. Oluşan vorteksler ve basınç dalgaları kuzey-güney yönlü yerleştirilen mikrofonlar vasıtasıyla akustik basınç dalgaları olarak osiloskop ve spektrum analizöre aktarılmıştır. Kuzey yön kanal-1, güney yön kanal-2' yi temsil etmektedir. Analizlerde kanal-1 ve kanal-2' de oluşan V_{rms} , genlik ve frekans değerleri aşağıda verilmiştir.

Şekilde anlamlı bölge spektrum analizörde kırmızı daire içine alınarak bu bölgedeki değerler sırasıyla kanal-1' de $V_{rms}= 431 \text{ mV}$, Genlik= 130200 mV ve Frekans= 390 Hz, kanal-2' de $V_{rms}= 123 \text{ mV}$, Genlik= 7083 mV ve Frekans= 390 Hz olarak ölçülmüştür. Anlamlı bölgede elde edilen bu değerler soğutmanın en verimli gerçekleştiği bölgeyi temsil etmektedir. Bu bölgenin dışına çıkıldığında soğutmanın yavaşladığı tespit edilmiştir.



Şekil 98. 2 nozul 1,5 bar basınçta belirlenen ısı alıcıların sıcaklık-zaman grafiği.

2 nozul 1,5 bar ve sabit ısı akısında yapılan deneyler sonucunda en iyi soğutma kanatlar arası mesafe 1 mm ve kanat yüksekliği 2 mm olan kare-26 ısı alıcıda gerçekleşmiştir. Isı alıcının sıcaklığı 38 saniyede 80 °C den 40 °C ye gelmiştir. Bununla birlikte kare-26 ısı alıcı, kare-3 ısı alıcıya göre % 126,31 kare-3 dif-1 ısı alıcıya göre % 42,1 ve kare-3 dif-2'ye göre % 47,36'lık daha iyi bir soğutma gerçekleştirmiştir. Ayrıca kare-26 ısı alıcı kare-26 dif-3'e göre % 14,47 ve kare-26 dif-4'e göre de % 7,89'luk bir üstünlük sağlamıştır.

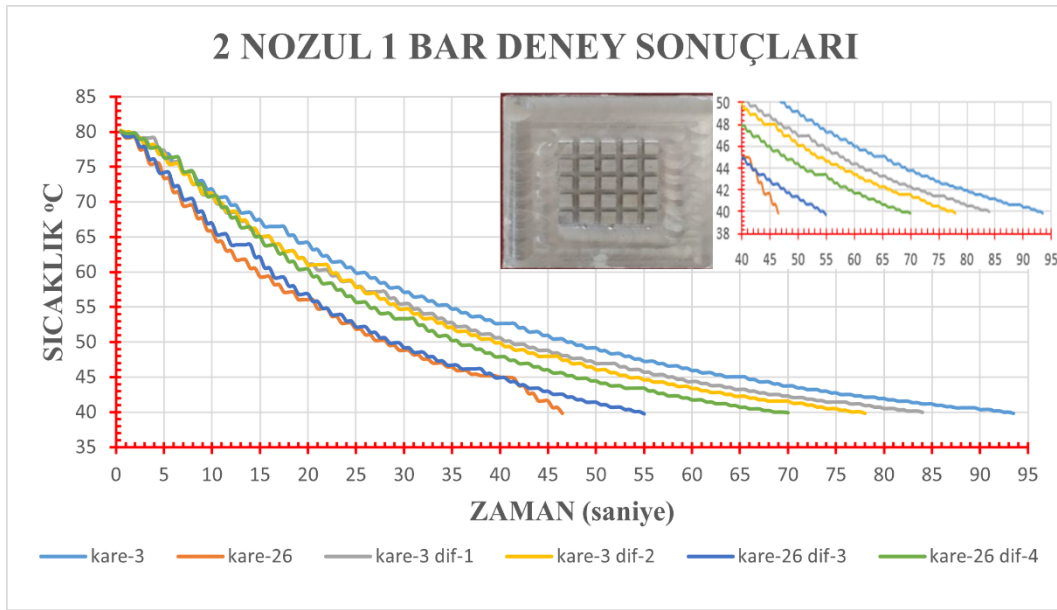


Şekil 99. Kare-26 ısı alıcı, 2 nozul 1,5 bar için osiloskop ve spektrum analizör verileri.

Kare-26 ısı alıcı, 2 nozul ve 1,5 bar basınçta yapılan deneylerde çarpan jet sisteminde nozullardan çıkan basınçlı hava çarpma bölgesinde vorteksler ve basınç dalgaları

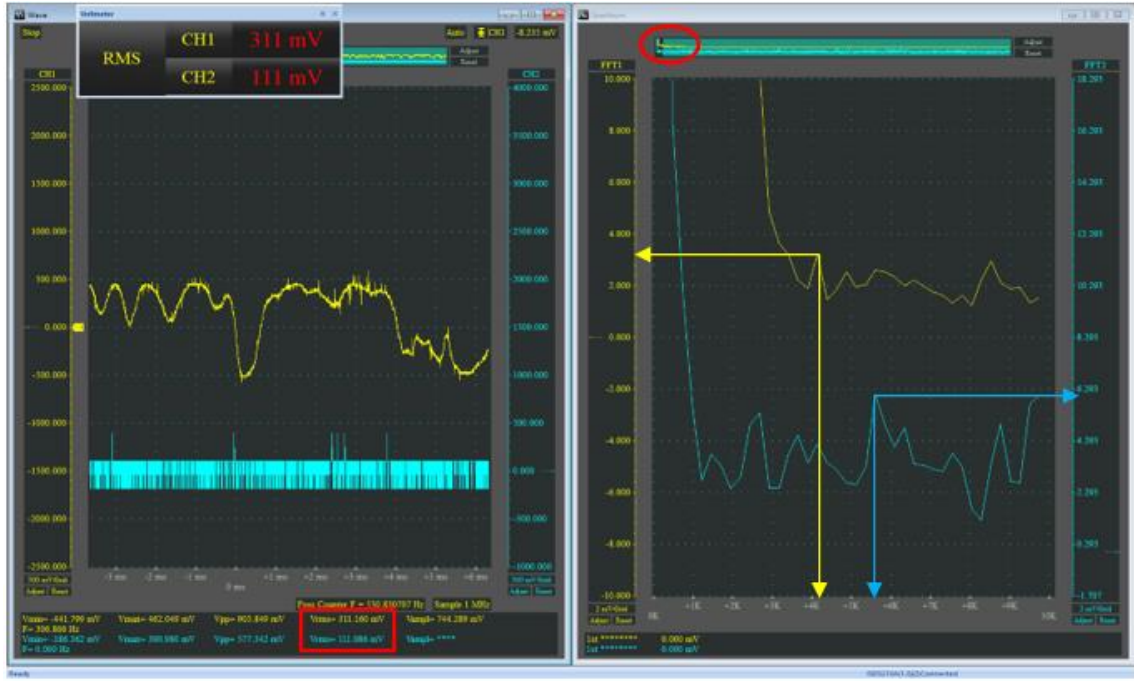
oluşturmaktadır. Oluşan vorteksler ve basınç dalgaları kuzey-güney yönlü yerleştirilen mikrofonlar vasıtasıyla akustik basınç dalgaları olarak osiloskop ve spektrum analizöre aktarılmıştır. Kuzey yön kanal-1, güney yön kanal-2' yi temsil etmektedir. Analizlerde kanal-1 ve kanal-2' de oluşan V_{rms} , genlik ve frekans değerleri aşağıda verilmiştir.

Şekilde anlamlı bölge spektrum analizörde kırmızı daire içine alınarak bu bölgedeki değerler sırasıyla kanal-1' de $V_{rms}= 403$ mV, Genlik= 121073 mV ve Frekans= 100 Hz, kanal-2' de $V_{rms}= 116$ mV, Genlik= 5873 mV ve Frekans= 620 Hz olarak ölçülmüştür. Anlamlı bölgede elde edilen bu değerler soğutmanın en verimli gerçekleştiği bölgeyi temsil etmektedir. Bu bölgenin dışına çıkıldığında soğutmanın yavaşladığı tespit edilmiştir.



Şekil 100. 2 nozul 1 bar basınçta belirlenen ısı alıcıların sıcaklık-zaman grafiği.

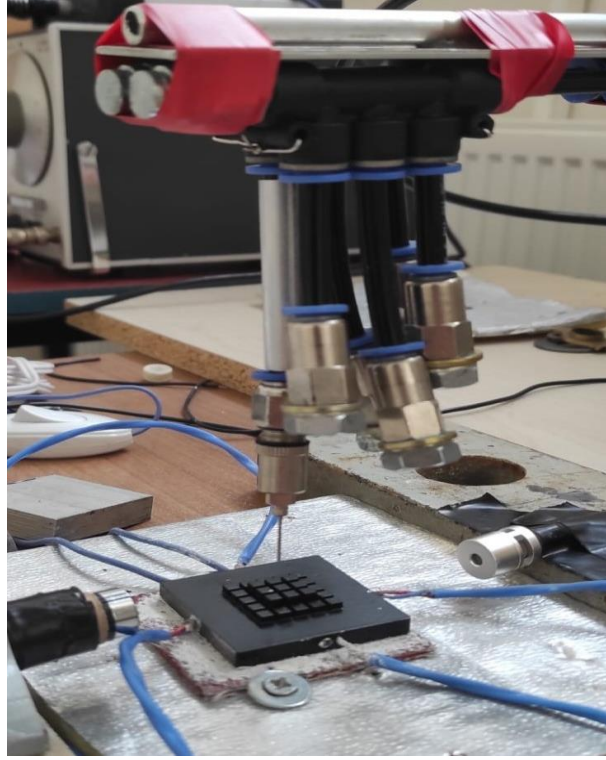
2 nozul 1 bar ve sabit ısı akısında yapılan deneyler sonucunda en iyi soğutma kanatları arası mesafe 1 mm ve kanat yüksekliği 2 mm olan kare-26 ısı alıcıda gerçekleşmiştir. Isı alıcının sıcaklığı 47 saniyede 80 °C den 40 °C ye gelmiştir. Bununla birlikte kare-26 ısı alıcısı, kare-3 ısı alıcısına göre % 100 kare-3 dif-1 ısı alıcısına göre % 78,72 ve kare-3 dif-2'ye göre % 65,95'lik daha iyi bir soğutma gerçekleştirmiştir. Ayrıca kare-26 ısı alıcısı kare-26 dif-3'e göre % 17,02 ve kare-26 dif-4'e göre de % 48,93'lük bir üstünlük sağlamıştır.



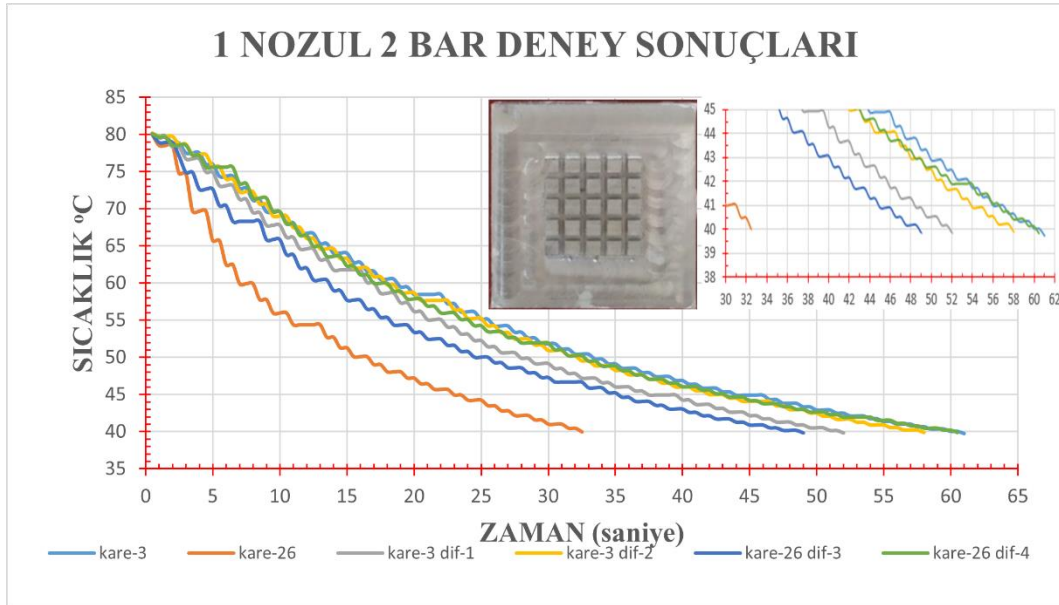
Şekil 101. Kare-26 ısı alıcı, 2 nozul 1 bar için osiloskop ve spektrum analizör verileri.

Kare-26 ısı alıcı, 2 nozul ve 1 bar basınçta yapılan deneylerde çarpan jet sisteminde nozullardan çıkan basınçlı hava çarpma bölgesinde vorteksler ve basınç dalgaları oluşturmaktadır. Oluşan vorteksler ve basınç dalgaları kuzey-güney yönlü yerleştirilen mikrofonlar vasıtasıyla akustik basınç dalgaları olarak osiloskop ve spektrum analizöre aktarılmıştır. Kuzey yön kanal-1, güney yön kanal-2' yi temsil etmektedir. Analizlerde kanal-1 ve kanal-2' de oluşan V_{rms} , genlik ve frekans değerleri aşağıda verilmiştir.

Şekilde anlamlı bölge spektrum analizörde kırmızı daire içine alınarak bu bölgedeki değerler sırasıyla kanal-1' de $V_{rms}= 311$ mV, Genlik= 3200 mV ve Frekans= 4,1 KHz, kanal-2' de $V_{rms}= 111$ mV, Genlik= 6000 mV ve Frekans= 5,6 KHz olarak ölçülmüştür. Anlamlı bölgede elde edilen bu değerler soğutmanın en verimli gerçekleştiği bölgeyi temsil etmektedir. Bu bölgenin dışına çıkıldığında soğutmanın yavaşladığı tespit edilmiştir.

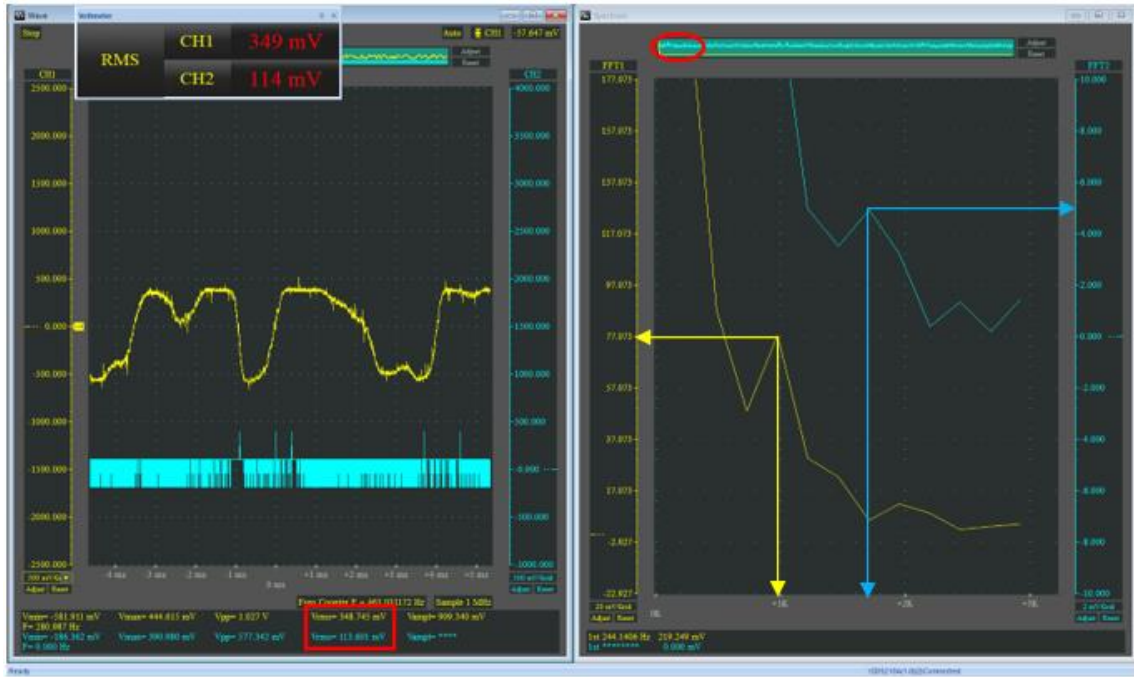


Şekil 102. 1 nozul ile yapılan 1, 1,5 ve 2 bar deneylerinin görünümü.



Şekil 103. 1 nozul 1 bar basınçta belirlenen ısı alıcıların sıcaklık-zaman grafiği.

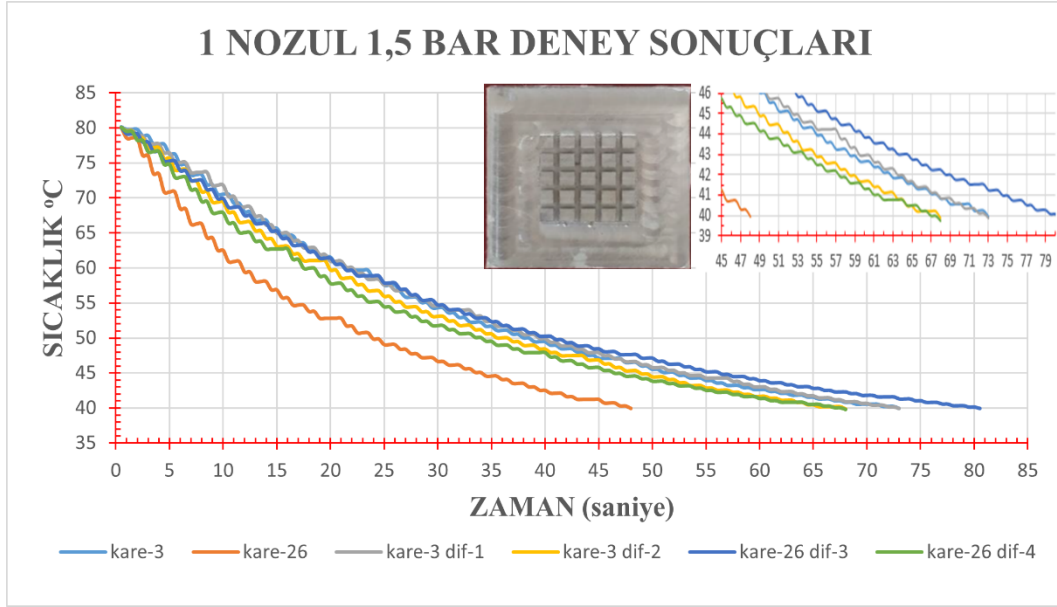
1 nozul 2 bar ve sabit ısı akısında yapılan deneyler sonucunda en iyi soğutma kanatlar arası mesafe 1 mm ve kanat yüksekliği 2 mm olan kare-26 ısı alıcıda gerçekleşmiştir. Isı alıcının sıcaklığı 33 saniyede 80 °C den 40 °C ye gelmiştir. Bununla birlikte kare-26 ısı alıcı, kare-3 ısı alıcıya göre % 84,84 kare-3 dif-1 ısı alıcıya göre % 57,57 ve kare-3 dif-2'ye göre % 75,75'lik daha iyi bir soğutma gerçekleştirmiştir. Ayrıca kare-26 ısı alıcı kare-26 dif-3'e göre % 48,48 ve kare-26 dif-4'e göre de % 83,33'lük bir üstünlük sağlamıştır.



Şekil 104. Kare-26 ısı alıcı, 1 nozul 2 bar için osiloskop ve spektrum analizör verileri.

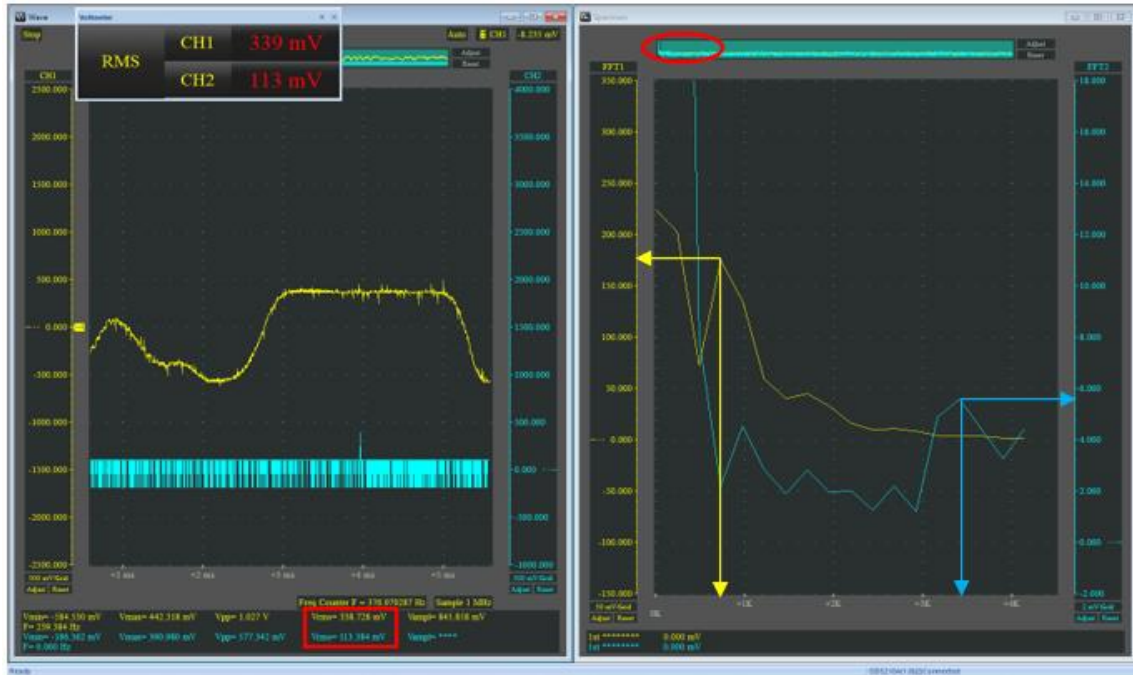
Kare-26 ısı alıcı, 1 nozul ve 2 bar basınçta yapılan deneylerde çarpan jet sisteminde nozullardan çıkan basınçlı hava çarpma bölgesinde vorteksler ve basınç dalgaları oluşturmaktadır. Oluşan vorteksler ve basınç dalgaları kuzey-güney yönlü yerleştirilen mikrofonlar vasıtasıyla akustik basınç dalgaları olarak osiloskop ve spektrum analizöre aktarılmıştır. Kuzey yön kanal-1, güney yön kanal-2' yi temsil etmektedir. Analizlerde kanal-1 ve kanal-2' de oluşan V_{rms} , genlik ve frekans değerleri aşağıda verilmiştir.

Şekilde anlamlı bölge spektrum analizörde kırmızı daire içine alınarak bu bölgedeki değerler sırasıyla kanal-1' de $V_{rms}= 349$ mV, Genlik= 77073 mV ve Frekans= 1 KHz, kanal-2' de $V_{rms}= 114$ mV, Genlik= 4900 mV ve Frekans= 1,7 KHz olarak ölçülmüştür. Anlamlı bölgede elde edilen bu değerler soğutmanın en verimli gerçekleştiği bölgeyi temsil etmektedir. Bu bölgenin dışına çıkıldığında soğutmanın yavaşladığı tespit edilmiştir.



Şekil 105. 1 nozul 1,5 bar basınçta belirlenen ısı alıcıların sıcaklık-zaman grafiği.

1 nozul 1,5 bar ve sabit ısı akısında yapılan deneyler sonucunda en iyi soğutma kanatlar arası mesafe 1 mm ve kanat yüksekliği 2 mm olan kare-26 ısı alıcıda gerçekleşmiştir. Isı alıcının sıcaklığı 48 saniyede 80 °C den 40 °C ye gelmiştir. Bununla birlikte kare-26 ısı alıcı, kare-3 ısı alıcıya göre % 52,08 kare-3 dif-1 ısı alıcıya göre % 52,08 ve kare-3 dif-2'ye göre % 41,66'lık daha iyi bir soğutma gerçekleştirmiştir. Ayrıca kare-26 ısı alıcı kare-26 dif-3'e göre % 68,75 ve kare-26 dif-4'e göre de % 41,66'lık bir üstünlük sağlamıştır.

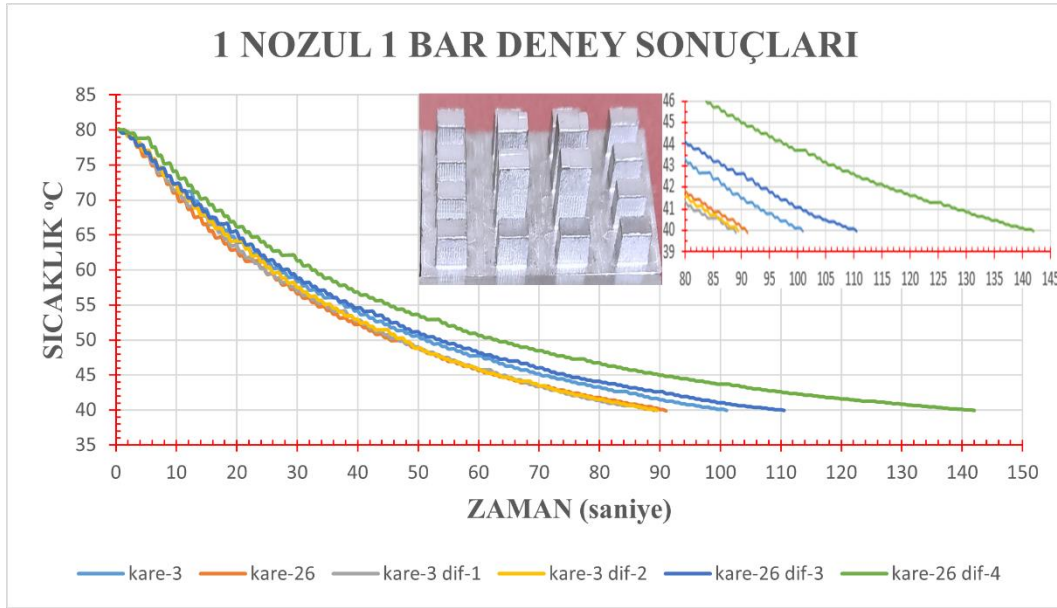


Şekil 106. Kare-26 ısı alıcı, 1 nozul 1,5 bar için osiloskop ve spektrum analizör verileri.

Kare-26 ısı alıcı, 1 nozul ve 1,5 bar basınçta yapılan deneylerde çarpan jet sisteminde nozullardan çıkan basınçlı hava çarpma bölgesinde vorteksler ve basınç dalgaları

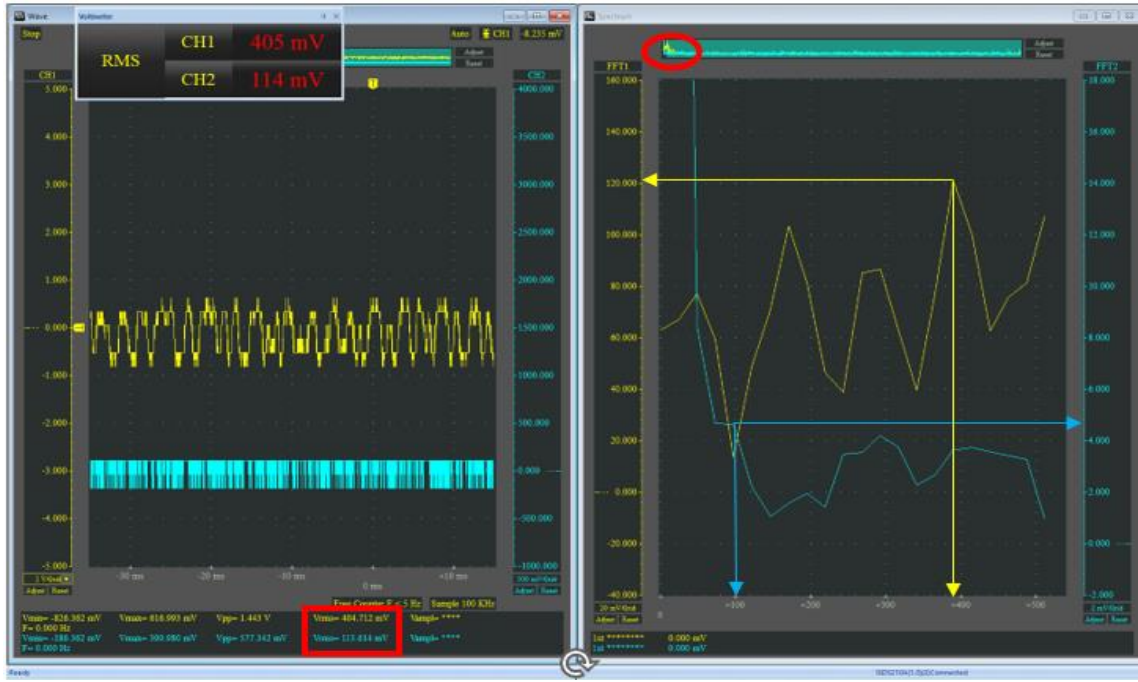
oluşturmaktadır. Oluşan vorteksler ve basınç dalgaları kuzey-güney yönlü yerleştirilen mikrofonlar vasıtasıyla akustik basınç dalgaları olarak osiloskop ve spektrum analizöre aktarılmıştır. Kuzey yön kanal-1, güney yön kanal-2' yi temsil etmektedir. Analizlerde kanal-1 ve kanal-2' de oluşan V_{rms} , genlik ve frekans değerleri aşağıda verilmiştir.

Şekilde anlamlı bölge spektrum analizörde kırmızı daire içine alınarak bu bölgedeki değerler sırasıyla kanal-1' de V_{rms} = 339 mV, Genlik= 165000 mV ve Frekans= 880 Hz, kanal-2' de V_{rms} = 113 mV, Genlik= 5600 mV ve Frekans= 3,4 KHz olarak ölçülmüştür. Anlamlı bölgede elde edilen bu değerler soğutmanın en verimli gerçekleştiği bölgeyi temsil etmektedir. Bu bölgenin dışına çıkıldığında soğutmanın yavaşladığı tespit edilmiştir.



Şekil 107. 1 nozul 1 bar basınçta belirlenen ısı alıcıların sıcaklık-zaman grafiği.

1 nozul 1 bar ve sabit ısı akısında yapılan deneyler sonucunda en iyi soğutma kanatları arası mesafe 5 mm ve orta kanat yüksekliği 4,5 mm kenar kanat yüksekliği 3 mm olan kare-3 dif-1 ısı alıcıda gerçekleşmiştir. Isı alıcının sıcaklığı 89 saniyede 80 °C'den 40 °C'ye gelmiştir. Bununla birlikte kare-3 dif-1 ısı alıcı, kare-3 ısı alıcıya göre % 13,48 kare-3 dif-2 ısı alıcıya göre % 0,56'lık daha iyi bir soğutma gerçekleştirmiştir. Ayrıca kare-3 dif-1 ısı alıcı kare-26'ya göre % 2,24, kare-26 dif-3'e göre % 24,15 ve kare-26 dif-4'e göre de % 59,55'lik bir üstünlük sağlamıştır.



Şekil 108. Kare-3 dif-1 ısı alıcı, 1 nozul 1 bar için osiloskop ve spektrum analizör verileri.

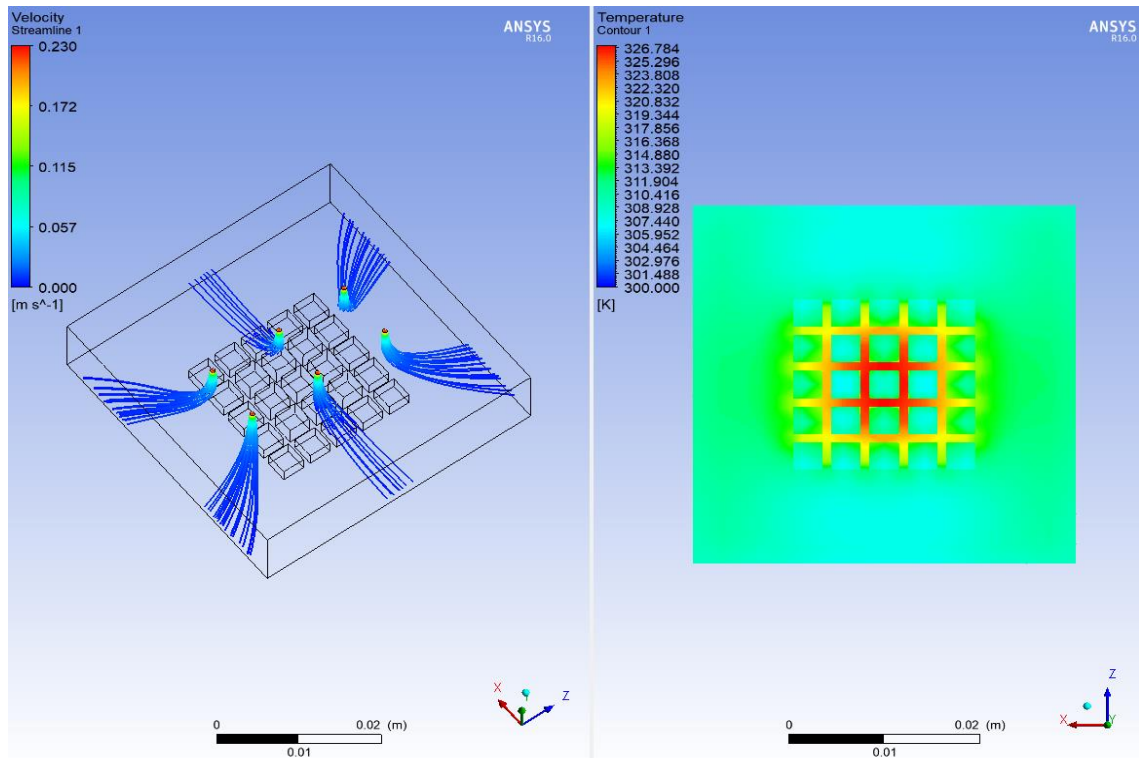
Kare-3 dif-1 ısı alıcı, 1 nozul ve 1 bar basınçta yapılan deneylerde çarpan jet sisteminde nozullardan çıkan basınçlı hava çarpma bölgesinde vorteksler ve basınç dalgaları oluşturmaktadır. Oluşan vorteksler ve basınç dalgaları kuzey-güney yönlü yerleştirilen mikrofonlar vasıtasıyla akustik basınç dalgaları olarak osiloskop ve spektrum analizöre aktarılmıştır. Kuzey yön kanal-1, güney yön kanal-2' yi temsil etmektedir. Analizlerde kanal-1 ve kanal-2' de oluşan V_{rms} , genlik ve frekans değerleri aşağıda verilmiştir.

Şekilde anlamlı bölge spektrum analizörde kırmızı daire içine alınarak bu bölgedeki değerler sırasıyla kanal-1' de $V_{rms}= 405 \text{ mV}$, Genlik= 120000 mV ve Frekans= 390 Hz, kanal-2' de $V_{rms}= 114 \text{ mV}$, Genlik= 4700 mV ve Frekans= 100 Hz olarak ölçülmüştür. Anlamlı bölgede elde edilen bu değerler soğutmanın en verimli gerçekleştiği bölgeyi temsil etmektedir. Bu bölgenin dışına çıkıldığında soğutmanın yavaşladığı tespit edilmiştir.

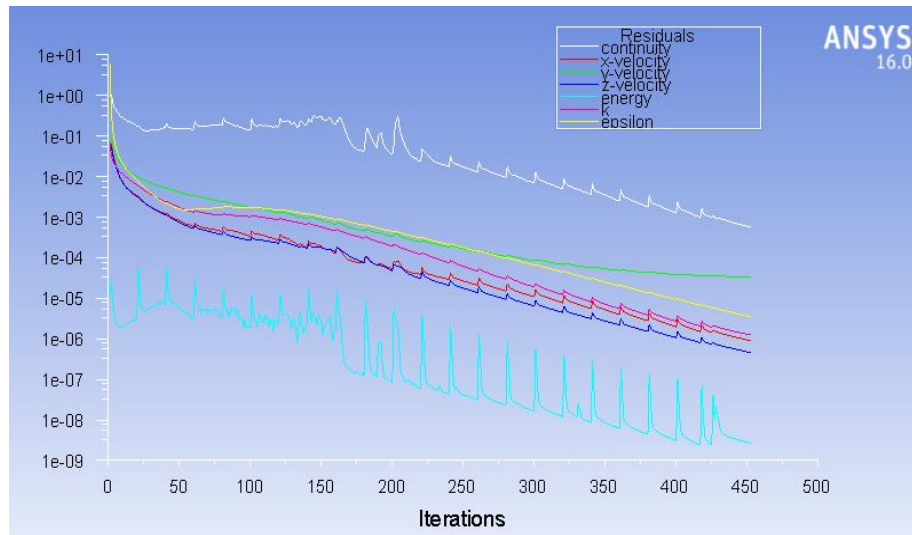
CFD Analizleri ile Deney Sonuçlarının Performanslarının Karşılaştırılması

Çalışmanın bu bölümünde kaskad çarpan jet ile diferansiyel ısı alıcıların ısı ve akış karakteristikleri ANSYS-Fluent ile modellenerek CFD analizleri yapılmıştır. Analizlerde oluşturulan meshlerin sayısı ve kalitesi de aşağıda verilmiştir. Mesh kalitesi 0-1 aralığında belirlenmektedir. 1'e ne kadar yaklaşırsa meshin kalitesi ve analiz sonucu o kadar iyi olmaktadır. Mesh çözümü kısa sürede gerçekleştiği için simetri özelliği kullanılmamıştır. Sisteme yapılan tanıtlar sonucunda her bir nozuldan çıkan basınçlı hava miktarı eşit olarak dağıtılmıştır. Çözümleme adımında oluşan iterasyon grafikleri de aşağıda verilmiştir.

Analizler tıpkı deney sisteminde olduğu gibi 1 A akım, 12 V gerilim (sabit ısı akısında), 1-6 adet arası nozul sayısı, 1-1,5-2 bar basınç değerlerinde, 20 G nozul çapı (0,61 mm), $h/d=2$ (1,22 cm) ve 80-40 °C sıcaklık değerleri arasında yapılmıştır. Analizlerde ısı alıcı geometrisi, nozullar ve her bir basınç değerine karşılık gelen hızlar programa tanıtılmıştır. Bununla birlikte deneylerden elde edilen soğutma süreleri kullanılarak CFD analizinde de aynı sürede gerçekleşen soğutma değerleri üzerinden analiz yapılmıştır. Deneylerde optimum soğutmayı sağlayan ısı alıcılara aynı şartlar altında yapılan CFD analizlerinden elde edilen akım çizgisi grafikleri ve sıcaklık konturları aşağıda verilmiştir.



Şekil 109. 6 nozul 2 bar basınç için CFD analizinde ısı alıcı yüzeyinde oluşan akım çizgileri ve sıcaklık konturları.



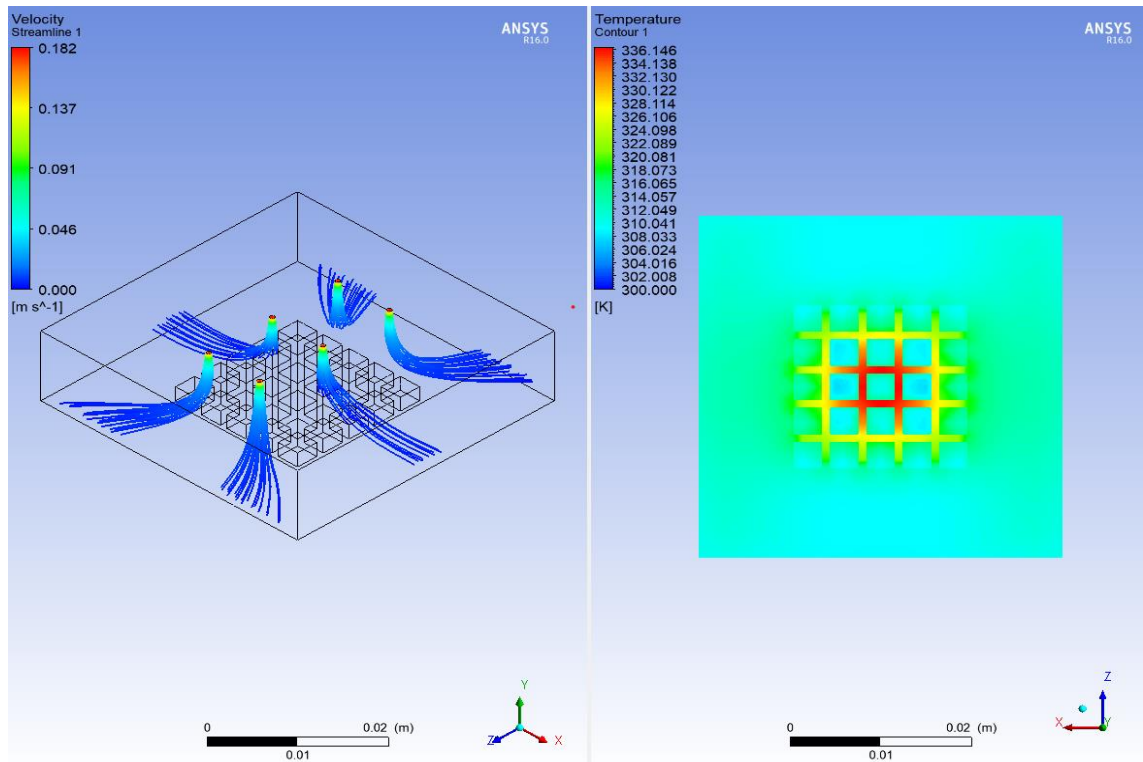
Şekil 110. 6 nozul 2 bar hesaplamasında oluşan iterasyon grafiği.

Tablo 17. 6 Nozul 2 Bar Analiz Sonucundaki Mesh Sayısı, Mesh Kalitesi ve Ortalama Yüzey Sıcaklığı Değerleri.

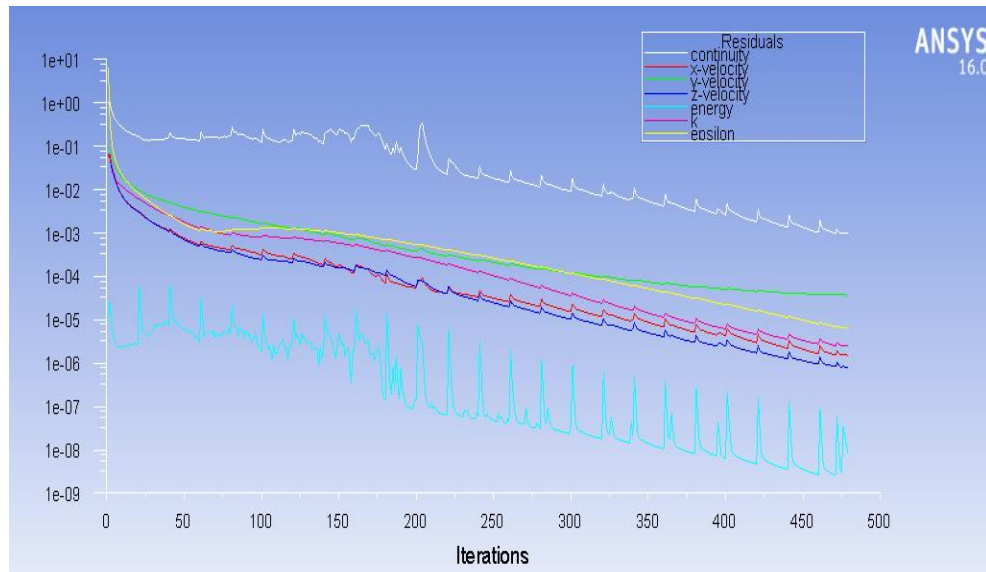
Statistics	
☐ Nodes	53329
☐ Elements	43552
Mesh Metric	Orthogonal Quality
☐ Min	0,33944
☐ Max	1,
☐ Average	0,92999
☐ Standard Devi...	0,10005

Results	
Area Average of Temperature on heatflux	
	313.106 [K]

6 nozul 2 barda yapılan deneyler sonucunda en iyi soğutmayı sağlayan kare-26 dif-3 ısı alıcı için yapılan analizde oluşan akım çizgileri ve sıcaklık konturları incelendiğinde oluşturulan meshin kalitesinin % 92,999 olduğu, mesh sayısının 53329 olduğu ve ortalama yüzey sıcaklığının 39,956 °C olduğu belirlenmiştir. Deney sonuçları ile analiz sonuçlarının neredeyse % 100 uyumlu olduğu belirlenmiştir.



Şekil 111. 6 nozul 1,5 bar basınç için CFD analizinde ısı alıcı yüzeyinde oluşan akım çizgileri ve sıcaklık konturleri.



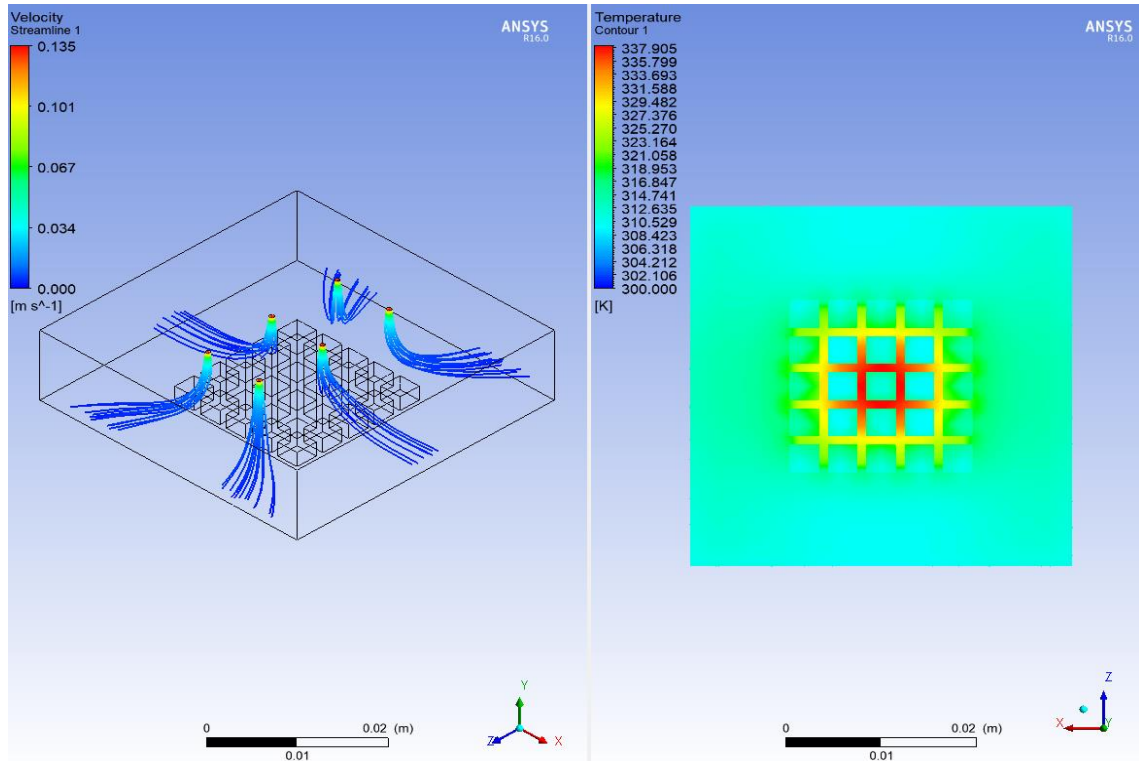
Şekil 112. 6 nozul 1,5 bar hesaplamasında oluşan iterasyon grafiği.

Tablo 18. 6 Nozul 1,5 Bar Analiz Sonucundaki Mesh Sayısı, Mesh Kalitesi ve Ortalama Yüzey Sıcaklığı Değerleri.

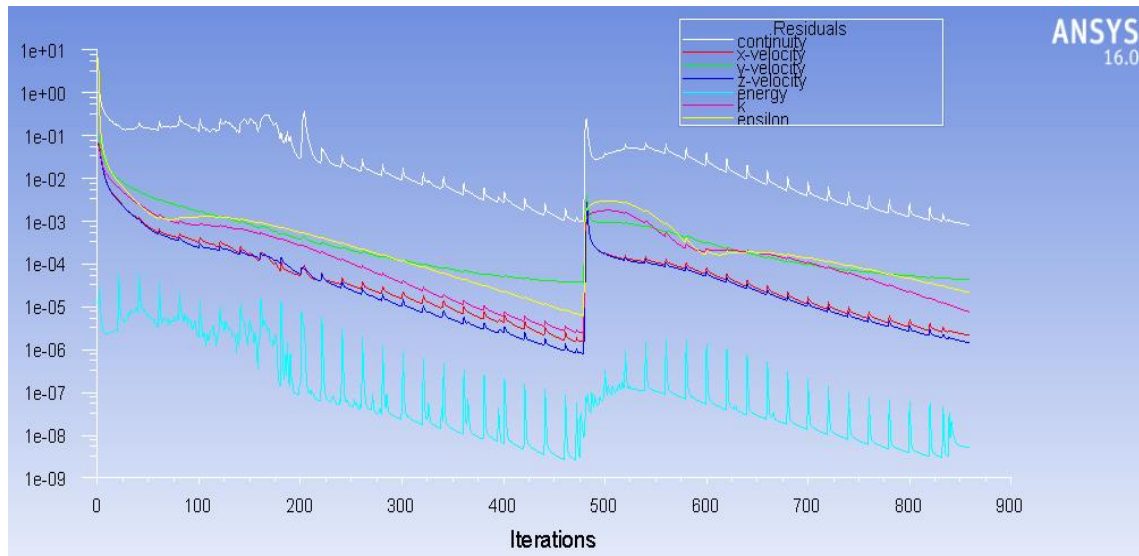
Statistics	
☐ Nodes	54144
☐ Elements	44117
Mesh Metric	
☐ Min	0,26993
☐ Max	1,
☐ Average	0,93064
☐ Standard Deviation	9,8867e-002

Results	
Area Average of Temperature on heatflux	
	315.855 [K]

6 nozul 1,5 barda yapılan deneyler sonucunda en iyi soğutmayı sağlayan kare-26 dif-4 ısı alıcı için yapılan analizde oluşan akım çizgileri ve sıcaklık konturlari incelendiğinde oluşturulan meshin kalitesinin % 93,064 olduğu, mesh sayısının 54144 olduğu ve ortalama yüzey sıcaklığının 42,705 °C olduğu belirlenmiştir. Analiz sonuçları ile deney sonuçları arasında ortalama yüzey sıcaklığı olarak 2,705 °C' lik bir fark olduğu belirlenmiştir. Deney sonuçları ile analiz sonuçları karşılaştırıldığında ise deney sonuçlarının % 6,76 daha iyi soğutma gerçekleştirdiği belirlenmiştir.



Şekil 113. 6 nozul 1 bar basınç için CFD analizinde ısı alıcı yüzeyinde oluşan akım çizgileri ve sıcaklık konturleri.

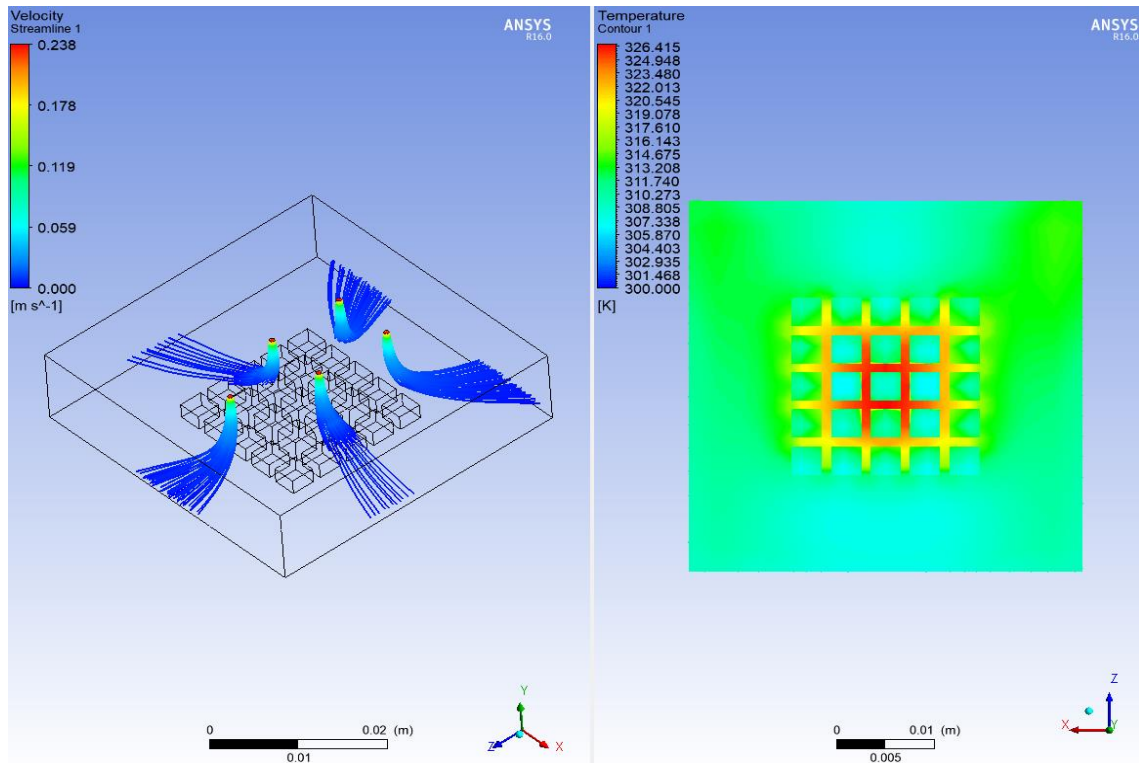


Şekil 114. 6 nozul 1 bar hesaplamasında oluşan iterasyon grafiği.

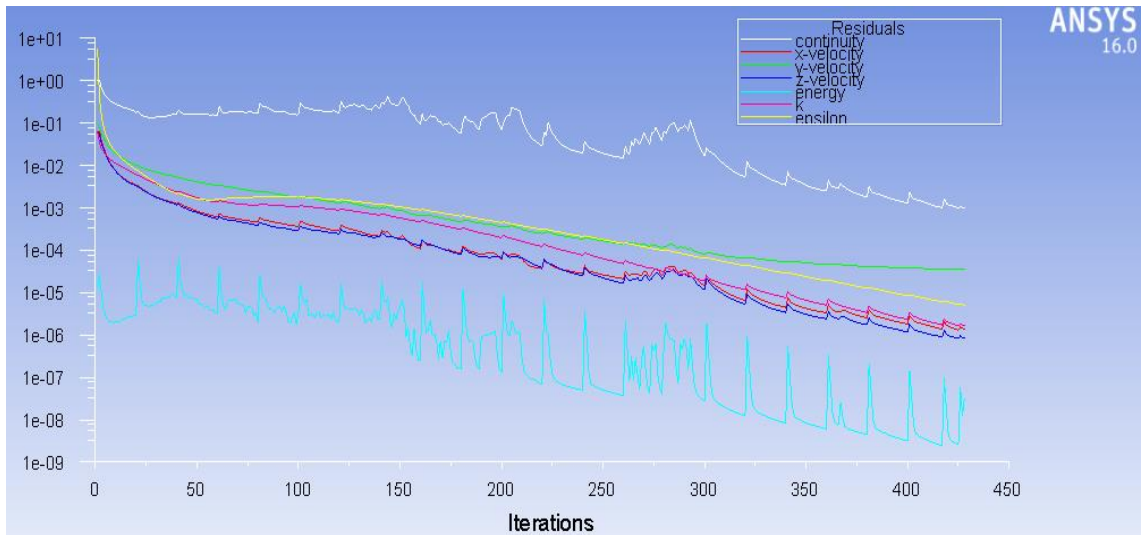
Tablo 19. 6 Nozul 1 Bar Analiz Sonucundaki Mesh Sayısı, Mesh Kalitesi ve Ortalama Yüzey Sıcaklığı Değerleri.

Statistics		Results
☐ Nodes	54144	Area Average of Temperature on heatflux 317.169 [K]
☐ Elements	44117	
Mesh Metric	Orthogonal Quality	
☐ Min	0,26993	
☐ Max	1,	
☐ Average	0,93064	
☐ Standard Deviation	9,8867e-002	

6 nozul 1 barda yapılan deneyler sonucunda en iyi soğutmayı sağlayan kare-26 dif-4 ısı alıcı için yapılan analizde oluşan akım çizgileri ve sıcaklık konturları incelendiğinde oluşturulan meshin kalitesinin % 93,064 olduğu, mesh sayısının 54144 olduğu ve ortalama yüzey sıcaklığının 44,019 °C olduğu belirlenmiştir. Analiz sonuçları ile deney sonuçları arasında ortalama yüzey sıcaklığı olarak 4,019 °C' lik bir fark olduğu belirlenmiştir. Deney sonuçları ile analiz sonuçları karşılaştırıldığında ise deney sonuçlarının % 10,04 daha iyi soğutma gerçekleştirdiği belirlenmiştir.



Şekil 115. 5 nozul 2 bar basınç için CFD analizinde ısı alıcı yüzeyinde oluşan akım çizgileri ve sıcaklık konturleri.



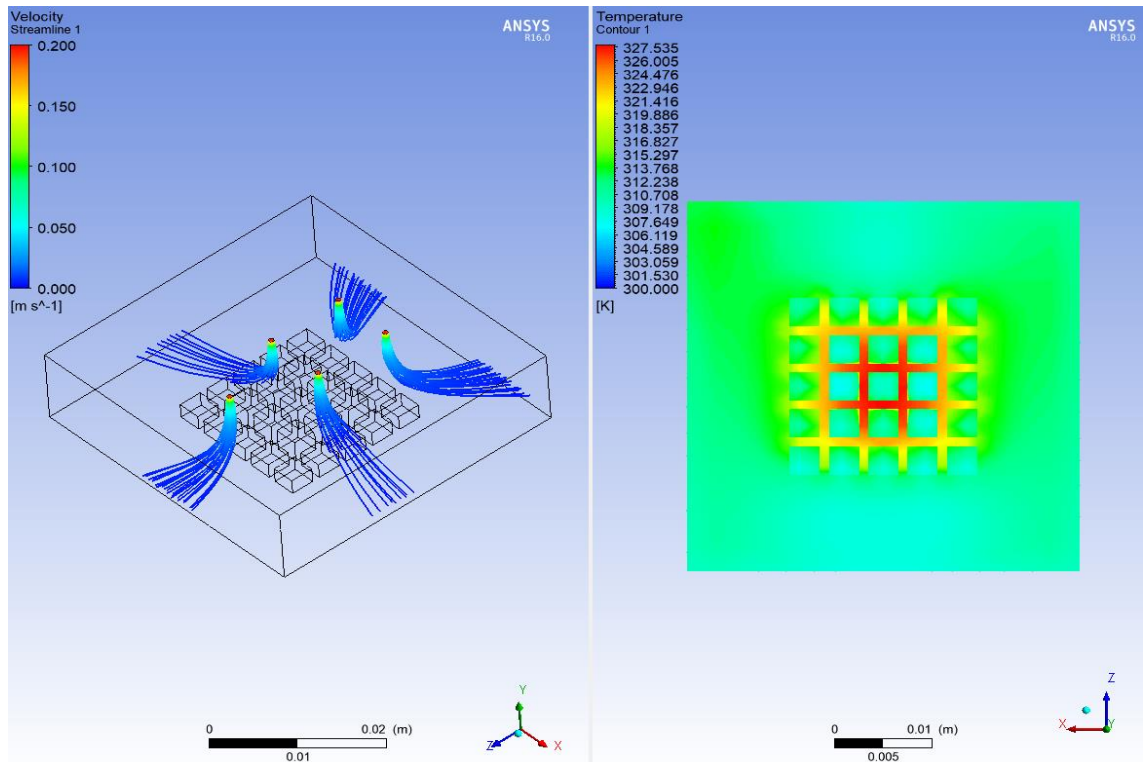
Şekil 116. 5 nozul 2 bar hesaplamasında oluşan iterasyon grafiği.

Tablo 20. 5 Nozul 2 Bar Analiz Sonucundaki Mesh Sayısı, Mesh Kalitesi ve Ortalama Yüzey Sıcaklığı Değerleri.

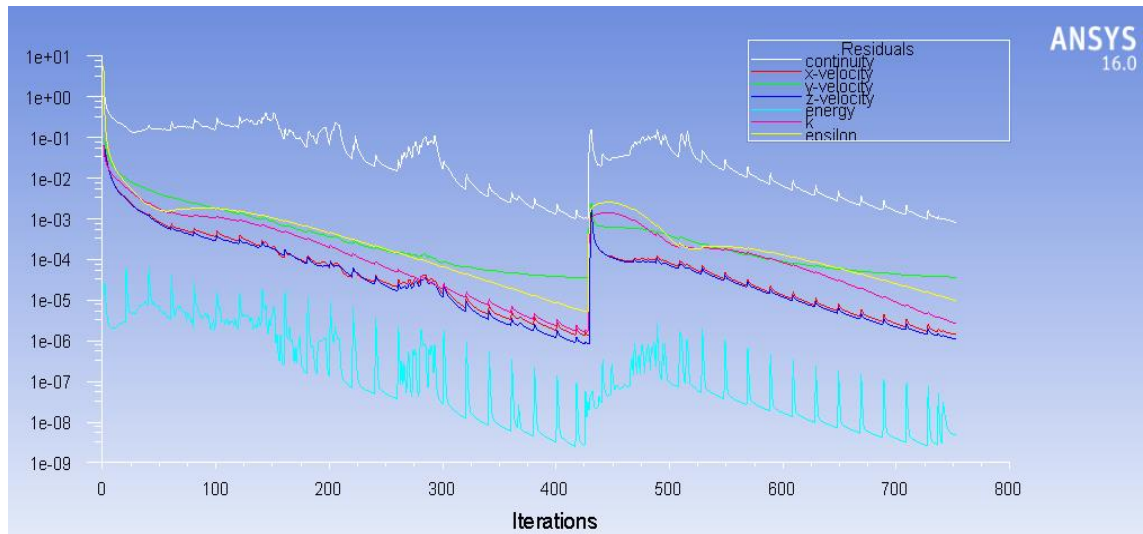
Statistics	
☐ Nodes	45917
☐ Elements	37564
Mesh Metric	Orthogonal Quality
☐ Min	0,33944
☐ Max	1,
☐ Average	0,92923
☐ Standard Deviation	0,10204

Results	
Area Average of Temperature on heatflux	
	313.513 [K]

5 nozul 2 barda yapılan deneyler sonucunda en iyi soğutmayı sağlayan kare-26 dif-3 ısı alıcı için yapılan analizde oluşan akım çizgileri ve sıcaklık konturları incelendiğinde oluşturulan meshin kalitesinin % 92,923 olduğu, mesh sayısının 45917 olduğu ve ortalama yüzey sıcaklığının 40,363 °C olduğu belirlenmiştir. Analiz sonuçları ile deney sonuçları arasında ortalama yüzey sıcaklığı olarak 0,363 °C' lik bir fark olduğu belirlenmiştir. Deney sonuçları ile analiz sonuçları karşılaştırıldığında ise deney sonuçlarının % 0,907 daha iyi soğutma gerçekleştirdiği belirlenmiştir.



Şekil 117. 5 nozul 1,5 bar basınç için CFD analizinde ısı alıcı yüzeyinde oluşan akım çizgileri ve sıcaklık konturleri.



Şekil 118. 5 nozul 1,5 bar hesaplamasında oluşan iterasyon grafiği.

Tablo 21. 5 Nozul 1,5 Bar Analiz Sonucundaki Mesh Sayısı, Mesh Kalitesi ve Ortalama Yüzey Sıcaklığı Değerleri.

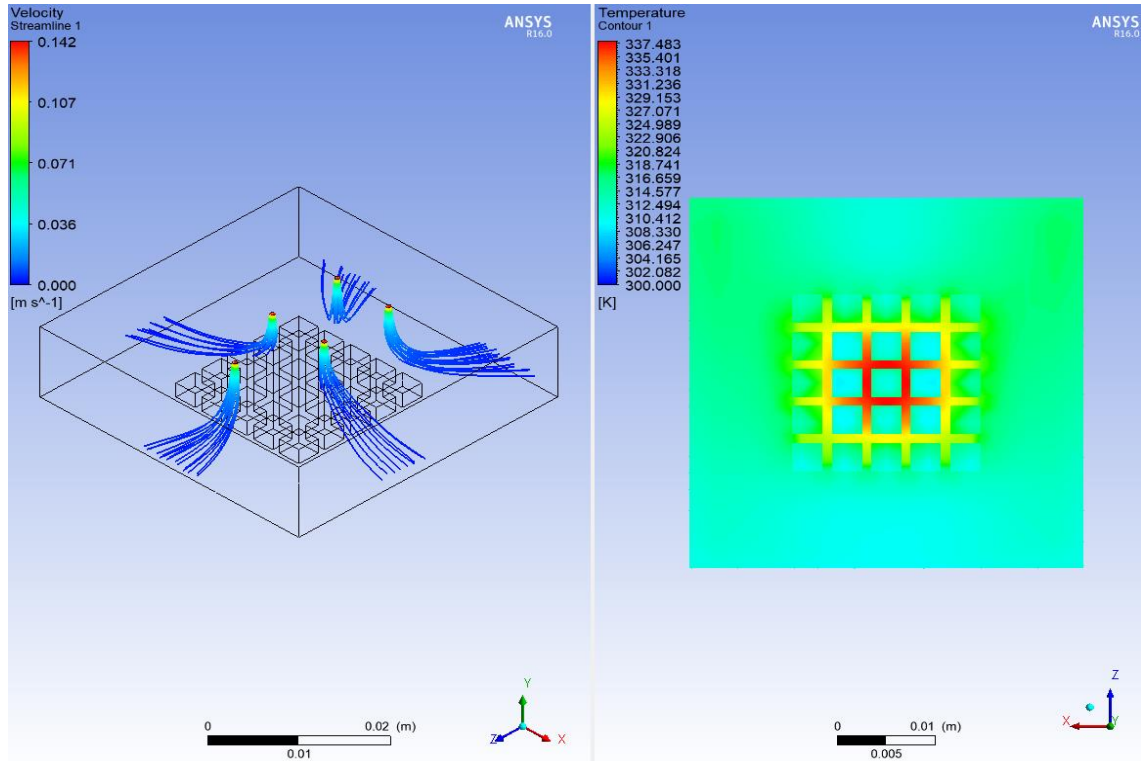
Statistics	
Nodes	45917
Elements	37564
Mesh Metric	Orthogonal Quality
Min	0,33944
Max	1,
Average	0,92923
Standard Deviation	0,10204

Results

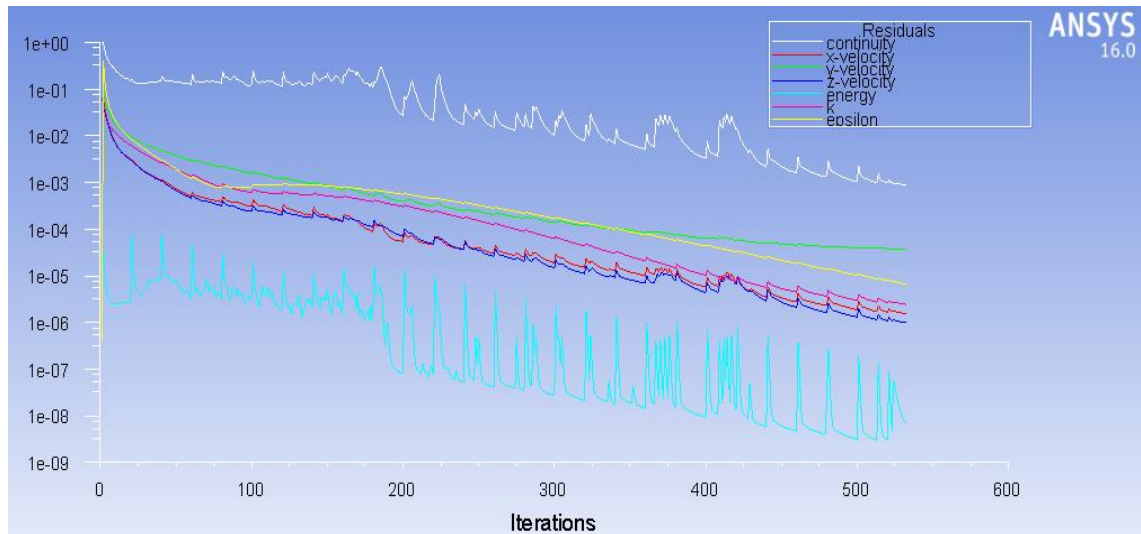
Area Average of Temperature on heatflux

314.271 [K]

5 nozul 1,5 barda yapılan deneyler sonucunda en iyi soğutmayı sağlayan kare-26 dif-3 ısı alıcı için yapılan analizde oluşan akım çizgileri ve sıcaklık konturları incelendiğinde oluşturulan meshin kalitesinin % 92,923 olduğu, mesh sayısının 45917 olduğu ve ortalama yüzey sıcaklığının 41,121 °C olduğu belirlenmiştir. Analiz sonuçları ile deney sonuçları arasında ortalama yüzey sıcaklığı olarak 1,121 °C' lik bir fark olduğu belirlenmiştir. Deney sonuçları ile analiz sonuçları karşılaştırıldığında ise deney sonuçlarının % 2,802 daha iyi soğutma gerçekleştirdiği belirlenmiştir.



Şekil 119. 5 nozul 1 bar basınç için CFD analizinde ısı alıcı yüzeyinde oluşan akım çizgileri ve sıcaklık konturleri.



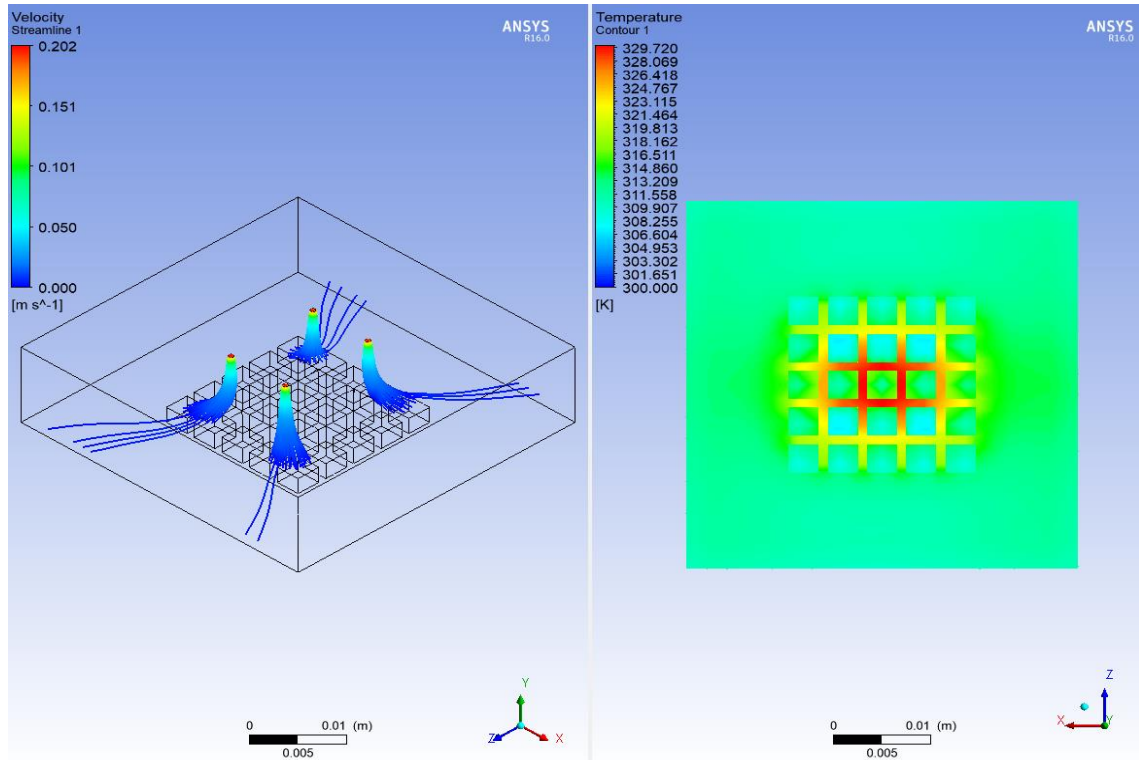
Şekil 120. 5 nozul 1 bar hesaplamasında oluşan iterasyon grafiği.

Tablo 22. 5 Nozul 1 Bar Analiz Sonucundaki Mesh Sayısı, Mesh Kalitesi ve Ortalama Yüzey Sıcaklığı Değerleri.

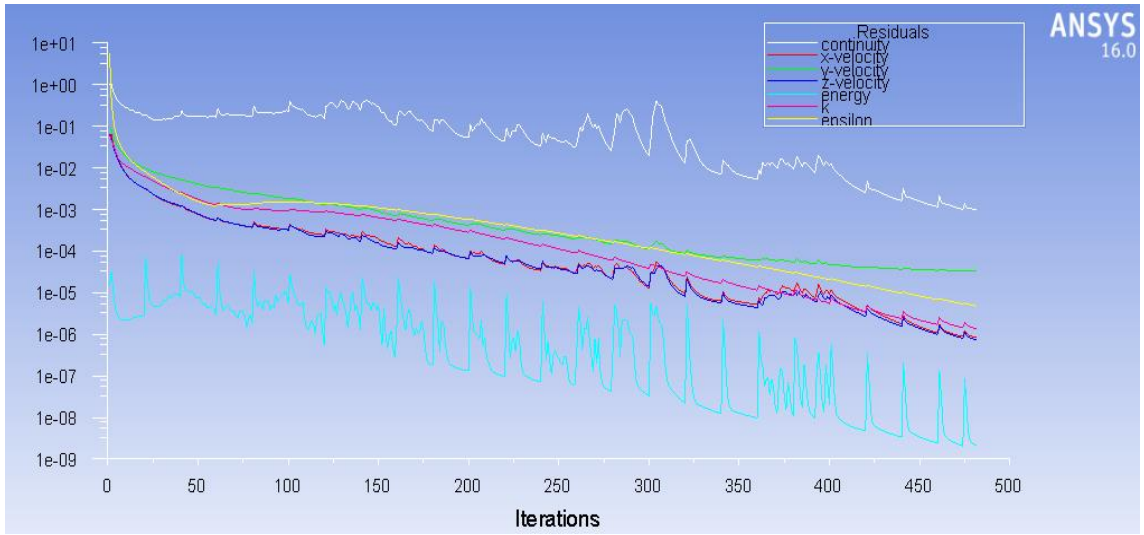
Statistics	
Nodes	46426
Elements	37762
Mesh Metric	Orthogonal Quality
Min	0,26993
Max	1,
Average	0,92996
Standard Deviation	0,10025

Results	
Area Average of Temperature on heatflux	
317.985 [K]	

5 nozul 1 barda yapılan deneyler sonucunda en iyi soğutmayı sağlayan kare-26 dif-4 ısı alıcı için yapılan analizde oluşan akım çizgileri ve sıcaklık konturları incelendiğinde oluşturulan meshin kalitesinin % 92,996 olduğu, mesh sayısının 46426 olduğu ve ortalama yüzey sıcaklığının 44,835 °C olduğu belirlenmiştir. Analiz sonuçları ile deney sonuçları arasında ortalama yüzey sıcaklığı olarak 4,835 °C' lik bir fark olduğu belirlenmiştir. Deney sonuçları ile analiz sonuçları karşılaştırıldığında ise deney sonuçlarının % 12,087 daha iyi soğutma gerçekleştirdiği belirlenmiştir.



Şekil 121. 4 nozul 2 bar basınç için CFD analizinde ısı alıcı yüzeyinde oluşan akım çizgileri ve sıcaklık konturleri.



Şekil 122. 4 nozul 2 bar hesaplamasında oluşan iterasyon grafiği.

Tablo 23. 4 Nozul 2 Bar Analiz Sonucundaki Mesh Sayısı, Mesh Kalitesi ve Ortalama Yüzey Sıcaklığı Değerleri.

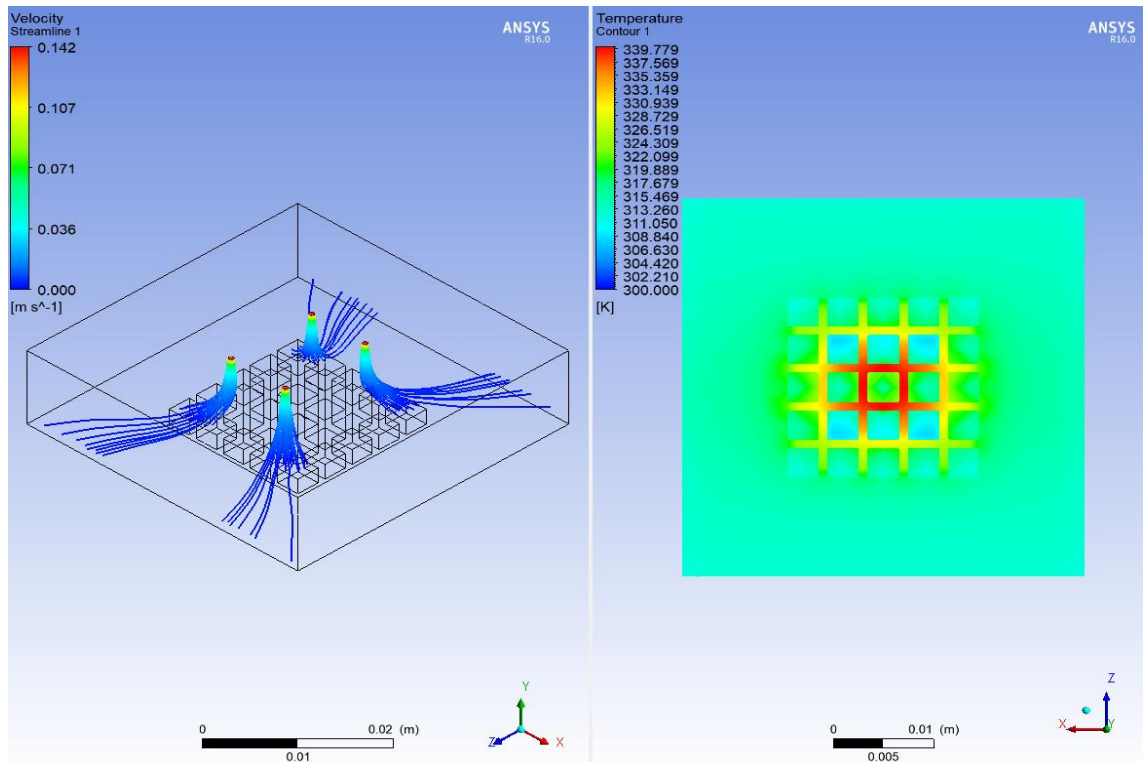
Statistics	
Nodes	37765
Elements	30723
Mesh Metric	Orthogonal Quality
Min	0,33944
Max	1,
Average	0,92715
Standard Deviation	0,10274

Results

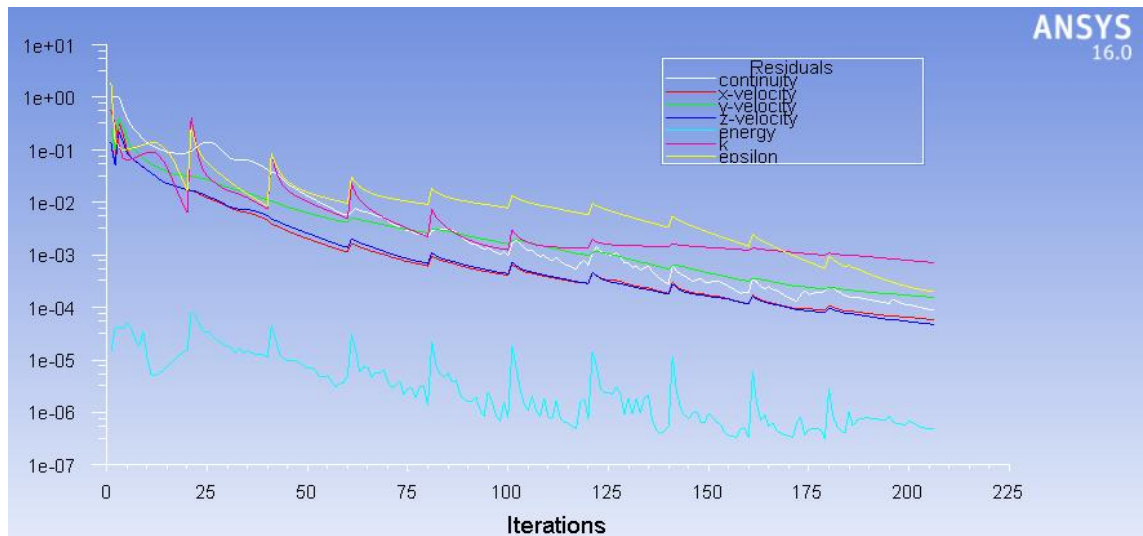
Area Average of Temperature on heatflux

314.792 [K]

4 nozul 2 barda yapılan deneyler sonucunda en iyi soğutmayı sağlayan kare-26 dif-3 ısı alıcı için yapılan analizde oluşan akım çizgileri ve sıcaklık konturları incelendiğinde oluşturulan meshin kalitesinin % 92,715 olduğu, mesh sayısının 37765 olduğu ve ortalama yüzey sıcaklığının 41,642 °C olduğu belirlenmiştir. Analiz sonuçları ile deney sonuçları arasında ortalama yüzey sıcaklığı olarak 1,642 °C' lik bir fark olduğu belirlenmiştir. Deney sonuçları ile analiz sonuçları karşılaştırıldığında ise deney sonuçlarının % 4,105 daha iyi soğutma gerçekleştirdiği belirlenmiştir.



Şekil 123. 4 nozul 1,5 bar basınç için CFD analizinde ısı alıcı yüzeyinde oluşan akım çizgileri ve sıcaklık konturleri.



Şekil 124. 4 nozul 1,5 bar hesaplamasında oluşan iterasyon grafiği.

Tablo 24. 4 Nozul 1,5 Bar Analiz Sonucundaki Mesh Sayısı, Mesh Kalitesi ve Ortalama Yüzey Sıcaklığı Değerleri.

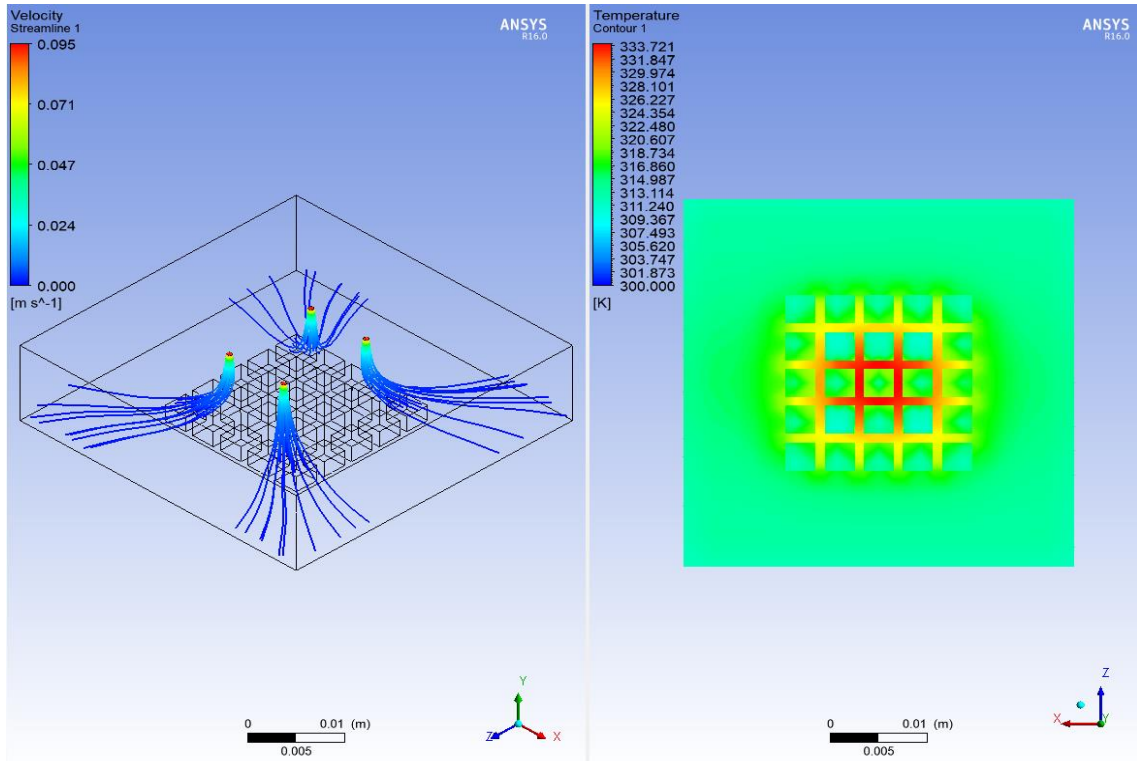
Statistics	
Nodes	38155
Elements	30959
Mesh Metric	Orthogonal Quality
Min	0,16712
Max	1,
Average	0,92737
Standard Deviation	0,10234

Results

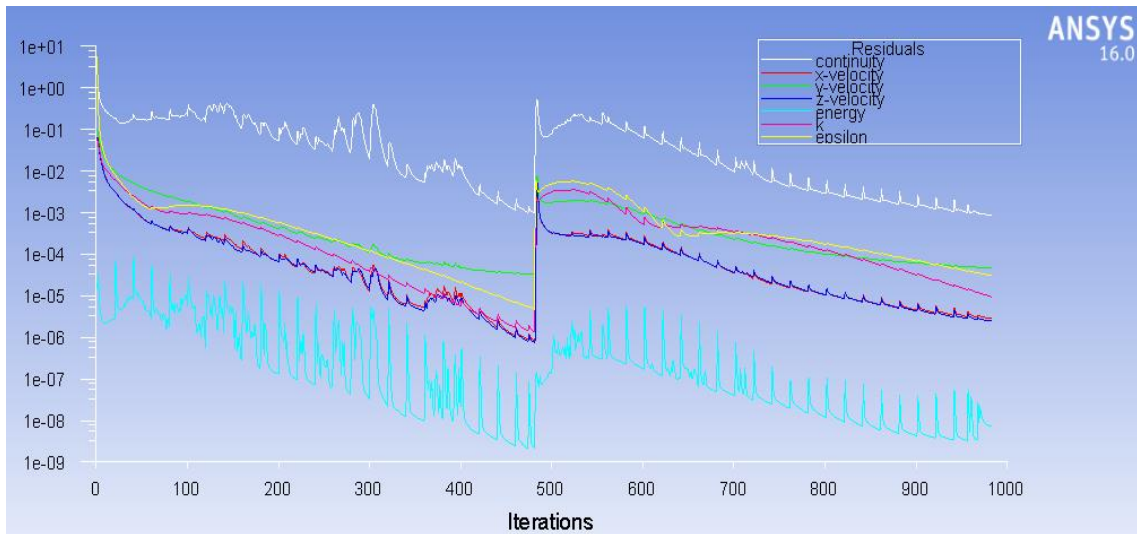
Area Average of Temperature on heatflux

318.749 [K]

4 nozul 1,5 barda yapılan deneyler sonucunda en iyi soğutmayı sağlayan kare-26 dif-4 ısı alıcı için yapılan analizde oluşan akım çizgileri ve sıcaklık konturları incelendiğinde oluşturulan meshin kalitesinin % 92,737 olduğu, mesh sayısının 38155 olduğu ve ortalama yüzey sıcaklığının 45,599 °C olduğu belirlenmiştir. Analiz sonuçları ile deney sonuçları arasında ortalama yüzey sıcaklığı olarak 5,599 °C' lik bir fark olduğu belirlenmiştir. Deney sonuçları ile analiz sonuçları karşılaştırıldığında ise deney sonuçlarının % 13,997 daha iyi soğutma gerçekleştirdiği belirlenmiştir.



Şekil 125. 4 nozul 1 bar basınç için CFD analizinde ısı alıcı yüzeyinde oluşan akım çizgileri ve sıcaklık konturları.



Şekil 126. 4 nozul 1 bar hesaplamasında oluşan iterasyon grafiği.

Tablo 25. 4 Nozul 1 Bar Analiz Sonucundaki Mesh Sayısı, Mesh Kalitesi ve Ortalama Yüzey Sıcaklığı Değerleri.

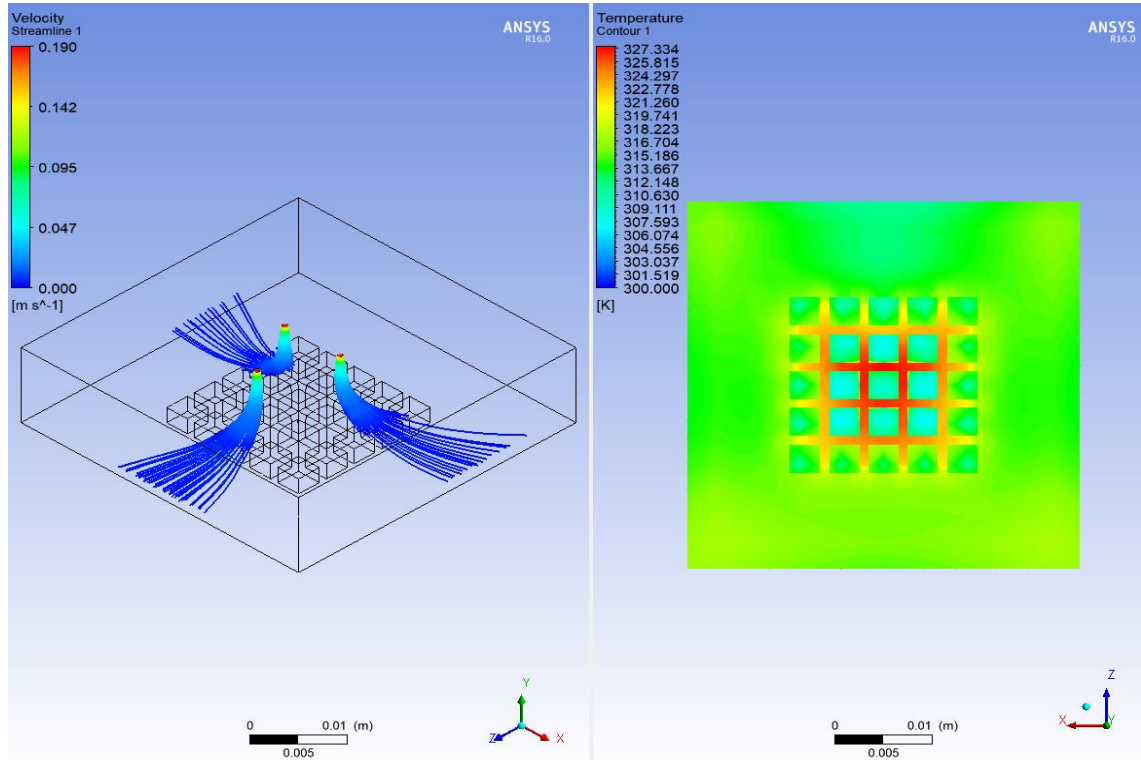
Statistics	
Nodes	37765
Elements	30723
Mesh Metric	Orthogonal Quality
Min	0,33944
Max	1,
Average	0,92715
Standard Deviation	0,10274

Results

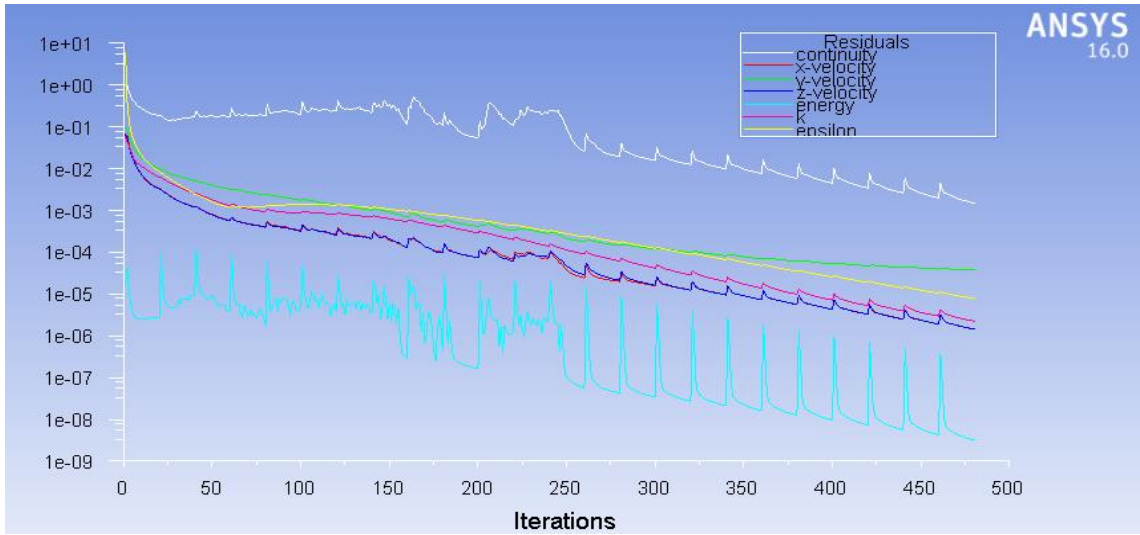
Area Average of Temperature on heatflux

317.83 [K]

4 nozul 1 barda yapılan deneyler sonucunda en iyi soğutmayı sağlayan kare-26 dif-3 ısı alıcı için yapılan analizde oluşan akım çizgileri ve sıcaklık konturları incelendiğinde oluşturulan meshin kalitesinin % 92,715 olduğu, mesh sayısının 37765 olduğu ve ortalama yüzey sıcaklığının 44,68 °C olduğu belirlenmiştir. Analiz sonuçları ile deney sonuçları arasında ortalama yüzey sıcaklığı olarak 4,68 °C' lik bir fark olduğu belirlenmiştir. Deney sonuçları ile analiz sonuçları karşılaştırıldığında ise deney sonuçlarının % 11,7 daha iyi soğutma gerçekleştirdiği belirlenmiştir.



Şekil 127. 3 nozul 2 bar basınç için CFD analizinde ısı alıcı yüzeyinde oluşan akım çizgileri ve sıcaklık konturleri.



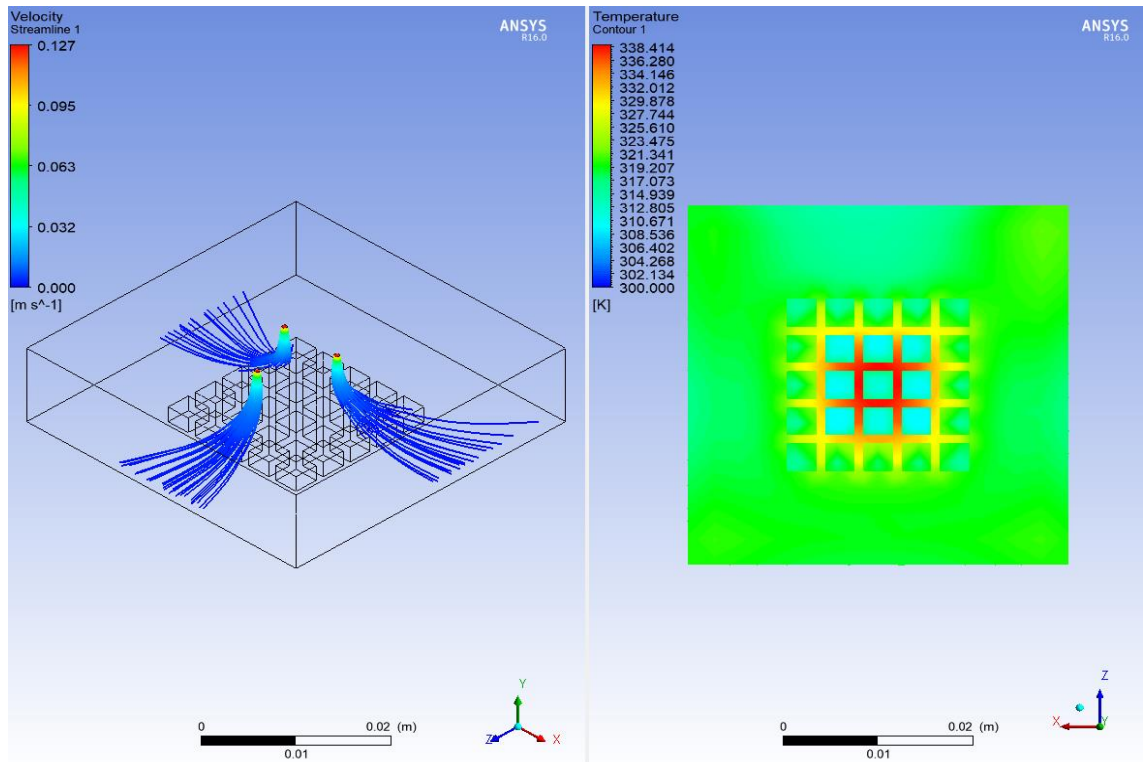
Şekil 128. 3 nozul 2 bar hesaplamasında oluşan iterasyon grafiği.

Tablo 26. 3 Nozul 2 Bar Analiz Sonucundaki Mesh Sayısı, Mesh Kalitesi ve Ortalama Yüzey Sıcaklığı Değerleri.

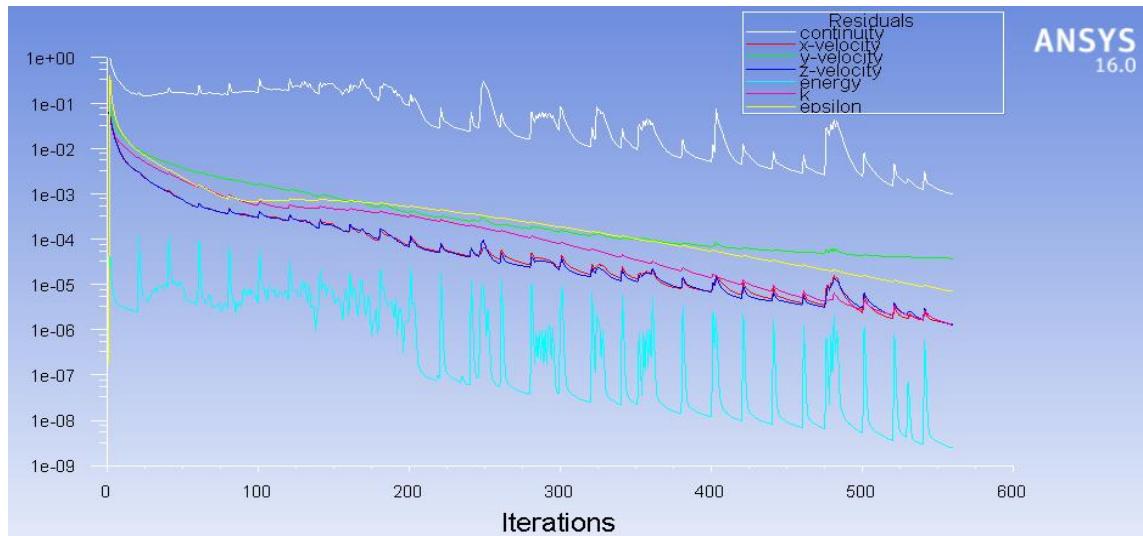
Statistics	
Nodes	29039
Elements	23494
Mesh Metric	Orthogonal Quality
Min	0,33944
Max	1,
Average	0,92714
Standard Deviation	0,10321

Results	
Area Average of Temperature on heatflux	
	316.582 [K]

3 nozul 2 barda yapılan deneyler sonucunda en iyi soğutmayı sağlayan kare-26 dif-3 ısı alıcı için yapılan analizde oluşan akım çizgileri ve sıcaklık konturları incelendiğinde oluşturulan meshin kalitesinin % 92,714 olduğu, mesh sayısının 29039 olduğu ve ortalama yüzey sıcaklığının 43,432 °C olduğu belirlenmiştir. Analiz sonuçları ile deney sonuçları arasında ortalama yüzey sıcaklığı olarak 3,432 °C' lik bir fark olduğu belirlenmiştir. Deney sonuçları ile analiz sonuçları karşılaştırıldığında ise deney sonuçlarının % 8,58 daha iyi soğutma gerçekleştirdiği belirlenmiştir.



Şekil 129. 3 nozul 1,5 bar basınç için CFD analizinde ısı alıcı yüzeyinde oluşan akım çizgileri ve sıcaklık konturleri.



Şekil 130. 3 nozul 1,5 bar hesaplamasında oluşan iterasyon grafiği.

Tablo 27. 3 Nozul 1,5 Bar Analiz Sonucundaki Mesh Sayısı, Mesh Kalitesi ve Ortalama Yüzey Sıcaklığı Değerleri.

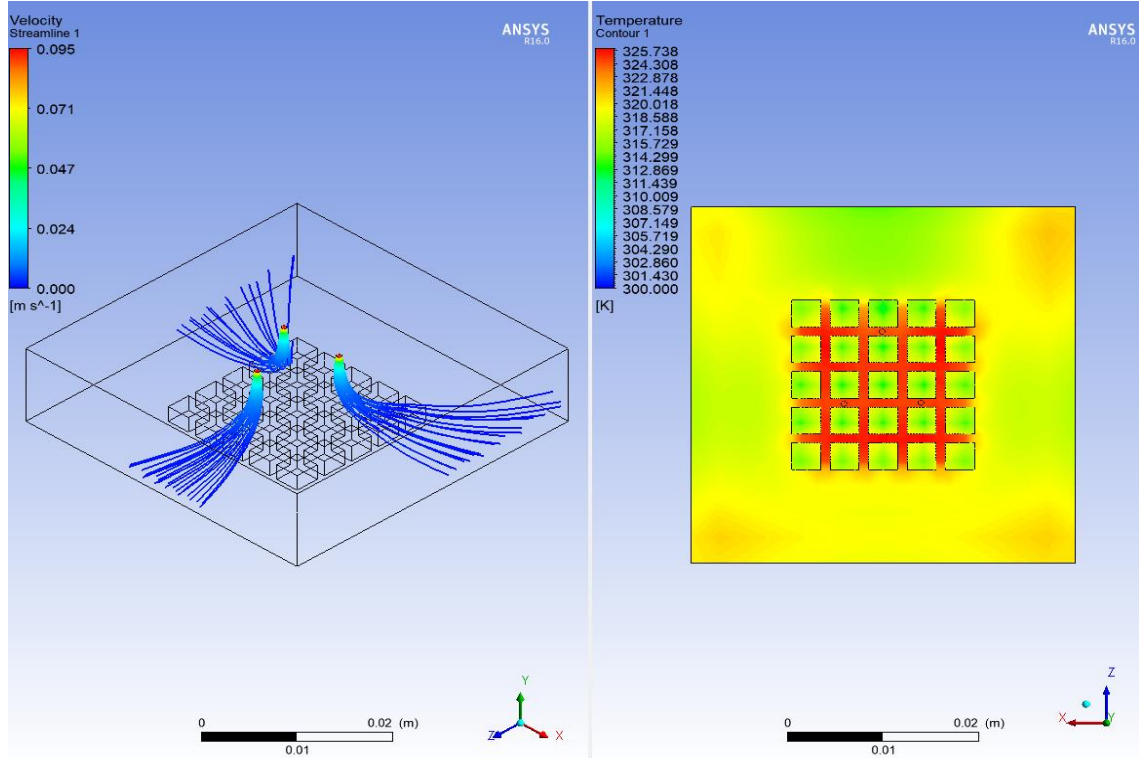
Statistics	
Nodes	29209
Elements	23550
Mesh Metric	Orthogonal Quality
Min	0,24679
Max	1,
Average	0,92647
Standard Deviation	0,10322

Results

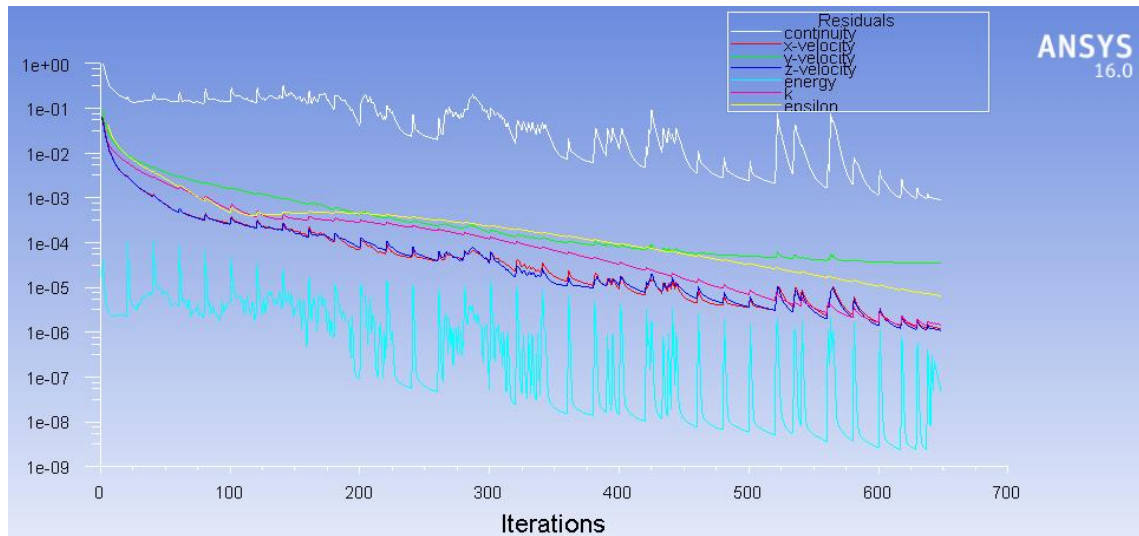
Area Average of Temperature on heatflux

321.502 [K]

3 nozul 1,5 barda yapılan deneyler sonucunda en iyi soğutmayı sağlayan kare-26 dif-4 ısı alıcı için yapılan analizde oluşan akım çizgileri ve sıcaklık konturları incelendiğinde oluşturulan meshin kalitesinin % 92,647 olduğu, mesh sayısının 29209 olduğu ve ortalama yüzey sıcaklığının 45,352 °C olduğu belirlenmiştir. Analiz sonuçları ile deney sonuçları arasında ortalama yüzey sıcaklığı olarak 5,352 °C' lik bir fark olduğu belirlenmiştir. Deney sonuçları ile analiz sonuçları karşılaştırıldığında ise deney sonuçlarının % 13,38 daha iyi soğutma gerçekleştirdiği belirlenmiştir.



Şekil 131. 3 nozul 1 bar basınç için CFD analizinde ısı alıcı yüzeyinde oluşan akım çizgileri ve sıcaklık konturları.



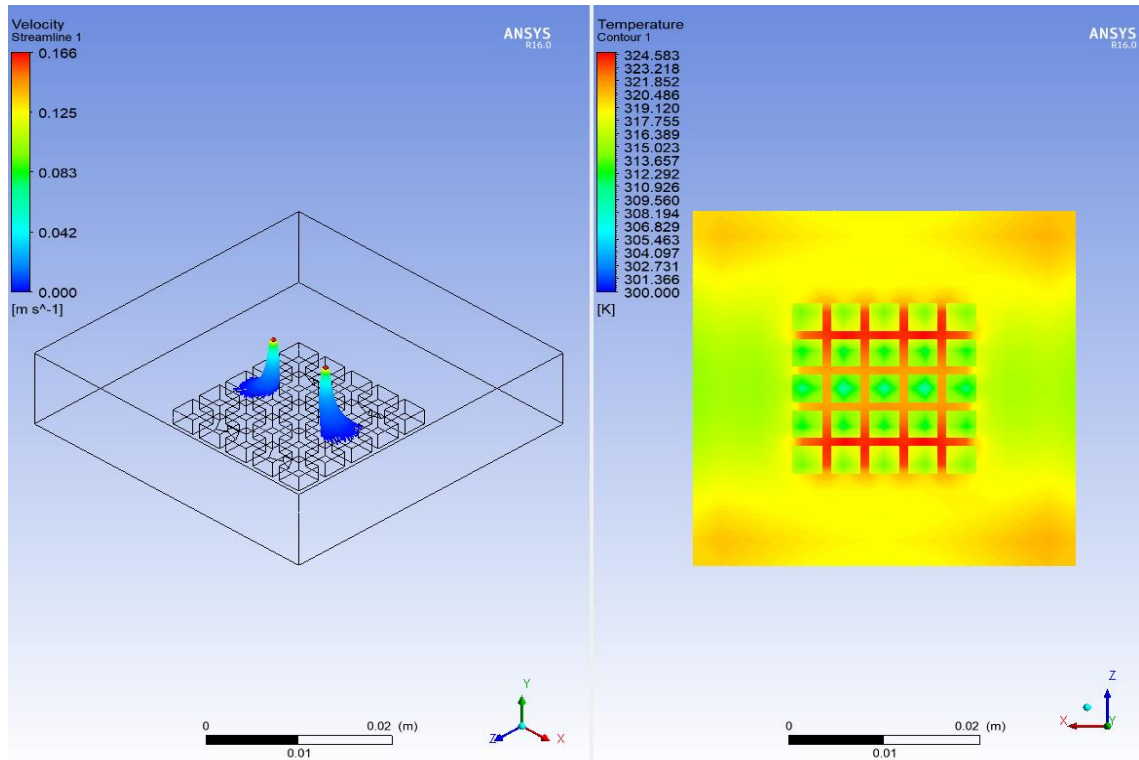
Şekil 132. 3 nozul 1 bar hesaplamasında oluşan iterasyon grafiği.

Tablo 28. 3 Nozul 1 Bar Analiz Sonucundaki Mesh Sayısı, Mesh Kalitesi ve Ortalama Yüzey Sıcaklığı Değerleri.

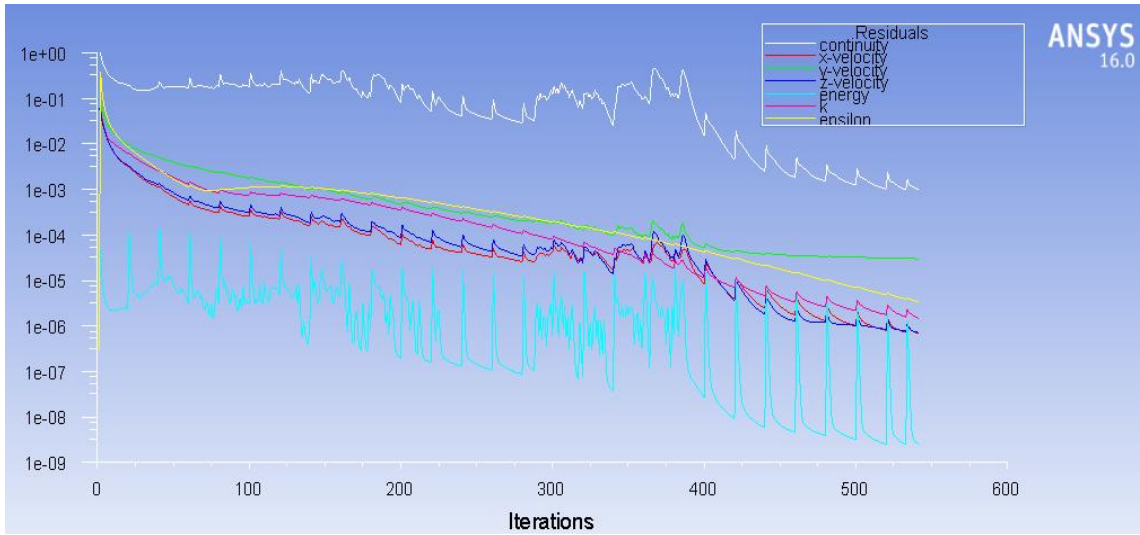
Statistics	
Nodes	28847
Elements	23254
Mesh Metric	Orthogonal Quality
Min	0,33944
Max	1,
Average	0,92965
Standard Deviation	9,7816e-002

Results	
Area Average of Temperature on heatflux	
319.543 [K]	

3 nozul 1 barda yapılan deneyler sonucunda en iyi soğutmayı sağlayan kare-26 ısı alıcı için yapılan analizde oluşan akım çizgileri ve sıcaklık konturları incelendiğinde oluşturulan meshin kalitesinin % 92,965 olduğu, mesh sayısının 28847 olduğu ve ortalama yüzey sıcaklığının 46,393 oC olduğu belirlenmiştir. Analiz sonuçları ile deney sonuçları arasında ortalama yüzey sıcaklığı olarak 6,393 °C' lik bir fark olduğu belirlenmiştir. Deney sonuçları ile analiz sonuçları karşılaştırıldığında ise deney sonuçlarının % 15,982 daha iyi soğutma gerçekleştirdiği belirlenmiştir.



Şekil 133. 2 nozul 2 bar basınç için CFD analizinde ısı alıcı yüzeyinde oluşan akım çizgileri ve sıcaklık konturları.



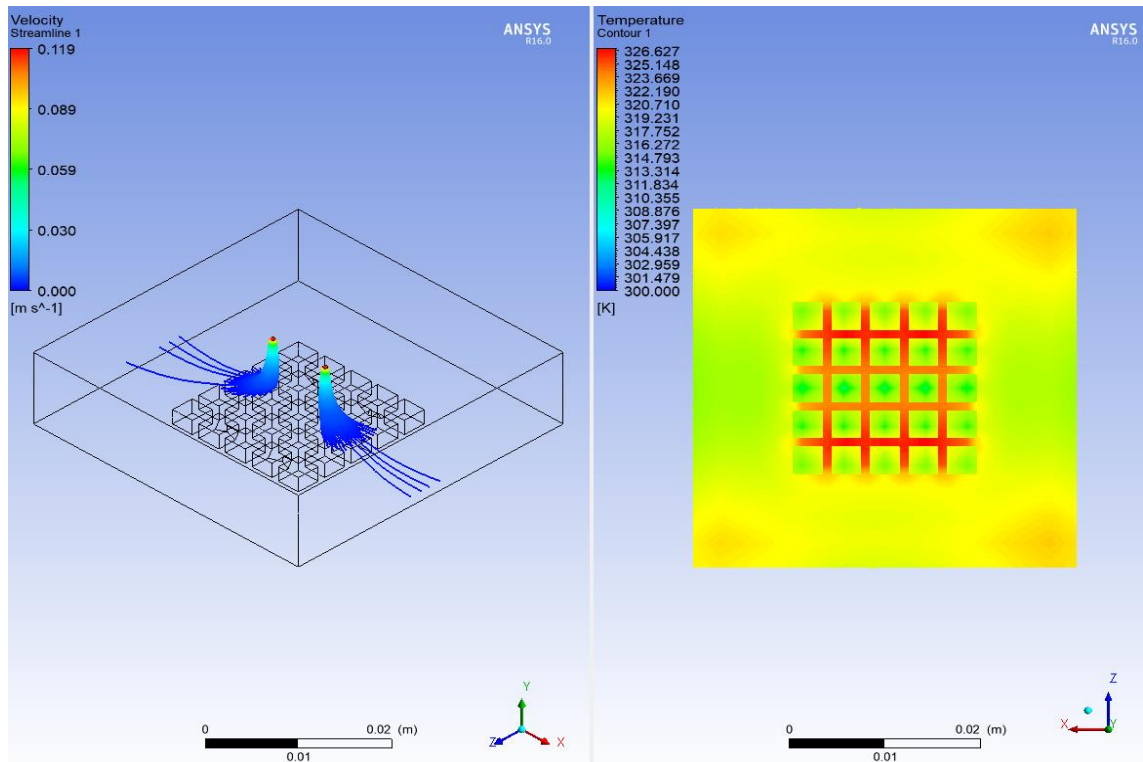
Şekil 134. 2 nozul 2 bar hesaplamasında oluşan iterasyon grafiği.

Tablo 29. 2 Nozul 2 Bar Analiz Sonucundaki Mesh Sayısı, Mesh Kalitesi ve Ortalama Yüzey Sıcaklığı Değerleri.

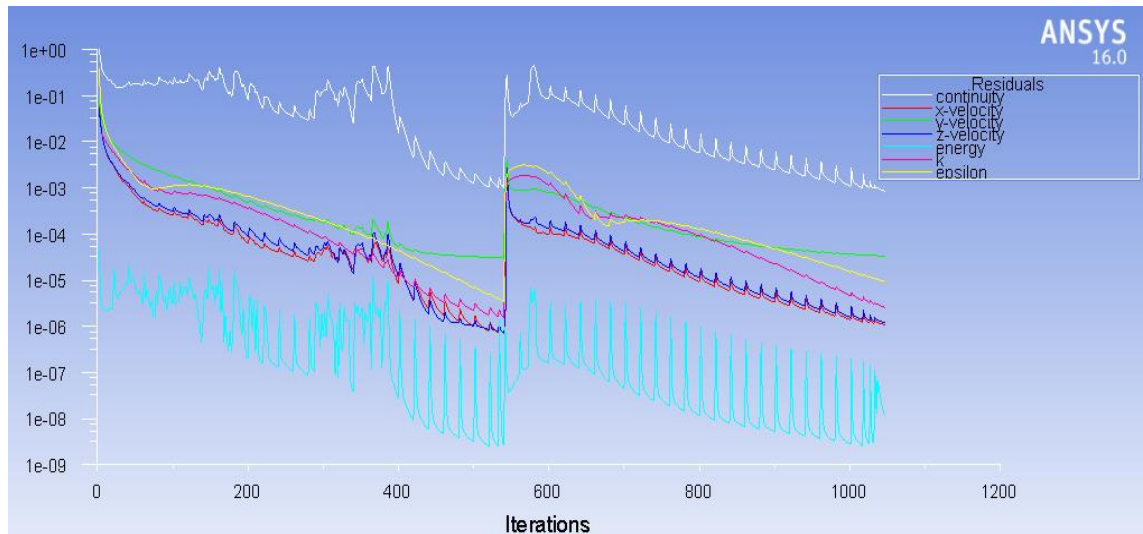
Statistics	
Nodes	20867
Elements	16811
Mesh Metric	Orthogonal Quality
Min	0,33944
Max	1,
Average	0,92779
Standard Deviation	0,10153

Results	
Area Average of Temperature on heatflux	
	318.545 [K]

2 nozul 2 barda yapılan deneyler sonucunda en iyi soğutmayı sağlayan kare-26 ısı alıcı için yapılan analizde oluşan akım çizgileri ve sıcaklık konturları incelendiğinde oluşturulan meshin kalitesinin % 92,779 olduğu, mesh sayısının 20867 olduğu ve ortalama yüzey sıcaklığının 45,395 °C olduğu belirlenmiştir. Analiz sonuçları ile deney sonuçları arasında ortalama yüzey sıcaklığı olarak 5,395 °C' lik bir fark olduğu belirlenmiştir. Deney sonuçları ile analiz sonuçları karşılaştırıldığında ise deney sonuçlarının % 13,487 daha iyi soğutma gerçekleştirdiği belirlenmiştir.



Şekil 135. 2 nozul 1,5 bar basınç için CFD analizinde ısı alıcı yüzeyinde oluşan akım çizgileri ve sıcaklık konturleri.



Şekil 136. 2 nozul 1,5 bar hesaplamasında oluşan iterasyon grafiği.

Tablo 30. 2 Nozul 1,5 Bar Analiz Sonucundaki Mesh Sayısı, Mesh Kalitesi ve Ortalama Yüzey Sıcaklığı Değerleri.

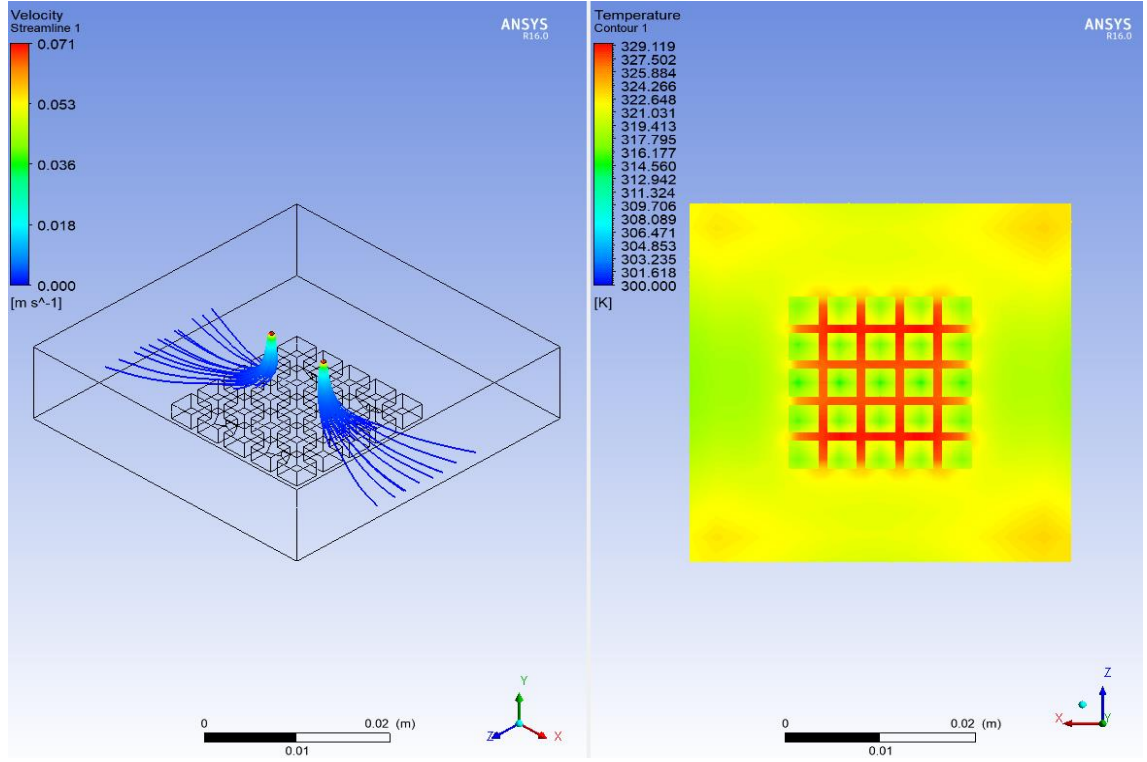
Statistics	
Nodes	20867
Elements	16811
Mesh Metric	
Min	0,33944
Max	1,
Average	0,92779
Standard Deviation	0,10153

Results

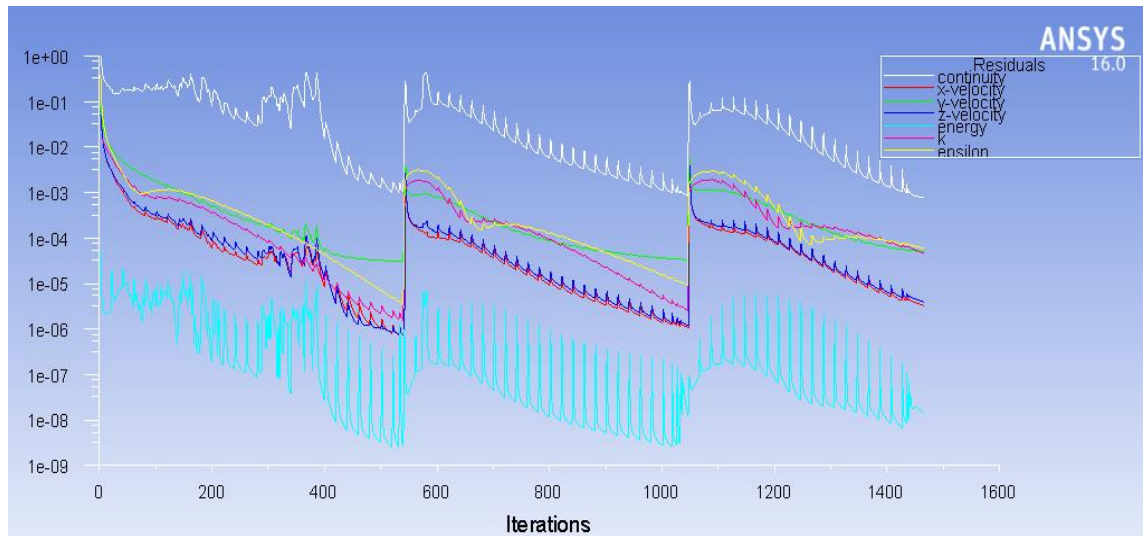
Area Average of Temperature on heatflux

319.968 [K]

2 nozul 1,5 barda yapılan deneyler sonucunda en iyi soğutmayı sağlayan kare-26 ısı alıcı için yapılan analizde oluşan akım çizgileri ve sıcaklık konturları incelendiğinde oluşturulan meshin kalitesinin % 92,779 olduğu, mesh sayısının 20867 olduğu ve ortalama yüzey sıcaklığının 46,818 °C olduğu belirlenmiştir. Analiz sonuçları ile deney sonuçları arasında ortalama yüzey sıcaklığı olarak 6,818 °C' lik bir fark olduğu belirlenmiştir. Deney sonuçları ile analiz sonuçları karşılaştırıldığında ise deney sonuçlarının % 17,045 daha iyi soğutma gerçekleştirdiği belirlenmiştir.



Şekil 137. 2 nozul 1 bar basınç için CFD analizinde ısı alıcı yüzeyinde oluşan akım çizgileri ve sıcaklık konturları.



Şekil 138. 2 nozul 1 bar hesaplamasında oluşan iterasyon grafiği.

Tablo 31. 2 Nozul 1 Bar Analiz Sonucundaki Mesh Sayısı, Mesh Kalitesi ve Ortalama Yüzey Sıcaklığı Değerleri.

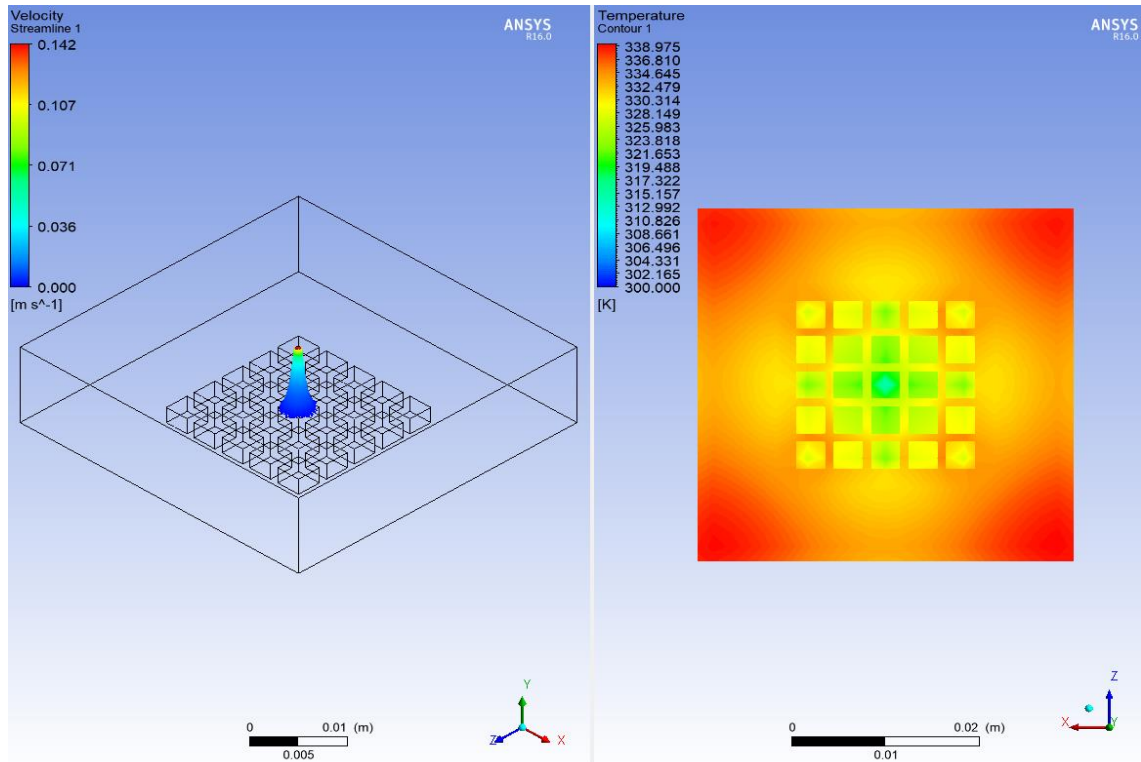
Statistics	
Nodes	20867
Elements	16811
Mesh Metric	Orthogonal Quality
Min	0,33944
Max	1,
Average	0,92779
Standard Deviation	0,10153

Results

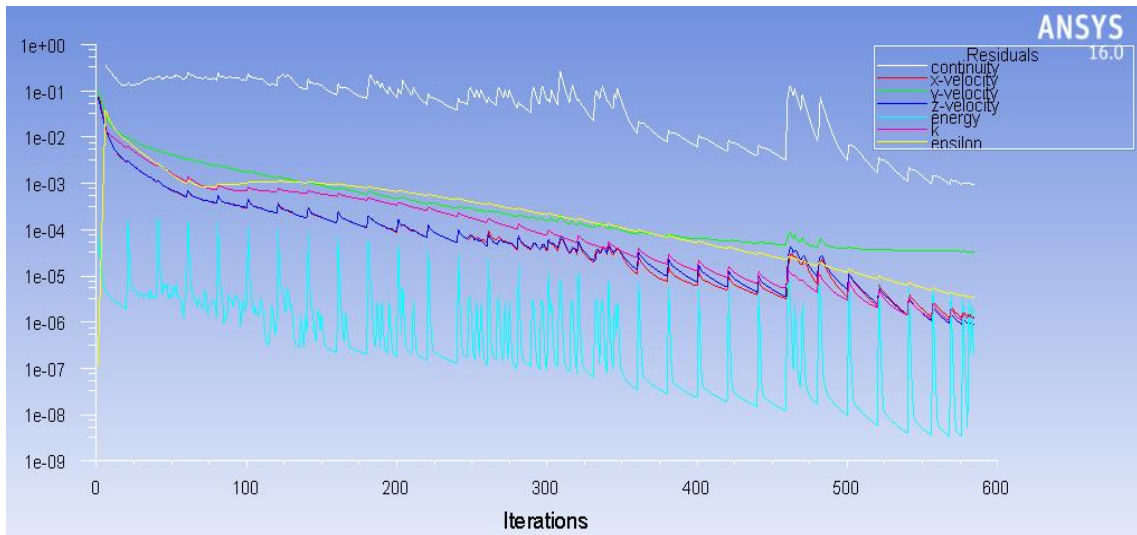
Area Average of Temperature on heatflux

322.033 [K]

2 nozul 1 barda yapılan deneyler sonucunda en iyi soğutmayı sağlayan kare-26 ısı alıcı için yapılan analizde oluşan akım çizgileri ve sıcaklık konturları incelendiğinde oluşturulan meshin kalitesinin % 92,779 olduğu, mesh sayısının 20867 olduğu ve ortalama yüzey sıcaklığının 48,883 °C olduğu belirlenmiştir. Analiz sonuçları ile deney sonuçları arasında ortalama yüzey sıcaklığı olarak 8,883 °C' lik bir fark olduğu belirlenmiştir. Deney sonuçları ile analiz sonuçları karşılaştırıldığında ise deney sonuçlarının % 22,207 daha iyi soğutma gerçekleştirdiği belirlenmiştir.



Şekil 139. 1 nozul 2 bar basınç için CFD analizinde ısı alıcı yüzeyinde oluşan akım çizgileri ve sıcaklık konturları.



Şekil 140. 1 nozul 2 bar hesaplamasında oluşan iterasyon grafiği.

Tablo 32. 1 Nozul 2 Bar Analiz Sonucundaki Mesh Sayısı, Mesh Kalitesi ve Ortalama Yüzey Sıcaklığı Değerleri.

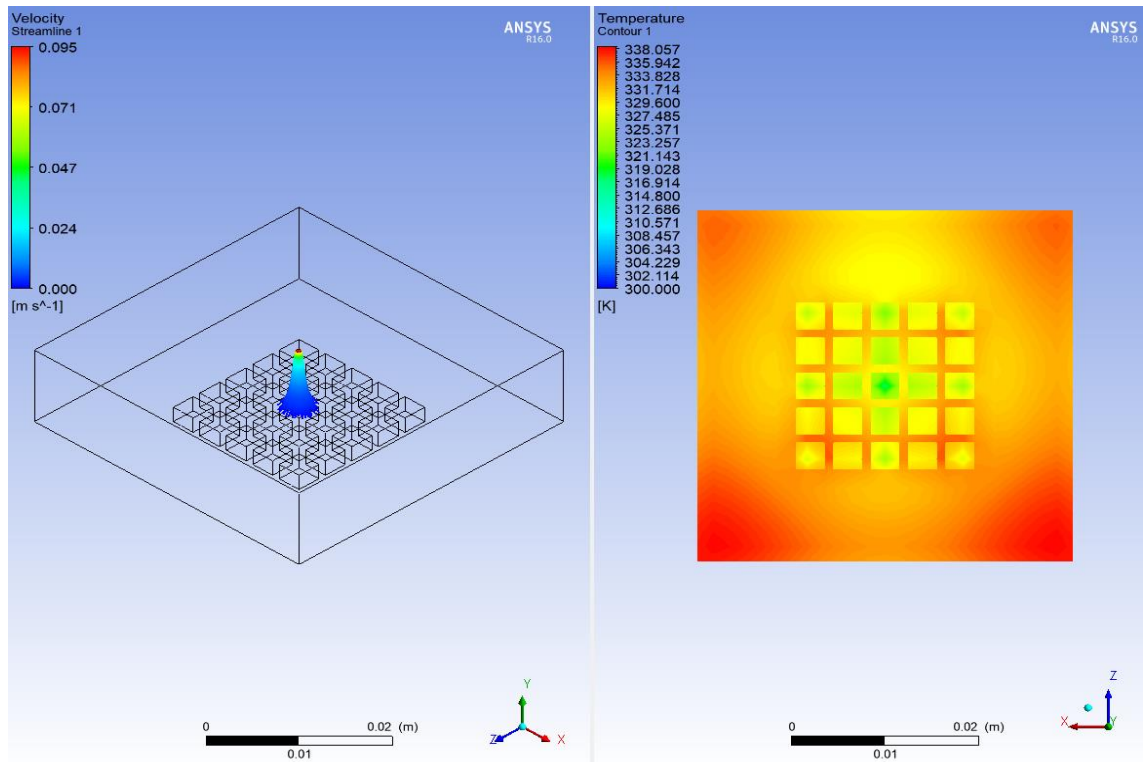
Statistics	
Nodes	12303
Elements	9656
Mesh Metric	Orthogonal Quality
Min	0,53109
Max	1,
Average	0,96316
Standard Deviation	5,9623e-002

Results

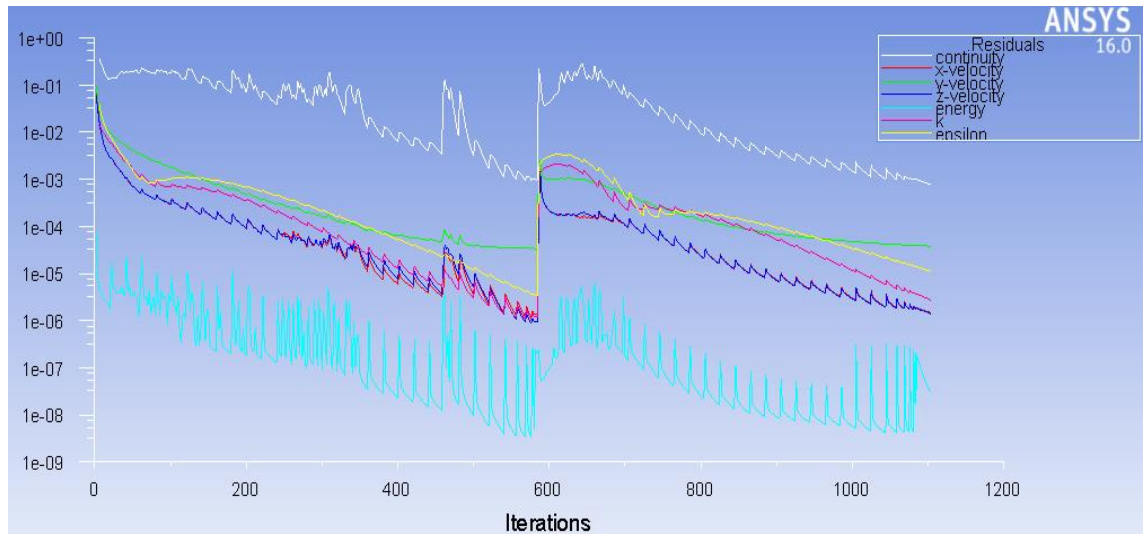
Area Average of Temperature on heatflux

332.159 [K]

1 nozul 2 barda yapılan deneyler sonucunda en iyi soğutmayı sağlayan kare-26 ısı alıcı için yapılan analizde oluşan akım çizgileri ve sıcaklık konturları incelendiğinde oluşturulan meshin kalitesinin % 96,316 olduğu, mesh sayısının 12303 olduğu ve ortalama yüzey sıcaklığının 59 °C olduğu belirlenmiştir. Analiz sonuçları ile deney sonuçları arasında ortalama yüzey sıcaklığı olarak 19 °C' lik bir fark olduğu belirlenmiştir. Deney sonuçları ile analiz sonuçları karşılaştırıldığında ise deney sonuçlarının % 47,522 daha iyi soğutma gerçekleştirdiği belirlenmiştir.



Şekil 141. 1 nozul 1,5 bar basınç için CFD analizinde ısı alıcı yüzeyinde oluşan akım çizgileri ve sıcaklık konturleri.



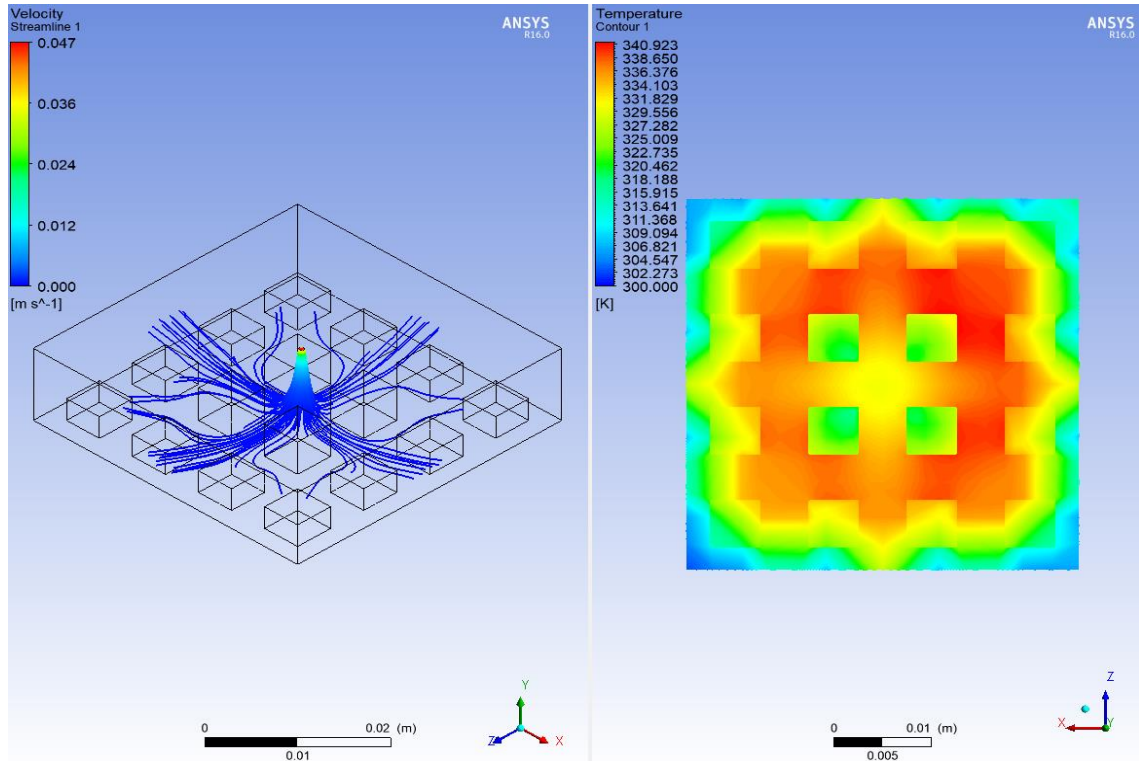
Şekil 142. 1 nozul 1,5 bar hesaplamasında oluşan iterasyon grafiği.

Tablo 33. 1 Nozul 1,5 Bar Analiz Sonucundaki Mesh Sayısı, Mesh Kalitesi ve Ortalama Yüzey Sıcaklığı Değerleri.

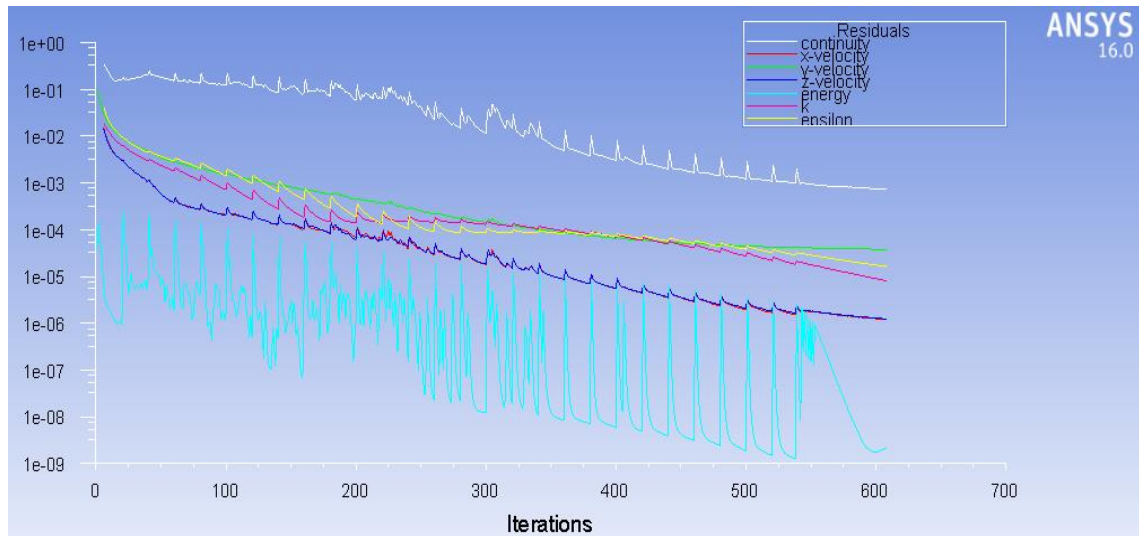
Statistics	
Nodes	12303
Elements	9656
Mesh Metric	Orthogonal Quality
Min	0,53109
Max	1,
Average	0,96316
Standard Deviation	5,9623e-002

Results	
Area Average of Temperature on heatflux	
	331.867 [K]

1 nozul 1,5 barda yapılan deneyler sonucunda en iyi soğutmayı sağlayan kare-26 ısı alıcı için yapılan analizde oluşan akım çizgileri ve sıcaklık konturları incelendiğinde oluşturulan meshin kalitesinin % 96,316 olduğu, mesh sayısının 12303 olduğu ve ortalama yüzey sıcaklığının 58,717 °C olduğu belirlenmiştir. Analiz sonuçları ile deney sonuçları arasında ortalama yüzey sıcaklığı olarak 18,717 °C' lik bir fark olduğu belirlenmiştir. Deney sonuçları ile analiz sonuçları karşılaştırıldığında ise deney sonuçlarının % 46,792 daha iyi soğutma gerçekleştirdiği belirlenmiştir.



Şekil 143. 1 nozul 1 bar basınç için CFD analizinde ısı alıcı yüzeyinde oluşan akım çizgileri ve sıcaklık konturları.



Şekil 144. 1 nozul 1 bar hesaplamasında oluşan iterasyon grafiği.

Tablo 34. 1 Nozul 1 Bar Analiz Sonucundaki Mesh Sayısı, Mesh Kalitesi ve Ortalama Yüzey Sıcaklığı Değerleri.

Statistics	
Nodes	12116
Elements	9545
Mesh Metric	Orthogonal Quality
Min	0,26133
Max	1,
Average	0,9207
Standard Deviation	0,10939

Results
Area Average of Temperature on heatflux
330.066 [K]

1 nozul 1 barda yapılan deneyler sonucunda en iyi soğutmayı sağlayan kare-3 dif-1 ısı alıcı için yapılan analizde oluşan akım çizgileri ve sıcaklık konturları incelendiğinde oluşturulan meshin kalitesinin % 92,07 olduğu, mesh sayısının 12116 olduğu ve ortalama yüzey sıcaklığının 56,916 °C olduğu belirlenmiştir. Analiz sonuçları ile deney sonuçları arasında ortalama yüzey sıcaklığı olarak 16,916 °C' lik bir fark olduğu belirlenmiştir. Deney sonuçları ile analiz sonuçları karşılaştırıldığında ise deney sonuçlarının % 42,29 daha iyi soğutma gerçekleştirdiği belirlenmiştir.

Kaskad çarpan jetle yapılan soğutmada oluşturulan akım çizgileri incelendiğinde ısı alıcı yüzeyine çarptıktan sonra kanatçıklar arasından saçıldığı görülmektedir. Farklı basınç değerlerinde oluşan akım çizgileri 2 bar için daha yoğun bir şekilde gerçekleşirken, 1,5 ve 1 bar basınç değerlerinde giderek azaldığı görülmüştür.

Isı alıcıların üzerinde oluşan sıcaklık kontürleri 3 farklı basınç değeri için (1-1,5-2 bar) belirlenmiştir. Bütün basınçlar için ısı alıcılar üzerinde oluşan sıcaklık kontürleri incelendiğinde, nozullardan çıkan basınçlı havanın çarptığı yüzeylerde sıcaklığın daha düşük olduğu görülmektedir. Grafikler detaylı olarak incelendiğinde basıncın yüksek olduğu durumlarda soğutmanın daha iyi gerçekleştiği belirlenmiştir. Nozul sayısı ve basıncı azaldıkça ısı alıcı yüzeyinde oluşan sıcaklık kontürleri incelendiğinde soğutmanın daha yavaş gerçekleştiği gözlemlenmiştir. Nozul sayısının fazla ve basıncın yüksek olması soğutmayı olumlu yönde etkilerken nozul sayısının azalması, basıncın düşmesi ise soğutmayı hem ortalama yüzey sıcaklığı hem de süre bakımından olumsuz yönde etkilediği gözlemlenmiştir.

SONUÇLAR

Yapılan deneysel çalışma optimum ısı alıcı geometrilerinin belirlenmesi ve diferansiyel ısı alıcının belirlenmesi ile kaskad çarpan jet soğutma parametrelerinin analizi olmak üzere iki başlıktan oluşmaktadır. Optimum ısı alıcının belirlenmesi ve diferansiyel kanatçıkların performansının belirlenmesi için deneyler yapılmıştır. Deneyler 1 amper akım, 12 volt akım şiddeti, 1-1,5-2 bar basınç, 20 G nozul çapı, 1-6 arası nozul sayısı ve 80 °C-40 °C sıcaklıkları arasında gerçekleştirilmiştir.

Optimum ısı alıcı geometrisinin belirlenmesi için öncelikle aynı yüzey alanın sahip ve aynı kanat yüksekliğinde delta, dikdörtgen ve kare kanatçıklı ısı alıcılara deneyler yapılmıştır. Deneylerin sonuçları aşağıdaki gibidir.

- ✓ Delta, dikdörtgen ve kare kanatçıklı ısı alıcılarda düzlem plakaya göre en etkin soğutmanın kare kanatçıklı ısı alıcıda gerçekleştiği görülmüştür.
- ✓ Kare kanatçıklı ısı alıcıda düzlem plakaya göre soğutmanın % 115,49 daha hızlı gerçekleştiği belirlenmiştir.
- ✓ Optimum kanatçık geometrisi olan kare ısı alıcı için 1-3-5 mm kanatlar arası mesafe, 1-2-3 mm kanat yüksekliği ve 3-4-5 mm kanat genişliklerinde 27 adet ısı alıcı tasarımı ve üretimi yapılmıştır.
- ✓ Yukarıda belirtilen şartlarda gerçekleştirilen deneyler ışığında kare-3 ve kare-26 ısı alıcıların en etkin soğutmanın gerçekleştiği kanatçık geometrisine sahip olduğu belirlenmiştir.

Optimum ısı alıcı geometrileri belirlendikten sonra kare-3 ve kare-26 ısı alıcılar diferansiyel kanatçığa dönüştürülmüştür. Diferansiyel kanatçıklı ısı alıcı üretimi için orta kanat yükseklikleri 1,5-2 kat arttırılarak kare-3 dif-1, kare-3 dif-2, kare-26 dif-3 ve kare-26 dif-4 olmak üzere dört farklı ısı alıcı üretimi gerçekleştirilmiştir. Üretilen ısı alıcılara yukarıda belirtilen şartlar altında deneyler gerçekleştirilmiştir. Yapılan deneylerde normal kanatçıkların ve diferansiyel kanatçıkların ısı transferine etkileri araştırılmıştır. Bunun yanında sistemin CFD analizleri de yapılarak deney sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Deneylerden ve sayısal analizlerden elde edilen sonuçlar aşağıda verilmiştir.

- 6 nozul 2 bar da yapılan deneyler sonucunda en iyi soğutmanın kare-26 dif-3 ısı alıcıda gerçekleştiği görülmüştür. Isı alıcı sıcaklığı 80 °C' den 40 °C' ye 23,5 saniyede ulaştığı belirlenmiştir. Osiloskop ve spektrum analizörden elde edilen veriler ışığında soğutmanın en verimli şekilde gerçekleştiği bölgenin genlik ve frekansları sırasıyla kanal-1' de $V_{rms} = 426$ mV, Genlik= 115000 mV ve Frekans=

290 Hz, kanal-2' de $V_{rms}= 1,01$ V, Genlik=73220 mV ve Frekans= 340 Hz olarak ölçülmüştür. Bu bölgenin dışına çıkıldığında soğutmanın yavaşladığı tespit edilmiştir. Aynı şartlarda yapılan CFD analizi deney sonuçlarıyla karşılaştırıldığında sayısal analizin deney sonuçları ile %100 örtüştüğü belirlenmiştir.

- 6 nozul 1,5 bar da yapılan deneyler sonucunda en iyi soğutmanın kare-26 dif-4 ısı alıcıda gerçekleştiği görülmüştür. Isı alıcı sıcaklığı 80 °C' den 40 °C' ye 28,5 saniyede ulaştığı belirlenmiştir. Osiloskop ve spektrum analizörden elde edilen veriler ışığında soğutmanın en verimli şekilde gerçekleştiği bölgenin genlik ve frekansları sırasıyla kanal-1' de $V_{rms}= 380$ mV, Genlik= 71561 mV ve Frekans= 1,7 KHz, kanal-2' de $V_{rms}= 120$ mV, Genlik= 6800 mV ve Frekans= 5,1 KHz olarak ölçülmüştür. Bu bölgenin dışına çıkıldığında soğutmanın yavaşladığı tespit edilmiştir. Deney sonuçları ile CFD analizleri karşılaştırıldığında; deney sonuçlarının % 6,76 daha iyi performans gösterdiği belirlenmiştir.
- 6 nozul 1 bar da yapılan deneyler sonucunda en iyi soğutmanın kare-26 dif-4 ısı alıcıda gerçekleştiği görülmüştür. Isı alıcı sıcaklığı 80 °C' den 40 °C' ye 37,5 saniyede ulaştığı belirlenmiştir. Osiloskop ve spektrum analizörden elde edilen veriler ışığında soğutmanın en verimli şekilde gerçekleştiği bölgenin genlik ve frekansları sırasıyla kanal-1' de $V_{rms}= 357$ mV, Genlik= 28522 mV ve Frekans= 220 Hz, kanal-2' de $V_{rms}= 122$ mV, Genlik= 2541 mV ve Frekans= 1,9 KHz olarak ölçülmüştür. Bu bölgenin dışına çıkıldığında soğutmanın yavaşladığı tespit edilmiştir. Deney sonuçları ile CFD analizleri karşılaştırıldığında; deney sonuçlarının % 10,04 daha iyi performans gösterdiği belirlenmiştir.
- 5 nozul 2 bar da yapılan deneyler sonucunda en iyi soğutmanın kare-26 dif-3 ısı alıcıda gerçekleştiği görülmüştür. Isı alıcı sıcaklığı 80 °C' den 40 °C' ye 23,5 saniyede ulaştığı belirlenmiştir. Osiloskop ve spektrum analizörden elde edilen veriler ışığında soğutmanın en verimli şekilde gerçekleştiği bölgenin genlik ve frekansları sırasıyla kanal-1' de $V_{rms}= 297$ mV, Genlik= 19854 mV ve Frekans= 7,15 KHz, kanal-2' de $V_{rms}= 1,35$ V, Genlik= 11800 mV ve Frekans= 7,8 KHz olarak ölçülmüştür. Bu bölgenin dışına çıkıldığında soğutmanın yavaşladığı tespit edilmiştir. Deney sonuçları ile CFD analizleri karşılaştırıldığında; deney sonuçlarının % 0,907 daha iyi performans gösterdiği belirlenmiştir.
- 5 nozul 1,5 bar da yapılan deneyler sonucunda en iyi soğutmanın kare-26 dif-3 ısı alıcıda gerçekleştiği görülmüştür. Isı alıcı sıcaklığı 80 °C' den 40 °C' ye 28,5 saniyede ulaştığı belirlenmiştir. Osiloskop ve spektrum analizörden elde edilen

veriler ışığında soğutmanın en verimli şekilde gerçekleştiği bölgenin genlik ve frekansları sırasıyla kanal-1' de $V_{rms}= 236$ mV, Genlik= 14693 mV ve Frekans= 3,2 KHz, kanal-2' de $V_{rms}= 1,5$ V, Genlik= 15878 mV ve Frekans= 3,2 KHz olarak ölçülmüştür. Bu bölgenin dışına çıkıldığında soğutmanın yavaşladığı tespit edilmiştir. Deney sonuçları ile CFD analizleri karşılaştırıldığında; deney sonuçlarının % 2,802 daha iyi performans gösterdiği belirlenmiştir.

- 5 nozul 1 bar da yapılan deneyler sonucunda en iyi soğutmanın kare-26 dif-4 ısı alıcıda gerçekleştiği görülmüştür. Isı alıcı sıcaklığı 80 °C' den 40 °C' ye 37 saniyede ulaştığı belirlenmiştir. Osiloskop ve spektrum analizörden elde edilen veriler ışığında soğutmanın en verimli şekilde gerçekleştiği bölgenin genlik ve frekansları sırasıyla kanal-1' de $V_{rms}= 154$ mV, Genlik= 75500 mV ve Frekans= 5,1 KHz, kanal-2' de $V_{rms}= 107$ mV, Genlik= 2650 mV ve Frekans= 10 KHz olarak ölçülmüştür. Bu bölgenin dışına çıkıldığında soğutmanın yavaşladığı tespit edilmiştir. Deney sonuçları ile CFD analizleri karşılaştırıldığında; deney sonuçlarının % 12,087 daha iyi performans gösterdiği belirlenmiştir.
- 4 nozul 2 bar da yapılan deneyler sonucunda en iyi soğutmanın kare-26 dif-3 ısı alıcıda gerçekleştiği görülmüştür. Isı alıcı sıcaklığı 80 °C' den 40 °C' ye 25 saniyede ulaştığı belirlenmiştir. Osiloskop ve spektrum analizörden elde edilen veriler ışığında soğutmanın en verimli şekilde gerçekleştiği bölgenin genlik ve frekansları sırasıyla kanal-1' de $V_{rms}= 451$ mV, Genlik= 108000 mV ve Frekans= 400 Hz, kanal-2' de $V_{rms}= 110$ mV, Genlik= 2450 mV ve Frekans= 470 Hz olarak ölçülmüştür. Bu bölgenin dışına çıkıldığında soğutmanın yavaşladığı tespit edilmiştir. Deney sonuçları ile CFD analizleri karşılaştırıldığında; deney sonuçlarının % 4,105 daha iyi performans gösterdiği belirlenmiştir.
- 4 nozul 1,5 bar da yapılan deneyler sonucunda en iyi soğutmanın kare-26 dif-4 ısı alıcıda gerçekleştiği görülmüştür. Isı alıcı sıcaklığı 80 °C' den 40 °C' ye 30,5 saniyede ulaştığı belirlenmiştir. Osiloskop ve spektrum analizörden elde edilen veriler ışığında soğutmanın en verimli şekilde gerçekleştiği bölgenin genlik ve frekansları sırasıyla kanal-1' de $V_{rms}= 209$ mV, Genlik= 14878 mV ve Frekans= 2,2 KHz, kanal-2' de $V_{rms}= 111$ mV, Genlik= 6634 mV ve Frekans= 9,1 KHz olarak ölçülmüştür. Bu bölgenin dışına çıkıldığında soğutmanın yavaşladığı tespit edilmiştir. Deney sonuçları ile CFD analizleri karşılaştırıldığında; deney sonuçlarının % 13,997 daha iyi performans gösterdiği belirlenmiştir.
- 4 nozul 1 bar da yapılan deneyler sonucunda en iyi soğutmanın kare-26 dif-3 ısı alıcıda gerçekleştiği görülmüştür. Isı alıcı sıcaklığı 80 °C' den 40 °C' ye 40,5

saniyede ulaştığı belirlenmiştir. Osiloskop ve spektrum analizörden elde edilen veriler ışığında soğutmanın en verimli şekilde gerçekleştiği bۆlgenin genlik ve frekansları sırasıyla kanal-1' de $V_{rms}= 310$ mV, Genlik= 208415 mV ve Frekans= 142 Hz, kanal-2' de $V_{rms}= 107$ mV, Genlik= 2971 mV ve Frekans= 242 Hz olarak ۆlۆlmüřtür. Bu bۆlgenin dışına çıkıldığında soğutmanın yavaşladığı tespit edilmiştir. Deney sonuçları ile CFD analizleri karşılaştırıldığında; deney sonuçlarının % 11,7 daha iyi performans gۆsterdiđi belirlenmiştir.

- 3 nozul 2 bar da yapılan deneyler sonucunda en iyi soğutmanın kare-26 dif-3 ısı alıcıda gerçekleştiği gۆrۆlmüřtür. Isı alıcı sıcaklığı 80 °C' den 40 °C' ye 23,5 saniyede ulaştığı belirlenmiştir. Osiloskop ve spektrum analizörden elde edilen veriler ışığında soğutmanın en verimli şekilde gerçekleştiği bۆlgenin genlik ve frekansları sırasıyla kanal-1' de $V_{rms}= 346$ mV, Genlik= 365244 mV ve Frekans= 500 Hz, kanal-2' de $V_{rms}= 114$ mV, Genlik= 14841 mV ve Frekans= 1 KHz olarak ۆlۆlmüřtür. Bu bۆlgenin dışına çıkıldığında soğutmanın yavaşladığı tespit edilmiştir. Deney sonuçları ile CFD analizleri karşılaştırıldığında; deney sonuçlarının % 8,58 daha iyi performans gۆsterdiđi belirlenmiştir.
- 3 nozul 1,5 bar da yapılan deneyler sonucunda en iyi soğutmanın kare-26 dif-4 ısı alıcıda gerçekleştiği gۆrۆlmüřtür. Isı alıcı sıcaklığı 80 °C' den 40 °C' ye 28 saniyede ulaştığı belirlenmiştir. Osiloskop ve spektrum analizörden elde edilen veriler ışığında soğutmanın en verimli şekilde gerçekleştiği bۆlgenin genlik ve frekansları sırasıyla kanal-1' de $V_{rms}= 324$ mV, Genlik= 8000 mV ve Frekans= 7,6 KHz, kanal-2' de $V_{rms}= 112$ mV, Genlik= 5785 mV ve Frekans= 6,2 KHz olarak ۆlۆlmüřtür. Bu bۆlgenin dışına çıkıldığında soğutmanın yavaşladığı tespit edilmiştir. Deney sonuçları ile CFD analizleri karşılaştırıldığında; deney sonuçlarının % 13,38 daha iyi performans gۆsterdiđi belirlenmiştir.
- 3 nozul 1 bar da yapılan deneyler sonucunda en iyi soğutmanın performansı kare-26 ısı alıcıda gerçekleştiği gۆrۆlmüřtür. Isı alıcı sıcaklığı 80 °C' den 40 °C' ye 40,5 saniyede ulaştığı belirlenmiştir. Osiloskop ve spektrum analizörden elde edilen veriler ışığında soğutmanın en verimli şekilde gerçekleştiği bۆlgenin genlik ve frekansları sırasıyla kanal-1' de $V_{rms}= 334$ mV, Genlik= 283537 mV ve Frekans= 500 Hz, kanal-2' de $V_{rms}= 113$ mV, Genlik= 5768 mV ve Frekans= 2,7 KHz olarak ۆlۆlmüřtür. Bu bۆlgenin dışına çıkıldığında soğutmanın yavaşladığı tespit edilmiştir. Deney sonuçları ile CFD analizleri karşılaştırıldığında; deney sonuçlarının % 15,982 daha iyi performans gۆsterdiđi belirlenmiştir.

- 2 nozul 2 bar da yapılan deneyler sonucunda en iyi soğutmanın kare-26 ısı alıcıda gerçekleştiği görülmüştür. Isı alıcı sıcaklığı 80 °C' den 40 °C' ye 27,5 saniyede ulaştığı belirlenmiştir. Osiloskop ve spektrum analizörden elde edilen veriler ışığında soğutmanın en verimli şekilde gerçekleştiği bölgenin genlik ve frekansları sırasıyla kanal-1' de $V_{rms}= 431$ mV, Genlik= 130200 mV ve Frekans= 390 Hz, kanal-2' de $V_{rms}= 123$ mV, Genlik= 7083 mV ve Frekans= 390 Hz olarak ölçülmüştür. Bu bölgenin dışına çıkıldığında soğutmanın yavaşladığı tespit edilmiştir. Deney sonuçları ile CFD analizleri karşılaştırıldığında; deney sonuçlarının % 13,487 daha iyi performans gösterdiği belirlenmiştir.
- 2 nozul 1,5 bar da yapılan deneyler sonucunda en iyi soğutmanın kare-26 ısı alıcıda gerçekleştiği görülmüştür. Isı alıcı sıcaklığı 80 °C' den 40 °C' ye 38 saniyede ulaştığı belirlenmiştir. Osiloskop ve spektrum analizörden elde edilen veriler ışığında soğutmanın en verimli şekilde gerçekleştiği bölgenin genlik ve frekansları sırasıyla kanal-1' de $V_{rms}= 403$ mV, Genlik= 121073 mV ve Frekans= 100 Hz, kanal-2' de $V_{rms}= 116$ mV, Genlik= 5873 mV ve Frekans= 620 Hz olarak ölçülmüştür. Bu bölgenin dışına çıkıldığında soğutmanın yavaşladığı tespit edilmiştir. Deney sonuçları ile CFD analizleri karşılaştırıldığında; deney sonuçlarının % 17,045 daha iyi performans gösterdiği belirlenmiştir.
- 2 nozul 1 bar da yapılan deneyler sonucunda en iyi soğutmanın kare-26 ısı alıcıda gerçekleştiği görülmüştür. Isı alıcı sıcaklığı 80 °C' den 40 °C' ye 47 saniyede ulaştığı belirlenmiştir. Osiloskop ve spektrum analizörden elde edilen veriler ışığında soğutmanın en verimli şekilde gerçekleştiği bölgenin genlik ve frekansları sırasıyla kanal-1' de $V_{rms}= 311$ mV, Genlik= 3200 mV ve Frekans= 4,1 KHz, kanal-2' de $V_{rms}= 111$ mV, Genlik= 6000 mV ve Frekans= 5,6 KHz olarak ölçülmüştür. Bu bölgenin dışına çıkıldığında soğutmanın yavaşladığı tespit edilmiştir. Deney sonuçları ile CFD analizleri karşılaştırıldığında; deney sonuçlarının % 22,207 daha iyi performans gösterdiği belirlenmiştir.
- 1 nozul 2 bar da yapılan deneyler sonucunda en iyi soğutmanın kare-26 ısı alıcıda gerçekleştiği görülmüştür. Isı alıcı sıcaklığı 80 °C' den 40 °C' ye 33 saniyede ulaştığı belirlenmiştir. Osiloskop ve spektrum analizörden elde edilen veriler ışığında soğutmanın en verimli şekilde gerçekleştiği bölgenin genlik ve frekansları sırasıyla kanal-1' de $V_{rms}= 349$ mV, Genlik= 77073 mV ve Frekans= 1 KHz, kanal-2' de $V_{rms}= 114$ mV, Genlik= 4900 mV ve Frekans= 1,7 KHz olarak ölçülmüştür. Bu bölgenin dışına çıkıldığında soğutmanın yavaşladığı tespit

edilmiştir. Deney sonuçları ile CFD analizleri karşılaştırıldığında; deney sonuçlarının % 47,522 daha iyi performans gösterdiği belirlenmiştir.

- 1 nozul 1,5 bar da yapılan deneyler sonucunda en iyi soğutmanın kare-26 ısı alıcıda gerçekleştiği görülmüştür. Isı alıcı sıcaklığı 80 °C' den 40 °C' ye 48 saniyede ulaştığı belirlenmiştir. Osiloskop ve spektrum analizörden elde edilen veriler ışığında soğutmanın en verimli şekilde gerçekleştiği bölgenin genlik ve frekansları sırasıyla kanal-1' de $V_{rms}= 339$ mV, Genlik= 165000 mV ve Frekans= 880 Hz, kanal-2' de $V_{rms}= 113$ mV, Genlik= 5600 mV ve Frekans= 3,4 KHz olarak ölçülmüştür. Bu bölgenin dışına çıkıldığında soğutmanın yavaşladığı tespit edilmiştir. Deney sonuçları ile CFD analizleri karşılaştırıldığında; deney sonuçlarının % 46,792 daha iyi performans gösterdiği belirlenmiştir.
- 1 nozul 1 bar da yapılan deneyler sonucunda en iyi soğutmanın kare-3 ısı alıcıda gerçekleştiği görülmüştür. Isı alıcı sıcaklığı 80 °C' den 40 °C' ye 89 saniyede ulaştığı belirlenmiştir. Osiloskop ve spektrum analizörden elde edilen veriler ışığında soğutmanın en verimli şekilde gerçekleştiği bölgenin genlik ve frekansları sırasıyla kanal-1' de $V_{rms}= 405$ mV, Genlik= 120000 mV ve Frekans= 390 Hz, kanal-2' de $V_{rms}= 114$ mV, Genlik= 4700 mV ve Frekans= 100 Hz olarak ölçülmüştür. Bu bölgenin dışına çıkıldığında soğutmanın yavaşladığı tespit edilmiştir. Deney sonuçları ile CFD analizleri karşılaştırıldığında; deney sonuçlarının % 42,29 daha iyi performans gösterdiği belirlenmiştir.
- Tüm bu sonuçlar ışığında kaskad çarpan jetin tekli çarpan jete göre daha verimli ve hızlı bir soğutma gerçekleştirdiği belirlenmiştir.
- 2 bar basınç sonuçları karşılaştırıldığında tekli nozula göre; 6 nozul %40,43, 5 nozul % 40,43, 4 nozul % 32, 3 nozul % 40,43 ve 2 nozul % 20 daha hızlı bir soğutma göstermiştir.
- 1,5 bar basınç sonuçları karşılaştırıldığında tekli nozula göre; 6 nozul %68,42, 5 nozul % 68,42, 4 nozul % 57,38, 3 nozul % 58,33 ve 2 nozul % 26,32 daha hızlı bir soğutma göstermiştir.
- 1 bar basınç sonuçları karşılaştırıldığında tekli nozula göre; 6 nozul % 137,33, 5 nozul % 140,54, 4 nozul % 119,75, 3 nozul % 119,75 ve 2 nozul % 89,36 daha hızlı bir soğutma göstermiştir.
- Diferansiyel kanatçıklı ısı alıcılar normal kanatçıklı ısı alıcılara göre daha üstün performans göstermiştir. CFD analizlerinden de anlaşılaacağı üzere ısı yoğunluğunun fazla olduğu merkezde soğutma diferansiyel kanatçıklarda daha iyi gerçekleştiği belirlenmiştir.

- En efektif soğutma 5 nozul kullanılan kaskad çarpan jet sisteminde elde edilmiştir. Sistemde 2 bar için kare-26 dif-3 ısı alıcı, 1,5 bar için kare-26 dif-3 ısı alıcı ve 1 bar için kare-26 dif-4 ısı alıcı en iyi soğutma performansını göstermiştir.
- CFD analiz sonuçları göstermiştir ki başlı başına analiz yeterli sonucu vermemektedir. Bu nedenle kaskad çarpan jetle soğutma da deneysel verilere ihtiyaç bulunmaktadır.

Çalışma sonucunda daha sonraki araştırmalar için aşağıdaki öneriler belirlenmiştir.

- ❖ Farklı çaplarda ya da uzunluklarda nozullar kullanılarak nozul çapının ve uzunluğunun sistem üzerine etkileri araştırılabilir.
- ❖ Deneyler açık alanda yapılmıştır. Isı alıcı geometrisinin belirlenmesinde kapalı ortam seçilerek ortamın ısı transferine ve ısı alıcı geometrisine etkileri araştırılabilir.
- ❖ Deneyler işlemcilerin optimum çalışma sıcaklık aralığına göre belirlenmiştir. Farklı uygulamalar için farklı sıcaklık aralıkları belirlenerek soğutma etkileri belirlenebilir.
- ❖ Deneylerde sabit ısı akısı uygulanmıştır. Değişken ısı akısı uygulanması durumunda kaskad çarpan jet ve ısı alıcı geometrisinin davranışları incelenebilir.
- ❖ Server odalarında kullanılan iklimlendirme sistemlerinde oluşabilecek sistem arızası, parça arızası, elektrik kesintisi vb. durumlarda sıcaklığın hızlı bir şekilde artması ile birlikte bütün sistemler kapanabilir ve işlemler durabilir. Bu soruna çare olarak ek güvenlik önlemi olarak hızlı soğutma yeteneğine sahip kaskad çarpan jet sistemleri ihtiyaca göre tasarlanarak kullanılabilirliği incelenebilir.

KAYNAKLAR

- Agopyan, S. 2007. Buzdolaplarında Mikrokanal Dondurucu Bölme Evaporatör Performansının Deneyisel Olarak Belirlenmesi. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul.
- Aldabbagh, L. B. Y., and Sezai, I., 2002. Numerical simulation of three-dimensional laminar multiple impinging square jets. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 23(4): 509-518.
- Ashforth-Frost, S., Jambunathan, K., and Whitney, C.F., 1997. Velocity and turbulence characteristics of a semiconfined orthogonally impinging slot jet, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 14: 60-67.
- Avcı, M., 2008. Mikrokanallarda akış ve ısı transferi. Doktora Tezi, Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Trabzon.
- Baghel, K., Sridharan, A., Murallidharan, J. S., 2020. Experimental and numerical study of inclined free surface liquid jet impingement. *International Journal of Thermal Sciences*, (154), 106389.
- Bostancı, H., Ee, D. V., Saarloos, B. A., Rini, D. P., Chow, L. C., 2009. Spray cooling of power electronics using high temperature coolant and enhanced surface. *IEEE*, USA.
- Breyfogle, F.W., 2003. Implementing six sigma: Smarter solution using statistical methods. Wiley&Sons Inc., 549-570, New Jersey.
- Buzzard, W. C., Ren, Z., Ligrani, P. M., Nakamata, C., and Ueguchi, S., 2017. Influences of target surface small-scale rectangle roughness on impingement jet array heat transfer. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 110: 805-816.
- Caggese, O., Gnaegi, G., Hannema, G., Terzis, A., and Ott, P., 2013. Experimental and numerical investigation of a fully confined impingement round jet. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 65: 873-882.
- Can, O., 1997. Elektronik Devrelerin Soğutulması ve Jet Püskürtmeli Soğutma Sistemlerinin Analizi. Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Çalışır, T., 2011. Çarpan akışkan jetleri kullanarak kanatçıklı yüzeyler üzerindeki ısı transferinin sayısal olarak incelenmesi. Yüksek lisans tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi, Ankara, s. 188.
- Çalışkan, S., 2012 Farklı jet ve çarpma plakası özelliklerinde çarpmalı akışkan jetlerinin ısı transferi ve akışının deneysel ve sayısal olarak incelenmesi, Doktora Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi, Ankara, s. 329.
- Çelik, N., 2006. Optimum lüle şeklinin çarpan jet üzerindeki etkilerinin incelenmesi, Doktora tezi, Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ.
- Çengel, Y.A., Cimbala, J.M., 2007. Akışkanlar mekaniği temelleri ve uygulamaları. Güven Kitabevi, İzmir.
- Çengel, Y. A., and Ghajar, A. J., 2015. Isı ve Kütle Transferi. 4. Baskı. 908s, Palme Yayıncılık, Ankara, Türkiye.
- Chougule, N. K., Parishwad, G.V., Gore, P.R., Pagnis, S., S.S.N. 2011. CFD analysis of multi-jet air impingement on flat plate, *Proceeding of the World Congress on Engineering*, London, U.K.

- Çulun, P., 2020. Çukur ve Tümsek Plakalarda Çoklu Çarpan Jetler İçin Isı ve Akış Karakteristiğinin İncelenmesi. Doktora Tezi, Bingöl.
- Culun, P., ve ark., 2018, Effects of design parameters on a multi jet impinging heat transfer. Alexandria Engineering Journal 57, 4255-4266.
- Dagtekin, I., and Öztop, H. F., 2008. Heat transfer due to double laminar slot jets impingement onto an isothermal wall within one side closed long duct. International communications in heat and mass transfer, 35(1), 65-75.
- Dixit, T., and Ghosh, I., 2015. Review of micro-and mini-channel heat sinks and heat exchangers for single phase fluids. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 41, 1298-1311.
- Draksler, M., Končar, B., and Cizelj, L., 2019. On the accuracy of Large Eddy Simulation of multiple impinging jets. International Journal of Heat and Mass Transfer, 133, 596-605.
- Editor, M., 2021. What are The Maximum Average & Normal CPU Temperature. (<https://www.softlay.com/articles/safe-normal-cpu-temperature> (02.05.2024)).
- El-Gabry, L. A., & Kaminski, D. A., 2005. Experimental investigation of local heat transfer distribution on smooth and roughened surfaces under an array of angled impinging jets. J. Turbomach, 127: 532–544.
- Ewe, W. E., Fudholi, A., Sopian, K., Solomin, E., Yazdi, M. H., Asim, N., Fatima, N., Pikra, G., Sudiby, H., Fatriasari, W., Kuncoro, A.H., Nadar, C.S.A., Abimanyu, H. 2022. Jet impingement cooling applications in solar energy technologies: Systematic literature review. Thermal Science and Engineering Progress, 101445.
- Florschuetz, L. W., Metzger, D. E., Truman, C. R., 1981. Jet array impingement with crossflow correlation of streamwise resolved flow and heat transfer distributions. NASA Contractor Report 3373, Arizona State University Tempe, Arizona, s. 53.
- Ghaisas, G., Krishnan, S., 2021. A critical review and perspective on thermal management of power electronics modules for inverters and converters. Transactions of the Indian National Academy of Engineering, 1-14.
- Goodro, M., Park, J., Ligrani, P., Fox, M., Moon, H., 2008. Effects of hole spacing on spatially-resolved jet array impingement heat transfer. International Journal of Heat and Mass Transfer Volume 51, Issues 25–26, Pages 6243-6253.
- Gölcü, M., Yazici, H., Akçay, M., Köseoğlu, M. F., and Sekmen, Y., 2012. Oto Camların Temperlenmesinde Çarpan Hava Jetleri ile Soğutmanın Deneysel İncelenmesi. Journal Of The Faculty Of Engineering & Architecture Of Gazi University, 27(4).
- Gündoğan, B., 2015. Karbapenem grubu ilaçların analizi için ters faz sıvı kromatografi yönteminin geliştirilmesinde deneysel tasarımın kullanılması, Y.Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta, Türkiye.
- Hamzaçebi, C., Kutay, F., 2003. Taguchi Metodu: Bir Uygulama. ZKÜ Teknik Eğitim Fakültesi Teknoloji Dergisi, 6, 3-4.
- He, L., Liu, Y., Wu, Y., Sun, H., Shen, K., Yang, X., 2021., The effects of process parameters on the rock-breaking efficiency of multi-nozzle jet. Journal of Petroleum Science and Engineering. 206: 108857.
- Hinkelmann, K., Kempthorne, O., 2008. Design and analysis of experiments Volume 1, Introduction to experimental design. John Wiley&Sons, 672 s, New Jersey.

- Huzayyin, A.S., Nada S. A., Rady, M. A., Faris, A., 2006. Cooling an array of multiple heat sources by a row of slot air jets. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 49 2597–2609.
- Incropera, F., and DeWitt, P. D., 2001. *Introduction to heat transfer*, John Wiley & Sons. Inc. (Fourth Edition).
- İzgiz, S., 1999. *Deney tasarımı ve Taguchi Metodu- Ürün ve proseslerin optimizasyonu*. Federal Mogul, 335 s, İstanbul.
- Jambunathan, K., Lai, E., Moss, M., and Button, B. L., 1992. A review of heat transfer data for single circular jet impingement. *International journal of heat and fluid flow*, 13(2): 106-115.
- Jones-Jackson, S., Rodriguez, R., Emadi, A., 2021. Jet impingement cooling in power electronics for electrified automotive transportation: current status and future trends. *IEEE-Transactions on Power Electronics*, 36(9), 10420-10435.
- Kabakuş, A., 2021. Isı alıcılarda elektrosprey soğutma analizi. Doktora Tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum, Türkiye.
- Kabakuş, A., 2012. Kanal akışında optimize edilmiş ısı alıcılarda çarpan jetle ısı ve akış karakteristiklerinin belirlenmesi. Y.Lisans Tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum, Türkiye.
- Kandlikar, S.G., 2002. Fundamental issues related to flow boiling in minichannels and microchannels. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 26(2–4): 389–407. Elsevier.
- Kanokjaruvijit, K., Martinez-Botas, R. F., 2005. Jet impingement on a dimpled surface with different crossflow schemes. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 48: 161–170.
- Karabey, A., 2010. Isı Alıcılarda Çarpan Jet İle Isı Transferinde ısı ve Akım Karakteristiklerinin Deneysel ve Teorik İncelenmesi. Y. Lisans Tezi, Erzurum.
- Kim, Y. H., Lee, D. H., and Han, S. H., 2017. Investigation of impingement surface geometry effects on heat transfer in a laminar confined impinging slot jet. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 115: 347-353.
- Kline, S. J., McClintock, F. A., 1953. Describing uncertainties in single-sample experiments. *Mechanical Engineering*, (75), 3-8.
- Krottmaier, J., 1993. *Optimizing engineering design*. McGraw-Hill Inc., 201 s, New York.
- Lee, D. H., Park, H. J., and Ligrani, P., 2012. Milliscale confined impinging slot jets: Laminar heat transfer characteristics for an isothermal flat plate. *International journal of heat and mass transfer*, 55(9-10): 2249-2260.
- Lee, H., Yoon, H., Ha, M., 2008. A numerical investigation on the fluid flow and heat transfer in the confined impinging slot jet in the low Reynolds number region for different channel height. *Int. J. Heat Mass Transfer*. 51 : 4055– 4068.
- Li, H. Y., Chen, K. Y., Chiang, M. H., 2009. Thermal-fluid characteristics of plate-fin heat sinks cooled by impingement jet. *Energy Conversion and Management*, 50, 2738–2746.
- Maghrabie, H. M., 2021. Heat transfer intensification of jet impingement using exciting jets- Acomprehensive review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 139, p.110684.
- Manay, E., Şahin, B., Dilek, E. F., 2012. Mikrokanallarda nanoakışkanların kullanımı. *TMMOB MMO Mühendis ve Makine Dergisi*, (53), 38-42.

- Mehendale, S. S., Jacobi, A. M., and Shah, R. K., 2000. Fluid flow and heat transfer at micro- and meso-scales with application to heat exchanger design. *Applied Mechanics Reviews*, 53(7), 175-193.
- Mergen, S., 2014. Kanal İçi Akış ve Çarpan Jet İle Birlikte Elektronik Eleman Soğutulmasının Sayısal Olarak İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Miller, J., Miller, J., 2008. Analitik kimyacılar için istatistik ve kemometri. İlke Yayınevi, 312 s, Ankara.
- Montgomery, D. C., 2005. Design and analysis of experiment. John Wiley&Sons Inc., 538 s, New York.
- Moore, B., 2016. Will overheating my CPU cause any real damage. (<https://www.pcgamer.com/cpu-temperature-overheat/> (02.05.2024)).
- Murshed, S. S., De Castro, C. N., 2017. A critical review of traditional and emerging techniques and fluids for electronics cooling. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 78, 821-833.
- Nichilo, P., 2018. Synthetic cooling jet: design and efficiency analysis. Doctoral dissertation, Politecnico di Torino.
- Onstad, A. J., Hoberg, T. B., Elkins, C. J., Eaton, J. K., 2009. Flow and Heat Transfer for Jet Impingement Arrays with Local Extraction, Sixth International Symposium on Turbulence and Shear Flow Phenomena Seoul, Korea, June 22-24, ISSN Online: 2642-0554.
- Örs, E., 2017. Kanal İçi Akış ve Çarpan Jet Kullanımı ile Elektronik Elemanların Soğutulmasının Sayısal Olarak İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Pachpute, S., Premachandran B., 2019. ‘Effect of number of round jets on impingement heat transfer from a heated cylinder’, *Applied Thermal Engineering* 162, 114308.
- Park, T. H., Choi, H. G., Yoo, J. Y., and Kim, S. J., 2003. Streamline upwind numerical simulation of two-dimensional confined impinging slot jets. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46(2): 251-262.
- Penumadu, P. S., and Rao, A. G., 2017. Numerical investigations of heat transfer and pressure drop characteristics in multiple jet impingement system. *Applied Thermal Engineering*, 110, 1511-1524.
- Qian, C., Gheithaghy, A. M., Fan, J., Tang, H., Sun, B., Ye, H., Zhang, G., 2018. Thermal management on IGBT power electronic devices and modules. *IEEE-Access*, 6, 12868-12884.
- Rajaratnam, N., 1976. *Turbulent Jets*, Elsevier, New York, 26-50, 1976.
- Rasool, A. A. A., and Jassim, H. A., 2016. Experimental study of heat transfer of axisymmetric air impingement from an orifice on a modified surface. *Journal of Engineering and Sustainable Development*, 20(2).
- Rhee, D. H., Yoon, P. H., Cho, H. H., 2003. Local heat/mass transfer and flow characteristics of array impinging jets with effusion holes ejecting spent air. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 46: 1049–1061.
- Sahoo, D., and Sharif, M. A. R., 2004. Numerical modeling of slot-jet impingement cooling of a constant heat flux surface confined by a parallel wall. *International Journal of Thermal Sciences*, 43(9): 877-887.

- Saleha, N., Fadela, N., Abbes, A., 2015. Improving cooling effectiveness by use of chamfer on the top of electronic components. *Microelectron Reliability*, 55, 1067-1076.
- Seresht, S., Mohammadi, A., 2021. Liquid fuel distribution in the combustion chamber by jet impingement on small cylindrical obstacles. *'Fuel.'*, 304: 121387.
- Singhal, V., Garimella, S. V., 2007. Induction electrohydrodynamics micropump for high heat flux cooling. *Sensors and actuators A: Physical*, (134-2), 650-659.
- Shariatmadar, H., Momeni, A., Karimi, A., and Ashjaee, M., 2015. Heat transfer characteristics of laminar slot jet arrays impinging on a constant target surface temperature. *Applied Thermal Engineering*, 76: 252-260.
- Sharif, M. A., 2013. Heat transfer from an isothermally heated flat surface due to twin oblique slot-jet impingement. *Procedia Engineering*, 56: 544-550.
- Stevens, J., Webb, B.W., Measurements of the Free Surface Flow Structure under an Impinging Free Liquid Jet. *Journal of Heat Transfer*, 114, 874-879, 1992.
- Şişman, Y., Demirtaş, H., 2016. Tam Faktöriyel Deney Tasarımı ile Kadastro Haritalarının Sayısallaştırılması. *Harita Teknolojileri Elek. Der.* 8(2), 87-98.
- Tan, F., Canbolat, A. S., Türkan, B., Yüce, B. E., 2015. Elektronik cihazların soğutulmasının farklı türbülans modelleri ve duvar yaklaşımları ile CFD simülasyonu. 12. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, İzmir, Türkiye.
- Temiz, R. Ö., 2019. Nanoakışkanların Minikanallarda Karma Taşınım ile Isı Transferinin Destekleyen ve Karşıt Akış Koşullarında Deneysel İncelenmesi. *Y. Lisans Tezi, Erzurum.*
- Travnicek, Z., Antosova, Z., 2020. Impingement heat transfer to the synthetic jet issuing from a nozzle with an oscillating cross section. *International Journal of Thermal Sciences*. 153: 106349.
- Wae-hayee et al., 2019. 'Heat transfer correlation of impinging jet array from pipe nozzle under fully developed flow. *Applied Thermal Engineering* 154, 37-45.
- Wan, C., Rao, Y., and Chen, P., 2015. Numerical predictions of jet impingement heat transfer on square pin-fin roughened plates. *Applied Thermal Engineering*, 80: 301-309.
- Wang, H., Mamishev, A. V., 2012. Heat transfer correlation models for electrospray evaporative cooling chambers of different geometry types. *Applied Thermal Engineering*, (40), 91-101.
- Wong, C. K., Saeid, N. H., 2009. Numerical study of non-Darcian effects on jet impingement cooling in a horizontal porous layer in the mixed convection regime. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 36, 45-50.
- Wong, C. K., Saeid, N. H., 2009. Numerical study of mixed convection on jet impingement cooling in a horizontal porous layer under local thermal non-equilibrium conditions. *International Journal of Thermal Sciences* 48, 860-870.
- Xu, P., Sasmito, A. P., Qiu, S., Mujumdar, A. S., Xu, L., and Geng, L., 2016. Heat transfer and entropy generation in air jet impingement on a model rough surface. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 72: 48-56.
- Yang, T. Y., Peng, H. S., 2009. Numerical study of the heat sink with un-uniform fin width designs. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 52, 3473-3480.
- Yang, W. H., Tarng, Y. S., 1998. Design Optimization of Cutting Parameters for Turning Operations Based on the Taguchi Method. *Journal of Materials Processing Technology*, 84, 122-129.

- Yakut, R., Yakut, K., Yeşildal, F., and Karabey, A., 2016. Experimental and numerical investigations of impingement air jet for a heat sink. *Procedia Engineering*, 157: 3-12.
- Yakut, R., 2013. Altıgen Kanatçıklı Isı Alıcılarda Çarpan Jet İle Isı ve Akış Karakteristiklerinin Deneysel ve Sayısal Olarak Belirlenmesi. Y. Lisans Tezi, Erzurum.
- Yildizeli, A., Cadirci, S., 2020. Multi-objective optimization of multiple impinging jet system through genetic algorithm. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 158: 119978.
- Yıldızeli, A., 2019. Çoklu Çarpan Jet Sisteminin Sayısal Olarak İncelenmesi ve Genetik Algoritma İle Çok Hedefli Tasarım Optimizasyonu. Y. Lisans Tezi, İstanbul.
- Yong, S., Zhou, Z. J., Nan, X. G., 2015. Convective heat transfer for multiple rows of impinging air jets with small jet-to-jet spacing in a semi-confined channel. *International Journal of Heat and Mass Transfer* (86): 832–842.
- Yüncü, H., Kakaç, S., 1999. Temel ısı transferi. Bilim Kitabevi, 454, Ankara, Türkiye.
- Zhu, J., Dou, R., Hu, Y., Zhang, S., Wang, X., 2021. Heat transfer of multi-slot nozzles air jet impingement with different Reynolds number. *Applied Thermal Engineering*. 186: 116470.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler
Adı Soyadı: Cemal TOSUN
Doğum tarihi:
Doğum Yeri:
Uyruğu:
Adres:
E-mail:
Eğitim
Lise:
Lisans:
Yüksek lisans:
Doktora:
Yabancı Dil Bilgisi
Üye Olunan Mesleki Kuruluşlar
Tezden Üretilmiş Yayınlar