



**DÜŞÜK ORIFİS PLAKA MESAFELERİNDE SENTETİK ÇARPMALI
JETLERİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ**

Eda ERGÜR

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

ARALIK 2022

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Eda ERGÜR

19 / 12 / 2022

DÜŞÜK ORİFİS PLAKA MESAFELERİNDE SENTETİK ÇARPMALI JETLERİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Eda ERGÜR

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Aralık 2022

ÖZET

Sentetik çarpmalı jetler ilgili deneysel ve teorik çalışmalar bulunmaktadır. Sentetik çarpmalı jetler sıfır net kütle akısına sahip olup, çevreleyen akışkanı kullanmasından ötürü geniş bir alanda kullanılmaktadır. Bu sentetik jetler akışa momentum transferi yaparak ve bu da sınır tabaka üzerinde yıkıcı bir etki yaratarak ısı transferini iyileştirmeyi sağlamaktadır. Bu çalışmada dairesel, kare ve dikdörtgen geometriye sahip orifisler kullanılarak, düşük orifis plaka mesafelerinde akış ve ısı transferi FloEFD HAD programı kullanılarak sayısal olarak araştırılmıştır. Tekli ve çoklu orifisler kullanılarak $H/d=0,1-1,0$, $f=250\text{ Hz}-500\text{ Hz}$, $t_d=1,5-5$ ve $R=1,25-1,75$ değerleri için çalışmalar yapılmıştır. İlk olarak dairesel, kare ve dikdörtgen orifis geometrisine sahip orifisler için H/d ve frekansın Nusselt sayısına etkileri incelenmiştir. Genel olarak H/d oranı azaldığında ve f değeri arttığında ısı transferinin arttığı görülmüştür. Ayrıca çoklu orifis dizilimlerinde $R=1,75$ değerinde en yüksek ısı transferinin elde edildiği gözlemlenmiştir. Genel olarak orifis plaka kalınlığının ısı transferine etkisi olmadığı hem yerel hemde ortalama Nusselt değerleriyle görülmüştür. Dört uydu orifis sentetik jet mekanizmalarının sıcaklık dağılımlarının daha üniform olduğu gözlemlenmiştir. Özellikle düşük H/d oranında ve yüksek frekanslarda daha yüksek bir ortalama Nusselt sayısı değişimi olduğu görülmektedir.

Bilim Kodu : 91411
Anahtar Kelimeler : Sentetik jet, FloEFD, Isı transferi, CFD
Sayfa Adedi : 129
Danışman : Dr. Öğr. Üyesi Tamer ÇALIŞIR

NUMERICAL INVESTIGATION OF SYNTHETIC IMPINGING JETS AT LOW ORIFICE PLATE DISTANCES

(M. Sc. Thesis)

Eda ERGÜR

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

December 2022

ABSTRACT

There are experimental and theoretical studies on synthetic impingement jets in the literature. Synthetic impingement jets have zero net mass flux and are widely used because of the use of the surrounding fluid. These synthetic jets allow to improve heat transfer by transferring momentum to the flow, which has a destructive effect on the boundary layer. In this study, circular, square and rectangular orifices have been used to investigate numerically the flow and heat transfer for low orifice-to-plate distances by using the FloEFD CFD code. Examinations were carried out for $H/d=0.1-1.0$, $f=250\text{ Hz}-500\text{ Hz}$, $t_d=1.5-5$ and $R=1.25-1.75$ values using single and multiple orifices. Firstly, the effects of H/d and frequency on Nusselt number for circular, square and rectangular orifice geometries were investigated. In general, it was observed that the heat transfer increased when the H/d ratio decreased and the f value increased. In addition, it was observed that the highest heat transfer value was obtained at $R=1.75$ in multiple orifice arrays. In general, it was seen that the orifice plate thickness has no effect on heat transfer with both local and average Nusselt values. It was observed that the temperature distributions of the four satellite orifice synthetic jet mechanisms are more uniform. It is seen that there is a higher average Nusselt number variation especially at low H/d ratio and high frequencies.

Science Code : 91411

Key Words : Synthetic jet, FloEFD, Heat transfer, CFD

Page Number : 129

Supervisor : Assist. Prof. Dr. Tamer ÇALIŞIR

TEŞEKKÜR

Tezimin hazırlanmasında bana her türlü konuda destek olan, anlayış ve yol gösteren ve lisans eğitimim boyunca üzerimde büyük emeği olan Sayın Hocam Dr. Öğr. Üyesi Tamer ÇALIŞIR'a, çalışmalarında bilgi ve yardımlarını esirgemeyen ve bana her türlü desteği sağlayan Sayın Hocam Prof. Dr. Şenol BAŞKAYA'ya en içten teşekkürlerimi sunarım.

Bu çalışma Gazi Üniversitesi Bilimsel Araştırma Proje Koordinasyon Birimi tarafından FYL-2021-7213 No'lu "Düşük Orifis Plaka Mesafelerinde Sentetik Çarpmalı Jetlerin Sayısal Olarak İncelenmesi" proje olarak desteklenmiştir. Tezim boyunca bana sağlamış olduğu imkânlardan dolayı Gazi Üniversitesi Bilimsel Araştırma Proje Koordinasyon Birimine teşekkürlerimi sunarım.

Tüm hayatım boyunca maddi ve manevi hiçbir desteğini esirgemeyen sevgili anneme, babama ve abime çok teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT	v
TEŞEKKÜR	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ	ix
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	ix
SİMGELER VE KISALTMALAR	xii
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	9
2.1. Deneysel Çalışmalar.....	9
2.2. Nümerik Çalışmalar	21
3. PROBLEMİN TANIMI VE MATEMATİKSEL FORMÜLASYON	31
3.1. Problemin Genel Tanımı	31
3.2. Fiziksel Model	32
3.2.1. Varsayımlar.....	33
3.2.2. Kullanılan koordinat sistemi.....	33
3.3. Matematiksel Modelin Tanımlanması	35
3.3.1. Korunum denklemleri	35
3.3.2. Türbülanslı akış ve korunum denklemleri	36
3.3.3. Türbülanslı modelleri ve türbülans modelinin seçimi	38
3.3.4. Sınır şartları	41
3.4. Veri Analizi.....	44
4. SAYISAL YÖNTEM VE ÖN ÇALIŞMALAR	47

	Sayfa
4.1. FloEFD Yazılımı.....	47
4.2. Sonlu Hacimler Metodu ve Kullanılan Hücre Yapısı	48
4.3. Çözümlerin Hücre Yapısından ve Zaman Adımından Bağımsızlaştırılması	49
5. BULGULAR VE TARTIŞMALAR.....	53
5.1. Tek Orifis İçin Çalışmalar	53
5.1.1. Tek orifis için doğrulama çalışmaları	55
5.1.2. Tek orifis için parametrik çalışmalar.....	59
5.2. Çoklu Orifis İçin Çalışmalar	68
5.2.1. Çoklu orifis için doğrulama çalışmaları	70
5.2.2. Çoklu orifis için parametrik çalışmalar	73
5.3. Tek ve Çoklu Orifis Karşılaştırmaları	109
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	113
KAYNAKLAR.....	119
EKLER	126
EK-1. MATLAB Kodu ve Grafiği	127
ÖZGEÇMİŞ.....	128

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 4.1. Zaman adımı bağımsızlaştırma çalışması	51
Çizelge 4.2. Kütle korunumu çizelgesi	52
Çizelge 4.3. Enerji korunumu çizelgesi.....	52
Çizelge 5.1. Çoklu sentetik için orifis plaka dizilimi çizelgesi	74

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 1.1. Sentetik jetin şematik gösterimi	1
Şekil 1.2. Sentetik jetlerde emme ve üfleme gösteren çalışma şeması	2
Şekil 1.3. Sentetik jet oluşturma teknikleri	3
Şekil 1.4. Piston-silindir mekanizmasıyla elde edilen sentetik jet düzeneği	4
Şekil 1.5. Sentetik jet parametreleri	6
Şekil 2.1. Dikdörtgen bir sentetik jetin Schlieren görüntüsü.....	9
Şekil 2.2. (a) Deney düzeneği ve (b) sentetik jetin ayrıntılı çizimi	11
Şekil 2.3. Deney düzeneğinin şeması	13
Şekil 2.4. SPIV (stereoskopik parçacık görüntü hız ölçümü) kurulumunun ve jet aparatının şeması	15
Şekil 2.5. a) Küçük piston tamamen geri çekilirken tamamen açık olan açıklığın görüntüsü. b) Küçük piston tamamen açıldığında tamamen kapalı açıklığın görüntüsü	16
Şekil 2.6. Dönüşümlü karıştırıcılar, sentetik jetler ve mikro pimli kanat dizileri ile önerilen aktif ısı emici sistemin kavramsal şeması; (a) Aktif ısı emici; (b) Sentetik jet dizileri ve karıştırıcı ile tek kanallı konfigürasyon; (c) Salınımlı bir kısa karıştırıcı kanadı ile aktif ısı emici kanaldaki akış davranışı; (d) Isı emici kanal yüzeylerindeki mikro pimli kanat dizileri	17
Şekil 2.7. Deney düzeneğinin şematik diyagramı	18
Şekil 2.8. Deney düzeneğinin şematik diyagramı.....	20
Şekil 2.9. Sentetik jet modülünün şematik diyagramı	22
Şekil 2.10. (Sol): Tasarım konseptinin enine kesit görünümü (Sağ): Isı emici tabanındaki yığılmış katmanın konumunu göstermek için alt ön köşe kesilerek tasarım konseptinin görünümü.	22
Şekil 2.11. Kanonik geometriyi temsil eden fiziksel alanın şeması	23
Şekil 2.12. Çapraz akış konfigürasyonunda mikrokana l üzerine monte edilmiş engel bulunan sentetik jet	24
Şekil 2.13. (a) Hesaplama alanı ve sınır koşullarının şeması ve (b) hesaplama ağı.....	25
Şekil 2.14. Fiziksel durumun şematik sösterimi.....	26

Şekil	Sayfa
Şekil 2.15. (a-b) Tek ve çift orifis için farklı sınır koşullarını gösteren çarpan sentetik jet aktüatörün hesaplama alanının geometrisi.	27
Şekil 2.16. (a-b) Tek ve çift orifis için farklı sınır koşullarını gösteren çarpan sentetik jet aktüatörün hesaplama alanının geometrisi	28
Şekil 3.1. İncelenen geometrinin şematik gösterimi	33
Şekil 3.2. Çalışmada kullanılan çarpmalı sentetik jetin fiziksel modeli (a) 3 boyutlu kesit görüntüsü, (b) 2 boyutlu şematik görünüm.....	41
Şekil 3.3. Alan ortalaması alınmış Nusselt sayısının zamana bağlı olarak değişimi.	45
Şekil 4.1. Ağ hücreleri gösterimi.....	48
Şekil 4.2. Sayısal çalışmanın hücre sayısından bağımsızlaştırılması grafiği.	50
Şekil 4.3. Çözümlerde kullanılan hücre yapısı	50
Şekil 4.4. Çözümlerde kullanılan zaman adımı sonuçları	51
Şekil 5.1. Tek orifisli sentetik jet mekanizması genel modeli.....	54
Şekil 5.2. Tek orifisli sentetik jet orifis geometrisi	55
Şekil 5.3. Dairesel orifise sahip sentetik jetin $f=250$ Hz ve farklı H/d değerlerinde ısı taşınım katsayısının değişiminin Chaudari vd. [11] ile karşılaştırması	56
Şekil 5.4. Kare orifise sahip sentetik jetin $f=250$ Hz ve farklı H/d değerlerinde ortalama ısı taşınım katsayısının Chaudari vd. [10] ile karşılaştırması	57
Şekil 5.5. Dairesel orifise sahip sentetik jetin $H/d=4$ olması durumunda farklı frekans değerlerinde ortalama ısı taşınım katsayısının Chaudari vd. [11] ile karşılaştırması	58
Şekil 5.6. Kare orifise sahip sentetik jetin $f=100$ Hz ve farklı H/d değerlerinde ortalama ısı taşınım katsayısının Chaudari vd. [11] karşılaştırması.....	58
Şekil 5.7. Kare orifis sahip sentetik jetin $f=200$ Hz ve farklı H/d değerlerinde ortalama ısı taşınım katsayısının Chaudari vd. [10] ile karşılaştırması	59
Şekil 5.8. Farklı orifis geometrileri için $f=250$ Hz ve $H/d=0,1$ olduğunda orifis çıkışındaki hızın zamana bağlı değişimi	60
Şekil 5.9. Farklı orifis geometrileri için $f=250$ Hz ve $H/d=1,0$ olduğunda orifis çıkışındaki hızın zamana bağlı değişimi.....	61
Şekil 5.10. Farklı orifis geometrileri için $f=500$ Hz ve $H/d=0,1$ olduğunda orifis çıkışındaki hızın zamana bağlı değişimi.....	62

Şekil	Sayfa
Şekil 5.11. Farklı orifis geometrileri için $f=500$ Hz ve $H/d=1,0$ olduğunda orifis çıkışındaki hızın zamana bağlı değişimi	62
Şekil 5.12. Farklı orifis geometrileri için $f=250$ Hz ve $H/d=1,0$ olduğunda zamana bağlı ortalaması alınmış dikey hızın yükseklik boyunca değişimi.....	63
Şekil 5.13. Farklı orifis geometrileri için $f=500$ Hz ve $H/d=1,0$ olduğunda zamana bağlı ortalaması alınmış dikey hızın yükseklik boyunca değişimi.....	64
Şekil 5.14. $f=250$ Hz ve $H/d=0,1$ olduğunda zaman ortalaması alınmış yerel Nusselt sayısının farklı orifis geometrileri için değişimi.....	65
Şekil 5.15. $f=250$ Hz ve $H/d=1,0$ olduğunda zaman ortalaması alınmış yerel Nusselt sayısının farklı orifis geometrileri için değişimi.....	65
Şekil 5.16. $f=500$ Hz ve $H/d=0,1$ olduğunda zaman ortalaması alınmış yerel Nusselt sayısının farklı orifis geometrileri için değişimi	66
Şekil 5.17. $f=500$ Hz ve $H/d=1,0$ olduğunda zaman ortalaması alınmış yerel Nusselt sayısının farklı orifis geometrileri için değişimi.....	66
Şekil 5.18. Dairesel orifis için $f=500$ Hz ve $H/d=0,1$ olduğunda zamana bağlı olarak değişen akım çizgileri	68
Şekil 5.19. Çoklu orifisli sentetik jet mekanizması genel modeli	70
Şekil 5.20. Çoklu orifisli sentetik jet orifis geometrisi	70
Şekil 5.21. Dairesel orifise sahip sentetik jetin $f=200$ Hz ve $R=1,0$ olduğunda farklı H/d değerlerinde ortalama Nusselt sayısının değişiminin Mangate vd. [38] ile karşılaştırması	72
Şekil 5.22. Dairesel orifise sahip sentetik jetin $f=200$ Hz ve $R=1,25$ olduğunda farklı H/d değerlerinde ortalama Nusselt sayısının değişiminin Mangate vd. [38] ile karşılaştırması	72
Şekil 5.23. Dairesel orifise sahip sentetik jetin $f=200$ Hz ve $R=1,50$ olduğunda farklı H/d değerlerinde ortalama Nusselt sayısının değişiminin Mangate vd. [38] ile karşılaştırması	73
Şekil 5.24. İki uydu orifisi olması durumunda $f=350$ Hz ve $H/d=0,1$ için zaman ortalaması alınmış yerel Nusselt sayısının orifis geometrisi ile değişim.....	75
Şekil 5.25. İki uydu orifisi olması durumunda $f=350$ Hz ve $H/d=1,0$ için zaman ortalaması alınmış yerel Nusselt sayısının orifis geometrisi ile değişim.....	75
Şekil 5.26. İki uydu orifisi olması durumunda $f=500$ Hz ve $H/d=0,1$ için zaman ortalaması alınmış yerel Nusselt sayısının orifis geometrisi ile değişimi.....	77

Şekil	Sayfa
Şekil 5.27. İki uydu orifisi olması durumunda $f=500$ Hz ve $H/d=1,0$ için zaman ortalaması alınmış yerel Nusselt sayısının orifis geometrisi ile değişimi.....	77
Şekil 5.28. İki uydu orifis kullanılması durumunda $H/d=0,1$ ve $R=1,25$ için farklı geometriler ve frekanslardaki çarpma plakasındaki sıcaklık dağılımları.....	78
Şekil 5.29. İki uydu orifis kullanılması durumunda $H/d=1,0$ ve $R=1,25$ için farklı geometriler ve frekanslardaki çarpma plakasındaki sıcaklık dağılımları.....	79
Şekil 5.30. İki uydu orifis kullanılması durumunda dairesel orifis geometrisi, $f=350$ Hz, $H/d=1,0$ ve $R=1,25$ için oluşan akım çizgileri.....	80
Şekil 5.31. İki uydu orifis kullanılması durumunda dairesel orifis geometrisi, $f=500$ Hz, $H/d=1,0$ ve $R=1,25$ için oluşan akım çizgileri.....	81
Şekil 5.32. İki uydu orifis kullanılması durumunda kare orifis geometrisi, $f=500$ Hz, $H/d=1,0$ ve $R=1,25$ için oluşan akım çizgileri.....	82
Şekil 5.33. İki uydu orifis kullanılması durumunda kare orifis geometrisi, $f=350$ Hz, $H/d=1,0$ ve $R=1,25$ için oluşan akım çizgileri.....	83
Şekil 5.34. İki uydu orifis kullanılması durumunda dikdörtgen orifis geometrisi, $f=350$ Hz, $H/d=1,0$ ve $R=1,25$ için oluşan akım çizgileri.....	84
Şekil 5.35. İki uydu orifis kullanılması durumunda dikdörtgen orifis geometrisi, $f=500$ Hz, $H/d=1,0$ ve $R=1,25$ için oluşan akım çizgileri.....	85
Şekil 5.36. İki uydu olması durumunda R değerinin $f=500$ Hz ve $H/d=0,1$ için ortalama Nusselt sayısına etkisi.....	86
Şekil 5.37. İki uydu olması durumunda R değerinin $f=500$ Hz ve $H/d=1,0$ için ortalama Nusselt sayısına etkisi.....	87
Şekil 5.38. Dairesel orifislerde $f=500$ Hz ve R değerinin yerel Nusselt sayısına etkisi (a) $H/d=0,1$, (b) $H/d=1,0$	88
Şekil 5.39. Kare orifislerde $f=500$ Hz ve R değerinin yerel Nusselt sayısına etkisi (a) $H/d=0,1$, (b) $H/d=1,0$	90
Şekil 5.40. Dikdörtgen orifislerde $f=500$ Hz ve R değerinin yerel Nusselt sayısına etkisi (a) $H/d=0,1$, (b) $H/d=1,0$	91
Şekil 5.41. İki uydu orifis kullanılması durumunda $H/d=0,1$ ve $f=500$ Hz için farklı geometriler ve orifisler arası mesafelerde çarpma plakasındaki sıcaklık dağılımları	93

Şekil	Sayfa
Şekil 5.42. İki uydu orifis kullanılması durumunda $H/d=1,0$ ve $f=500$ Hz için farklı geometriler ve orifisler arası mesafelerde çarpma plakasındaki sıcaklık dağılımları	94
Şekil 5.43. İki uydu orifis kullanılması durumunda dairesel orifis geometrisi, $f=500$ Hz, $H/d=1,0$ ve $R=1,50$ için oluşan akım çizgileri.....	95
Şekil 5.44. İki uydu orifis kullanılması durumunda dairesel orifis geometrisi, $f=500$ Hz, $H/d=1,0$ ve $R=1,75$ için oluşan akım çizgileri.....	96
Şekil 5.45. İki uydu orifis kullanılması durumunda kare orifis geometrisi, $f=500$ Hz, $H/d=1,0$ ve $R=1,50$ için oluşan akım çizgileri.....	97
Şekil 5.46. İki uydu orifis kullanılması durumunda kare orifis geometrisi, $f=500$ Hz, $H/d=1,0$ ve $R=1,75$ için oluşan akım çizgileri.....	98
Şekil 5.47. İki uydu orifis kullanılması durumunda dikdörtgen orifis geometrisi, $f=500$ Hz, $H/d=1,0$ ve $R=1,50$ için oluşan akım çizgileri.....	99
Şekil 5.48. İki uydu orifis kullanılması durumunda dikdörtgen orifis geometrisi, $f=500$ Hz, $H/d=1,0$ ve $R=1,75$ için oluşan akım çizgileri.....	100
Şekil 5.49. Dairesel orifislerde $f=500$ Hz, $H/d=1,0$ ve $R=1,25$ olması durumunda ortalama Nusselt sayısının orifis plaka kalınlığı ile değişimi.....	101
Şekil 5.50. Dairesel orifislerde $f=500$ Hz, $H/d=1,0$ ve $R=1,25$ olması durumunda yerel Nusselt sayısının orifis plaka kalınlığı ile değişimi.....	102
Şekil 5.51. Dairesel orifis $f=500$ Hz, $H/d=1,0$ ve $R=1,25$ olması durumunda zamana bağlı orifis çıkışındaki hızın orifis plaka kalınlığına zamana bağlı olarak değişimi.....	102
Şekil 5.52. Dairesel orifislerde dört uydu olması durumunda $f=500$ Hz için farklı H/d değerlerinde ortalama Nusselt sayısının orifisler arası mesafe ile değişimi.....	103
Şekil 5.53. Dairesel orifislerde dört uydu olması durumunda $f=500$ Hz ve $H/d=0,1$ için yerel Nusselt sayısının orifisler arası mesafe ile değişimi.....	104
Şekil 5.54. Dairesel orifislerde dört uydu olması durumunda $f=500$ Hz ve $H/d=0,1$ için yerel Nusselt sayısının orifisler arası mesafe ile değişimi.....	105
Şekil 5.55. Dört uydu orifis kullanılması durumunda dairesel orifisler ve $f=500$ Hz için farklı H/d ve orifisler arası mesafelerde çarpma plakasındaki sıcaklık dağılımları.....	106
Şekil 5.56. Dört uydu orifis kullanılması durumunda dairesel orifis geometrisi, $f=500$ Hz, $H/d=1,0$ ve $R=1,25$ için oluşan akım çizgileri.....	107

Şekil	Sayfa
Şekil 5.57. Dört uydu orifis kullanılması durumunda dairesel orifis geometrisi, f=500 Hz, H/d=1,0 ve R=1,50 için oluşan akım çizgileri.....	108
Şekil 5.58. Dört uydu orifis kullanılması durumunda dairesel orifis geometrisi, f=500 Hz, H/d=1,0 ve R=1,75 için oluşan akım çizgileri.....	109
Şekil 5.59. Dairesel orifisler için f=500, H/d=1,00 ve R=1,25 için yükseklik boyunca merkez jetteki dikey hızın değişiminin karşılaştırılması.....	110
Şekil 5.60. Dairesel orifislerde f=500 Hz ve H/d=0,1 olması durumunda ortalama Nusselt sayısının uydu sayısı ile değişiminin karşılaştırılması.....	111
Şekil 5.61. Dairesel orifislerde f=500 Hz ve H/d=1,0 olması durumunda ortalama Nusselt sayısının uydu sayısı ile değişiminin karşılaştırılması.....	112

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklamalar
A	Diyafram genliği (mm)
A_s	Isıtılan plaka alanı (mm)
d	Merkez orifis hidrolik çapı (mm)
d_u	Uydu orifis hidrolik çapı (mm)
f	Frekans (Hz)
h	Isı transfer katsayısı (W/m ² K)
H	Orifis plaka arası mesafe
h_c	Kavite yüksekliği (mm)
Hz	Hertz
k	Taşınım ile ısı transfer katsayısı (W/m ² K)
L	Plaka uzunluğu (mm)
L_c	Kavite uzunluğu (mm)
m²	Metrekare
Nu	Zaman ortalaması alınmış yerel Nusselt sayısı
Nu_{ort}	Zaman ve alan ortalamalı Nusselt sayısı
p	Basınç (Pa)
P	Periyot
q"	Isı akısı (W/m ²)
r_p	Adım daire çapı (m)
R	Adım oranı (r _p /d)
t	Zaman (s)
t_d	Orifis kalınlığı (mm)
T	Sıcaklık (°C)
T_p	Zaman ortalaması alınmış plaka sıcaklığı (°C)
T_o	Ortam sıcaklığı (°C)
T_{ort}	Zaman ve alan ortalaması alınmış sıcaklık (°C)
U(t)	Anlık hız (m/s)

Simgeler**Açıklamalar** **$V_{jet}(t)$**

Diyafram hızı (m/s)

 W_c

Kavite genişliği (mm)

 x, y, z

Koordinat sistemi

 Δ

Fark

 ε

Disipasyon karakteri

 μ

Dinamik viskozite

Kısaltmalar**Açıklamalar****HAD**

Hesaplmalı Akışkanlar Dinamiği

ort

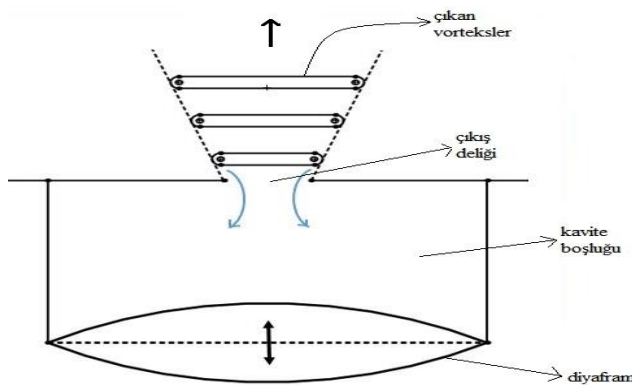
Ortalama

1. GİRİŞ

Son yıllarda giderek artan enerji ihtiyacı, fosil kaynaklı enerji çeşitlerinin limitli olması ve diğer yandan ise yenilenebilir tabanlı enerji çeşitlerinin kullanımına dair teknolojinin gerektiği kadar yaygın olmayışı neticesinde, enerji verimliliği konusu tekrar tekrar gündeme gelmektedir. Bu şekilde enerjinin verimliliğini maksimize eden cihaz ve teknolojilerin tasarımı çok önemli bir duruma gelmiştir. Bu anlamda, sentetik jet konusu özellikle son 10-15 yılda yükselen bir trend haline gelmiştir.

Bununla birlikte, gelişen elektronik endüstrisi ile birlikte, elektronik cihazların ısı tasarımı ve yönetimi her geçen gün önemi artan bir problem olmaktadır. Bu gelişmeyle birlikte, elektronik cihazların performansının artması ile birlikte daha küçük hacimlerde daha yüksek ısı akıları oluşmaya başlamıştır. Ancak, artan ısı akıları ile birlikte bu cihazlarının daha etkili soğutulması gerekliliği ortaya çıkarmış. Bu nedenle, herhangi bir arızayı veya verimsiz çalışmayı engellemek için hacim, ses, güç girdisi vb. kısıtları göz önünde tutan verimli soğutma tekniklerine ihtiyaç vardır.

Bu anlamda, sentetik jetler elektronik elemanların soğutulmasında önemli bir yere sahip olabilecektir ve ümit verici bir yöntem olarak karşımıza çıkmaktadır. Sentetik jetler, “Sıfır Net Kütle Akılı Jetler” (Zero Net Mass Flux-ZNMF) olarak da isimlendirilen bu jet çeşidi literatürdeki çalışmalarda hızlıca yerini almaktadır. Uygulama alanları ve diğer darbeli jet ve sürekli üflemleri jet akışlarına göre daha etkili çözümler sunmaktadır. Bütün bunların sebebi ise, diğer yöntemlerde olduğu gibi bir jet akışı yaratmak için herhangi bir harici bir kütle akışına gerek duyulmamasıdır.

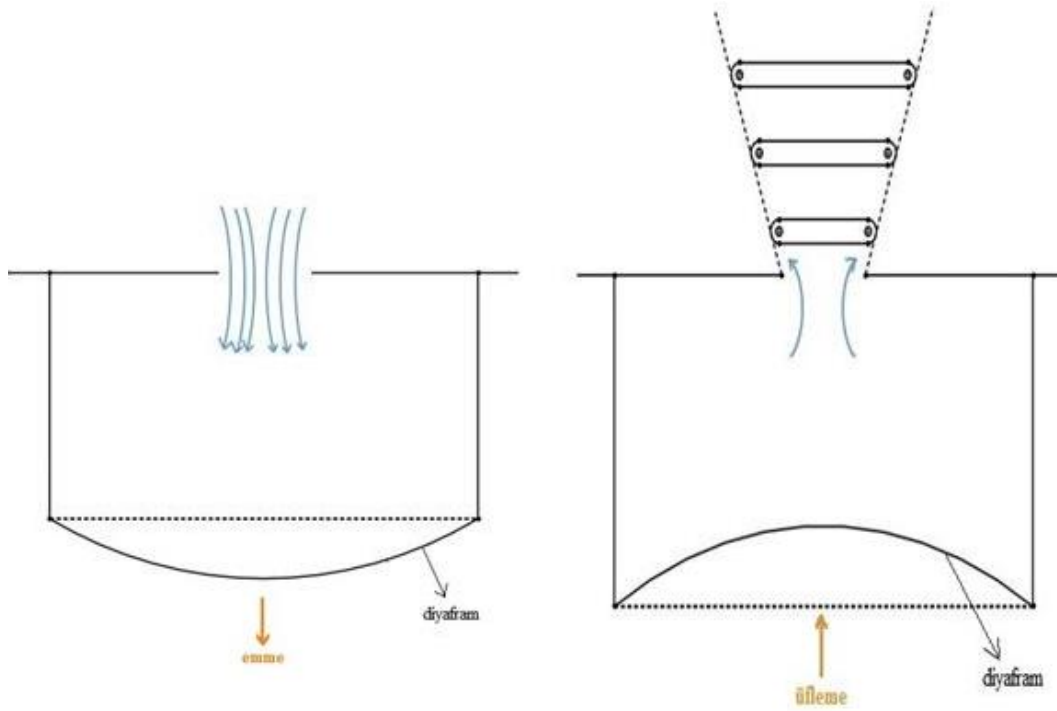


Şekil 1.1. Sentetik jetin şematik gösterimi

Sentetik jetler, periyodik emme ve üfleme yapan, sıfır net kütle akısı özelliğinden dolayı tamamen çevre havayı kullanarak oluşurlar. Bu sentetik jetler akışa momentum transferi yaparak ve bu da sınır tabaka üzerinde yıkıcı bir etki yaratarak ısı transferinin iyileşmesine sebep olmaktadır.

Sentetik jetler, ortam akışkanı ile çalışmaktadır ve herhangi bir kütle ilavesi olmadan sistemde bir doğrusal momentum oluştururlar. İşte bu nedenle sıfır kütle akılı aktüatör denilmektedir.

Sentetik jet aktüatörleri kapalı duvar boşlukları hariç gerekli kavite boşluğu oluşturmak suretiyle bir ya da birkaçına diyafram yerleştirilerek ve bu diyaframın titreşime bağlı olarak bir delik ya da yarık yolu yardımıyla ortamda bulunan akışkandan sentezlenmiş bir jet üreten cihazdır. Bu orifis diyafram ile karşı karşıya bulunmaktadır.



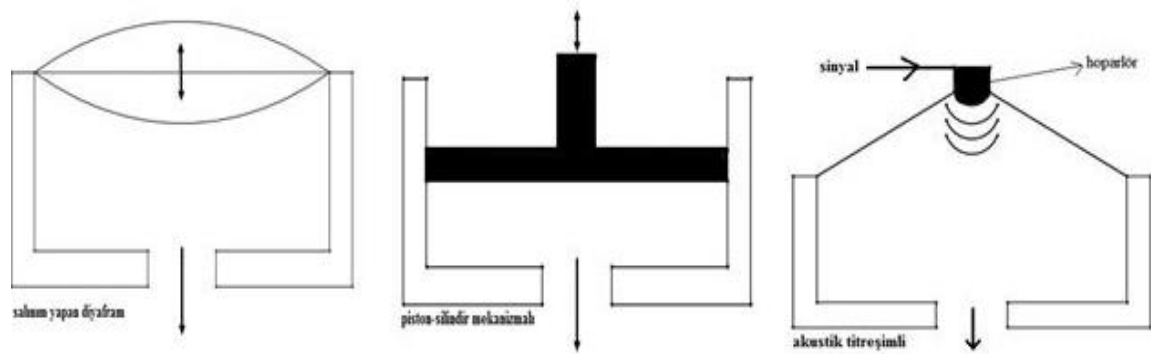
Şekil 1.2. Sentetik jetlerde emme ve üflemeyi gösteren çalışma şeması

Piezoelektrik (salınım yapan), piston silindir mekanizması ve hoparlör (akustik) tipte ktüatör kullanımı ile tahrik sonucunda diyaframın hızı bir şekilde titreşimi ile ortam akışkanı periyodik bir şekilde nozuldan çekilmektedir (emme) ve sonrasında aynen nozuldan dışarı (üfleme) atılmaktadır. Yani diyafram aşağı doğru çekildiğinde (üfleme) ortamda bulunan akışkan aktüatörün kavite boşluğuna dolarken, diyafram yukarı doğru

(emme) çekilmesiyle belirli bir momentum ile akışkan onu cihazdan atmaktadır. Bu diyaframın döngüsüne net kütle değişimi sıfırdır. Diyaframın titreşimi ile momentumunu kendisi üretmektedir. Bu döngülerde emme işlemi sonrasında jet sınır tabakasındaki düşük momentuma sahip akışkanı kavite boşluğuna çekerken, üfleme işlemi sırasında ise jet akışı sınır katmanına daha yüksek bir momentum eklemektedir. Emme ve üfleme sırasında akışkanın dinamik etkilerinin farkının sonucunda oluşan pozitif net momentum özellikle ısıtılmış bir yüzeye çarparak yapılan soğutma için çok uygun bir yöntem haline gelmektedir.

Sentetik Jet Oluşturma Teknikleri

Sentetik jet oluşturma teknikleri esas olarak 3 gruba ayrılmaktadır. Bunlar, piezoelektrik (salınım yapan diyafram), piston silindir mekanizması ve hoparlör (akustik titreşim) kullanılarak oluşturan sentetik jet oluşturmaktadır. Var olan bu 3 teknikte de delik ya da yarıktan sürekli tekrarlayan emme ve üfleme akışı olmaktadır.



Şekil 1.3. Sentetik jet oluşturma teknikleri (salınım yapan, piston-silindir mekanizmalı, akustik titreşimli)

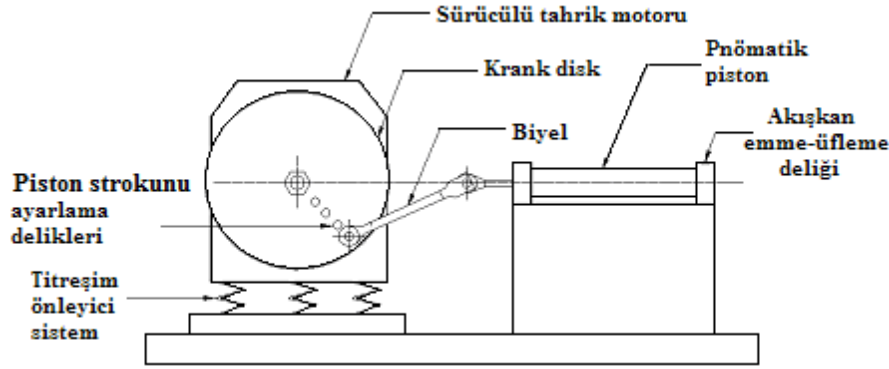
Piezoelektrik (salınım yapan diyafram) sentetik jet

Piezoelektrik diyaframlara elektrik akımı verildiğinde, diyaframın hareketi başlar. Bu hareket salınım şeklindedir ve bu salınım sonucunda diyafram kavite içindeki havayı dışarıya atar ve tekrar geri çeker. Emilen tüm hava diyaframın hareketi vasıtasıyla tekrar üflenmektedir ve nozuldan giren ve çıkan net kütle akışı sıfırdır [1].

Son yıllarda piezoelektrik yöntemi ile sentetik jet oluşumu için kullanılan birçok diyafram malzemesi bulunmaktadır. Bu kapsamda, Bimorph, Thunder (Thin layer composite unimorph ferroelectric driver and sensor) ve Lipca (Lightweight piezocomposite curved actuator) gibi farklı malzemelerden üretilen malzemeler mevcuttur [2].

Piston silindir mekanizması ile elde edilen sentetik jet

Bu yöntemde bir elektrik motoru bağlı bir krank diskinin dönmesi sonucunda emme ve üfleme sağlanmaktadır. Şekil 1.4.'de bir piston silindir ile üretilen sentetik jete örnek sunulmuştur. Görüldüğü üzere krank diskinin bağlanmış biyel kolunu doğrusal harekete dönüştürerek piston içindeki havayı emer veya dışarı iter [3].



Şekil 1.4. Piston-silindir ile üretilen sentetik jet [3]

Hoparlör (akustik titreşim) kullanılarak oluşturulan sentetik jet

Hoparlör kullanılması durumunda genelde bir sinyal üreticiden iletilen farklı sinyaller (sinüsoidal, kare, üçgen vb.) ile frekans ayarlanarak kaviteden orifis vasıtasıyla üfleme ve emme gerçekleştirilmektedir.

Bahsi geçen üç sentetik jet oluşturma yöntemi sayesinde farklı akış yapılarında sentetik jetlerin oluşturulması mümkün olmaktadır. Piston silindir mekanizması ile elde edilen sentetik jetlerde üflenilen hava miktarı yüksek olmaktadır yüksek debi ve hızlar elde edilebilmektedir. Ancak çok fazla hareketli elemana sahip olması nedeniyle ısınma ve titreşim gibi etkiler nedeniyle yüksek frekansların elde edilmesi mümkün olmamaktadır. Bu anlamda, daha yüksek frekanslar diyafram kullanımı ile mümkün olmaktadır. Ancak, bu sistemlerde daha düşük hacim miktarları söz konusudur. Sonuç olarak, bahsi geçen tüm

mekanizmaların birbirlerine göre avantaj ve dezavantajları söz konusudur. Bu anlamda, kullanılacak akış yapısı için en uygun akış uyarma mekanizmasının seçilmesi önem arz etmektedir [1].

Sentetik Jet Kullanım Alanları

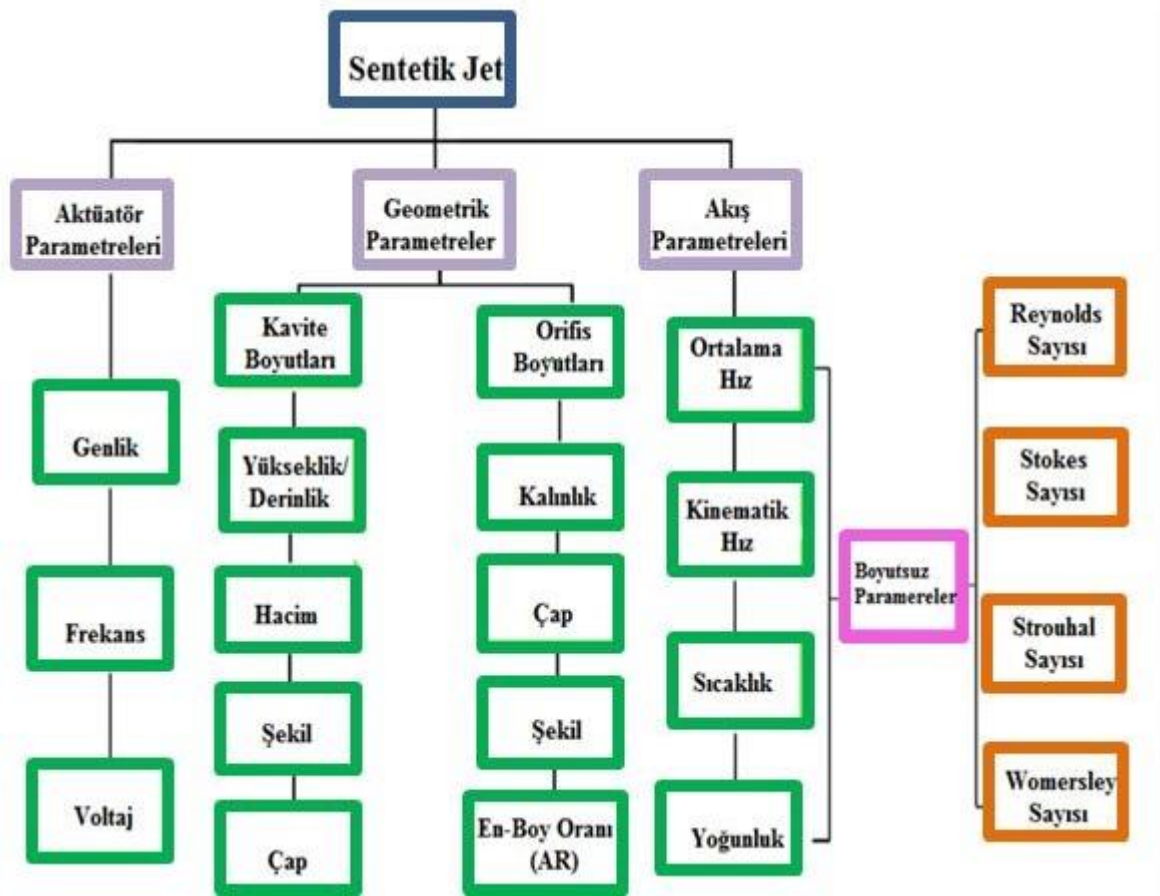
Sentetik jetler, gerek kullanım kolaylığı ve karmaşık parçalara ihtiyacı olmaması gerekse hafifliği ve boyutu yönünden birçok sahada kullanılabilmektedir. Bunlar başlıca olarak,

- Kanatlar üstündeki kaldırma kuvvetinin artırılmasında,
- Elektronik cihazların ve devrelerin etkili bir biçimde soğutulma yapılmasında,
- PEM (Polymer Electrolyte Membrane) yakıt pillerinin çıkışında bulunan yüzeyde pilin çıkış gücünü artırılmasında,
- Mikro Elektro-Mekanik Sistemlerinde (MEMS) kullanılan delik çapının 1 mm'den düşük olması halinde kullanılmasında,
- Cisimlerin etrafındaki akış kontrollerine ilişkin rüzgar tüneline çalışmaları,
- Su sprelerinde ise soğutmaya yönelik performansların artırılmasında,
- Tarım alanında sıkça kullanılan ve uygulanan böcek ilacı sprelerinde ve yakıt enjektör cihazlarında,

Bununla birlikte, sentetik jetlerin basit yapısı, düşük maliyeti ve kullanım kolaylığı avantajları arasında sayılabilmektedir.

Sentetik Jet Parametreleri

Sentetik jetler genel olarak 3 ana parametre altında toplanmaktadır. Sentetik jet diyaframının salınım döngülerini oluşturma koşulları, oluşturulan kavite ve orifis geometrisi ile kullanılan akışkanın belirli özellikleri oluşturulacak sentetik jetin en maksimum seviyede çalışmasını tamamen etkilemektedir.



Şekil 1.5. Sentetik jet parametreleri

Ayrıca minimum güç tüketimi, kompaktlığı, hafifliği ve karmaşık yapılara ve uzun borulara ihtiyaç olmadığı için özellikle küçük hacimlerde elektronik sistemlerin soğutulmasında çok önemli bir rol oynamaktadır. Elektronik elemanların güçlerinin artıp, boyutlarının gittikçe küçüldüğü bu dönemde sentetik jet kullanımı elektronik elemanların verimli ve uzun ömürlü çalışabilmesi için gerekli soğutmanın sağlanmasında gelecek vaat etmektedir.

Araştırmanın Amacı ve Hedefi

Isı transferinin öne çıkan endüstriyel uygulamalarından bir tanesi elektronik elemanların ısı olarak kontrol edilmesidir. Elektronik sanayinin her geçen gün gelişmesi ile birlikte artan ısı akıları ile birlikte küçülen boyutlar nedeniyle soğutma için birçok farklı yöntem kullanılmıştır. Konvansiyonel hava ile soğutma yöntemleri ise sınırlı oranda soğutma sağlamakla birlikte, daha gelişmiş soğutma çözümleri yüksek ısı akılı elektronik

elemanların soğutulmasında rağbet görmektedir. Bu anlamda, sentetik çarpmalı jetler ile soğutma umut vaat eden yöntemlerden bir tanesidir.

Bu kapsamda, mevcut tez çalışmasında, elektronik elemanların küçük hacimlere sahip olmasından dolayı çoklu sentetik çarpmalı jetler kullanarak boyutsuz jet-plaka mesafelerinin birden düşük değerleri için ısı transferi ve akış yapısına etkileri sayısal olarak irdelenecektir. Bu kapsamda, orifislerin geometrisi ve dizilimi, orifis plaka kalınlığı, kavite çapı ve yüksekliği ve sentetik jet uyarma frekansının etkileri ele alınmış ve sentetik jetlerin soğutma performansına etkileri sayısal olarak incelenecektir. Bu parametrelerin özellikle düşük orifis plaka mesafelerinde ısı transferine ve akışa etkilerinin literatüre ve elektronik sanayi bilgi birikimine kazandırılması küçük hacimlerde yüksek ısı akılarının soğutulmasında önem arz etmektedir. Bu anlamda, bu tez çalışmasında, birçok farklı parametrenin ısı transferi ve akışa etkileri sayısal olarak irdelenerek literatüre kazandırılması amaçlanmaktadır.

Yöntem

Bu tez kapsamında düşük orifis-plaka mesafelerinde çoklu sentetik jetler için HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Referans olarak birçok çalışma seçilmiş, parametrik olarak sayısal çalışmalar yapılmış ve incelediğimiz durumlar için karşılaştırma aracı olarak kullanılmıştır. Parametrik çalışmalarda orifis sayısı ve boyutları, kavite boyutları, Reynolds sayısı, orifis-plaka arası mesafe (H/d), çalıştırma frekans değeri (f), adım oranı (R) gibi değişik değerler ele alınıp, incelenmiştir. Bu incelemeler sonunda ısı transferi ve akış analiz verileri elde edilmiştir. Sayısal çalışma kapsamında FloEFD paket programı kullanılmıştır.

Düşük orifis-plaka mesafelerinde çoklu sentetik jetler için parametrik simülasyonlara başlamadan önce FloEFD yazılımı kullanılarak tek delikli sentetik jet için çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Elde edilen veriler baz alınarak ve etkileri incelenmiştir. Parametrik çalışmalarda tüm sentetik jet mekanizması için farklı geometrik boyutlar için sayısal simülasyonlar gerçekleştirilmiş ve sonuçları sunulmuştur.

Parametrik çalışmalardan elde edilen sonuçlara göre farklı geometrik yapılarıdaki düşük orifis-plaka mesafelerinde çoklu sentetik jetlerin ısı analizleri ve akış yapıları

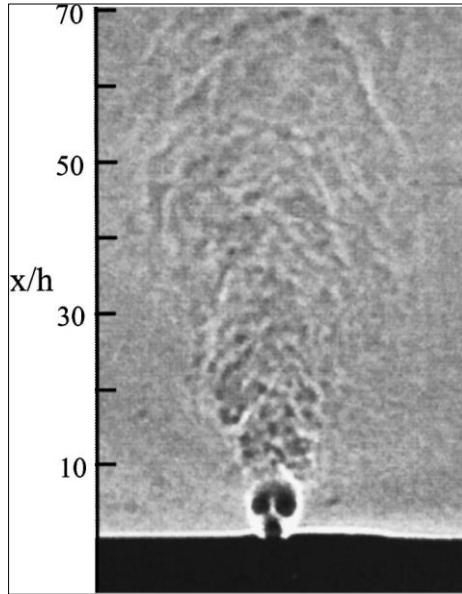
belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlar, referans modelden alınan sonuçlar ile karşılaştırılarak incelenmiştir. Buna göre nihai tasarım olan düşük orifis-plaka mesafelerinde çoklu sentetik jet mekanizması elde edilmiş, parametrik değerlere bağlı olarak HAD analizleri gerçekleştirilmiş ve ısı transferi sonuçları elde edilmiştir.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Sentetik çarpan jetler son yıllarda popülerliğini arttırmış bir konu olarak literatürde yerini almaktadır. Bu bölümde ise literatürde bulunan konu ile ilgili bütün çalışmalar uygun konu başlıkları altında incelenip, özetlenmiştir. Literatür çalışmaları derlemesi deneysel çalışmalar ve sayısal çalışmalar olarak ayrılarak, literatürdeki önemi ve doldurulması gereken boşluk en net biçimde ortaya konulmuştur. Öncelikle deneysel olarak yapılmış çalışmalar sunulmuş ardından ise sayısal olarak çözümlenmiş literatürde varolan çalışmalar irdelenmiştir.

2.1. Deneysel Çalışmalar

Smith ve Glezer sıfır-net kütle akılı jetin (sentetik jet) oluşumu ve gelişimi ile ilgili detaylı bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Sentetik jetlerin, tipik olarak bir delik boyunca akışkanın anlık olarak emilmesi ve üflenmesi ile oluşan girdaplar dizisinin etkileşimleriyle üretildiğini, ve bu sayede net kütle akısı sıfır olduğunu ortaya koymuşlardır. Sentetik jetlerin en önemli ve benzersiz özelliğinin bu sistemlerin bulunduğu ortamdaki akışkan ile çalışmaları ve böylelikle akış sınırı boyunca net kütle girişi olmadan doğrusal momentumu akış sistemine aktarabilir sonucuna varmışlardır [4].

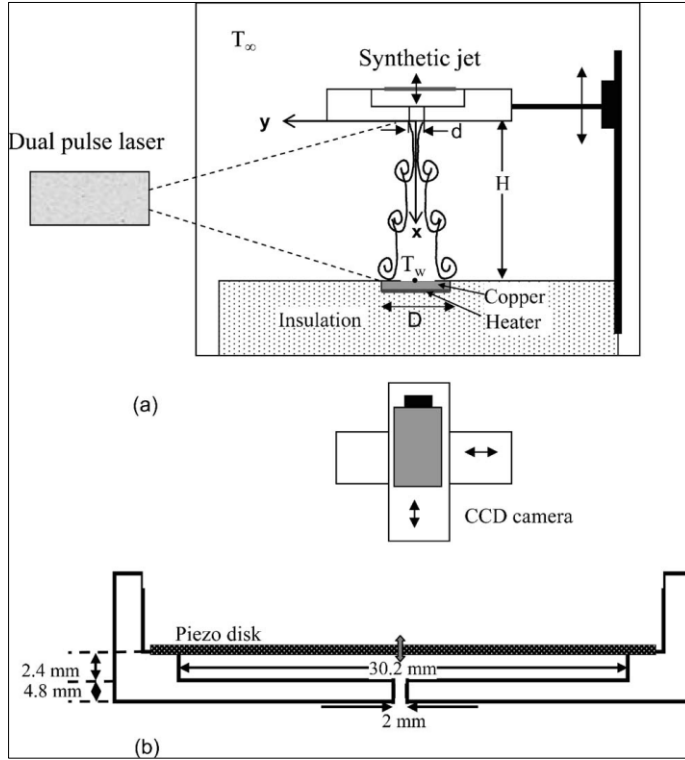


Şekil 2.1. Dikdörtgen bir sentetik jetin Schlieren görüntüsü [4]

Glazer ve Amitay sentetik jetlerin temel yapısına ilişkin birçok çalışmada bulunmuştur. 2002 yılında yaptıkları çalışmalarda türbülanslı bir akışın, kapalı bir boşlukta esneme özelliği sahip bir diyaframın zamana bağlı periyodik hareketiyle bir deliğin kenarında oluşan ters yönde dönen girdap çiftleri dizisinin etkileşimlerini ortaya koymuştur. Jetlerde, net kütle akısı olmasa bile, içeri gönderilen akışkanın hidrodinamik impulsu ve buna bağlı olarak jetin momentumu sıfır olmadığını ortaya koymuşlardır. Vorteks çiftlerinin belirli bir frekansda oluşumunun sağlandığını, jet çıkış düzleminin yakınında ve bunların hızlarının akış yönündeki mesafe ile monoton olarak azaldığını, takip eden bölgenin yerel ortalama hızının ise jet ile arttığı ortaya konulmuştur [5].

Kercher vd. çalışmalarında minyatürleştirilmiş sentetik jet (mikrojet) teknolojisinin mikro elektronik cihazların termal yönetimi alanında uygulanabilirliğini incelemişlerdir. Mikrojet soğutma cihazlarının geometrik parametreleri, soğutma performansları açısından deneysel olarak optimize edilmiştir. Optimize edilmiş mikro jetlerin soğutma performansları, geleneksel jet çarpmasına ilişkin literatürdeki teorik ve deneysel çalışmalarla karşılaştırılmıştır. Mikrojet cihazların soğutma performansları açık bir ortamda havalandırılmalı ve kapalı kutu ortamında incelenmiştir. Jet- plaka mesafesi (H/d) 6,4 ile 8,3 arasında değişen değerlerde ve elektromekanik aktüatör kullanılarak sentetik jet oluşumu sağlanmıştır. Sentetik jet soğutucunun performansının standart soğutma fanları ile karşılaştırılması verilmiştir. Mikrojet tabanlı soğutma cihazları, sistemdeki “sıcak noktalara” yönlendirilebildikleri için yerel soğutma senaryolarında özellikle çok önemli bir rol oynadığı görülebilmektedir [6].

Pavlova ve Amitay sentetik jetler ile çarpan sabit bir ısı akısına sahip yüzeyin soğutma etkinliği ve mekanizmaları deneysel olarak piezoelektrik diyafram kullanarak araştırılmış ve sürekli jetlerle soğutma ile karşılaştırılmıştır. Jet oluşum frekansının ve Reynolds sayısının farklı boyutsuz nozul – plaka (H/d) mesafelerinde etkileri araştırılmıştır. Yüksek oluşum frekansı $f = 1200$ Hz olan sentetik jetlerin, küçük H/d mesafeleri için düşük oluşum frekanslı $f = 420$ Hz olan jetlerden daha iyi ısıyı uzaklaştırabildiğini, düşük frekanslı jetlerde ise daha büyük H/d oranının daha da etkili olduğunu ortaya koymuşlardır. Sentetik jetlerin aynı Reynolds sayısındaki sürekli jetlerden yaklaşık üç kat daha etkili olduğunu göstermişlerdir [7].



Şekil 2.2. (a) Deney düzeneği ve (b) sentetik jetin ayrıntılı çizimi [7]

Gillespie vd.2008 yılında yaptıkları deneysel çalışmada küçük ölçekli, dikdörtgen bir sentetik jetin, düz ısıtılmış bir yüzeyden yerel ısı transferi üzerindeki etkilerini deneysel olarak elde etmişlerdir. Reynolds sayısını yaklaşık 400 olarak almışlardır. Bu çalışmada, sentetik jetlerin, ısıl sınır tabakasını bozan güçlü karıştırma ile ısıtılmış yüzeylerden yerel ısı transferinde önemli ölçüde artış sağlanabileceğini göstermişlerdir [8].

Arik'in çalışmasında ise, yüksek frekanslı sentetik jetin yerel ve ortalama ısı transfer katsayılarına odaklanmıştır. Deneyler 12,5 mm çapında ve 2 mm kalınlığında, 1 mm kare delikli sentetik jetlerle gerçekleştirilmiş ve jetlerde 4500 Hz rezonans frekansında ve voltaj 30 V ile 50 V arasında kullanmıştır. Spesifik ısıtıcı boyutlarına göre ısı transferine etkilerini göstermiş ve doğal konveksiyonun 4 ila 10 katı olduğunu bulmuştur [9].

Choo vd. yaptıkları deneysel çalışmada ısıtılmış düz bir plakaya çarpan mikro ölçekli bir yarık jetin ısı transfer özelliklerini araştırmışlardır. Reynolds sayıları 150–5000 ve boyutsuz nozul-plaka mesafesini 0,5–10 arasında almışlardır. $Re < 2500$ için, mevcut sonuçlardan farklı olarak, bu çalışmada, mikro ölçekli çarpma yarıklı jetin ısı transferi özelliklerinin makro ölçekli çarpma yarıklı jetinkilere benzer olduğunu göstermişlerdir. Re

≥ 2500 için çalışmada mikro ölçekli çarpma yarıklı jetin ısı transferi özelliklerinin makro ölçekli çarpma yarıklı jetinkinden farklı olduğunu elde etmişlerdir [10].

Chaudhari vd. yaptıkları çalışmalarda piezoelektrik aktüatörlü tekli sentetik jet çalışmasında ısıtılmış bir yüzeyin çarpma soğutması üzerindeki etkisini farklı en-boy oranlarına (1–20 aralığında) ve hidrolik çaplara (3,8–8 mm) sahip kare, dairesel ve dikdörtgen şekiller üzerinde gerçekleştirmişlerdir. Reynolds sayısı (Re), ortalama hıza bağlı olarak 950-4000 aralığında iken, orifis- plaka mesafesi 1 ila 25 arasında değiştirmişlerdir. Delik şeklinin sentetik bir jet ile soğutma üzerindeki etkisini ilk kez ortaya koymuşlardır. Kare geometriye sahip delikte ısı transferi gelişiminin dikdörtgen ve dairesel geometrilerden daha büyük olduğu bulmuşlardır. Daha büyük orifis-plaka mesafelerinde aynı sınır koşulları kümesi için $H/d > 5$ sonucuna varmışlardır. Ve nihai olarak, en-boy oranı 3 ile 5 arasında olan dikdörtgen deliğin daha küçük aksenel mesafelerde en iyi performansı verdiğini bulmuşlardır [11].

Bir başka çalışmalarında Chaudhari vd. sentetik bir jetin çarpan ısı transferi özelliklerini incelemişlerdir. Deneyleri Reynolds sayısının 1500-4200 aralığında, ısıtılmış yüzey ile jet arasındaki aksenel mesafenin jet orifis çapına oranı 0–25 ve orifis plakasının orifis çapına göre uzunluğu 8 ile 22 arasında değişen oranlarda gerçekleştirmişlerdir. Sentetik jet ile maksimum ısı transfer katsayısı, doğal konveksiyon için ısı transfer katsayısının 11 katına kadar çıktığını gözlemlemişlerdir [12].

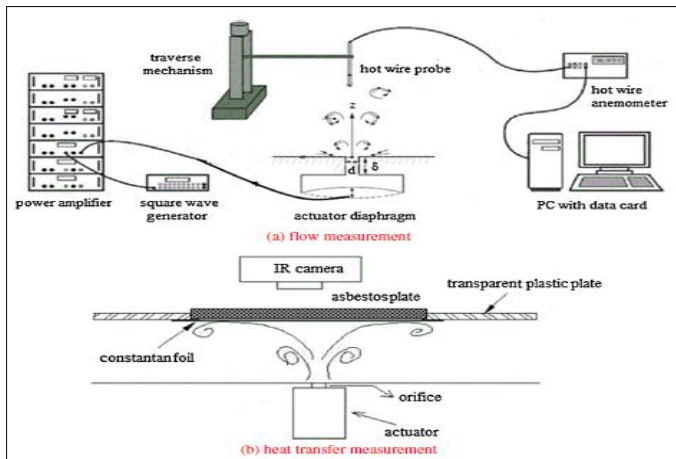
Chaudhari vd. yapmış oldukları diğer bir çalışmada ise çok delikli tek boşluklu sentetik jetler için çok sayıda uydu deliği ile çevrili bir merkez deliği ile farklı konfigürasyonlar için deneyler gerçekleştirmişlerdir. Reynolds sayısını 1000–2600 aralığında iken orifis-plaka mesafesi bu çalışmada 1–30 aralığında değişmiştir. Çoklu delikli sentetik jet ile maksimum ısı transfer katsayısı, doğal ısı transfer katsayısının yaklaşık 12 katı ve geleneksel tek delikli jet ile elde edilenden% 30 daha fazla olduğunu ortaya koymuşlardır [13].

Tesar ve Kordik ise sentetik bir jetin spektral analizini yapmışlardır. Bu çalışmada, elektrodinamik aktüatör ile uyarılan sentetik bir jetin nozul çapı 4 mm ve zorlama frekansı 30 Hz’de üretilen çeşitli konumlarında frekans spektrumlarını sunmuşlardır [14].

Tesar ve Travnicek'in deneysel çalışmalarında yeni bir akışkan diyota dayanan hibrit sentetik jet aktüatörün yeni bir tasarımını göstermişlerdir. Akışkan diodu, statik bir deneyle test etmişlerdir. Aynı deney, düzlemsel geometrisi literatürden alınmış ikinci bir akışkan diyot için gerçekleştirilmişlerdir. En yüksek verimi (%80'in üzerinde), uzun nozullu aktüatörün ikinci rezonans frekansında elde etmişlerdir [15].

Arik vd. çalışmalarında elektronik bileşenlerden önemli miktarda ısıнын bertarafını gerektiren uygulamalarda kullanılabilen iki zorunlu konveksiyon yöntemine (sabit jet akışı ve sentetik jetlerle titreşimli akış) odaklanışlardır. 25,4 mm × 25,4 mm boyutundaki dikey ısıtmalı yüzey kullanmışlardır. 100 ila 3000'e kadar Reynolds sayıları üzerinde hem sabit hem de kararsız jetler için araştırmalar yapmışlardır. Jet-plaka yüzey mesafesinin çarpmalı ısı transferi üzerindeki etkisini de incelemişlerdir. Sentetik jetlerin 100 ila 3000 arasındaki Reynolds sayısı aralığında sabit püskürtmelerden önemli ölçüde daha yüksek soğutma sağlayabildiğini göstermişlerdir. Sentetik jetlerin üstün performansını, kararsız akışla ilişkili girdap atımına bağlandığını açıklamışlardır [16].

Tan ve Zhang çoklu sentetik jet kavramıyla, piezoelektrik aktüatör ile tahrik edilen sentetik jet çarpma soğutmasında deneysel bir ölçüm gerçekleştirmişlerdir. Tek bir kaviteden oluşan ancak tek yarık, tek delikli, üç yarık ve üç delikli gibi farklı nozul geometrilerine sahip çarpan sentetik jetlerin akış ve ısı transfer özelliklerini araştırmışlardır. Genel olarak, tek delikli açıklıktan kaynaklanan sentetik jet, tek delikli açıklıktan gelenlere göre daha güçlü bir sürüklenme ve daha güçlü bir penetrasyon sağladığını ve tek delikli sentetik püskürtme deliğinden daha iyi performans gösterdiğini gözlemlemişlerdir [17].



Şekil 2.3. Deney düzeneğinin şeması [17]

Travnicek vd. yaptıkları deneysel çalışmada dairesel çarpma jetlerinin üretimi ve kontrolüne odaklanmışlardır [18].

Tan vd. yine sentetik jetler üzerine yaptıkları diğer bir çalışmada bir pistonlu aktüatör tarafından tahrik edilerek, ısı transfer özelliklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Sentetik jet ile sürekli jet arasındaki ayrıntılı yerel ve ortalama ısı transferi karşılaştırmasının yanı sıra, menfez şeklinin sentetik jet çarpması üzerindeki etkisini sunmuşlardır. Sonuçlar, sürekli jetin durma noktası yakınında sentetik jete göre daha yüksek yerel ısı transferi sergilediğini göstermişlerdir [19].

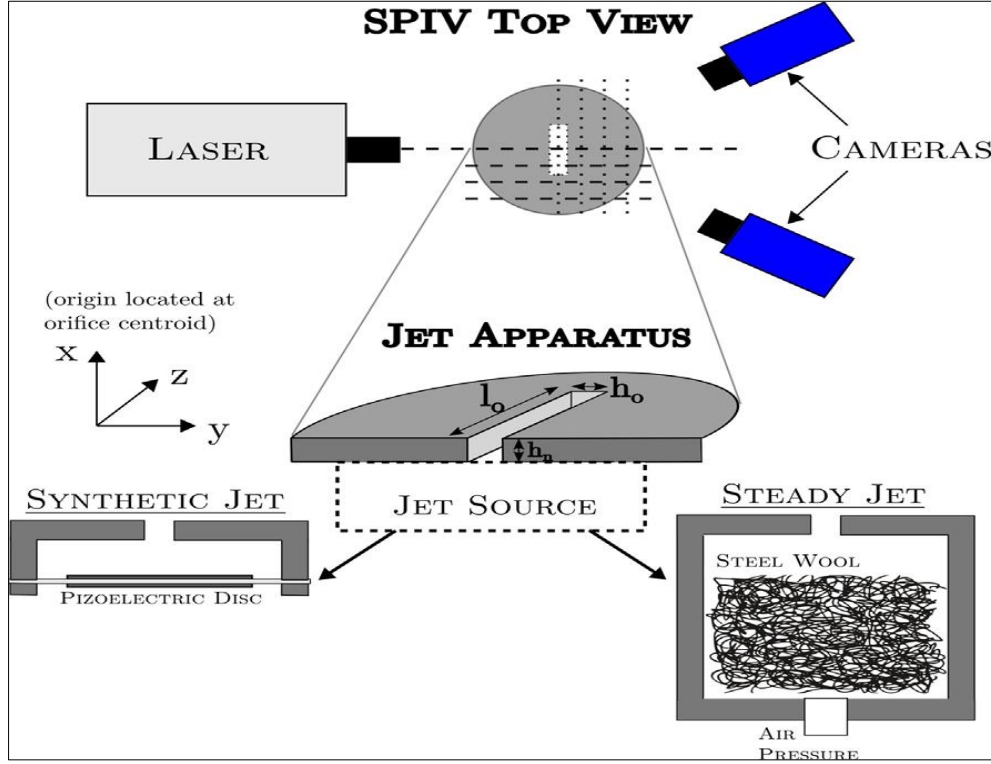
Pikcilingis'in yapmış olduğu deneysel çalışmada disk kalınlığı, delik genişliği ve uzunluğu, boşluk yüksekliği ve kavite çapı gibi farklı geometrik parametreleri ve tahrik voltajı ve frekansı gibi farklı girdi parametrelerini kullanarak sentetik bir jet çalıştırıcının performansını optimize etmeyi amaçlamıştır [20].

Feero vd. ise sentetik jetlerin kavite şekline karşı duyarsız olduğu varsayılan sınırlı sayıdaki sayısal araştırmayı doğrulamak için deneysel bir çalışma yapmışlardır. Kavite hacmi, nozul uzunluğu ve delik çapı gibi diğer parametreleri sabit tutarken, jet performansını incelemek için farklı kavite şekillerine sahip üç eksenli simetrik sentetik jetler kullanmışlardır [21].

Mangate ve Chaudhari bu çalışmalarında çarpan sentetik jetin ısı transferi ve akustik özelliklerini aynı hidrolik çapa sahip elmas ve oval şekilli deliklerden farklı konfigürasyonları kullanılarak deneysel olarak araştırılmışlardır. Deneyler, 100-250 Hz'lik bir uyarma frekansında gerçekleştirilmiş olup, ısıtılmış bakır blok ile orifis plakası arasındaki eksenel mesafenin orifis çapına (z / d) oranı 0-16 aralığında yapmışlardır. Elmas ve oval şekilli deliklerin kullanıldığı ortalama ısı transfer katsayısının maksimum değeri, 200 Hz'de aynı hidrolik çapa sahip dairesel delikle karşılaştırıldığında sırasıyla % 7 ve % 17 daha yüksek ve oval şekilli deliğin, ısı transferi ve akustik açıdan daha iyi performans gösterdiği bulunmuşturlar [22].

Buren ve Amitay'ın yaptıkları deneysel çalışma ise sonlu açıklıklı bir sentetik jet ile sabit bir jeti karşılaştırmışlardır. Her iki jet için de Reynolds sayısı 615 ve 1230 seçilmiş ve

farklı en boy oranlarında sentetik jet akış alanı, sabit jet ile karşılaştırıldığında çok farklı akış davranışı sağladığını gözlemlemişlerdir [23].



Şekil 2.4. SPIV (stereoskopik parçacık görüntü hız ölçümü) kurulumunun ve jet aparatının şeması [23]

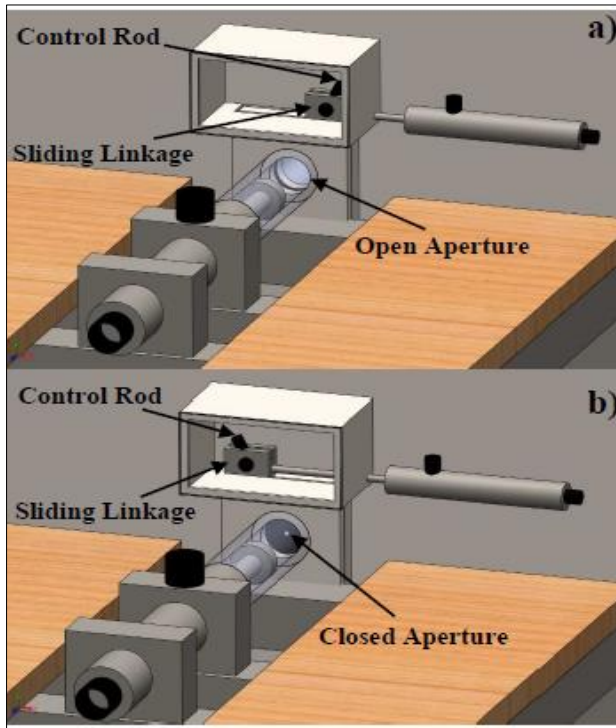
Lee vd., kavite boşluğu ve dikdörtgen jet orifisi oluşturmak için bir hoparlör ve akrilik plakalarla sentetik bir jet aktüatörü yapmışlardır. Dört farklı kavite boyutu (2 mm ila 8 mm arasında değişen) ve iki hidrolik çapa (4 mm ve 8 mm) ve iki en boy oranına (4 ve 8) sahip üç dikdörtgen açıklık şeklini test etmişlerdir [24].

Sykes ve Carpenter'in deneysel çalışmasında mini kanalların uzunluğu boyunca bir sulu glikol karışımı ile birden çok sentetik jetin çarptırılmasını araştırmışlardır. Sentetik jetler kullanılarak, ortalama %81'e varan bir ısı transfer katsayısı artışı elde etmişlerdir. Eşdeğer ısı transfer performansı korunurken basınç kaybının %78 oranında azaltılabileceğini göstermişlerdir [25].

Buchberger vd. yaptıkları çalışmada yumuşak kompozit veya sert neodim mıknatıslar ile birlikte silikon elastomer membranlar kullanan basit sentetik jet (SynJet) aktüatörleri tasarlamışlardır. SynJet aktüatörleri, 5 Hz ile 120 Hz arasındaki düşük frekans aralığında

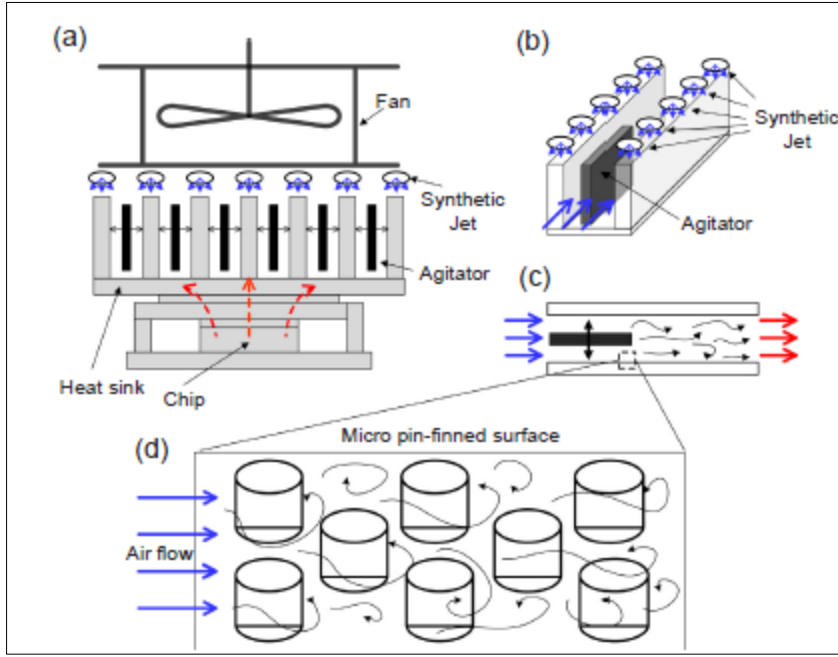
mekanik rezonans frekanslarının yakınında elektromekanik olarak çalıştırılmıştır. SynJet aktüatörleri termal direnci, doğal konveksiyona kıyasla yaklaşık %60 oranında düşürdüğünü göstermişlerdir [26].

Zielinski vd. yaptıkları çalışmada değişken çaplı bir sentetik jetin çarpma soğutması için etkinliğini araştırmışlardır. Her biri 4 Hz’de aynı anda hareket eden bir kapanma irisi ile bir piston tarafından sürülen bir cihaz kullanılmışlardır. Isıtıcı sıcaklıklarını ve güç dağılımını 0,5 ila 10 jet çapları arasında değişen mesafeler için ölçmüşlerdir. 1 ila 3 çap arasındaki jet mesafeleri için, ısı transferinin doğal konveksiyona oranla 4 ila 8 katı kadar arttırıldığını gözlemişlerdir [27].



Şekil 2.5. a) Küçük piston tamamen geri çekilirken tamamen açık olan açıklığın görüntüsü.
b) Küçük piston tamamen açıldığında tamamen kapalı açıklığın görüntüsü [27]

Yeom vd. yaptıkları deneyel çalışmada piezoelektrik öteleme karıştırıcılar ve sentetik jetler, aktif soğutma bileşenleri olarak entegre edilirken, mikro pimli kanatlar pasif soğutma şeması olarak deneysel olarak incelemişlerdir [28].



Şekil 2.6. Dönüşümlü karıştırıcılar, sentetik jetler ve mikro pimli kanat dizileri ile önerilen aktif ısı emici sistemin kavramsal şeması; (a) Aktif ısı emici; (b) Sentetik jet dizileri ve karıştırıcı ile tek kanallı konfigürasyon; (c) Salınımlı bir kısa karıştırıcı kanadıyla aktif ısı emici kanaldaki akış davranışı; (d) Isı emici kanal yüzeylerindeki mikro pimli kanat dizileri [28]

Greco vd. ise sentetik jetlerin soğutma performansları üzerindeki nozul-plaka mesafesi ve strok uzunluğunun birleşik etkisine odaklanmışlardır. Tüm deneyler 5250'ye eşit sabit bir Reynolds sayısında gerçekleştirilirken, boyutsuz strok uzunluğunun ($L_0 / D = 5, 10$ ve 20) ve boyutsuz nozul-plaka mesafesinin $H/D=2-10$ arasındaki değerleri için deneyler gerçekleştirmişlerdir [29].

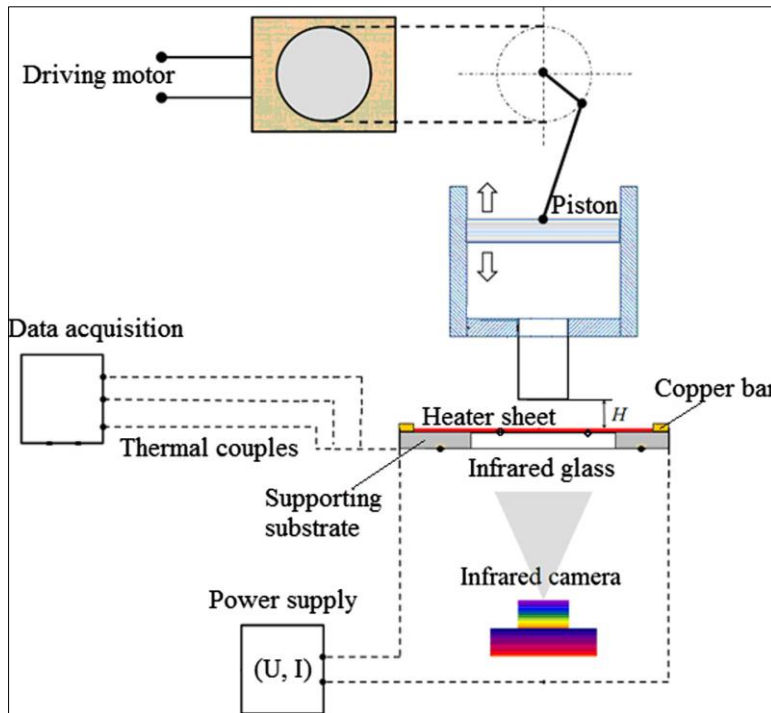
Giachetti vd. sentetik jetlerin çok delikli duvarı, laminar ve türbülans çapraz akış altında ısı transferini artırmak ve çeşitli dinamik konfigürasyonlar için çalışmalar gerçekleştirmişlerdir [30].

Fukuba vd. birden fazla delikten sentetik jet çarpması ile ısıtılmış bir silindirin ısı transfer performansını artırmak için bir yöntem önermişlerdir. Ayrıca sentetik jetler, yüksek basınçlı hava kaynağıyla üretilen sürekli jetlerle karşılaştırılmışlardır. Sonuçlarında, sentetik jetlerin etkilerinin, sürekli jetlerin etkisinden daha büyük mesafelerde geçerli olduğunu göstermişlerdir [31].

Crispo vd. ise nozul çıkışında zikzak elemanlar şeklindeki hoparlör tipte aktüatörler ile sentetik jetleri çarpıtarak elde edilen ısı transferini arttırmaya yönelik deneysel bir araştırma gerçekleştirmişlerdir. Sonuçlar, bir zikzak çıkış geometrisinin, dairesel sentetik jete göre %20'ye varan bir artışla, nispeten küçük nozul – plaka mesafeleri için önemli bir ısı transferi artışı sağlayabildiğini göstermişlerdir [32].

Brouckova vd. yaptıkları deneysel çalışmada elektrikle ısıtılan dairesel bir silindire çarpan sentetik ve sürekli su jetlerini araştırmışlardır. Sentetik jetler aracılığıyla ortalama Nusselt sayısının doğal konveksiyona göre 4,2–6,2 kat arttığını gözlemlemişlerdir [33].

Lyu vd. transmisyon borusu ve nozul çıkış şeklinin sentetik jet çarpma ısı transferi üzerindeki etkilerini pistonla çalışan bir aktüatör kullanarak göstermek için deneysel bir araştırma yapmışlardır. Üç iletim borusu (kısa boru, orta boru ve uzun boru) ve iki nozul çıkış şekli (yuvarlak ve zikzak) ele almışlardır [34].



Şekil 2.7. Deney düzeneğinin şematik diyagramı [34]

He vd. sprey soğutma sisteminin kompaktlığını geliştirmek için, yeni bir çift sentetik jet aktüatör tabanlı atomizasyon cihazı (DSJAA) tasarlamışlardır. Bu atomizasyon sisteminde su, yüksek basınçlı hava kaynağı yerine salınımlı çift sentetik jetle atomize etmişler [35].

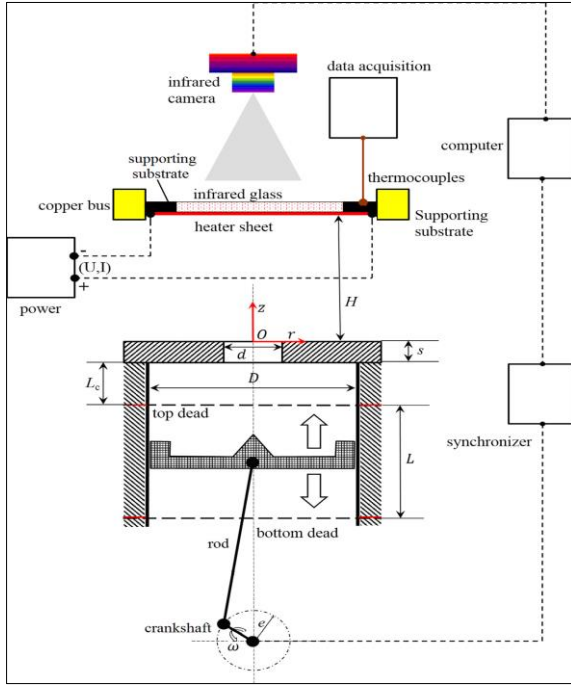
Xu vd. yapılan çalışmada çarpan bir sentetik jetin akış ve ısı transferi özellikleri üzerindeki duvar sıcaklığı (T_{w0}) ve nozul - plaka mesafesinin (H/D) birleşik etkilerini deneysel olarak araştırmışlardır. Sentetik jeti üretmek için bir boşluk-diyafraam aktüatörü kullanmışlardır. Çarpan sentetik jetin soğutma performansı, hem T_{w0} hem de H / D arttıkça kademeli olarak azaldığını gözlemlemişlerdir [36].

Crispo vd. sentetik jet konusunda yaptıkları bu yeni çalışma ise Reynolds sayısı $Re = 4500$, boyutsuz strok uzunluğu $L_0 / D = 28$ ve nozuldaki plakaya olan mesafe $H / D = 2$ 'de çarpma konfigürasyonunda bir zikzak sentetik jetin akış alanını deneysel olarak araştırmışlardır. Dairesel sentetik jetin plaka üzerinde dairesel bir hız modeli sunduğunu gösterirken, zikzak çıkışı sıvının hızlanmasına, dolayısıyla yıldız şekilli bir modelle daha büyük bir çarpma hızına yol açtığını göstermişlerdir [37].

Paolillo vd. dörtlü sentetik jetlerin çarpmasının ısı transferine etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Tek sentetik jetler arasında farklı faz kaymaları eklenerek elde edilen dört konfigürasyon sonucunda 90 derecelik dairesel kaydırmalı jetlerin konfigürasyonunun, en düşük homojenlik derecesine sahip olmasına rağmen, en yüksek ısı transferinin elde edildiğini göstermiştir [38].

Mangate vd. ise çok farklı bir dizilim ve geometride sentetik jet oluşturmuşlardır. Dairesel, oval ve elmas delikli şekillere sahip çok delikli sentetik bir jetin çarpmalı ısı transferi özellikleri, farklı Stokes sayısı, normalleştirilmiş eksenel mesafe ve adım oranında deneysel olarak incelemişlerdir. Nusselt sayısının, sentetik jet aktüatöre aynı giriş gücünü kullanan tek delikli sentetik jetten %75'e kadar daha yüksek olduğunu gözlemlemişlerdir. Elmas şekilli çok delikli konfigürasyonlar, çalışmada incelenen diğer şekillere kıyasla daha iyi termal performans sergilediğini elde etmişlerdir [39].

Lyu vd. yaptıkları çalışmada pistonlu sentetik çarpmalı jetlerin sıcaklık değişiminin ısı transferine etkilerini irdelenmiştir. Sonuç olarak, referans sıcaklığın seçiminin, özellikle küçük jet - yüzey mesafeleri ve yüksek çalışma frekansları altında Nusselt sayısı üzerinde önemli bir etkisinin olduğunu göstermişlerdir [40].



Şekil 2.8. Deney düzeneğinin şematik diyagramı [40]

Travnicek ve Antosova ise deneysel çalışmalarında, bir yüzeye çarpan dikdörtgen bir sentetik jet üzerine odaklanmışlardır. Döngü sırasında nozul kesit alanının periyodik olarak salındığı bir sentetik çarpmalı jetleri irdelemişlerdir [41].

Gil ve Wilk'in yaptıkları deneysel çalışmada çarpmalı sentetik jet ile soğutma sırasında meydana gelen ısı transferi olayları üzerine çalışmalar sunmuşlardır. Sentetik jet, pleksiglas bir boşluk ve bir hoparlörden oluşan özel bir aktüatör tarafından oluşturmuş ve sentetik jet aktüatör geometrisinin ve besleme parametrelerinin ısı transferine etkilerini araştırmışlardır [42].

Yadav vd. yaptıkları çoklu çarpmalı sentetik jet çalışmasında tek bir boşluktan oluşan ancak farklı sayıda delik barındıran sistemlerde akış özelliklerini incelemişlerdir. Uydu deliklerinin sayısı, delikler arasındaki mesafe ve yüzeyin deliklerden konumu, jet etkileşimi olgusunu ve bunun akış devridaimi üzerindeki etkisini değiştirerek gözlemlemişlerdir. İnceledikleri 2 ila 10 arasında değişen jet-orifis plaka mesafelerinde sonuçları çarpan jetler ile kıyaslayarak ortaya koymuşlardır [43].

Singh vd. belirli bir hidrolik çap için dairesel, kare ve dikdörtgen gibi çeşitli nozul geometrilerini kullanarak çarpmalı sentetik jet ısı davranışını irdelemişlerdir. Bu

araştırmada, orifis plaka kalınlığının ısı transferi davranışı üzerindeki etkisi incelemiştir [44].

Lyu vd. yaptıkları çalışmada düzlemsel loblu açıklıktan çıkan tek bir sentetik jetin ısı transferi özelliklerini deneysel olarak incelemiştir. İki spesifik düzlemsel loblu açıklık ve iki farklı çarpma yüzeyi için incelemeler yapmışlardır [45].

2.2. Nümerik Çalışmalar

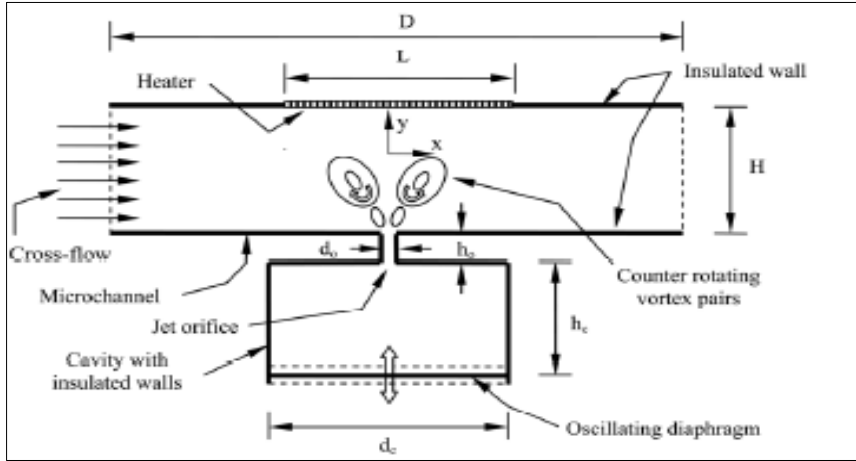
Beratlis ve Smith tek boyutlu bir VCSEL dizisinin soğutulması için sentetik bir jet aktüatörü için çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarında tasarım, bir optimizasyon rutini ile birlikte prototipin iki boyutlu bir akışkanlar dinamiği simülasyonu kullanılarak optimize etmişlerdir [46].

Li'nin yaptığı çalışmada çalışma frekansı, kavite geometrisi ve nozul geometrisinin sentetik çarpmalı jet akış ve ısı transferine etkilerini sayısal incelemiştir. Türbülans modeli olarak ise Shear Stress Transport (SST)/ $k-\omega$ türbülans modeli kullanmıştır. Sentetik çarpmalı jetin ısı transferinin, eşdeğer ortalama jet hızıyla geleneksel jet çarpma ısı transferinden daha iyi performans gösterdiğini elde etmiştir [47].

Zhou ve Wang ise sentetik bir jet aktüatör akış alanı için iki boyutlu Reynolds Ortalamalı Navier – Stokes modeli oluşturmuşlardır. Orifis çapını, kalınlığını ve kavite çapı ve derinliğini içeren farklı tasarım parametrelerini ele almışlardır [48].

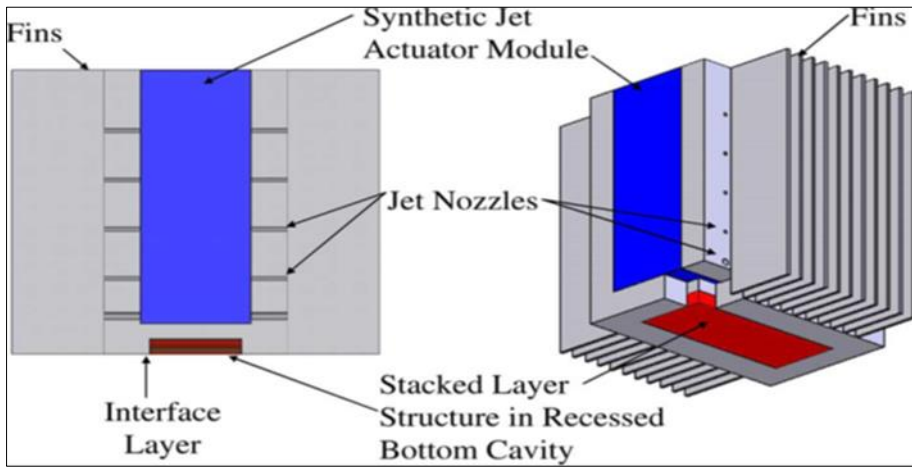
Utturkar vd. bu çalışmada, jet konumunun ve yönünün soğutma performansı üzerindeki etkisini zamana bağlı sayısal simülasyonlarla araştırmışlardır [49].

Chandratilleke vd. mikrokanal tabanlı kanatçıklı yüzeyde ısı transferini artırmak için bir yöntem önermişlerdir [50].



Şekil 2.9. Sentetik jet modülünün şematik diyagramı [50]

Gerlach vd. elektronik çiplerin soğutulması için ısı yayıcılar önermişlerdir. Bu ısı yayıcılar ısıyı sentetik jetlerle soğutulan kanatçıklı yüzeylere iletmektedir. Çalışmalarında, sentetik jetler, kanatçıkların tabanından yayılmış ve bu sayede sentetik jetler ve soğutma ortam havası kanat yüksekliği boyunca akmasını sağlamışlardır [51].



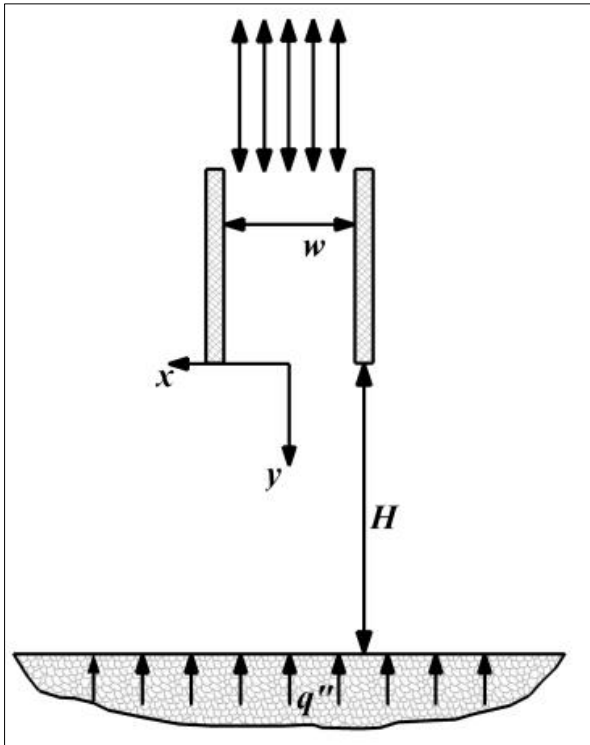
Şekil 2.10. (Sol): Tasarım konseptinin enine kesit görünümü (Sağ): Isı emici tabanındaki yığılmış katmanın konumunu göstermek için alt ön köşe kesilerek tasarım konseptinin görünümü [51]

Jagannatha vd. ise yaptıkları çalışmada bir mikrokanallı sentetik jet hibrit soğutucu içindeki akış, akışkan türbülansını hesaba katmak için SST k- ω türbülans modelini kullanırken kararsız Reynolds ortalama Navier-Stokes denklemleriyle 2 boyutlu sonlu hacim simülasyonu olarak modellemişlerdir [52].

Silva ve Ortega'nın kanonik bir geometri oluşturarak zamana bağlı olarak sentetik çarpmalı jetleri sayısal olarak incelemişlerdir. Reynolds sayısının ve nozul-yüzey mesafesinin H ısı transferi üzerindeki etkisi, bir dizi salınım frekansı üzerinden parametrik olarak incelemişlerdir [53].

Tehrani vd. sabit bir ısı akısı diski üzerinde aksenal simetrik çarpan sentetik jete ilişkin kararsız akış ve ısı transferinin analizine odaklanmışlardır. 16–400 Hz aralığındaki salınım frekansı arttıkça, ısı transferinin de arttığını gözlemlemişlerdir. Duvar boyunca anlık Nu dağılımının esas olarak üretilen girdap halkası ile duvar sınır tabakasının etkileşiminden etkilendiğini göstermişlerdir [54].

Silva ve Ortega diğer bir sentetik jet çalışmalarında üretilme şeklinden etkilenmeyen tamamen salınımlı bir jetin akışını ve ısı transferini incelemek için kanonik bir geometri kullanmışlardır. Karmaşık hız alanı ile ısı transferi arasındaki korelasyon üzerinde ayrıntılı bir analiz yapmışlardır [55].



Şekil 2.11. Kanonik geometriyi temsil eden fiziksel alanın şeması [55]

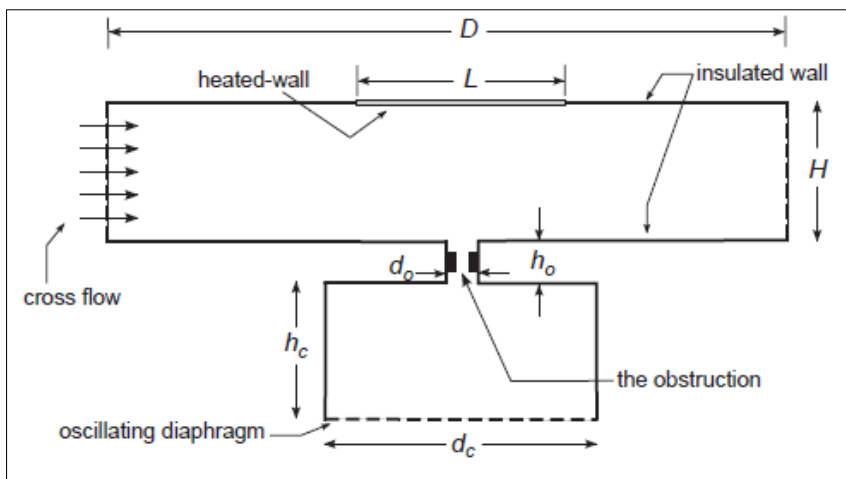
Silva ve Ortega yaptıkları diğer bir çalışmada yine kanonik bir geometri kullanarak zamana bağlı olarak çarpmalı sentetik jetlerin akış alanına etkilerini sayısal olarak irdelemişlerdir [55].

Jain vd. yaptıkları çalışmada sayısal olarak çeşitli kavite parametrelerinin ve orifis/kavite şekillerinin sentetik çarpmalı jetler üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Diyaframın modellenmesinde farklı sınır şartlarını ele almışlardır [57].

Li vd. sentetik jetin optimum tasarımını ve bu faktörlerin sentetik jet performansını nasıl etkilediğini bulmak için hem deneysel hem de sayısal yöntemler kullanmışlardır. Aynı alana sahip dört farklı orifis şekli tasarlamışlar ve kare orifisin en yüksek hıza sahip olduğunu gözlemlemişlerdir. Diyaframın titreşimi, kullanıcı tanımlı hareketli bir duvar olarak tanımlamışlardır [58].

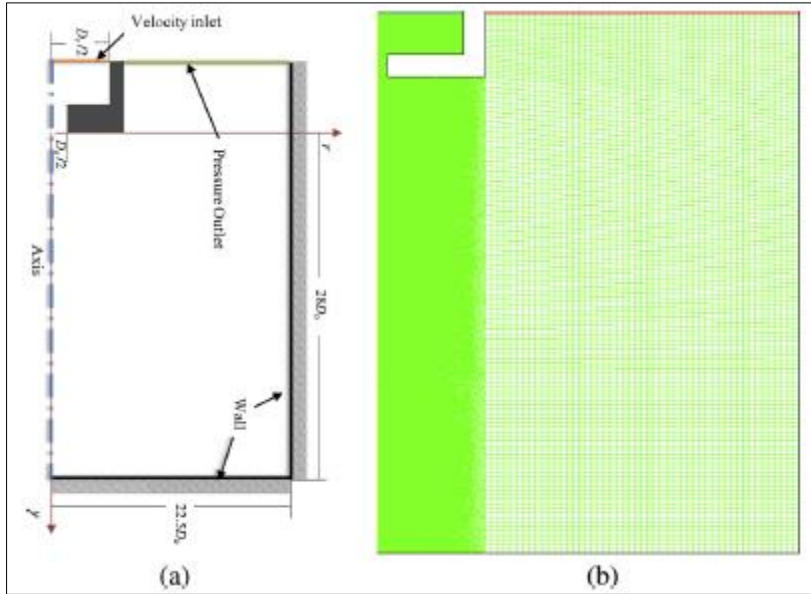
Ebrahim vd. bir kanonik sentetik jet kullanarak jet-yüzey mesafesinin, Reynolds sayısının ve sürüş frekansının ısı transferine etkisi araştırmışlardır [59].

Laouedj vd. yaptıkları çalışmada bir tıkanıklığın jetin oluştuğu deliğin kesitini azalttığı zaman, sentetik bir jet ile bir çapraz akış arasındaki etkileşimde akış yapısını ve zamana bağlı çözülmüş ve zaman ortalama ısı transfer özelliklerini incelemişlerdir [60].



Şekil 2.12. Çapraz akış konfigürasyonunda mikrokanal üzerine monte edilmiş engel bulunan sentetik jet [60]

Xia vd. düşük Reynolds sayılarında durgun bir akışa çıkan dairesel sentetik jetlerin akışını sayısal olarak incelemişlerdir [61].



Şekil 2.13. (a) Hesaplama alanı ve sınır koşullarının şeması ve (b) hesaplama ağı [61]

Huang yaptığı çalışmada sentetik jetler için en uygun tasarımı bulmak için sayısal yöntemler kullanmış ve sentetik jet soğutmanın ısı transfer performansını incelemek için parametrik bir çalışma gerçekleştirmiştir [62].

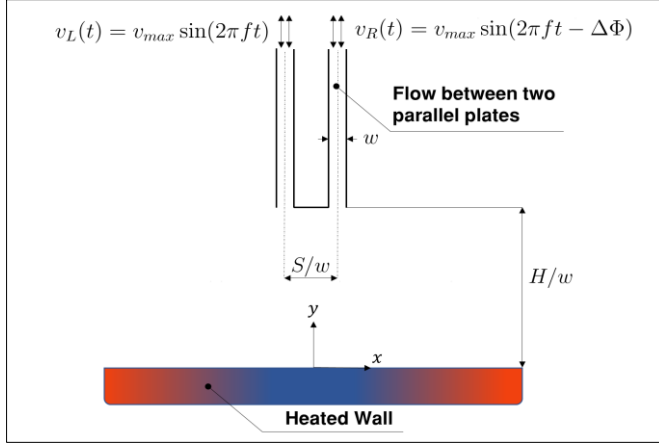
Zhang vd. dinamik ağ yöntemleri sentetik jet çarpmasının, çukurlu / çıkıntılı yüzey üzerine çarptırılmasının ısı transferine etkilerini sayısal olarak incelemişlerdir. Sentetik jetin ısı transferini artırma performansı, doğal konveksiyondan 30 kat daha iyi olduğunu gözlemlemişlerdir [63].

D'Alençon ve Llanca sayısal çalışmalarında çarpmalı sentetik jetleri farklı türbülans modelleri kullanarak ve vorteks-duvar etkileşimini irdelemişlerdir. Bununla birlikte, en uygun türbülans modelinin elde edilmesini hedeflemişlerdir [64].

Llanca ve Ortega çalışmalarında sentetik çarpmalı jetler kullanarak ısıtılmış bir yüzey üzerindeki ısı transferini incelemişlerdir. Kanonik bir geometri ile jet tarafından üretilen girdap dinamiklerine dayalı olarak jet karakteristik hızının bir tanımı geliştirmişlerdir [65].

Llanca vd. çalışmalarında, sayısal olarak kanonik bir geometri geliştirerek çarpmalı sentetik jetleri incelemişlerdir [66].

D'Alençon vd. hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanarak ısıtılmış bir duvara çarpan iki bitişik sentetik jet arasındaki etkileşimleri incelemişler. Çalışmalarında, nozul-plaka mesafesi aktüatörler arasındaki faz farkı, jetler arasındaki mesafe, Reynolds sayısı ve boyutsuz frekans gibi çeşitli çalışma aralıklarını irdelemişlerdir [67].



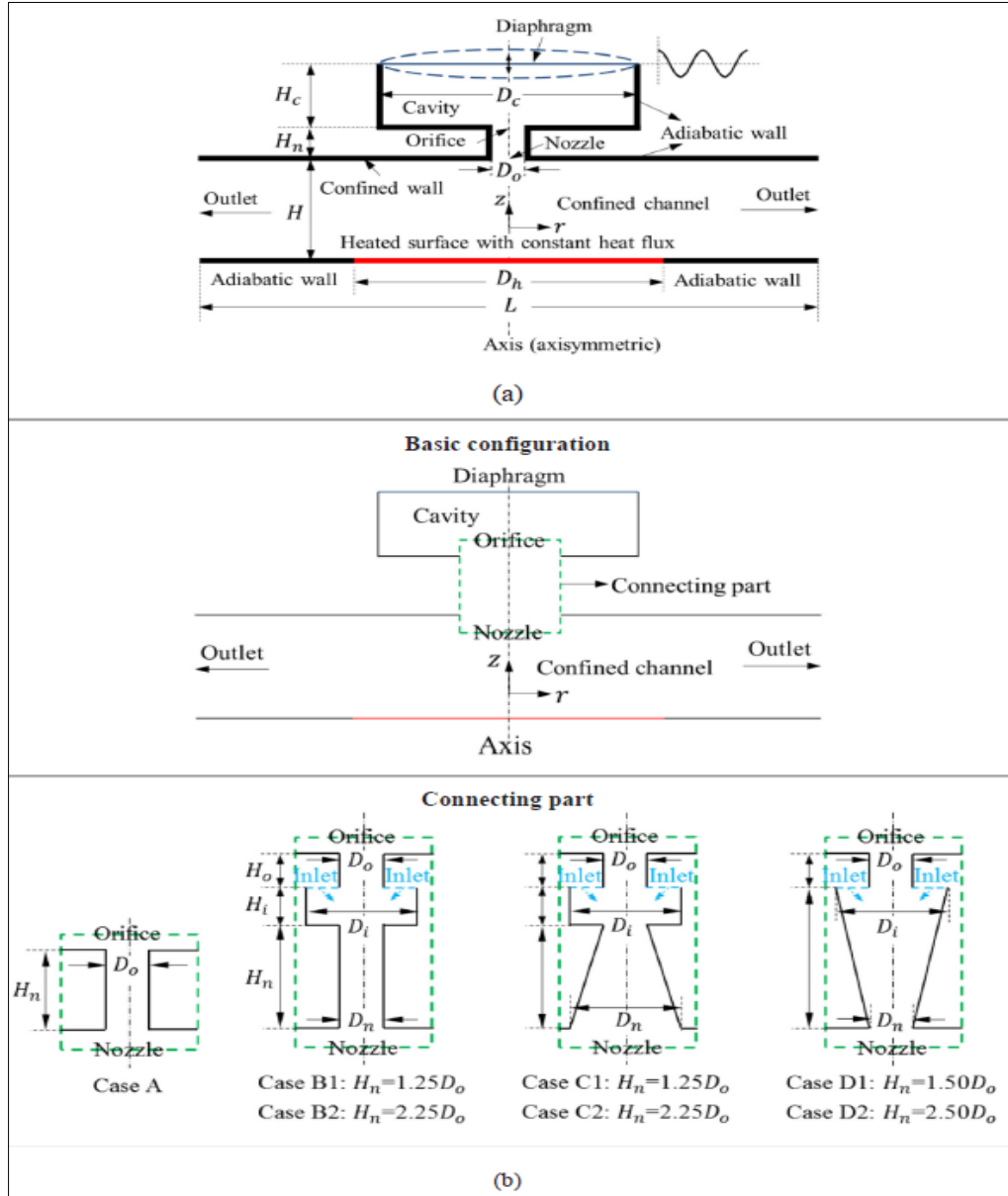
Şekil 2.14. Fiziksel durumun şematik gösterimi [67]

Mu vd. Lattice-Boltzmann yöntemi (LBM) kullanarak, sinüzoidal hız giriş sınırı koşulu kullanan silindirik kaviteye sahip sentetik bir jetin 3 boyutlu simülasyonu gerçekleştirmişlerdir [68].

Zhang vd. ise çalışmalarında, sinüzoidal, dikdörtgen ve üçgen sentetik jetler kullanarak ısıtılmış bir yüzey üzerine çarpmasını sayısal olarak irdelemişlerdir. Farklı Reynolds sayısı, Strouhal sayısı, jet frekansı ve jet-yüzey mesafelerini ele almışlardır [69].

Hatami vd. yaptıkları çalışmada jet-yüzey mesafesinin, Reynolds sayısı ve boyutsuz strok uzunluğunun üç boyutlu olarak çarpmalı sentetik jet üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Bu amaçla, iki farklı türbülans modeli kullanmışlardır [70].

Ahmad ve Qayoum ise voltajın ve frekansın sentetik jet akışkanlarının karakterizasyonu üzerindeki etkilerini ele almak için sayısal inceleme yapmışlardır [71].



Şekil 2.16. (a) sınırlı bir çarpma sentetik jet aktüatörü ve (b) akışkan diyotlara dayalı çeşitli hibrit sentetik jet aktüatör durumlarının geometri şeması [74]

Yukarıdaki tüm literatür çalışmalarıda göz önüne alındığında bu çalışmanın özgün değerleri şunlar olacaktır:

- Literatürde yapılmış olan çalışmalarda tekli sentetik jetler ve bunların değişen geometrik yapıları üzerinden çarpıtılması,
- Son zamanlarda yapılan çalışmaların sadece birkaçı çoklu sentetik jetleri incelemiş ve bu çalışmaların tamamına yakını deneysel çalışma olması,
- Bununla birlikte, düşük orifis - plaka mesafelerindeki çalışmalar oldukça sınırlı ve çok az olması,

- Gelişen elektronik sanayi ile birlikte daha kompakt yapılar hedeflenmesi sebebiyle çok küçük hacimlerde soğutma yapma zorunluluğu bulunmaktadır. Bu anlamda, düşük orifis-plaka mesafelerinin ısı transferi üzerindeki etkilerinin incelenmesi oldukça büyük önem arz etmesi,
- Bu çalışma ile birlikte düşük jet-plaka mesafelerinde farklı geometrili çoklu sentetik jetlerin akış ve ısı transferine olan etkileri literatüre kazandırılmaya çalışılacaktır.
- Bununla birlikte, literatürde bu tarz bir çalışma olmamasından ve günümüzde artan elektronik soğutma yüklerinin artmasından dolayı çalışmanın literatüre katkıları amaçlanmaktadır.

3. PROBLEM TANIMI VE MATEMATİKSEL FORMÜLASYON

Tez kapsamında, ele alınan problem bu bölümde tanımlanmış, problemin sayısal çözümü için model oluşturulmuş ve matematiksel formüller ortaya konulmuştur. Problemin çözüm alanı ve problemin çözümü için kullanılan korunum denklemleri hakkında bilgiler sunulmuştur.

Ayrıca, tezdeki problem çözümü için sınır şartları, korunum denklemleri ve türbülanslı akış çözümlemeleri için kullanılan modeller, bu modellerin seçimi ve açıklamaları hakkında bilgiler bulunmaktadır. Bunlara ek olarak çözümler için kullanılan MATLAB, Simulink, Hesaplamalı Sayısal Akışkanlar Dinamiği kodları ve çözümler hakkında açıklamalar ve bilgiler sunulmuştur.

3.1. Problemin Genel Tanımı

Literatürde bulunan birçok sentetik jetlere ait çalışmalarda tek orifis açıklığına sahip, ısıtılmış yüzey ve orifis-plaka mesafesi büyük olan değerler için çarptırılması sonucu gelişen ısı transferi ve akış özellikleri deneysel olarak incelenmiştir. Yapılan çalışmalar farklı Reynolds sayıları, farklı orifis-plaka mesafeleri, farklı orifis geometrileri ve farklı çalıştırma frekansları için gerçekleştirilmiştir. Isıtılmış yüzey plakası haricinde tüm yüzeyler için adyabatik kabulü yapılmıştır.

Bu çalışmanın ilk basamağında aynı hidrolik çapa sahip 3 farklı geometrideki sentetik jet mekanizmaları için tasarımlar ve analizler yapılmıştır. Bu geometriler dairesel, kare ve dikdörtgen şeklindedirler. Tüm parametrik çalışmalarımızda, esasen çalışmanın temelini oluşturan ve daha önce literatürde bulunmayan düşük orifis plaka arası mesafe (H/d) değerleri ise 0,1 ; 0,15 ; 0,2 ; 0,25 ; 0,5 ve 1 olarak seçilmiştir.

Bütün bu çalışmalar için sentetik jet mekanizmamızın ana boyutları hiç değiştirilmemiş olup, genel geometri $53 \times 58 \text{ mm}^2$ 'lik bir ısıtıcı blok ve $53 \times 58 \text{ mm}^2$ 'lik bir orifis plakası şeklindedir. Kavite boyutumuz ise literatüre uygun bir şekilde oluşturulmuş ve kavite yüksekliği $h_c=6,2 \text{ mm}$ olup, kavite boyutu ise $50 \times 50 \text{ mm}^2$ 'lik bir geometrik yapıya

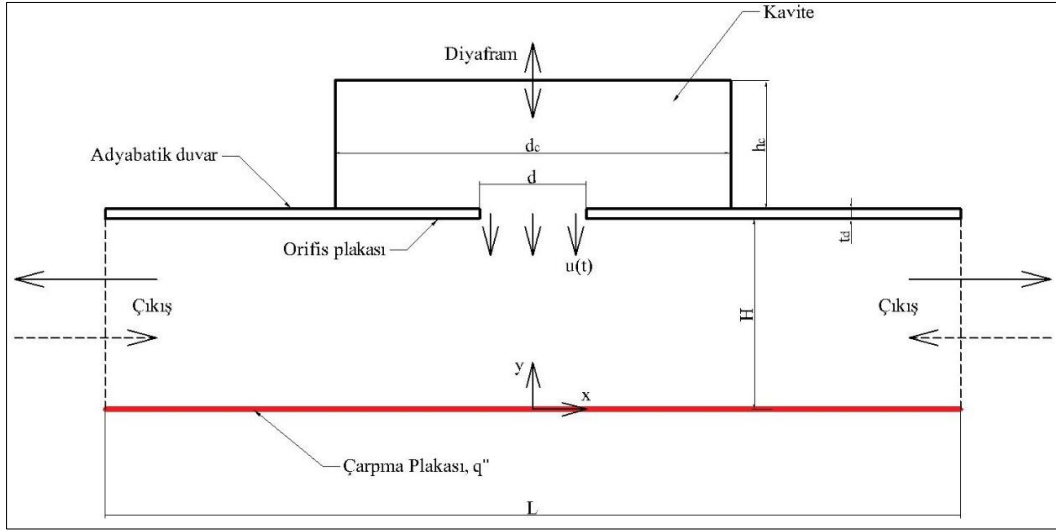
sahiptir. Sisteme emme ve basma hareketini veren diyafram genliği (A) 0,2 mm olarak seçilmiştir.

Tek orifisli sistemimizde, bütün geometrilerdeki orifisler için hidrolik çap 8 mm olarak seçilmiştir. Tek orifise sahip tüm geometriler için oluşturulan orifis plaka kalınlığı (t_d) tüm literatürde de yaygın olarak kullanılan bir değer olan 2,4 mm olarak alınmıştır. Başka herhangi bir kalınlık değeri için çözüm yapılmamıştır. Tezde bulunan tek orifisli çalışmalar için çalıştırma frekanslarımız 250 Hz ve 500 Hz olarak seçilmiştir.

Çalışmanın ikinci basamağında ise; artık çok sayıda orifis barındıran sentetik jet mekanizmasına geçiş yapılmıştır. Çoklu orifis çalışmaları için ise çalışma frekansları 350 Hz ve 500 Hz olarak alınmıştır. Orifis sayısı, merkez orifis hariç 2'li ve 4'lü setler halinde üç boyutlu olarak analiz edilmiştir. Merkez orifis için hidrolik çap tüm çalışma boyunca sabit tutularak 8 mm olarak alınmıştır. Uydu orifis çapları ise merkez orifis çapından farklı olarak 4 mm'lik hidrolik çapa sahip, daha küçük çaplarda seçilmiştir. Çoklu orifis ile oluşturulan sentetik jet mekanizmasında bir diğer etken olarak adım oranı, R dikkate alınır. Adım oranından kasıt ise orifis adım daire yarıçapının r_p , merkez orifis hidrolik çapına d oranıdır. Adım oranı olarak literatürde uygun şekilde $R = 1,25; 1,5$ ve $1,75$ olarak seçilmiştir. Tek orifisli sentetik jet mekanizmamızdan farklı olarak, orifis kalınlığı için 2,4 değerinin dışında 1,5 ve 5 değerleri seçilerek çözümler yapılmıştır.

3.2. Problemin Fiziksel Modeli

Gerçekleştirilen çalışmada incelenen problemin fiziksel modeli ve kullanılan koordinat sistemi Şekil 3.1'de sunulmuştur. Ayrıca, kullanılan varsayımlar yine bu başlık altında izah edilmiştir.



Şekil 3.1. İncelenen geometrinin şematik gösterimi

3.2.1 Varsayımlar

Şekil 3.1.'de de görüldüğü üzere çalışma yatay düzlem üzerine yerleştirilen ısıtılmış bir plaka ile yine bu düzlem üzerinde bulunan, çeşitli orifis geometrisine ve farklı orifis sayısına sahip bir aktüatörün çevresel ve sürekli şartlara bırakılmış bir sentetik jet mekanizması söz konusudur.

Zamana bağlı olarak gerçekleştirilen çözümlerde radyasyon ile olan ısı transferi ihmal edilmiş olup, akış türbülanslı, zorlanmış taşınım ile olan ısı transfer mekanizmasının ölçütleri kabul edilip, hesaplar yapılmıştır. x-z düzlemi üzerine konumlanmış çarpma plakası sabit ısı akısına sahip olup 1000 W/m^2 değeri belirlenmiştir.

3.2.2. Kullanılan koordinat sistemi

Bu tezde ele alınan, nümerik olarak incelenmiş üç boyutlu problem Şekil 3.1.'de sahip olduğu geometri ve kullanılan koordinat sistemi ayrıntılı bir biçimde göz önüne alınmıştır. Sabit ısı akısına sahip plaka x-z düzlemi üzerine yerleştirilmiştir. Isıtılan plaka ile aralarında H yüksekliği bulunan ve d hidrolik çapına sahip orifisler modellenmiştir. Sentetik jetin oluşturduğu akış -y eksenı boyunca devam etmektedir. Sabit ısı akısına sahip plaka L uzunluğuna, W genişliğine ve t plaka kalınlığına sahiptir. Orifis-plaka arasındaki mesafe ise H olarak tanımlanmıştır. Çoklu nozul kullanıldığında orifisler arası mesafe sabit

kalmayıp, parametrik olarak değişkenlik göstermiştir. Burada seçilen değerler literatürde bulunan ve kabul edilen çalışmalara göre belirlenmiş ve seçilmiştir.

Sayısal çözümlerde kullanılan ölçüler aşağıda verilmiştir.

Orifis hidrolik çapı; $d = 8 \text{ mm}$

Uydu orifis hidrolik çapı; $d_u = 3 \text{ mm}$

Plaka uzunluğu; $L = 58 \text{ mm}$

Plaka genişliği; $W = 53 \text{ mm}$

Orifis kalınlığı; $t_d = 1,5 ; 2,4 ; 5$

Kavite uzunluğu; $L_k = 50 \text{ mm}$

Kavite genişliği; $W_k = 50 \text{ mm}$

Kavite yüksekliği; $h_c = 6,3 \text{ mm}$

Diyafram genişliği; $A = 0,0002 \text{ m}$

Adım oranı; $R = 1,25 ; 1,5 ; 1,75$

Boyutsuz Orifis-plaka mesafesi; $H/d = 0,1; 0,15; 0,2; 0,25; 0,5; 0,75; 1$

Bu ölçülerin dışında çalışma yüzeyin ısı akısı $q'' = 1000 \text{ W/m}^2$ ve ortam sıcaklığı $T_o = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ olarak alınmıştır. Çevre sıcaklığının 20°C kabulüyle kullanılan akışkan olan havanın bu sıcaklıktaki değerleri FloEFD programının içinde yer alan kısımlardan otomatik olarak seçilmiştir. Çalışmada sentetik jet mekanizmasını harekete geçirecek olan dalga sinüzoidal formunda olup kullanılan frekanslar olarak tek orifisli sentetik jet sistemi için 250 Hz ve 500 Hz kullanılırken, çoklu orifise sahip sentetik jet sisteminde ise 350 Hz ve 500 Hz kullanılmıştır.

3.3. Matematiksel Modelin Tanımlanması

Bu bölümde ise mevcut problemin çözümü için kullanılacak korunum denklemleri sunulmuştur. Bu denklemlerin verilmesinin yanı sıra, devamında türbülanslı akış çözümlerinde kullanılan model ve model seçimi hakkındaki bilgiler ayrıntılı bir biçimde gösterilmiştir.

3.3.1. Korunum denklemleri

Kartezyen koordinat sisteminde üç boyutlu, zamana bağlı, sıkıştırılamayan akışlar için süreklilik, momentum ve enerjinin korunumu denklemleri bu bölümde sunulmuştur. Bu denklemler hız, basınç, sıcaklık, özkütle ve bunların zamana ve konumuna göre türevleri ile gösterilmiştir.

Süreklilik Denklemi

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3.1)$$

Momentum

x – yönündeki denklem:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right] \quad (3.2)$$

y – yönündeki denklem:

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right] \quad (3.3)$$

z – yönündeki denklem:

$$\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right] \quad (3.4)$$

Yukarıdaki denklemlerde yer alan ν değeri kinematik viskozite ifadesidir.

Enerji

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] \quad (3.5)$$

3.3.2 Türbülanslı akış ve türbülans denklemleri

Türbülans, bir akışkanın hareket halindeki düzensizlikleri olarak ifade edilebilir. Bu bölümde genel olarak türbülans hakkında bilgiler verilmiş ve ilaveten korunum denklemleri de ayrıntılı bir biçimde sunulmuştur.

İki ve üç boyutlu akışlarda yalın veya daha karmaşık akış formlarında, duruma göre belirlenmiş olan Reynolds sayılarının üzerine çıktığında türbülanslı akış hali meydana gelir. Türbülanslı akışların temelini düzeni olmayan ve rastgele hareketler oluşturmaktadır. Buna bağlı olarak akış bölgesinde hızın ve basıncın değişimleri, zamana bağlı olarak devamlı değişim gösterir. Aslında, mühendislik problemlerinin birçoğunda akış formu türbülanslıdır ve buna bağlı olarak türbülans etkilerini açıklayabilecek yöntemlere gereksinim vardır.

Zuckerman ve Lior [76] yaptıkları çarpmalı jet çalışmalarında tipik davranış özelliklerine dair, jetler için uygulama kısıtlarını, akış ve ısı transferi özelliklerini ortaya çıkarmışlardır. Chang-geng ve Jie-min [77] ise yaptıkları hem deneysel hemde nümerik çarpmalı jet çalışmalarında, geniş bir Reynolds sayısı aralığı için ısı transferi ve akış özellikleri göz önüne serilmiştir. Bu bahsedilen her iki çalışmada baktığımızda çarpmalı jetler için Reynolds sayısının 1000 değerinden büyük olduğu durumlarda akış rejiminin türbülanslı olmaya başladığını ortaya koymuşlardır. Yani bu sonuçlar göz önüne alındığında sentetik çarpmalı jetler için de türbülanslı akış rejimi için $Re > 1000$ değeri kullanılmaktadır.

Türbülanslı akış rejimi için parçacıkların yer değiştirmesine dair hesaplama yapmak mümkünatlı değildir. Bu yüzden korunum denklemlerinde yer alan o ana ait ortalama ve salınım hız bileşenlerine ayrılır. Aşağıda verilen eşitlikte bu durumu göstermektedir.

$$u = \bar{U} + u' \quad (3.6)$$

Türbülanslı akış rejimini ifade etmek için ortalama bileşenleri ($\bar{U}, \bar{V}, \bar{W}, \bar{P}$ vb.) ve salınım bileşenleri (u', v', w', p' vb.) kullanılır. Salınım hızını açıklamak adına korunum denklemlerinde yer alan akışa dair değişkenler u, v, w ve p değerleri ortalama ve salınım a ait bileşenlerin toplamı ile değiştirilmektedir [78].

$$u = \bar{U} + u'; \quad v = \bar{V} + v'; \quad w = \bar{W} + w'; \quad p = \bar{P} + p' \quad (3.7)$$

Eşitlik 3.7’de yer alan açıklamalar Eş. (3.1) – (3.4) ile ifade edilen süreklilik ve momentum denklemlerinde yerine yazılırsa ve buna bağlı olarak zaman ortalaması ile bağdaştırdığımızda aşağıdaki türbülanslı akış formuna ait zaman ortalamalı süreklilik ve momentum denklemleri yazılır.

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.8)$$

$$\rho \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{u}_i \bar{u}_j}{\partial x_j} \right) = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u'_i u'_j} \right] \quad (3.9)$$

Zaman ortalamalarının denklemlere sokulmasıyla momentum denklemleri için ek terimler oluşmaktadır. “Terimler hız salınımlarından dolayı oluşan salınımlı hızların ve taşınım momentum transferi çarpımını içermektedir. Burada yer alan ek türbülans gerilmeleri Reynolds gerilmeleri olarak adlandırılır” [78]. Sıcaklık içinde aynı işlemleri tekrar yaptığımızda zaman ortalamalı denklemler oluşturulur.

$$T = \bar{T} + T' \quad (3.10)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u_j \frac{\partial T}{\partial x_j} = \alpha \frac{\partial}{\partial x_j} \frac{\partial T}{\partial x_j} - \frac{\partial \overline{u'_j T'}}{\partial x_j} \quad (3.11)$$

Önceki açıklamalarda da bahsi geçtiği üzere, momentum denklemlerine türbülans kaynaklı ek olarak Reynolds gerilme denklemleri yerleşir. Buna benzer durum enerji denklemlerinde de ortaya çıkar ve bunlarda türbülanslı ısı transferi terimleri olarak adlandırılır. Türbülanslı ısı transferi terimleri Eşitlik 3.11’de yer alan ve en sonda bulunan terimlerdir [79].

3.3.3. Türbülans modelleri ve türbülans modelinin seçimi

Süreklilik denklemleri ve Navier-Stokes denklemleri, dört denklemlilik ve dört bilinmeyenli (u, v, w, p) bir denklem takımı oluşturmaktadır. Çözümlerimiz için ortalama değerler daha önem taşımaktadır. Ancak momentum denklemlerinde zaman ortalama alma işlemi sırasında anlık salınımları gösteren tüm ayrıntılar atılmaktadır. Sonuç olarak altı tane bilinmeyen (Reynolds gerilmeleri) zaman ortalama momentum denklemlerinde ortaya çıkmaktadır. Benzer şekilde zaman ortalama transport denklemlerinde de ilave terimler bulunmaktadır. Türbülansın karmaşıklığı genelde ilave gerilmeleri ve türbülanslı transport terimlerini basit bir şekilde formüle etmeye engel olmaktadır. Türbülans modellemenin temel amacı Reynolds gerilmelerini ve transport terimlerini mümkün olduğunca hatasız elde edecek hesaplama yöntemleri geliştirmektir [78].

Kullandığımız HAD çözücü olan FloEFD tarafından problem Lam-Bremhorst $k-\epsilon$ (LB $k-\epsilon$) türbülans modeli seçilerek çözülmüştür. Böylelikle daha önceden de açıkladığımız üzere türbülanslı korunum denklemlerindeki zaman ortalama büyüklükler ortaya konulmaktadır. Kullanılan Lam-Bremhorst $k-\epsilon$ türbülans modelinde Reynolds gerilmeleri Eşitlik 3.12’de gösterildiği şekilde oluşturulmaktadır [78].

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (3.12)$$

Yukarıdaki eşitlikte yer alan μ_t , türbülanslı viskoziteyi, k türbülanslı kinetik enerjiyi ve δ_{ij} Kronecker deltayı göstermektedir. Kronecker delta [80];

$$i \neq j \rightarrow \delta_{ij} = 0; \quad i = j \rightarrow \delta_{ij} = 1 \quad (3.13)$$

Türbülanslı ısı akısı Eşitlik 3.14 ile oluşturulmuştur [80].

$$\overline{u_i' T'} = \frac{\mu_t}{\rho \sigma_k} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} \quad (3.14)$$

Lam ve Bremhorst tarafından meydana getirilen sönümleme fonksiyonları, sınır tabakası profillerini daha iyi çözümleyebilmek için programa eklenmiştir. Türbülanslı kinetik enerjisi k ve dissipasyon oranı ε , sırasıyla Eşitlik 3.15 ve Eşitlik 3.16'da sunulmuştur [81].

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho \bar{u}_i \frac{\partial k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + G_k - \rho \hat{\varepsilon} \quad (3.15)$$

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho \bar{u}_i \frac{\partial \hat{\varepsilon}}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \hat{\varepsilon}}{\partial x_i} \right] + f_1 C_1 \mu_t \frac{\hat{\varepsilon}}{k} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + C_1 G_k - f_2 C_2 \rho \frac{\hat{\varepsilon}^2}{k} \quad (3.16)$$

Denklem takımlarında yer alan türbülanslı kinetik (μ_t) viskozitesi Eşitlik 3.17 ile ortaya konulmaktadır.

$$\mu_t = f_\mu C_\mu \rho \frac{k^2}{\hat{\varepsilon}} \quad (3.17)$$

Lam-Bremhorst k - ε türbülans modelinde duvar fonksiyonları kullanılmamaktadır. Standart k - ε türbülans modelinden farklı olarak deneysel sabitler C_μ , C_1 ve C_2 'nin sırasıyla sönümleme fonksiyonları ile çarpılması ile ortaya çıkmaktadırlar. Sönümleme fonksiyonları standart modelde birdir [80].

$$f_\mu = [1 - \exp(-0,0165 Re_z)]^2 \left(1 + \frac{20,5}{Re_t} \right) \quad (3.18)$$

$$f_1 = \left(1 + \frac{0,05}{f_\mu}\right)^3 \quad (3.19)$$

$$f_2 = 1 - \exp(-Re_t^2) \quad (3.20)$$

Eşitliklerde yer alan Re_t ve Re_z sırası ile türbülans Reynolds sayısını ve duvar yakınındaki türbülans Reynolds sayısını belirtmektedir ve Eşitlik 3.21 ve Eşitlik 3.22 ile ortaya konulmaktadır [81].

$$Re_t = \frac{\rho k^2}{\mu \hat{\varepsilon}} \quad (3.21)$$

$$Re_z = \frac{\rho k^{1/2} z}{\mu} \quad (3.22)$$

C_1 , C_2 ve C_μ LB k- ε türbülans modeline ait kullanılan sabit katsayılardır. Ek olarak, σ_k ve σ_ε sırasıyla k ve ε için türbülanslı Prandtl sayılarıdır. Eşitlik 3.23'te yer alan deneysel sabitlerin değerleri gösterilmiştir [81].

$$\sigma_k = 1,00; \quad \sigma_\varepsilon = 1,314; \quad C_1 = 1,44; \quad C_2 = 1,92; \quad C_\mu = 0,09; \quad \sigma_B = 0,9 \quad (3.23)$$

Türbülans ile ilgili sınır şartları k ve ε için direkt verilmemiş ve Eşitlik 3.23 ve Eşitlik 3.24 ile hesap yapılmıştır [81].

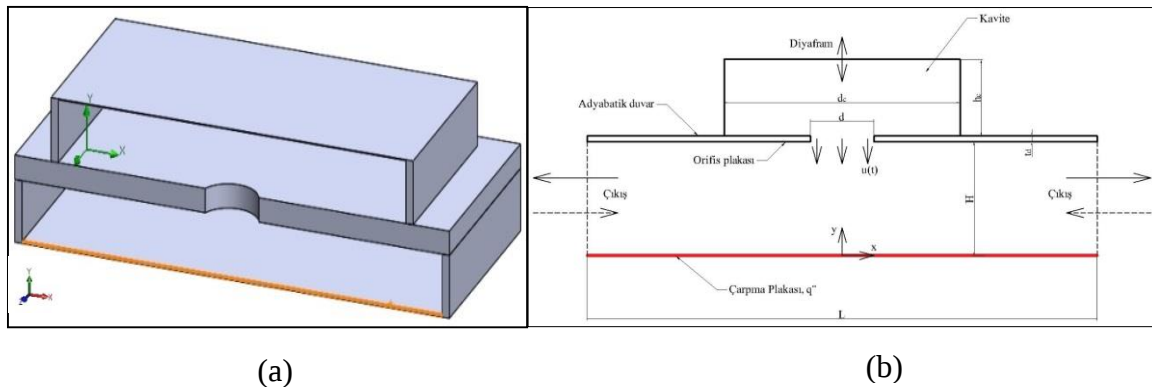
$$k = (T_i v)^2 \quad (3.24)$$

Eşitlikte yer alan T_i değeri türbülans yoğunluğunu, v ise giriş hızını simgelemektedir [81].

$$\varepsilon = (C_\mu C_d)^{3/4} \frac{k^{3/2}}{L} \quad (3.25)$$

3.3.4. Sınır şartları

Sentetik jetler ile ilgili uygulanan sınır şartları çözülen problemin fiziksel olarak tanımlanmasında gerekli olan bir parametredir. FloEFD HAD yazılımında çok sayıda sınır şartı bulunmaktadır. Fiziksel problemi doğru olarak modelleyebilmek için sınır şartlarının doğru olarak tanımlanması önem arz etmektedir. Sınır şartların daha iyi anlaşılması adına akış alanı Şekil 3.2’de gösterilmiştir. Bunlar diyaframa tanımlanan giriş, çıkış ve duvar sınır şartları şeklindedir.



Şekil 3.2. Çalışmada kullanılan çarpmalı sentetik jetin fiziksel modeli (a) 3 boyutlu kesit görüntüsü, (b) 2 boyutlu şematik görünüm.

Giriş sınır şartları

Bu bölümde giriş sınır şartları anlatılmıştır. Burada çalışma akışkanı olarak hava kullanılmıştır ve türbülanslı sınır şartları gösterilmiştir. Problemde yer alan giriş sınır şartı yalnızca orifisten emme-basma işlemi sırasındaki sinüzoidal faza sahip hız kullanılmıştır. Burada akışın tam gelişmiş halde olduğu kabulü yapılmıştır.

$$U = 0; \quad V = V_{jet}; \quad W = 0; \quad T = T_{jet} = 20^\circ C \quad (3.26)$$

Türbülanslı akış formu sınır şartları k ve ε için denklemler direkt olarak sunulmamıştır.

Eşitlik 3.27 ve Eşitlik 3.28 kullanılarak hesaplama yapılmıştır.

$$k = (T_i V_{jet})^2 \quad (3.27)$$

Aynı durumda ε için giriş sınır şartı:

$$\varepsilon = (C_\mu C_d)^{3/4} \frac{k^{3/2}}{L} \quad (3.28)$$

eşitlikleri kullanılarak hesaplanmıştır.

Diyaframın salınım hareketi, Matlab programlama dilinde yazılmış, kullanıcı tanımlı fonksiyon (UDF) olan dinamik bir harekete sahip diyafram modellenmesi FloEFD HAD çözücüsü programı kullanılarak nihai tasarım haline getirilmiştir. Diyaframın ilk konumu ($t=0$ olduğunda) boşluğun alt kısmında alınır. Diyaframın zamana bağlı yer değiştirmesi şu şekilde tanımlanır.

$$x(t) = A \sin(2\pi ft) \quad (3.29)$$

burada t zaman, A genlik ve f frekansı göstermektedir. Bu çalışmada birçok farklı frekans değeri kullanılmış ve $A = 0,0002$ m olarak seçilmiştir. Eşitlik 3.29'un türevi alınarak diyaframın hareket hızı Eşitlik 3.30 ile gösterildiği şekilde elde edilmiştir.

$$V_{\text{jet}}(t) = 2\pi f \cos(2\pi ft) \quad (3.30)$$

bu denklem ile giriş sınır şartı oluşturulmuştur.

Duvar Sınır Şartı:

Kullandığımız HAD yazılımında yer alan düşük Reynolds sayısı türbülans modelinde duvar fonksiyonları uygulanmadığından, duvarlarda bu fonksiyonlar yerine kinetik enerji ve disipasyon oranı için

$$k = 0; \quad \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} = 0 \quad (3.31)$$

sınır şartları kullanılmıştır. Sentetik jetin oluşturulduğu diyafram ve ısıtılmış çarpma plakasının meydana getirdiği duvarlarda ortalama hızlar kaymazlık sınır şartından ötürü sıfır alınmıştır.

$$U = 0; \quad V = 0; \quad W = 0 \quad (3.32)$$

Sentetik jet mekanizmasının en altında yer alan ısıtılmış çarpma plakasına sabit ısı akısı sınır şartı verilmiştir.

$$q'' = \text{sabit} = 1000 \frac{W}{m^2} \quad (3.33)$$

Çıkış Sınır Şartı

Çıkış sınır şartında ise çıkıştaki k ve ε sınır şartları için düşük ve yüksek Reynolds sayılı tasarımlarda aynı sınır şartları kullanılabilmektedir. Bunlar her bir eksen için;

$$x \text{ yönü için; } \frac{\partial k}{\partial x} = 0; \quad \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} = 0 \quad (3.34)$$

$$y \text{ yönü için; } \frac{\partial k}{\partial y} = 0; \quad \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} = 0 \quad (3.35)$$

$$z \text{ yönü için; } \frac{\partial k}{\partial z} = 0; \quad \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} = 0 \quad (3.36)$$

Şekil 3.29.'da ortaya konulduğu üzere diyaframın hava basma süresince çarpma sonrası çıktığı ve emme aşamasında havanın emildiği konumlar x ve z yönündedir. Bu konumlar çıkış olarak modellenmiştir. Bununla birlikte, çıkış konumlarında hız ve sıcaklık gradyanları sıfır olarak alınmıştır.

$$x \text{ yönü için; } \frac{\partial U}{\partial x} = 0; \quad \frac{\partial V}{\partial x} = 0; \quad \frac{\partial W}{\partial x} = 0; \quad \frac{\partial T}{\partial x} = 0; \quad P = P_o \quad (3.37)$$

$$z \text{ yönü için; } \frac{\partial U}{\partial z} = 0; \frac{\partial V}{\partial z} = 0; \frac{\partial W}{\partial z} = 0; \frac{\partial T}{\partial z} = 0; P = P_o \quad (3.38)$$

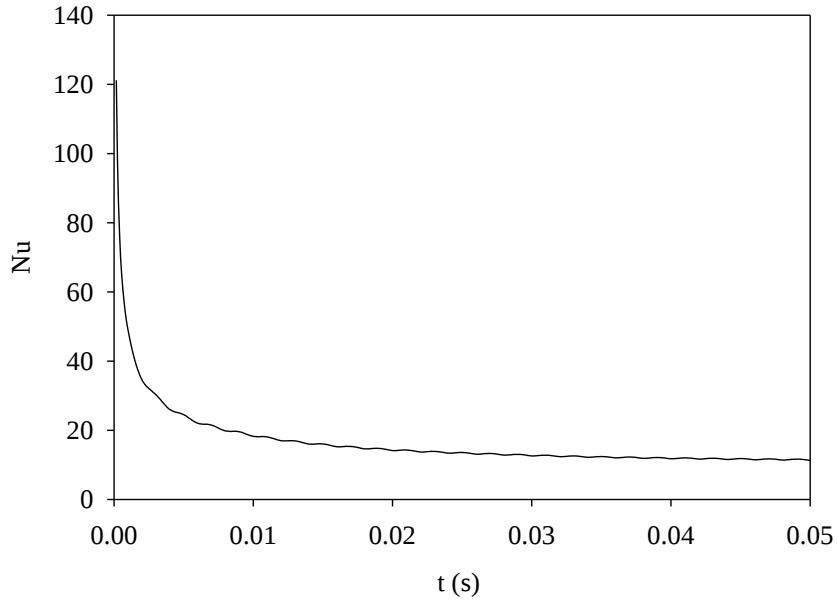
3.4. Veri Analizi

Bu çalışmada Kartezyen koordinatlarda üç boyutlu, kararsız, sıkıştırılamaz ve türbülanslı bir akış ve ısı transferi varsayılmıştır. Çalışmada türbülanslı kütle, momentum ve enerji denklemleri çözülmüştür. Lam ve Bremhorst tarafından önerilen sönüm fonksiyonlarına sahip LB k-ε türbülans modeli, türbülans niceliklerini çözmek için kodda uygulanmıştır. Bu çalışmada toplam çözüm süresi (t) 0,05 saniye olarak, periyodik bir çözüm seçilmiştir. Sonuçlar, zaman ortalamalı yerel Nusselt sayısı ve zaman ve alan ortalamalı alınmış Nusselt sayısı şeklinde sunulmuştur. Bu anlamda, zaman ortalaması alınmış yerel Nusselt sayısının hesaplanması için Eş. (3.39) kullanılmıştır.

$$Nu = \frac{hD}{k} = \frac{q'' \cdot D}{k(T_p - T_o)} \quad (3.39)$$

Eşitlik 3.39.'da görülen T_p ifadesi zaman ve alan ortalaması alınmış yüzey sıcaklığı ile yer değiştirildiğinde zaman ve alan ortalaması alınmış Nusselt sayısı hesaplanabilmektedir.

Eşitlik 3.39.'de görüldüğü üzere alan ortalaması alınmış Nusselt sayısının zamana bağlı değişimi verilmiştir. Görüldüğü üzere Nusselt sayısı çözümün ilk saniyelerinde düzene girmemişken ani bir düşüş yaşanmaktadır. Bununla birlikte, 0,01 saniyeden sonra sentetik jet sistemi kararlı hale gelmekte ve sonrasında sabit bir Nusselt değeri elde edilmektedir. Yapılan tüm çözümlere ilişkin sonuçlarda da Nusselt sayısı kararlı hale gelmiş zamanlar için alınmıştır.



Şekil 3.3. Alan ortalaması alınmış Nusselt sayısının zamana bağlı olarak değişimi

4. SAYISAL ÇÖZÜM YÖNTEMİ VE ÖN ÇALIŞMALAR

Mühendislik problemlerinin çözümlenmesi için sayısal, deneysel ve analitik olmak üzere 3 farklı yöntem vardır. Problem çözümünde sayısal, deneysel ve analitik yöntemler tek başlarına kullanıldığı gibi birlikte de kullanılabilir. Hesaplama akışkanlar dinamiği, esasen akışkanlar mekaniği ile birlikte ısı transferi uygulamaları, kimyasal reaksiyon çözümleri, mühendislik ve doğaya ilişkin birçok alandaki problemlerde kullanılmaktadır. Bu çalışmamızda hesaplama akışkanlar dinamiği çözücüsü (HAD) programı olarak FloEFD yazılımı kullanılmıştır. FloEFD programı, verilen sınır şartları ile korunum denklemlerinin sonlu hacimler yöntemini kullanarak çözüm yapmaktadır. Programın genel tanımı ve çalışma prensipleri bu bölümde tanıtılmıştır.

4.1. FloEFD Yazılımı

FLOEFD yazılımı, CAD modellerinin içindeki ve dışındaki akışkan (gaz veya sıvı) akışlarını ve ayrıca bu modellere (arasında, içinde) konveksiyon, radyasyon ve iletim ile ısı transferini hesaplamak için kullanılabilen ve CAD tabanlı bir hesaplama akışkanlar dinamiği yazılımıdır.

FloEFD, akışkanlar için kütle, momentum ve enerji korunumu formülasyonları olan Navier-Stokes denklemlerini çözmektedir. Belirli bir problem nihai geometrisinin, sınırının ve başlangıç koşullarının tanımıyla belirtilir.

FloEFD yazılımı kullanılarak laminar ve türbülanslı akışların çözümü mümkündür ve yazılım laminar ve türbülanslı akışların çözümünde bir denklem takımı kullanmaktadır. Laminar akış, kullanılan hız ve uzunluk ölçeklerinin çarpımı ile kinematik viskoziteye bölümü ile tanımlanan Reynolds sayısının düşük değerlerinde meydana gelirken, türbülanslı akış için Reynolds sayısı belirli bir kritik değeri aştığında türbülanslı akış meydana gelmektedir. Türbülanslı akışları tahmin etmek için, türbülansın akış parametreleri üzerindeki zaman ortalama etkilerinin dikkate alındığı Favre-ortalama Navier-Stokes denklemleri kullanılır. Bu prosedür aracılığıyla, ek bilgilerin sağlanması gereken denklemlerde Reynolds gerilmeleri olarak bilinen ekstra terimler görülür. Bu denklem sistemleri için FloEFD, türbülanslı kinetik enerji ve bunun dağılma oranı için $k-\epsilon$

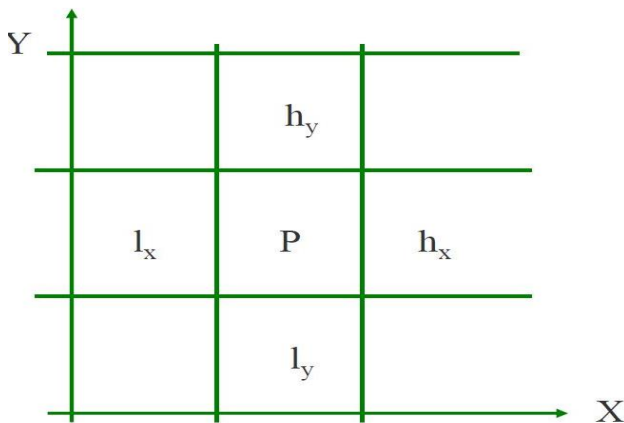
modeli olarak adlandırılan taşıma denklemlerini kullanır. FloEFD hem laminar hem de türbülanslı akışları tanımlamak için kullanılan denklem sistemini içinde barındırmaktadır. Ayrıca, laminar durumdan türbülanslı duruma ve/veya tam tersine geçiş mümkündür [81].

Laminer/Türbülanslı Sınır Tabaka Modeli

Duvara yakın bölgelerdeki akışı ortaya koymak adına bir laminar/türbülanslı sınır tabaka modeli kullanılır. Bahsi geçen bu model, Modifiye Edilmiş Duvar Fonksiyonları temelindedir. Buradaki modelimiz, duvarlara yakın bölgelerdeki laminar ve türbülanslı akışları göstermek adına ve laminardan türbülanslı akışa ve tersi geçişleri göstermek adına kullanılmaktadır. Değiştirilmiş duvar fonksiyonu, logaritmik profil yerine bir Van Driest profili kullanır. Duvara yakın ağ hücresinin boyutu, sınır tabakası kalınlığından büyük ise integral sınır tabakası yaklaşımı kullanılır [81].

4.2. Sonlu Hacimler Metodu ve Kullanılan Hücre Yapısı

FloEFD yazılımı sonlu hacim (SH) yöntemine dayalı ayrı bir sayısal yöntemle ana denklemleri çözer. Burada kartezyen koordinat sistemi kullanılır. Uzak ayrıklaşmasını elde etmek için, bir geometri sınırından uzakta eksen yönelimli dikdörtgen ağ kullanılır. Bu nedenle, kontrol hacimleri (ağ hücreleri) dikdörtgen paralel yüzlerdir. Geometri sınırına yakın kartezyen kesme hücreleri yaklaşımı kullanılır. Bu yaklaşıma göre, sınıra yakın ağ, geometriyle kesişen orjinal paralel yüzlü hücreler kesilerek orjinal arka plan kartezyen ağından kesilerek elde edilir.



Şekil 4.1. Ağ hücreleri gösterimi [81]

Sonuç olarak, sınıra yakın hücreler, bu durumda çokyüzlülerdir. Böylece FloEFD, düzenli ağa dayalı yaklaşımların avantajlarını ve geometri sınırlarının son derece hassas temsiline sahiptir.

Ayrıca, geometri ve çözüm özelliklerini hesaba katmak için FloEFD yazılımında yerel ağ iyileştirmesi kullanılmaktadır. Genellikle katı/akışkan ara yüzünde, yüksek gradyanlı bölgelerde vb. kullanılır.

Tüm fiziksel parametreler, kontrol hacmi kütle merkezlerindeki değerleri kullanmaktadır. Yazılımda korunum denklemleri integral formunun doğrudan ayrıklaştırılması ile kullanılmaktadır.

Dikdörtgen hesaplama alanı otomatik olarak yada manuel olarak oluşturulabilir. Bu nedenle katı gövdeyi çevreler ve kartezyen koordinat sistemi belirtilen eksenlerine ortogonal sınır düzlemlerine sahiptir. Ağ yapısının oluşturulması sonucu olarak, yerel olarak sıklaştırılmış dikdörtgen bir hesaplama ağı elde edilir.

Hesaplamadan önce yukarıda bahsedilen hücre yapısı oluşturulmasından sonra elde edilen ağ tüm çözüm özelliklerini yeterince temsil edememektedir. Bu dezavantajın üstesinden gelmek için, hücre yapısı düşük gradyanlı bölgelerde birleşirken, yüksek gradyanlı bölgelerde hücreler bölünmektedir [81].

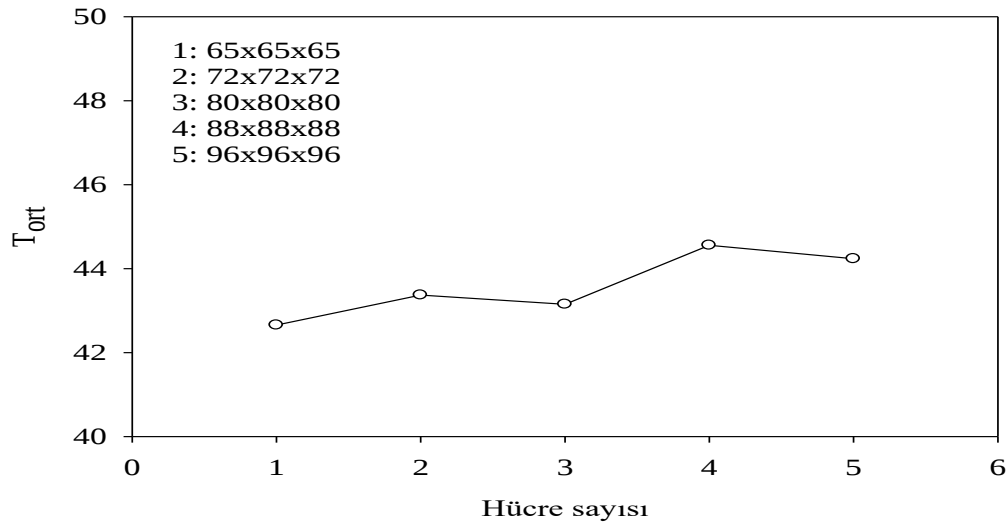
4.3. Çözümlerin Hücre Yapısından ve Zaman Adımından Bağımsızlaştırılması

Geometrinin oluşturulması ve sınır şartlarının tanımlanmasından sonra öncelikle çözümün hücre yapısından ve zaman adımından bağımsızlaştırılması çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Bu sayede, çözümün güvenilirliği elde edilmiş ve bu çalışmada elde edilen veriler literatürdeki deneysel çalışmalar ile karşılaştırılmıştır.

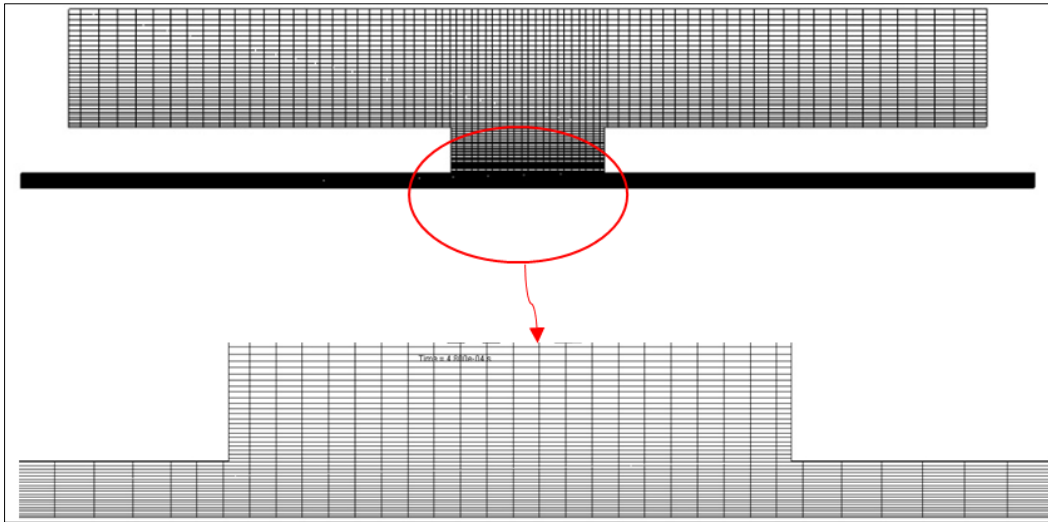
Bu kapsamda, öncelikle hücre yapısından bağımsızlaştırma çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.2.'de sayısal sonuçların hücre sayısından bağımsızlaştırılması sunulmuştur. Görüldüğü üzere farklı hücre sayıları için çözümler gerçekleştirilmiştir. Bu anlamda, çarpma yüzeyi üzerinde oluşan sıcaklık dağılımının zamana bağlı ortalaması hesaplanmış ve sunulmuştur. Sonuçların tüm hücre sayıları için birbirine yakın olduğu ve en yüksek

farkın yaklaşık olarak %3 olduğu hesaplanmıştır. Bu anlamda, çözüm süresini çok uzatmamak ve veri alanı kazanmak adına $80 \times 80 \times 80$ hücre sayısı tüm çözümlerde kullanılmıştır.

Çözümlerde kullanılan hücre yapısı ise Şekil 4.3.'te sunulmuştur. Görüldüğü üzere özellikle çarpma plakasına yakın bölgelerde hız ve sıcaklık değişiminin daha iyi temsil edebilmesi adına hücre sayıları sıklaştırılmıştır.



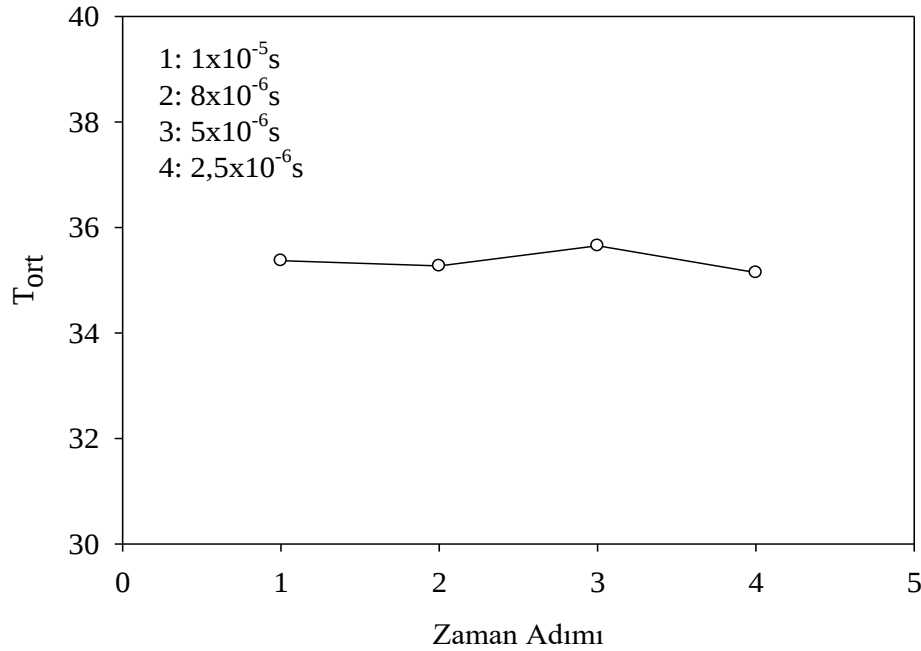
Şekil 4.2. Sayısal çalışmanın hücre sayısından bağımsızlaştırılması grafiği



Şekil 4.3. Çözümlerde kullanılan hücre yapısı

Zamana bağlı analizlerde çözümün doğrulanması için ağ yapısı bağımsızlaştırma çalışmasına ek olarak zaman adımı bağımsızlaştırma çalışması da yapılması gerekmektedir. Çözümün hücre sayısından bağımsızlaştırılmasından sonra seçilen hücre

sayısı kullanılarak zaman adımından bağımsızlaştırma çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Dört farklı zaman adımı için çözümler gerçekleştirilmiş ve sonuçlar irdelenmiştir ve elde edilen sonuçlar Şekil 4.4.'te gösterilmiştir. Burada çarpma plakası üstünde oluşan ortalama sıcaklık değerinin zaman adımı ile değişimi gösterilmiştir. P periyot olmak üzere P/200, P/250, P/400 ve P/800 için çözümler gerçekleştirilmiştir. Çizelge 4.1.'de ortalama yüzey sıcaklığının zaman adımına göre değişimi sunulmuştur. Görüldüğü üzere tüm zaman adımları için sonuçlar birbirine oldukça yakındır. Bu anlamda, çözüm sürelerini çok fazla uzatmamak ve depolama alanlarını fazla kullanmamak adına P/250 zaman adımı kullanılmıştır.



Şekil 4.4. Çözümlerde kullanılan hücre yapısı

Çizelge 4.1. Zaman adımı bağımsızlaştırma çalışması

Çözüm	Zaman adımı (s)	T _{ort} (°C)
P/200	1×10^{-5}	35,36
P/250	8×10^{-6}	35,27
P/400	5×10^{-6}	35,65
P/800	$2,5 \times 10^{-6}$	35,14

Hücre yapısı ve zaman adımı bağımsızlaştırma çalışmalarından sonra elde edilen sonuçlar literatürde bulunan deneysel çalışmalar ile doğrulanmıştır. Bu sonuçlar, ayrıntılı olarak Bölüm 5.'te sunulmuştur.

Sayısal analizlerde irdelenmesi gereken bir diğer husus ise kütle ve enerji korunumlarının sağlanmış olmasıdır. Bağımsızlaştırma çalışmalarını takiben incelenen bu husus, modellenen ve analizi yapılan sentetik jet mekanizmasının doğru kurgulandığına dair görüşlerini sunmaktadır. Çizelge 4.2. ve 4.3.'te kütle ve enerji korunuma ait sonuçlar sunulmaktadır. Görüldüğü üzere hem kütle korunumu hem de enerji korunumu sağlanmıştır. Bu anlamda, çözümlerin güvenilir olduğu sonucuna varılmıştır.

Çizelge 4.2. Kütle korunumu çizelgesi

İntegral Parametreleri	Değer
Giriş [kg/s]	0,00090
Çıkış [kg/s]	-0,00090
TOPLAM [kg/s]	0,00

Çizelge 4.3. Enerji korunumu çizelgesi

Integral Parameter	Value
Giriş [W]	260,23
Çıkış [W]	-265,08
Çarpma Plakası [W]	3,07
TOPLAM [W]	-1,77
Oran (%)	0,68

5. BULGULAR VE TARTIŞMALAR

Bu kısımda, hücre sayısından ve zaman adımından bağımsızlaştırma çalışmaları gerçekleştirilen çözümlerin literatürde bulunan deneysel bir çalışma ile doğrulanması ve parametrik çalışmalar neticesinde elde edilen sonuçlar sunulmuştur. FloEFD HAD yazılımı ile gerçekleştirilen sayısal çalışmaların, referans olarak alınan çalışmalar ile doğrulanması ve karşılaştırması, literatürde var olan deneysel çalışmalar ile yapılan karşılaştırmalar sonrasında parametrik çalışmalar aşağıdaki kısımlarda ayrıntılı olarak sunulmuştur. Tezde yer alan bütün parametrik çalışmalar alt bölümler halinde gösterilmiştir ve bu parametrik çalışmalara dair sonuçlar sergilenmiştir. Yapılan çalışmalar ana hatları ile iki temel başlık halinde sunulmuştur. Bunlardan ilki tek orifis için yapılan çalışmalar olup, ikincisi ise çoklu orifis için yapılan çalışmalardır. Her iki çalışmanın parametrik incelemelerinde de dairesel, kare ve dikdörtgen geometriye sahip orifisler kullanılmıştır. Çalışma kapsamında yapılan tüm incelemelerde ısıtılan çarpma plakasının sabit ısı akısı $q''=1000 \text{ W/m}^2$ olarak alınmıştır. Bu çalışmada zamana bağlı olarak çözümler elde edilmiştir. Zamana bağlı yapılan çözümler için alınan sonuçlar 0,03 ve 0,04 saniyeler arasında sistem kararlı bir hale geldikten sonra ortaya koyulmuştur.

Bu tezde yapılan bütün çalışmalar en temelinde Simulink modelleme tabanlı ve MATLAB matematiksel çözümlü ortam akışı olan havanın hareketlendirilmesiyle başlamaktadır. Sentetik jetleri, sürekli çarpan jetlerden ayıran unsur olan sürekli hareket halinde olan ve emme-basma fazlarının çıkmasını sağlayan elastik membran hareketi bu iki program ışığında ortaya çıkmıştır. Kurgulanan salınımlı diyafram sisteminin hareketi, sinüzoidal dalga formuyla periyodik hız girişi sağlamaktadır. Sinüzoidal dalga formu, belirlenen frekanslarla devam eden ve bu aşamada belirli bir genlik arasında gidip gelen bir dalga formudur. Bu çalışmada Simulink ile modellemesi yapılan sistem MATLAB programında matematiksel ifadelerle dökülerek, FloEFD yazılımına entegre edilerek kullanılmıştır. MATLAB kodu EK-1’de ayrıntılı olarak sunulmuştur.

5.1. Tek Orifis İçin Çalışmalar

Çalışmanın bu bölümünde yalnızca tek orifisli mekanizmalarımız için yapılan literatür ile doğrulama ve parametrik çalışmalar bulunmaktadır. Çalışmalar dairesel, kare ve dikdörtgen geometriye sahip orifisler için gerçekleştirilmiştir. Tek orifise sahip sentetik jet

modelinin doğrulanması çalışmalarında dairesel ve kare nozul geometrileri göz önüne alınmış ve literatürde bulunan sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Parametrik çalışmalar kapsamında ise $f=250$ Hz ve 500 Hz frekans ve $H/d=0,10; 0,15; 0,20; 0,25; 0,50; 0,75$ ve $1,00$ boyutsuz orifis-plaka mesafeleri için incelemeler yürütülmüştür. Bununla birlikte, çalışma kapsamında kullanılan geometrinin genel ölçüleri şu şekildedir.

Orifis hidrolik çapı; $d = 8$ mm

Plaka uzunluğu; $L = 58$ mm

Plaka genişliği; $W = 53$ mm

Orifis kalınlığı; $t_d = 1,5$ mm

Sabit ısı akısı $q''=1000$ W/m²

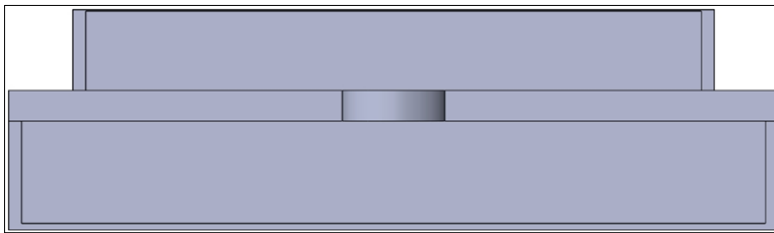
Kavite uzunluğu; $L_k = 50$ mm

Kavite genişliği; $W_k = 50$ mm

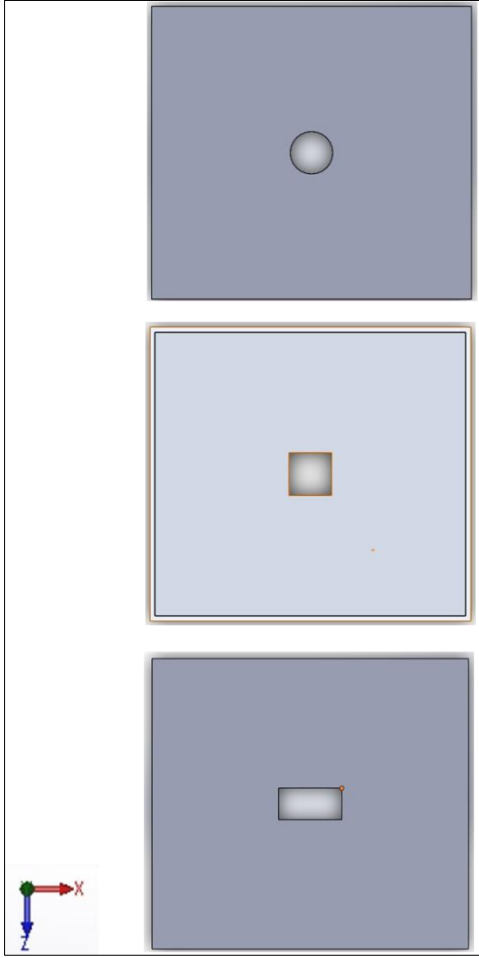
Kavite yüksekliği; $h_c = 6,3$ mm

Diyafram genliği; $A = 0,0002$ m

Şekil 5.1’de tek orifise sahip sentetik jet mekanizmasını barındıran modelin üç boyutlu genel geometrisinin bir kesitine yer verilirken, Şekil 5.2’de ise tek orifisli yapının orifislerin üstten görüntüsü sunulmuştur.



Şekil 5.1. Tek orifisli sentetik jet mekanizması genel modeli



Şekil 5.2. Tek orifisli sentetik jet orifis geometrisi

5.1.1. Tek orifis için doğrulama çalışmaları

Çözümlerin güvenilirliğinin ispatlanması adına çözümler Chaudhari vd. [10, 11] tarafından gerçekleştirilen deneysel çalışmaları kullanılarak doğrulama çalışmaları yürütülmüştür. Bu kapsamda, deneysel sistem HAD ortamına aktarılmış ve aynı sınır şartları altında çözümler gerçekleştirilmiştir. Doğrulama çalışmasında temel olarak orifis-plaka arası mesafeler (H/d) 1–6 aralığında alınmıştır.

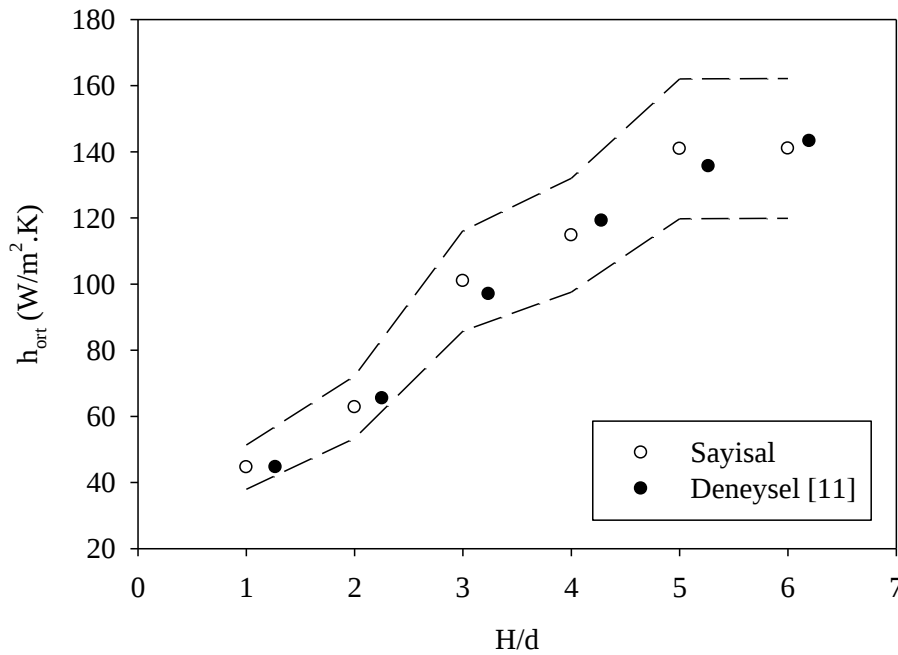
Ortama ait sıcaklık $T_o = 20^\circ\text{C}$ ve çarpma plakasının ısı akısı $q'' = 1000 \text{ W/m}^2$ olarak kullanılmıştır. Ek olarak bu bölümde yapılan hesaplamaların tümü Bölüm 4’de yer alan denklem takımları yardımıyla hesaplanmıştır.

Şekil 5.3.’te $f=250 \text{ Hz}$ için ve $H/d=1 - 6$ aralığında dairesel nozul kullanıldığında Chaudari vd. [11] çalışması ile doğrulama sonuçları sunulmuştur. Benzer şekilde Şekil 5.4.’te $f=250$

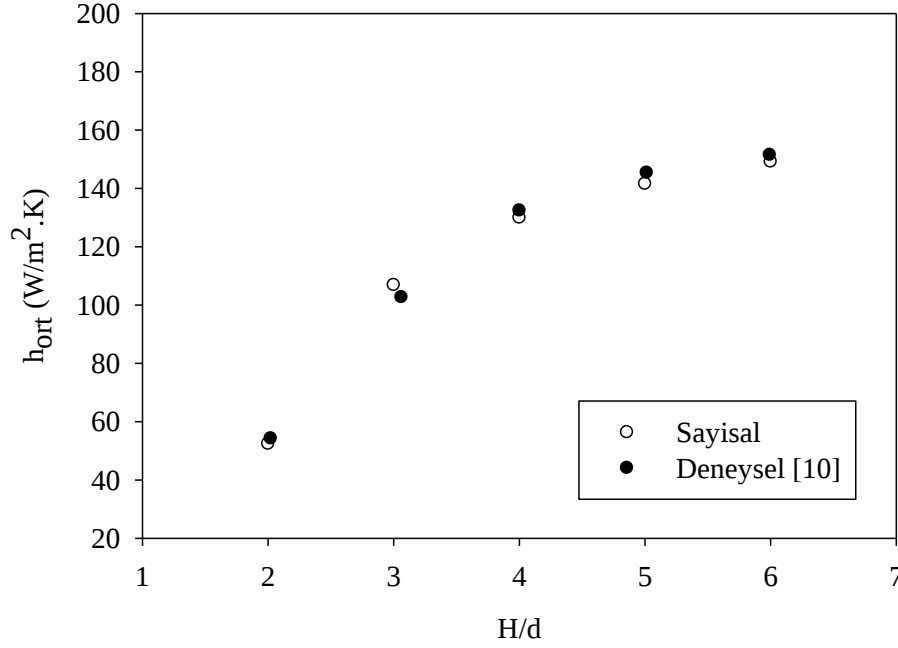
Hz ve $H/d=1-6$ aralığında kare nozul kullanıldığında Chaudari vd. [10] doğrulama sonuçları gösterilmiştir.

Dairesel orifise sahip ve 250 Hz çalışma frekansında (Şekil 5.3.) sonuçların uyumlu olduğu ve %15 oranından daha düşük bir farka sahip olduğu gözlemlenmiştir. Bununla birlikte, en büyük farkın %4,1 civarında olduğu hesaplanmıştır. Bu anlamda, dairesel nozul için elde edilen sonuçların literatürde bulunan çalışma ile uyumlu olduğu söylenebilmektedir.

Kare orifis için frekasin 250 Hz de yapılan çalışmalarda en büyük farkın %3,88 ile $H/d = 3$ için olduğu ve en yüksek h_{ort} değerimizi $H/d = 6$ da 146,2 olduğu görülmüştür. Kare orifisin çalışma frekansı 250 Hz olduğu bu durumda en küçük farkın ise yaklaşık %1,5 ile yine $H/d=6$ değerinde olduğu görülmektedir. Bu anlamda, kare orifis için elde edilen sonuçların literatür ile uyumlu olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 5.3. Dairesel orifise sahip sentetik jetin $f=250$ Hz ve farklı H/d değerlerinde ortalama ısı taşınım katsayısının değişiminin Chaudhari vd. [11] ile karşılaştırması

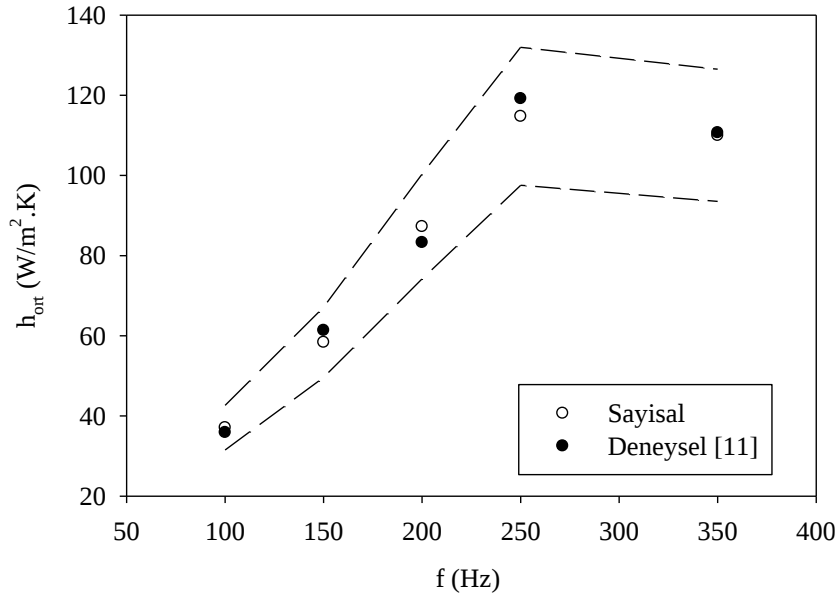


Şekil 5.4. Kare orifise sahip sentetik jetin $f=250$ Hz ve farklı H/d değerlerinde ortalama ısı taşınım katsayısının Chaudari vd. [10] ile karşılaştırması

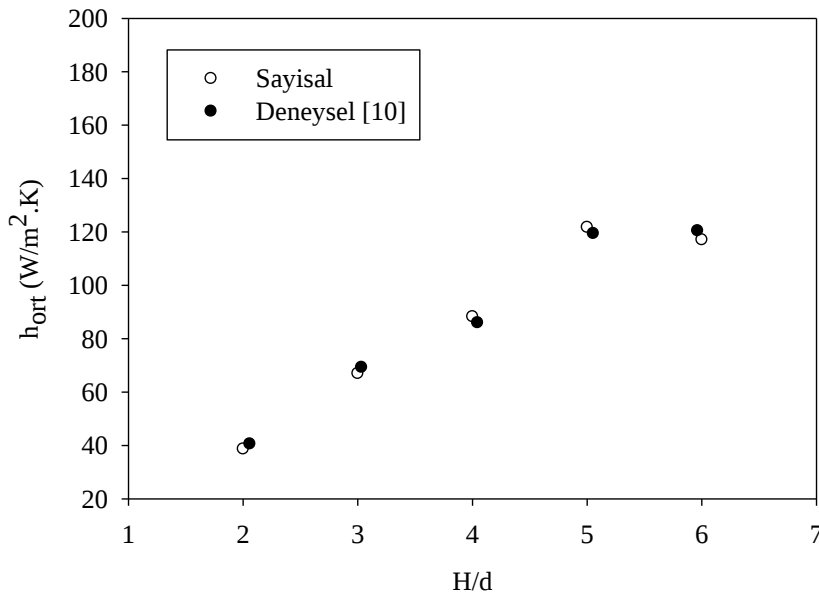
Şekil 5.5.'de ise dairesel orifise sahip, $H/d=4$ için farklı frekanslarda Chaudari vd. [11] tarafından yapılan çalışma ile karşılaştırma sonucu sunulmuştur. Burada görüldüğü üzere en yüksek h_{ort} değerinin frekansın 250 Hz çalışma frekansı olduğu durumda elde edilmiştir. Sentetik çarpmalı jetler için çalışma frekansının çeşitliliğinin yarattığı durum şekilden görülmektedir. En büyük benzerliğin $f=350$ Hz'de elde edildiği gözlemlenmiştir. Bununla birlikte, elde edilen sonuçların literatürdeki sonuçlar ile en büyük farkın %15 oranından daha düşük olduğu ve oluşan en büyük farkın $f=150$ Hz olduğunda görüldüğü ve yaklaşık %5 oranında gerçekleştiği hesaplanmıştır. Frekansın 250 Hz değerinden daha yüksek olduğunda meydana gelen azalma mevcut kavite ve H/d değerleri için geçerli olduğu ve farklı kavite boyutu ve H/d değerlerinde farklı frekanslarda maksimum ısı transferinin elde edildiği görülmüştür [11]. Bu anlamda, mevcut uygulamada kullanılan kavite boyutlarında ve $H/d=4$ olduğunda maksimum ısı transferinin $f=250$ Hz değerinde elde edildiği gözlemlenmiştir.

Şekil 5.6.'da $f=100$ Hz olduğunda kare orifise sahip durumda farklı H/d değerleri için Chaudari vd. [10] tarafından yapılan çalışma ile karşılaştırma sonucu sunulmuştur. En küçük fark %1,8 ile $H/d = 5$ 'de iken en büyük farkın ise %4,9 ile $H/d = 2$ olduğunda görülmüştür. Çalıştırma frekansı 100 Hz için sonuçların deneysel çalışma ile uyumlu olduğu ve sonuçların güvenilir olduğu söylenebilmektedir.

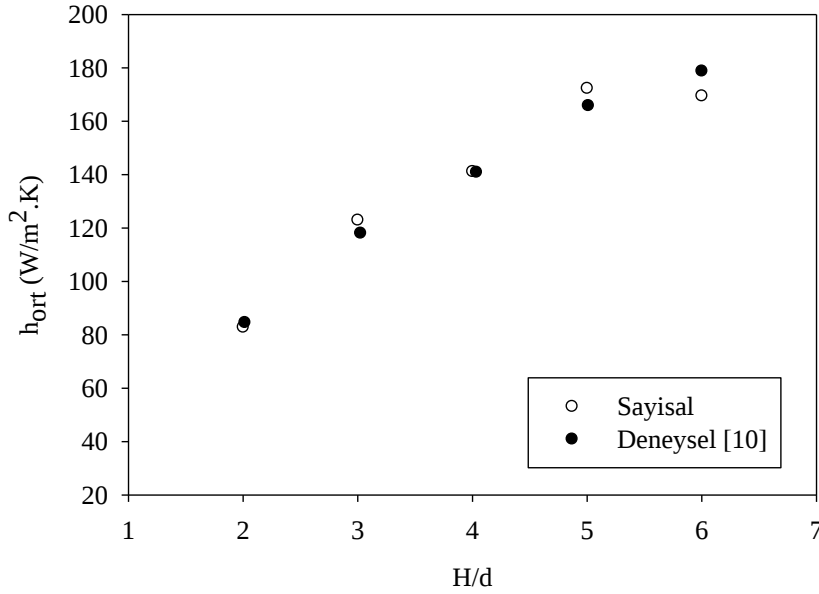
Son olarak tek orifisli sentetik çarpmalı jetimizin yine kare orifis kullanarak, çalışma frekansı için 200 Hz olan karşılaştırması incelenip Şekil 5.7’de sunulmuştur [10]. Bu çalışmada $H/d = 5$ ’de h_{ort} değerini aslında diğer tüm doğrulama çalışmalarında olduğu gibi en yüksek değeri aldığı görülmüştür. Bu değer h_{ort} için $172,36 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak değer elde edilmiştir. Sonuçların, literatürdeki çalışma ile uyumlu olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 5.5. Dairesel orifise sahip sentetik jetin $H/d=4$ olması durumunda farklı frekans değerlerinde ortalama ısı taşınım katsayısının Chaudari vd. [11] ile karşılaştırması



Şekil 5.6. Kare orifise sahip sentetik jetin $f=100 \text{ Hz}$ ve farklı H/d değerlerinde ortalama ısı taşınım katsayısının Chaudari vd. (2010) ile karşılaştırması [11]



Şekil 5.7. Kare orifis sahip sentetik jetin $f=200$ Hz ve farklı H/d değerlerinde ortalama ısı taşınım katsayısının Chaudari vd. [10] ile karşılaştırması

Yaptığımız sayısal analiz sonuçlarında da görülmüştür ki karşılaştırma için seçilen deneysel çalışmalarla büyük oranda benzerlikler görünmüştür. Gerek farklı geometrilerdeki orifisler için, gerek tüm orifis plaka mesafeleri olan $H/d = 1-2-3-4-5-6$ için ve gerekse farklı frekanslar için yapılan tüm doğrulama sonuçlarında deneysel çalışmalarla örtüşmüştür. Yapılan doğrulama çalışmalarının deneysel veriler ile uyumlu olduğunun tespit edilmesinden sonra parametrik çalışmalara başlanmıştır. Bu kapsamda öncelikle tek nozullu geometri için çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Bu aşamada, dairesel, kare ve dikdörtgen geometri için çözümler gerçekleştirilmiş ve bu çalışmada sunulmuştur.

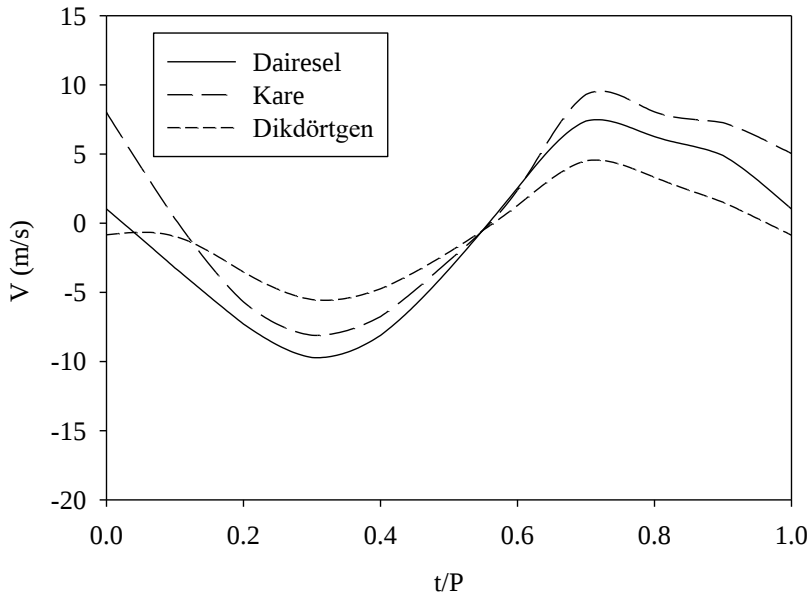
5.1.2. Tek Orifis İçin Parametrik Çalışmalar

Sonuçların doğrulanmasından sonra parametrik HAD analizi çalışmalarına başlanmıştır. Bu kapsamda, dairesel, kare ve dikdörtgen orifis geometrisine sahip sentetik jet için $f=250$ Hz ve $f=500$ Hz frekanslarında çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Mevcut çalışmada düşük orifis-plaka mesafelerinin akış ve ısı transferine etkileri araştırılmıştır. Bu kapsamda, çalışmada $H/d=0,1-1$ orifis plaka mesafelerinde çözümler gerçekleştirilmiştir. Burada H/d olan boyutsuz orifis-plaka arası mesafeler 0,1-0,15-0,2-0,25-0,5-0,75-1 olarak seçilmiştir. Bu kısımda elde edilen sonuçlar zaman ortalamalı Nusselt sayısı, zaman ve alan ortalamalı Nusselt sayısı, vektörel hız dağılımları ve sıcaklık dağılımları şeklinde sunulmuştur.

Şekil 5.8. ve Şekil 5.9.'da görüldüğü üzere ortak çalışma frekansı olarak 250 Hz seçilmiştir. Her iki şekil için de dairesel, kare ve dikdörtgen geometrilere sahip orifisler seçilmiştir. Şekil 5.8. için $H/d=0,1$ alınırken, Şekil 5.9. için $H/d=1$ değeri için sonuç çıktıları incelenmiştir.

Şekil 5.8.'de orifis çıkışındaki hız değerlendirmesi yapılırken $H/d=0,1$ için yapılan çözümlerde kare geometriye sahip olan sentetik jet mekanizmasının için emme fazını en idealde taşıyan dairesel şekil iken, basma fazı için durum bu şekilde devam etmemektedir. Basma fazı için en basma hızı kare geometrilili orifise ait olduğu görülmektedir. En küçük hız durumu içinse dikdörtgen geometriye sahip orifisin çıkışındaki hızın emme ve basma hallerinde olduğu görülmektedir.

Benzer olarak Şekil 5.9.'da aynı inceleme $H/d=1$ için yapıldığında yani orifis-plaka arası mesafenin çapa oranı 1 olduğunda hem emme hem de basma fazlarında orifis çıkışındaki hızlar gözlemlendiğinde en iyi sonucun dairesel orifis geometrisinde elde edildiği gözlemlenmiştir.



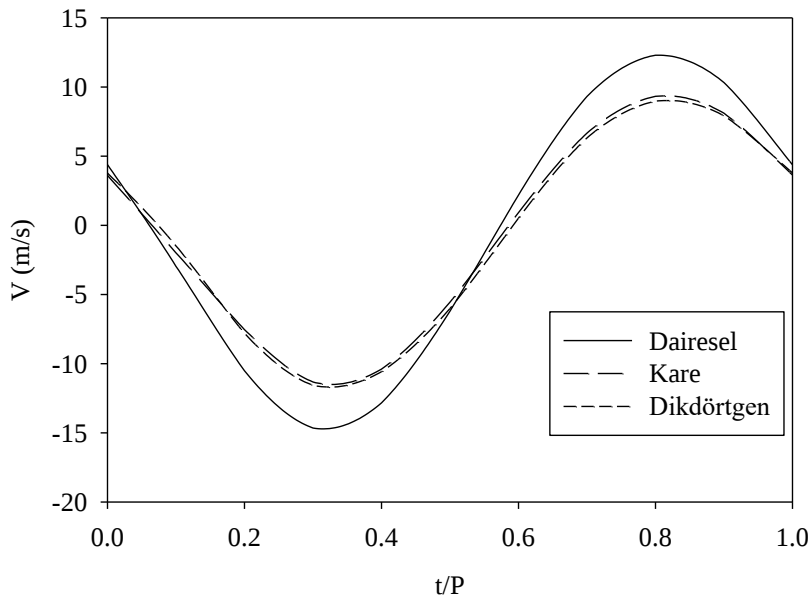
Şekil 5.8. Farklı orifis geometrileri için $f=250$ Hz ve $H/d=0,1$ olduğunda orifis çıkışındaki hızın zamana bağlı değişimi.

Çalıştırma frekansı 500 Hz olan, dairesel, kare ve dikdörtgen geometriye sahip orifisler kullanılarak sayısal analizler gerçekleştirilmiştir. Bu aşamada H/d oranı yine 0,1 ve 1

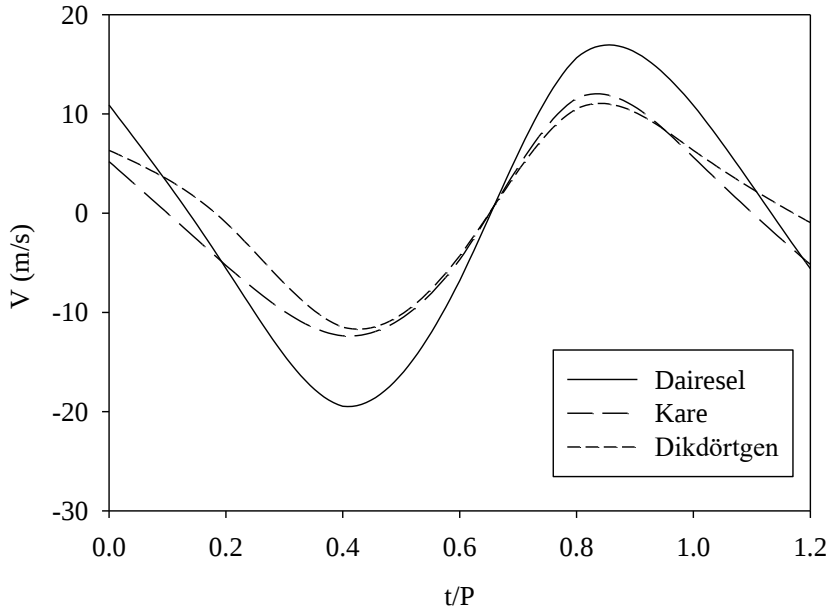
değerleri için kıyaslamaya gidilmiştir. Elde edilen sonuçlar Şekil 5.10. ve Şekil 5.11.'de sunulmuştur.

500 Hz'lik setinin ilkinde kullanılan H/d değeri 0,1 için sonuçlara bakıldığında açık bir şekilde hem emme hem de basma fazları için en hızlı değer dairesel geometriye sahip orifis için olan sentetik jet yapısında olduğu sayısal değerlerle ortaya konulmuştur.

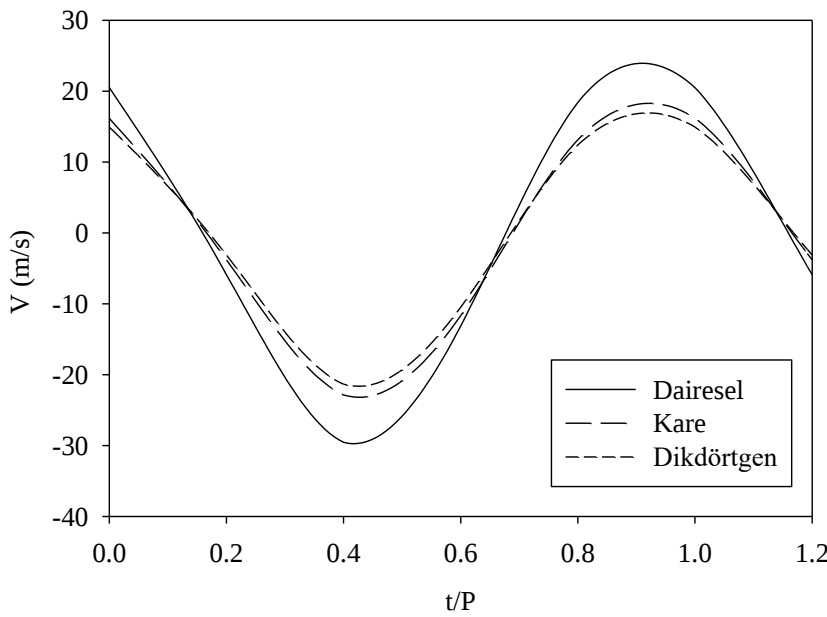
Aynı frekans için yapılan ikinci set çözümümüzde ise orifis plaka arası mesafenin hidrolik çapa oranı 1 olduğunda yine bu üç orifis geometrisi için orifis çıkışı hızı göz önüne alındığında, emme ve basma hallerindeki en yüksek hıza sahip olan dairesel geometriye sahip olan orifistir. Bu setteki kıyaslamada en düşük hızlar ise dikdörtgen şekilli geometriye sahip olan orifisindir.



Şekil 5.9. Farklı orifis geometrileri için $f=250$ Hz ve $H/d=1,0$ olduğunda orifis çıkışındaki hızın zamana bağlı değişimi.



Şekil 5.10. Farklı orifis geometrileri için $f=500$ Hz ve $H/d=0,1$ olduğunda orifis çıkışındaki hızın zamana bağlı değişimi.

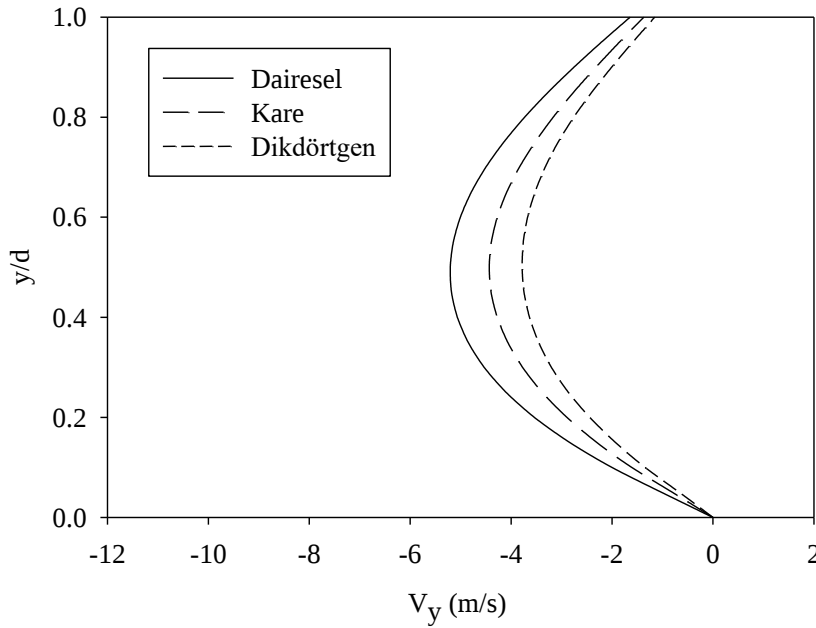


Şekil 5.11. Farklı orifis geometrileri için $f=500$ Hz ve $H/d=1,0$ olduğunda orifis çıkışındaki hızın zamana bağlı değişimi.

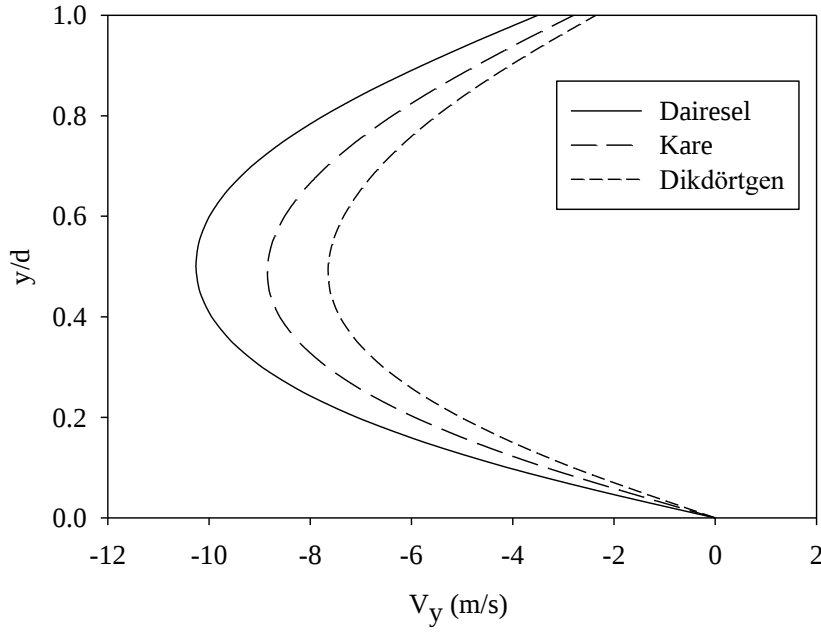
Şekil 5.12. sentetik jet mekanizması için orifis çıkışından başlayarak merkez çizgisi boyunca çarpma plakasına kadar olan hız durumunu anlatmaktadır. Farklı geometriler için yapılmış bu analizde çalıştırma frekansı 250 Hz seçilmiş ve $H/d=1,0$ olduğu durumdaki sonuçları ortaya konmuştur. Zamana bağlı alınmış bu dikey hızın yükseklik boyunca değişiminde en belirgin değişimi dairesel orifis geometrisinde yakalamış bulunmaktadır. En yüksek hız olarak $-5,14$ m/s elde edildiği gözlemlenmiştir.

Yine zamana bağılı ortalaması alınmış orifis merkezi boyunca dikey hızın yükseklik boyunca değişimi bu kez çalıştırma frekansı 500 Hz olduğunda ve yine $H/d=1$ bir olması durumundaki değişimi Şekil 5.13.'te sunulmuştur. Buna göre çalıştırma frekansı 500 Hz olduğunda hız büyüklükleri dairesel > kare > dikdörtgen şeklinde sıralanmaktadır. Bu sıralamada en başta bulunan dairesel geometriye sahip orifis hızı en yüksek -10,25 m/s olarak görülmektedir.

Şekil 5.12 ve Şekil 5.13. göz önüne aldığımızda zamana bağılı ortalaması alınan dikey hızın yükseklik boyunca değişimde çalıştırma frekansının önemi görülmektedir. H/d oranı 1 için sonuçları alınmış analizlerde istenilen hız için çalıştırma frekansı ayarlanarak istenilen seviyelerde hıza ulaşmak mümkün olmaktadır. Bununla birlikte, en yüksek merkez eksen boyunca hız dağılımlarının dairesel nozul geometrisinde elde edildiği gözlemlenmiştir. Bu durum kare ve dikdörtgen geometrilerinde orifis kenarlarından kaynaklanan etkilerinin daha baskın olduğu ve hızı azaltıcı etkisi olduğu şeklinde yorumlanmıştır.



Şekil 5.12. Farklı orifis geometrileri için $f=250$ Hz ve $H/d=1,0$ olduğunda zamana bağılı ortalaması alınmış dikey hızın yükseklik boyunca değişimi

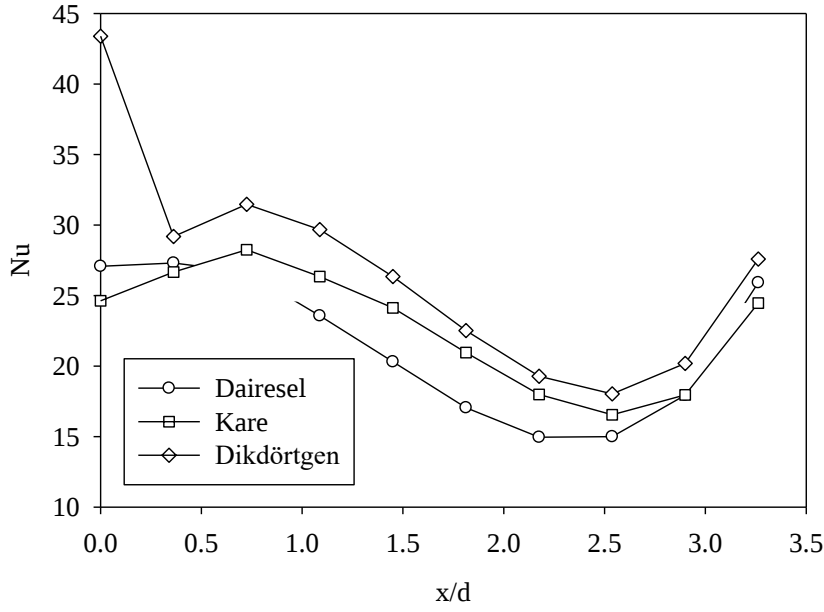


Şekil 5.13. Farklı orifis geometrileri için $f=500$ Hz ve $H/d=1,0$ olduğunda zamana bağlı ortalaması alınmış dikey hızın yükseklik boyunca değişimi

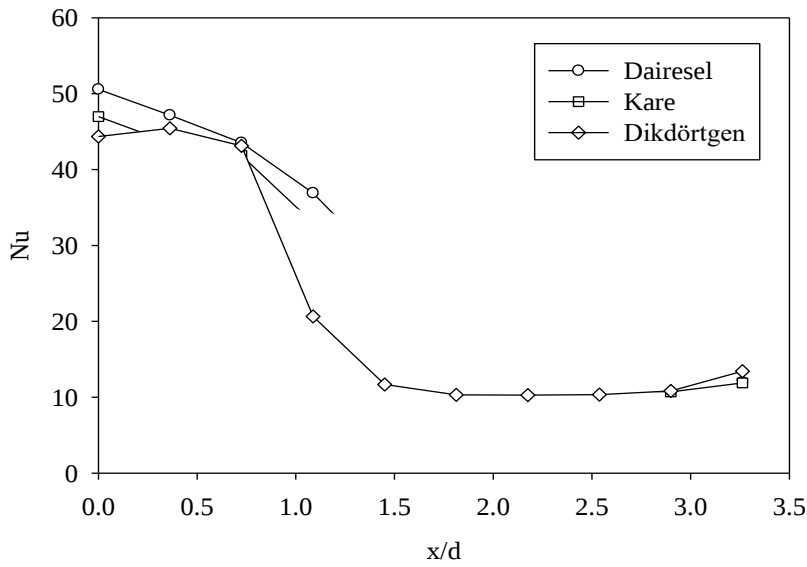
Şekil 5.14. ve Şekil 5.15.'te çalıştırma frekansı 250 Hz için x/d 'de yerel Nusselt sayısının farklı geometriler ve orifis plaka arası mesafenin hidrolik çapa oranına göre değişimleri sunulmuştur.

En yüksek yerel Nusselt sayısı $H/d=0,1$ de dikdörtgen geometriye sahip orifise sahip sentetik çarpmalı jet sistemimizde görülmektedir. Tüm geometrileri değerlendirmeye aldığımızda en düşük yerel Nusselt sayısının $x/d=2,5$ de her üç geometride de en az seviyededir. Bu üç geometriyi de birbirleri ile kıyasladığımızda ise en düşük seviyedeki yerel Nusselt sayısına sahip olan dairesel geometrili orifistir.

Diğer bir karşılaştırma setleri ise çalıştırma frekansı 250 Hz için olan x/d değerleri 0,0'dan 3,5'e kadar uzanan, dairesel, kare ve dikdörtgen geometri için yerel Nusselt sayısının kıyaslanmasıdır. Fakat bu sefer H/d değerimiz 1 olarak seçilmiştir. Bu üç farklı geometri için sonuçlara baktığımızda en yüksek yerel Nusselt sayısına sahip geometri dairesel olarak görülmüştür. Bu durumun dairesel nozul geometrisinde elde edilen en yüksek hız değerleri dolayısıyla olduğu şeklinde yorumlanmıştır.



Şekil 5.14. $f=250$ Hz ve $H/d=0,1$ olduğunda zaman ortalaması alınmış yerel Nusselt sayısının farklı orifis geometrileri için değişimi

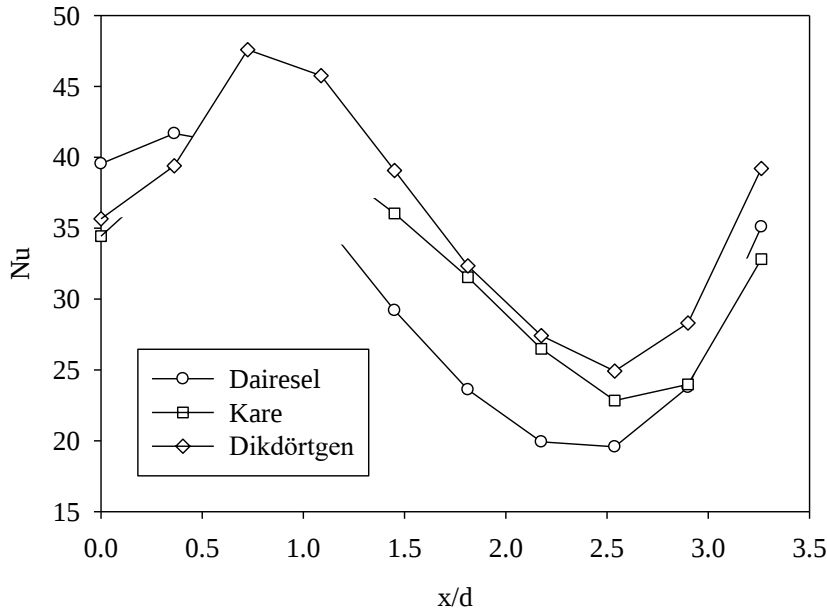


Şekil 5.15. $f=250$ Hz ve $H/d=1,0$ olduğunda zaman ortalaması alınmış yerel Nusselt sayısının farklı orifis geometrileri için değişimi

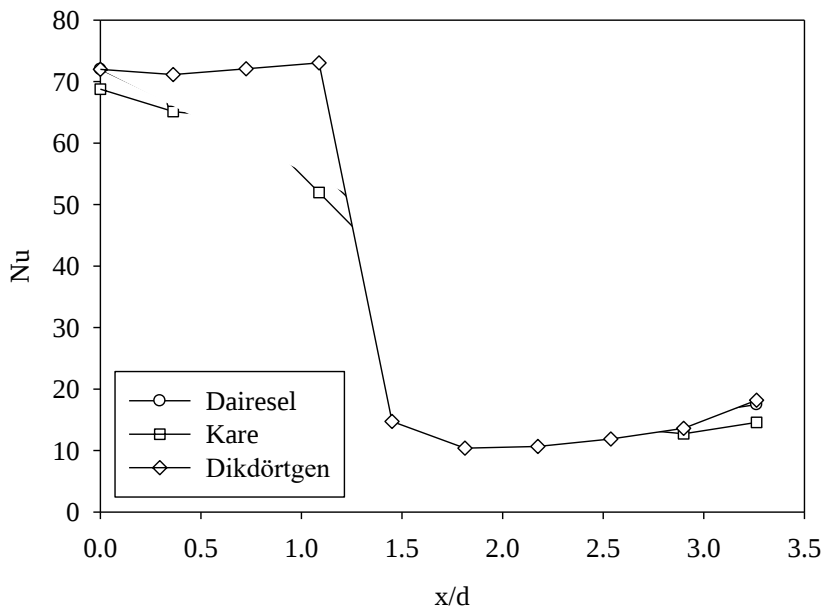
Şekil 5.16. ve Şekil 5.17.'de $f=500$ Hz için yapılan çalışmaların analizleri sunulmuştur. Bu değerler arasında yalnızca orifis plaka arası mesafeler değişmiştir.

İlk olarak Şekil 5.16'da $H/d=0,1$ için x/d için Nusselt sayılarına baktığımızda en yüksek değeri dikdörtgen şekle sahip olan orifte görülürken, en düşük değeri de dairesel geometriye sahip orifte görülmüştür. Bütün geometriler için $x/d=2.5$ en düşük Nusselt sayısına ulaştığı anlaşılmaktadır.

$H/d=1,0$ olduğu durumda x/d oranında başlangıçta en yüksek Nusselt sayısına sahip olmasa bile, $1.0 < x/d < 1.5$ arasında en yüksek Nusselt sayısını dikdörtgen geometriye sahip orifiste olduğu görülmektedir. Fakat aynı dikdörtgen şekilli orifis için $H/d=1$ olduğu durumlarda en büyük değişimlere yol açtığıda görülmektedir. En yüksek Nusselt sayısı yine dikdörtgen geometrili orifiste olduğu gibi, en düşük Nusselt sayısı da yine aynı geometride olmaktadır.



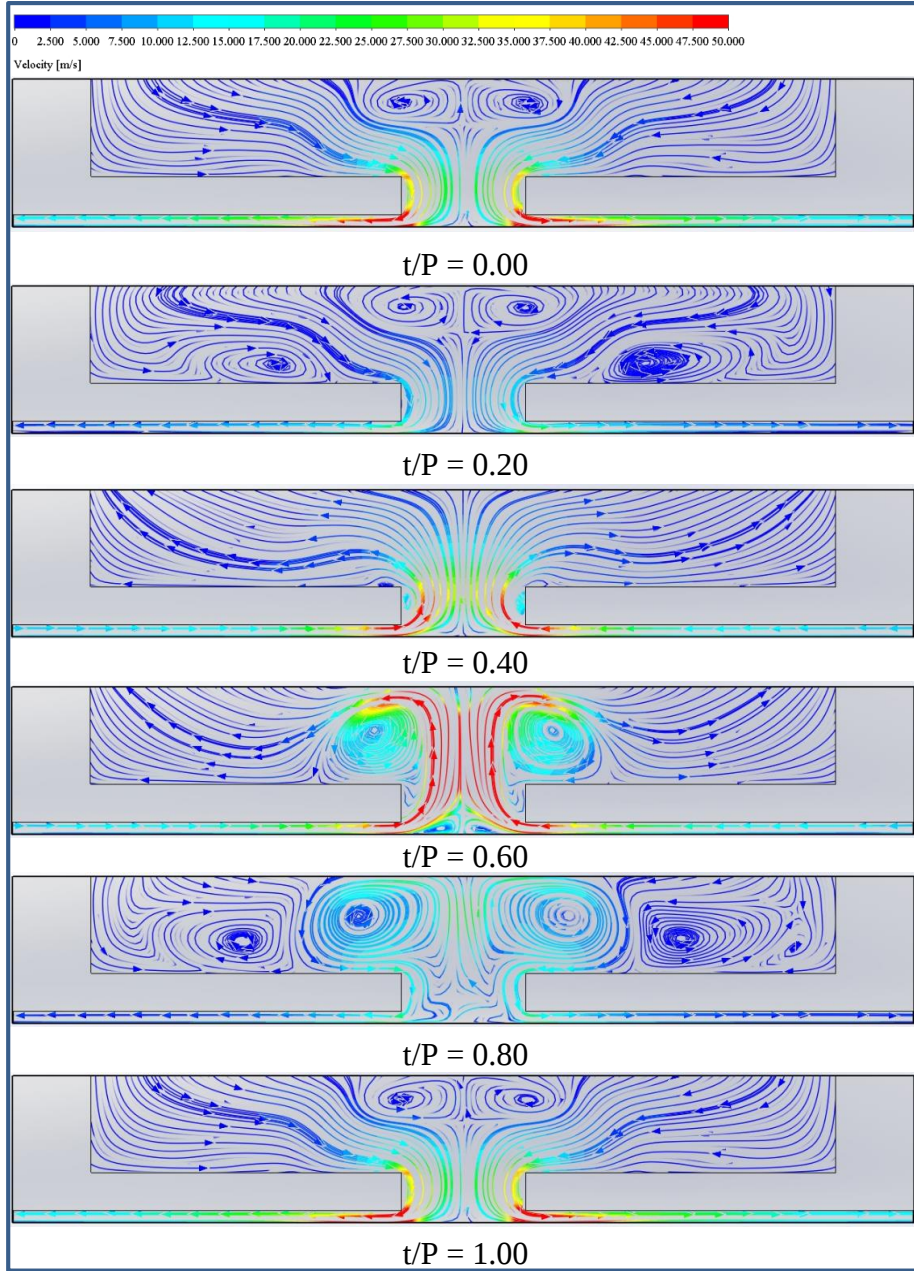
Şekil 5.16. $f=500$ Hz ve $H/d=0,1$ olduğunda zaman ortalaması alınmış yerel Nusselt sayısının farklı orifis geometrileri için değişimi



Şekil 5.17. $f=500$ Hz ve $H/d=1,0$ olduğunda zaman ortalaması alınmış yerel Nusselt sayısının farklı orifis geometrileri için değişimi

Şekil 5.18.'de tek orifisli sentetik jet sistemimiz için dairesel geometri için çalışma frekansı 500 Hz ve $H/d=0,1$ için zamana bağlı akım çizgileri zamanın periyoda oranına göre alınmış görüntüler sunulmuştur.

$t/P=0.00$ için diyaframın basma fazında elastik kabul edilen membran için, membranın tam ortasında girdapların ısıtılmış plakaya doğru yönlendiği gözlemlenmiştir. $t/P=0.20$ 'de ise yine basma fazında olduğu görülmüştür. Elastik membranın tam ortasında iki adet girdabın oluştuğu görülmektedir ve bunların dışında zamana bağlılığı ve periyodundaki konumundan dolayı sentetik jetin oluşumunda kullanılan kavitede, orifis girişine yakın bölgelerde paralel iki girdap oluşmuştur. $t/P=0.40$ ve $t/P=0.60$ değerlerinde ise bu sefer emme fazlarına rastlanmaktadır. $t/P=0.40$ 'da emme olayı çevreleyen havadan kaynaklanarak yeni başlamış durumdadır. $t/P=0.60$ değerinde ise emme fazı tamamlanmış ve kavitede emmeye bağlı olarak iki adet benzer girdap oluşmuştur. En yüksek hızlar bu halde daha yoğunlukta görülmektedir. $t/P=0.80$ 'de ise ardarda emme ve basma fazlarının oluşumundan kaynaklanan karışmış akım çizgileri görülmektedir. İçeride yer alan karışmış havadan kaynaklanan birçok girdap oluşumu görülmüştür. Son durumumuzda ise $t/P=1.00$ 'da ise periyodik sentetik jet oluşumunun sonlarına gelmiş durumdadır. Daha zayıf ve küçük girdap oluşumu ile membranın tam ortasında oluşmaktadır.



Şekil 5.18. Dairesel orifis için $f=500$ Hz ve $H/d=0,1$ olduğunda zamana bağlı olarak değişen akım çizgileri

5.2. Çoklu Orifis İçin Çalışmalar

Çalışmanın bu bölümünde ise artık çoklu orifise sahip sentetik jet mekanizmaları ile ilgili konuya geçiş yapılmaktadır. Bu kısımda yalnızca çoklu orifise sahip sentetik jet mekanizmalar için yapılan literatür ile doğrulama ve parametrik çalışmalar bulunmaktadır. Sentetik çarpmalı sentetik jet çalışmamızın çoklu orifis kısmı içinde yapılan incelemeler dairesel, kare ve dikdörtgen geometriye sahip orifisler için gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada da ise yine iki farklı çalıştırma frekansı kullanarak analizler tamamlanmıştır. Bu

çalıştırma frekansları 350 Hz ve 500 Hz şeklindedir. Çoklu orifis çalışmasında kavite boyutu, diyafram genliği, sabit ısı akısı, ısıtılan çarptırma plakası boyutu değişmezken; orifis geometrisi, kalınlığı, sayısı, orifis plaka arası mesafe ve çalışma frekansı değişen parametreler arasında yer almaktadır.

Çoklu orifise sahip modeller için sayısal çözümlerde kullanılan ölçüler aşağıda verilmiştir.

Orifis hidrolik çapı; $d = 8 \text{ mm}$

Uydu orifis hidrolik çapı; $d_u = 3 \text{ mm}$

Plaka uzunluğu; $L = 58 \text{ mm}$

Plaka genişliği; $W = 53 \text{ mm}$

Orifis kalınlığı; $t_d = 1,5 ; 2,4 ; 5$

Kavite uzunluğu; $L_k = 50 \text{ mm}$

Kavite genişliği; $W_k = 50 \text{ mm}$

Kavite yüksekliği; $h_c = 6,3 \text{ mm}$

Diyafram genliği; $A = 0,0002 \text{ m}$

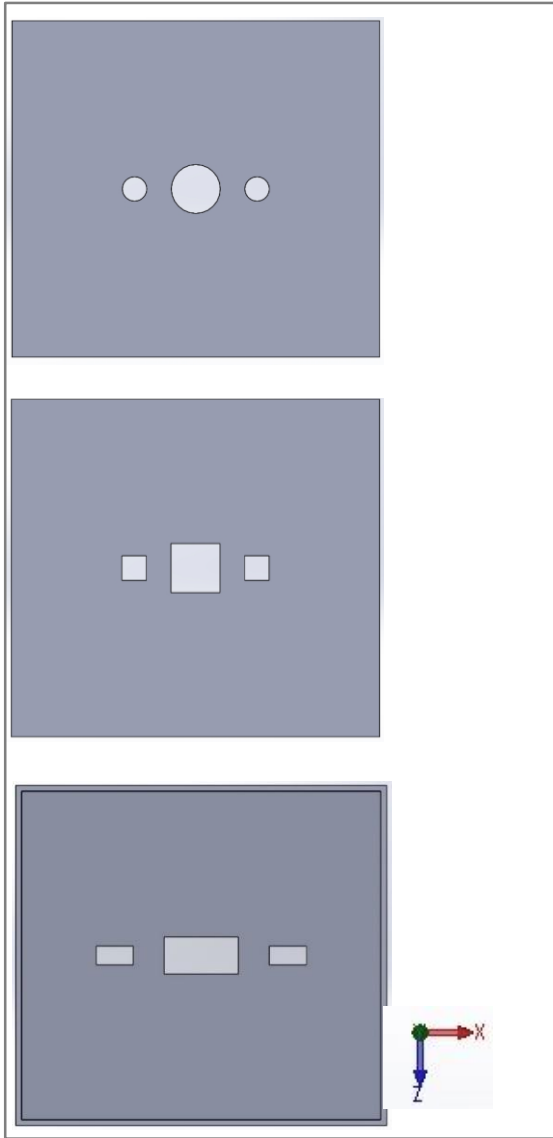
Adım oranı; $R = 1,25 ; 1,5 ; 1,75$

Sabit ısı akısı $q'' = 1000 \text{ W/m}^2$

Şekil 5.19.'da çoklu orifise sahip sentetik jet mekanizmasını barındıran modelin üç boyutlu genel geometrisinin bir kesitine yer verilirken, Şekil 5.20'de ise tek merkezi orifis ile iki uydu orifisli yapının görünümü sunulmuştur.



Şekil 5.19. Çoklu orifisli sentetik jet mekanizması genel modeli



Şekil 5.20. Çoklu orifisli sentetik jet orifis geometrisi

5.2.1. Çoklu orifis için doğrulama çalışmaları

Çoklu orifis için çözümlerin doğruluğunun ispatlanması adına çözümler Mangate vd. [38], tarafından gerçekleştirilen deneysel çalışma ile doğrulanmıştır. Bu kapsamda, deneysel

sistem HAD ortamına aktarılmış ve aynı sınır şartları altında çözümler gerçekleştirilmiştir. Doğrulama çalışmasında temel olarak orifis-plaka arası mesafeler (H/d) 1, 2, 3, 4, 5, 6 olarak alınmıştır. Bunlara ek olarak doğrulama aşaması için adım oranı (R) 1; 1,25; 1,5 değerleri için karşılaştırma yapılmıştır. Doğrulama için seçilen deneysel çalışmalar ışığında çalışma frekansı 200 Hz olarak alınmıştır.

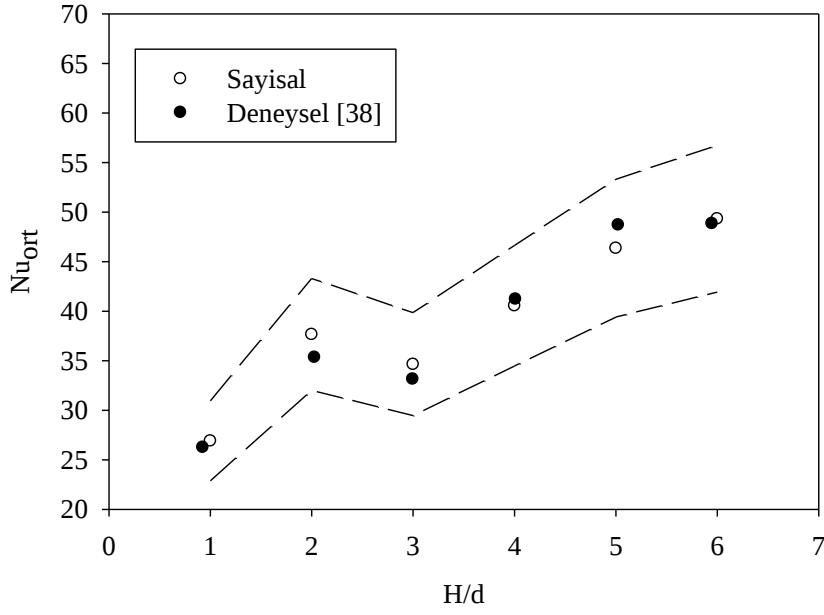
Ortama ait sıcaklık $T_o = 20^\circ\text{C}$ ve ısıtılıp çarpma yüzeyinin ısı akısı $q'' = 1000 \text{ W/m}^2$ 'dir. Ek olarak bu bölümde yapılan hesaplamaların tümü Bölüm 4'de yer alan denklem takımları yardımıyla çözülüp, ortaya konulmuştur.

Şekil 5.21.'de ilk olarak dairesel orifislere sahip sentetik jet için çalıştırma frekansı 200 Hz olan, ortalama Nusselt sayısının orifis plaka mesafesi oranına göre kıyaslanması ile doğrulama çalışmasına başlanmıştır. $H/d=6$ iken hata yüzdesi yaklaşık %1 iken, $H/d=2$ olduğunda ise en büyük hata yüzdesi olan %6,1 elde edilmiştir. Dairesel orifislere sahip $R=1,0$ olması durumunda deneysel çalışma ile uyumlu olduğu söylenebilmektedir.

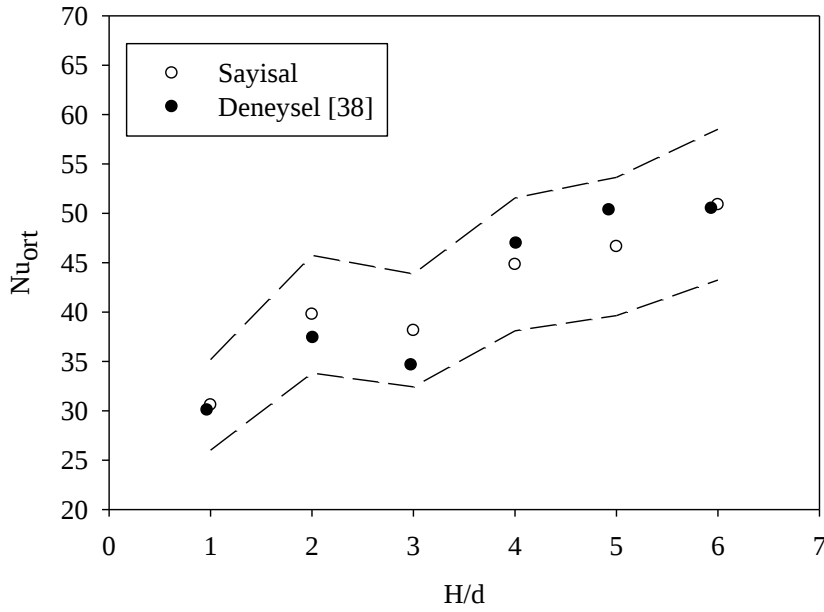
Şekil 5.22.'de dairesel orifislere sahip yine 200 Hz çalıştırma frekansında yapılan bu analizde $R=1,25$ adım oranına sahip orifis diziliminde sentetik jet mekanizmasına dair doğrulama sonuçları sunulmuştur. Doğrulama çalışmasına göre, elde edilen sonuçlar birbirine çok yakın ve uyumlu olduğu gözlemlenmiştir.

Son olarak çoklu orifise sahip sentetik çarpmalı jetimizin yine dairesel geometri kullanılarak, çalışma frekansı için 200 Hz olan karşılaştırması incelenip Şekil 5.23.'te sunulmuştur. Burada $R=1,50$ seçilmiştir. Bu çalışmada özellikle $H/d=1,0$ ve $H/d=3,0$ değerlerinde sonuçların oldukça uyumlu olduğu ve tüm sonuçlar arasındaki farkın %15'ten küçük olduğu gözlemlenmiştir.

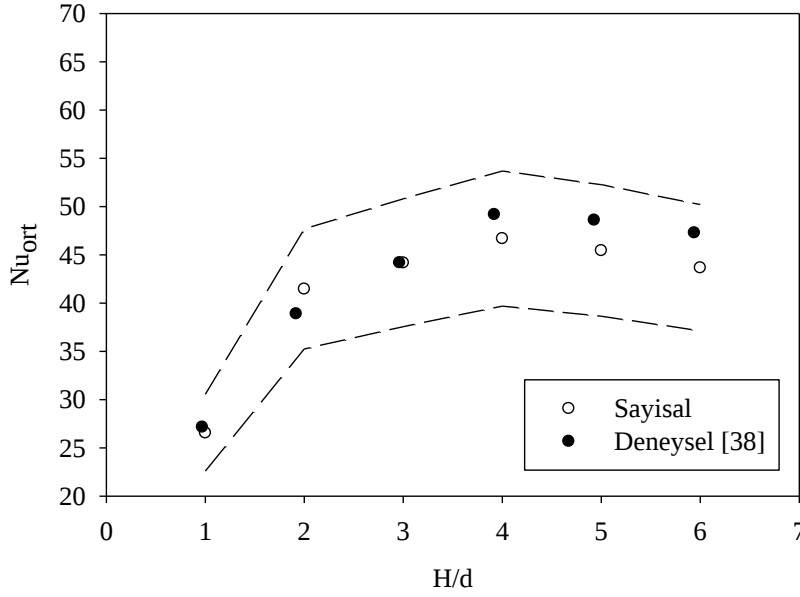
Çoklu orifislerle yaptığımız sayısal analiz sonuçlarında da görülmüştür ki karşılaştırma için seçilen deneysel çalışmalarla çok büyük oranda benzerlikler görünmüştür. Gerek farklı adım oranları için, gerek tüm orifis plaka mesafeleri olan $H/d = 1, 2, 3, 4, 5, 6$ için yapılan tüm doğrulama sonuçlarında deneysel çalışmalarla örtüşmüştür. Yapılan doğrulama çalışmalarının deneysel veriler ile uyumlu olduğunun görülmesinden çoklu orifisler içinde parametrik çalışmalara başlanmıştır.



Şekil 5.21. Dairesel orifise sahip sentetik jetin $f=200$ Hz ve $R=1,0$ olduğunda farklı H/d değerlerinde ortalama Nusselt sayısının değişiminin Mangate vd. [38] ile karşılaştırması



Şekil 5.22. Dairesel orifise sahip sentetik jetin $f=200$ Hz ve $R=1,25$ olduğunda farklı H/d değerlerinde ortalama Nusselt sayısının değişiminin Mangate vd. (2019) ile karşılaştırması [38]



Şekil 5.23. Dairesel orifise sahip sentetik jetin $f=200$ Hz ve $R=1,50$ olduğunda farklı H/d değerlerinde ortalama Nusselt sayısının değişiminin Mangate vd. [38] ile karşılaştırması

5.2.2.Çoklu orifis için parametrik çalışmalar

Çoklu orifisler için sonuçların doğrulanmasından sonra parametrik HAD analizi çalışmalarına başlanmıştır. Bu kapsamda, dairesel, kare ve dikdörtgen orifis geometrisine sahip sentetik jetler için $f=350$ Hz ve $f=500$ Hz frekanslarında çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Çoklu orifisler için büyük bir merkez orifis ve iki ve dört adet uydu orifis içeren sistemler analiz edilmiştir. Çizelge 5.1.'de geometriler, hidrolik çapları ve kaç adet uydu orifise sahip olduğu gösterilmiştir. Genel hatları ile merkez orifis hidrolik çapı 8 mm iken uydu orifis hidrolik çapları 3 mm'dir. Mevcut çalışmada düşük orifis plaka mesafelerinin akış ve ısı transferine etkileri anlaşılmaya çalışılmıştır. Bu kapsamda, çalışmada $H/d= 0,1-1$ orifis plaka mesafelerinde çözümler gerçekleştirilmiştir. Burada H/d olan orifis plaka arası mesafeler 0,1; 0,15; 0,2; 0,25; 0,5; 0,75; 1 olarak seçilmiştir. Bunların haricinde parametrik çalışmalarda adım oranı (R) 1; 1,25; 1,5 değerleri ile analizler yapılmıştır. Çalışmanın bu bölümünde yapılan analizlere ait parametrik sonuçlar ayrı başlıklar halinde açıklamalı sunulmuştur.

Çizelge 5.1. Çoklu sentetik için orifis plaka dizilimi çizelgesi

Konfigürasyon	Merkez Orifis Hidrolik Çap (mm)	Uydu Orifis Hidrolik Çap (mm)	Uydu Orifis Sayısı
8x3x2	8	3	2
8x3x4	8	3	4

Frekans ve Orifis Geometrisi Etkisi

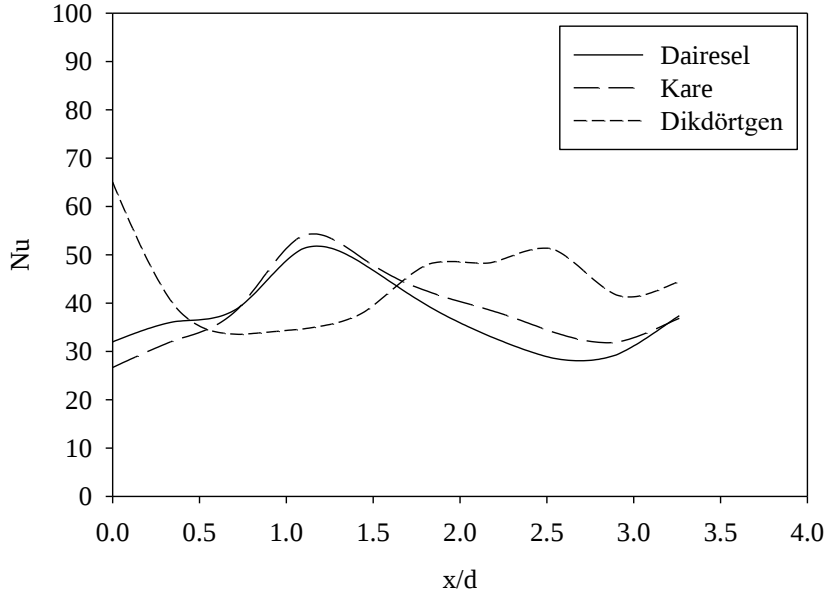
İki uydu orifisli çalışmalara dair sonuçların sunulduğu bu bölümde ilk olarak frekans ve orifis geometrisi etkisi sunulmuştur. Çalıştırma frekansı olarak 350 Hz ve 500 Hz kullanılırken, değişen orifis geometrisi olarak ise dairesel, kare ve dikdörtgen seçilmiştir. Bütün setler için örnek olarak alınan orifis plaka arası mesafe 0,1 ve 1,0'dir.

Şekil 5.24. ve Şekil 5.25.'de aynı frekanslara sahip, farklı orifis geometrilerine sahip sentetik jet mekanizmalarında farklı iki orifis plaka arası mesafe için, zaman ortalaması alınmış yerel Nusselt sayısının x/d oranına göre alınmış sonuçları sunulmuştur. Her iki şekilde de çalıştırma frekansı olarak 350 Hz kullanılmıştır. Yine orifis geometrisi olarak dairesel, kare ve dikdörtgen şekiller seçilmiştir.

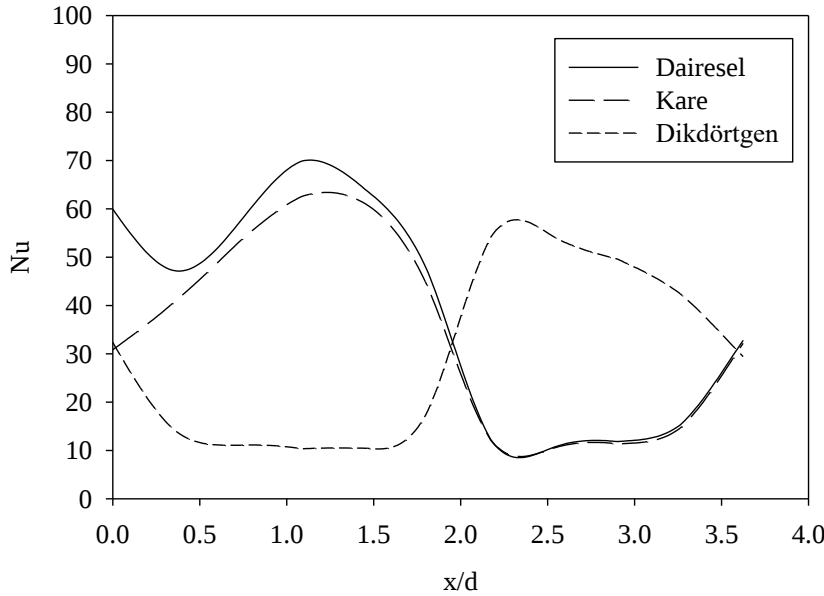
Şekil 5.24'de yukarıda belirlenen parametreler kullanılarak $H/d=0,1$ değeri için sonuçlar sunulmuştur. Zaman ortalaması alınmış yerel Nusselt sayısı dikdörtgen geometriye sahip orifislerde yaklaşık 65 değerinde başlayıp, dairesel ve kare olan orifislere göre daha iyi bir ısı transferi etkisi gösterirken, x/d oranı arttıkça diğer iki geometriye göre farklı bir rejim göstermektedir. Dairesel ve kare geometrili orifislere sahip sentetik jet mekanizmasında maksimum 50-60 arası zaman ortalaması alınmış yerel Nusselt değerini gösterebilmektedir.

Şekil 5.25'de ise yine 350 Hz çalıştırma frekansı ile çözümler yapılmıştır. Fakat burada H/d değeri olan orifis plaka arası mesafe 1 için sonuçlar sunulmuştur. En belirgin olarak görülen şey zaman ortalaması alınmış yerel Nusselt sayısının x/d oranına göre durumunda, dikdörtgen orifisli sistemin dairesel ve kare orifisli sisteme göre çok farklı bir ilerleyiş göstermesidir. $H/d=1$ olamsı durumunda en yüksek zaman ortalaması alınmış yerel Nusselt sayısı dairesel geometrili sentetik jete aittir. Dairesel ve kare şekilli orifisler için en yüksek zaman ortalaması alınmış yerel Nusselt sayısı x/d oranı 1.0 ve 1.5 değerleri arasında görülmekte iken, dikdörtgen şekiller için orifisler için bu durum tam tersidir. x/d oranı

yaklaşık 2.0 olduğunda bütün geometriler için aynı değerleri gösterip, hemen devamında tekrardan dikdörtgen şekilli geometri için tam tersi devam etmektedir.



Şekil 5.24. İki uydu orifisi olması durumunda $f=350$ Hz ve $H/d=0,1$ için zaman ortalaması alınmış yerel Nusselt sayısının orifis geometrisi ile değişimi



Şekil 5.25 İki uydu orifisli olması durumunda $f=350$ Hz ve $H/d=1,0$ için zaman ortalaması alınmış yerel Nusselt sayısının orifis geometrisi ile değişimi

Şekil 5.26 ve Şekil 5.27'de ise bütün değerler yine yukarıdaki anlatılanlar gibi olup sadece çalıştırma frekansı değiştirilmiştir. Yine ilk olarak 500 Hz'lik çözüm setimiz için $H/d=0,1$ 'de farklı geometrilere sahip orifisler için çözümler incelenmiştir. Buna göre ilk göze çarpan durum ısı transferlerinde benzer yaklaşıma sahip olmalarıdır. Daha sonrasında

ise en yüksek zaman ortalaması alınmış yerel Nusselt sayısı için sırasıyla dikdörtgen, kare ve dairesel geometrili orifis sıralaması yapmak mümkündür. Her bir geometri için en yüksek değerler $x/d=0.0$ değerinde görülmektedir ve dairesel orifis için 60 seviyelerinde bulunurken, dikdörtgen ve kare orifisler için 70'ler seviyesinde yer almaktadır.

Diğer bir karşılaştırma durumu ise Şekil 5.27.'de $H/d=1$ için sunulmuştur. Çalıştırma frekansı 500 Hz için x/d boyunca zaman ortalaması alınmış yerel Nusselt sayısı değeri için dairesel geometrili orifisler $x/d=0,5$ 'e kadar dikdörtgen ve kare geometrili orifislere göre daha farklı bir yapıya gelmiştir. Daha sonrasında ise bu üç geometride aynı yapıyı izlemişlerdir. 500 Hz frekans ve $H/d=1$ olan bu modelde ortalaması alınmış yerel Nusselt sayısı 90 mertebelerini dairesel şekilli ofisler için elde edilmiştir. Isıtılan plaka sonlarına doğru ısı transferinin azaldığı gözlemlenmiştir.

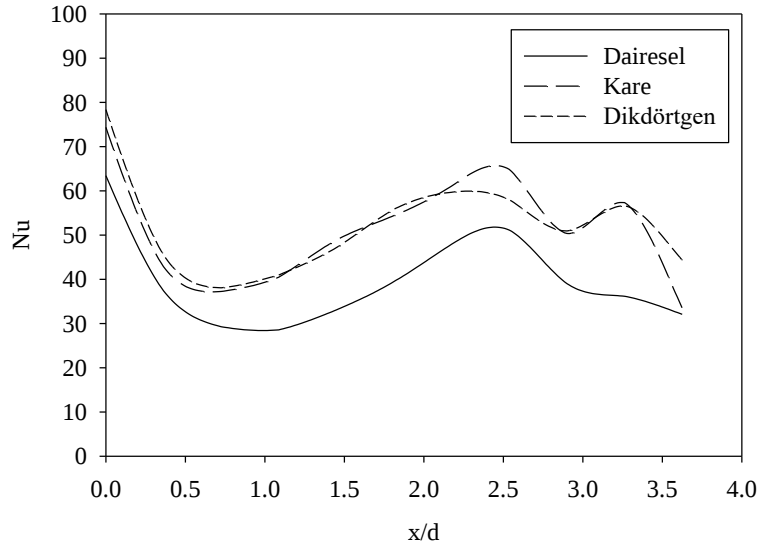
Bütün bu şekilleri göz önüne aldığımızda ilk olarak ısı transferi etkisini arttırmak için seçilen orifis geometrisinin çok büyük farklar gösterebileceği gözlemlenmiştir. Seçilebilecek orifis geometrisi, nasıl bir soğutma istediğimizde bize gerekli cevapları sunacaktır. Diğer etki olan değişen frekanslar içinse ısı transferi iyileştirmesinde frekansın önemli bir avantaja yol açtığı görülmektedir. Daha fazla ısı transferi için daha arttırılmış çalışma frekansları kullanımı genel sistematiği büyük oranda etkilemektedir.

Aşağıdaki şekillerde frekans etkisinin değişen orifis geometrisine bağlı olarak sıcaklık ve hız görselleri ayrıntılı olarak sunulmuştur. Frekans etkisi ile ısı transferi ve akış karakteristiklerinin nasıl değiştiğine dair gösterimlere yer verilmiştir.

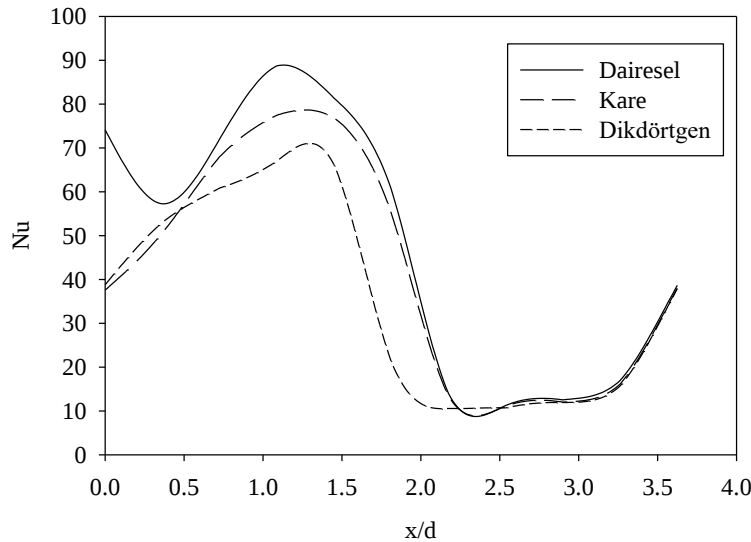
Şekil 5.28.'de ısıtılan çarpan plakanın geometriye ve frekansa bağlı sıcaklık değişimleri H/d oranı 0,1 için sunulmuştur. Bu görsellere göre yüksek frekansa sahip tüm geometriler için daha iyi bir soğutmanın elde edildiği görülmüştür. Kare ve dikdörtgen geometriye sahip orifislerin soğuma görselleri, dairesel geometrili orifislere göre farklılık göstermiştir. Tüm plaka görseli incelendiğinde en iyi sonucun dikdörtgen geometrili ve 500 Hz frekansa ait modelde yakalandığı görülmüştür.

Şekil 5.29.'da ise yine aynı kıyaslama parametreleri kılınılarak H/d oranı 1 için elde edilen sıcaklık görselleri sunulmuştur. $H/d=0,1$ 'e göre daha sıcak kalmış bir plakaya rastlanmıştır. Böylece düşük orifis plaka arası mesafelerinde ısı transferindeki büyük

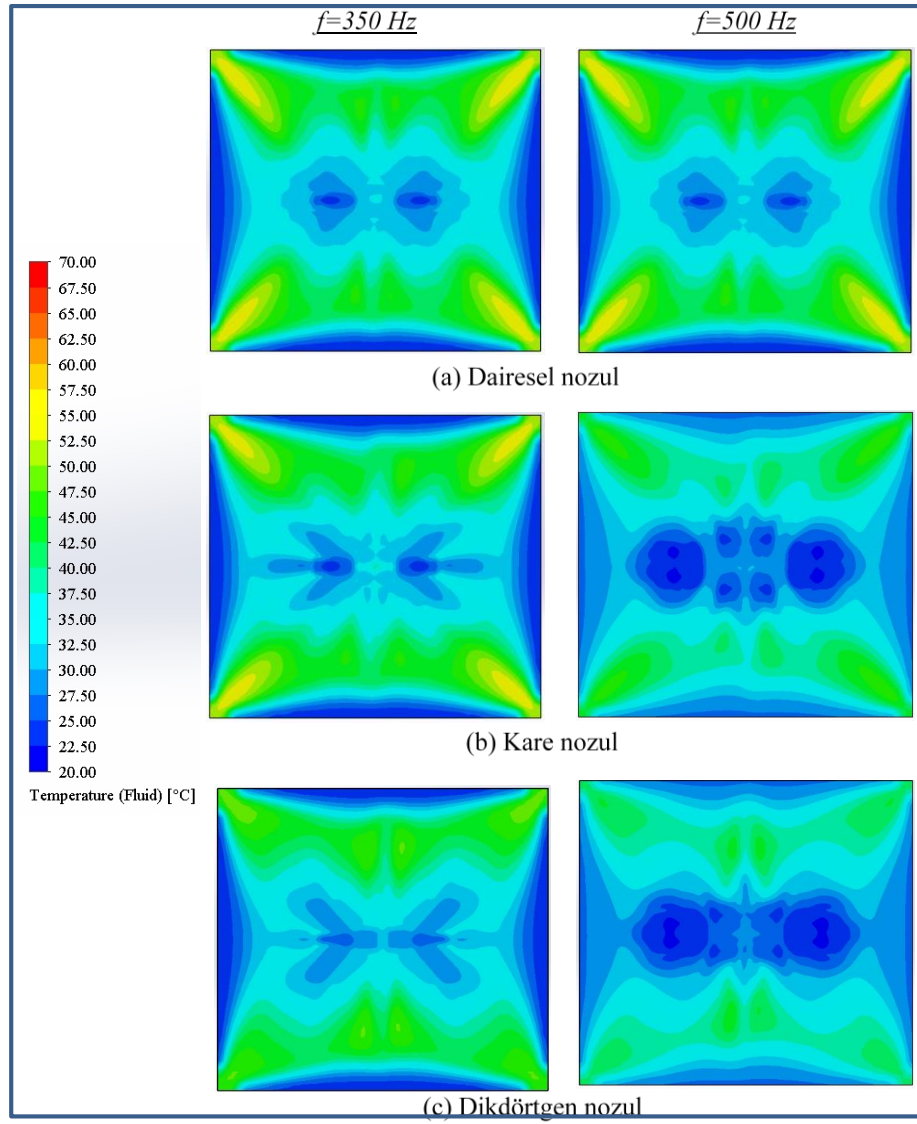
önemi görülmektedir. $H/d=1,0$ olduğu durumlarda plakada ara ara 70°C sıcaklıklar görülürken, $H/d=0,1$ 'de ise plakada en fazla 55°C sıcaklıklar görülmektedir. Yukarıda aynı fazlar için alınan görsellerde 500 Hz çalıştırma frekansı ile tasarlanan sistemde ısı transferinin çok daha iyi olduğu görülmüştür. $H/d=1,0$ olması durumunda en iyi soğuma etkisinin dairesel geometriye sahip orifisler ile edildiği gözlemlenmiştir.



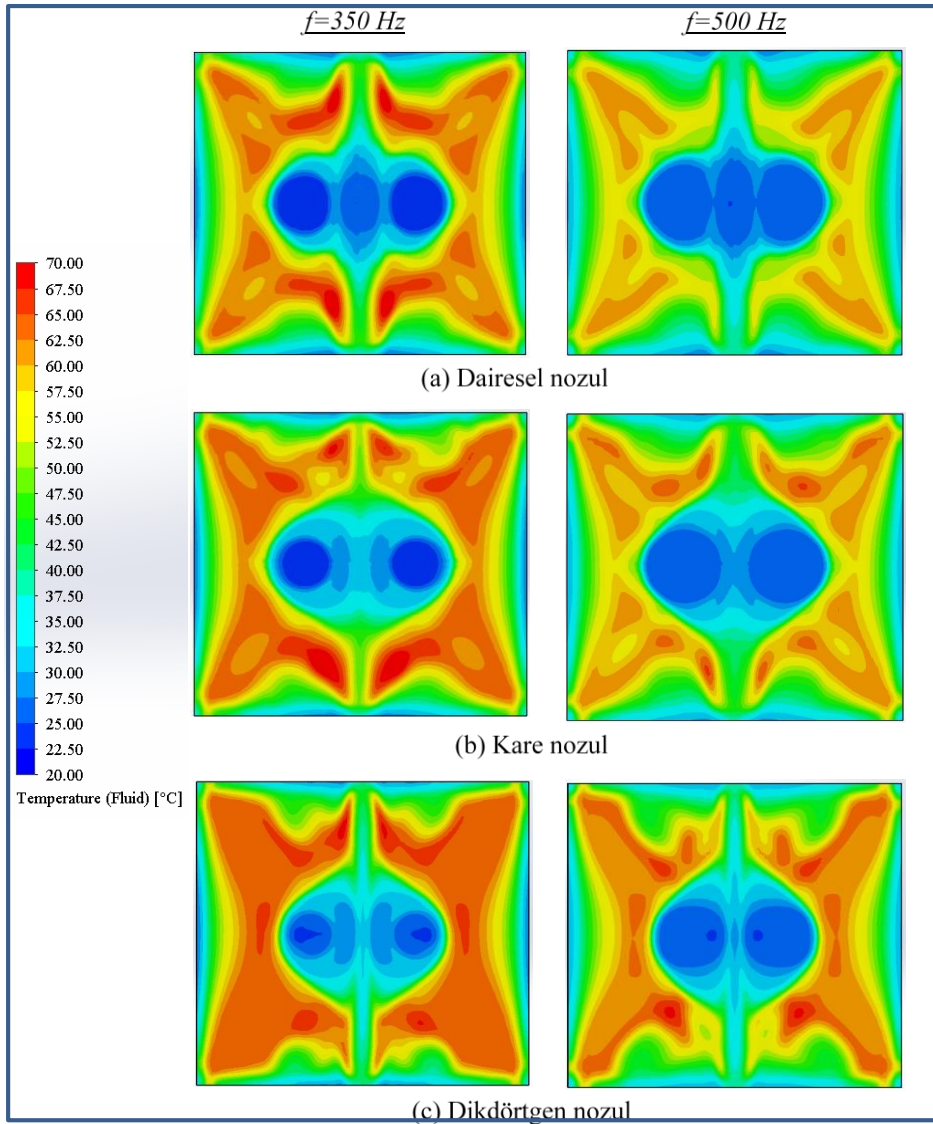
Şekil 5. 26. İki uydu orifisi olması durumunda $f=500$ Hz ve $H/d=0,1$ için zaman ortalaması alınmış yerel Nusselt sayısının orifis geometrisi ile değişimi



Şekil 5. 27. İki uydu orifisi olması durumunda $f=500$ Hz ve $H/d=1,0$ için zaman ortalaması alınmış yerel Nusselt sayısının orifis geometrisi ile değişimi



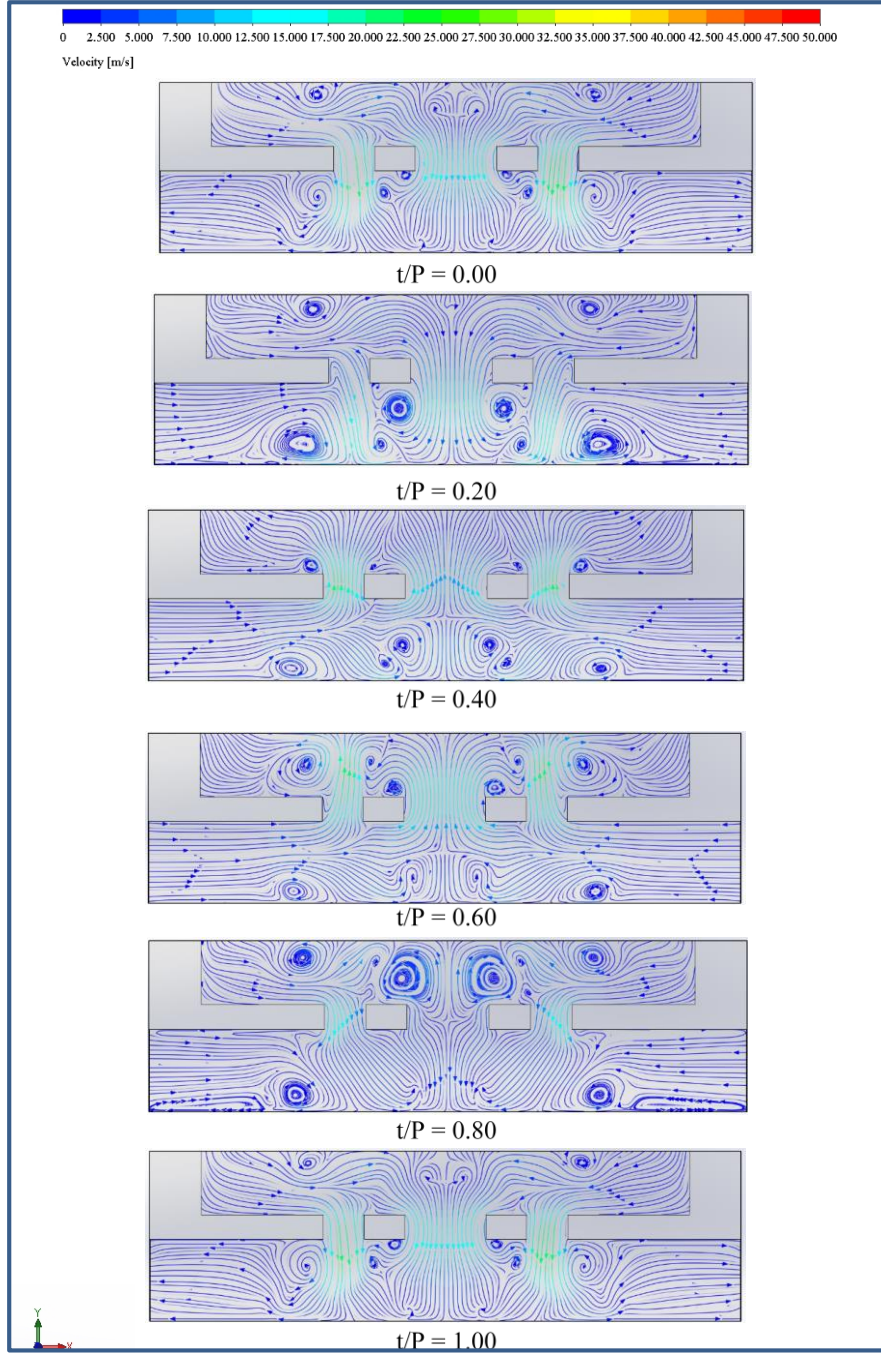
Şekil 5.28. İki uydu orifis kullanılması durumunda $H/d=0,1$ ve $R=1,25$ için farklı geometriler ve frekanslardaki çarpma plakasındaki sıcaklık dağılımları



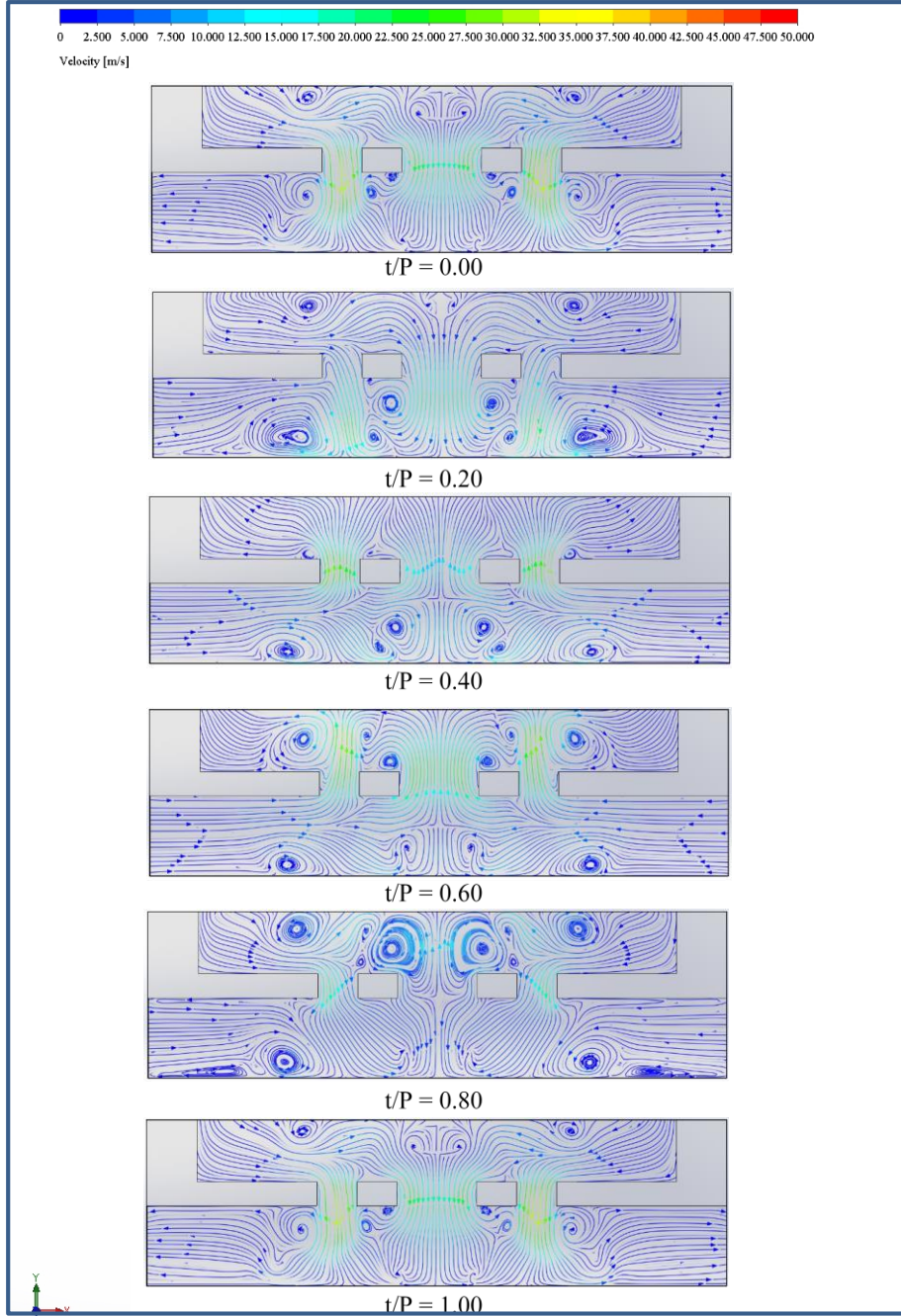
Şekil 5.29. İki uydu orifis kullanılması durumunda $H/d=1,0$ ve $R=1,25$ için farklı geometriler ve frekanslardaki çarpma plakasındaki sıcaklık dağılımları

Şekil 5.30. – Şekil 5.35. arasında adım oranı 1,25 olan, orifis-plaka arası mesafeleri 1 olan modeller için farklı çalıştırma frekansı ve farklı geometriler için hız görselleri sunulmuştur. Dairesel, kare ve dikdörtgen geometrili orifisler için 350 Hz ve 500 Hz karşılaştırması yapılmıştır. Farklı frekanslarda oluşan hız dağılımları sunulmuştur. $H/d=1$ olduğuna tüm orifis geometrilerinde ve frekanslarda kavite içinde sirkülasyonların olduğu görülmüştür. Ancak, frekans değerinin artması ile birlikte, bu sirkülasyonların çarpma bölgesinde olduğu ve duvar jetinin üstünde meydana geldiği gözlemlenmiştir. Bu sirkülasyonlar, çarpma bölgesinin dışındaki soğuk havayı jete doğru getirerek sürekli soğuk havayı artırmakta ve böylece ısı transferinin artışı sağlamaktadır. 500 Hz boyunca, emme ve basma fazları hızları yüksek frekanstan dolayı çok daha yüksek olduğu görülmüştür. t/P

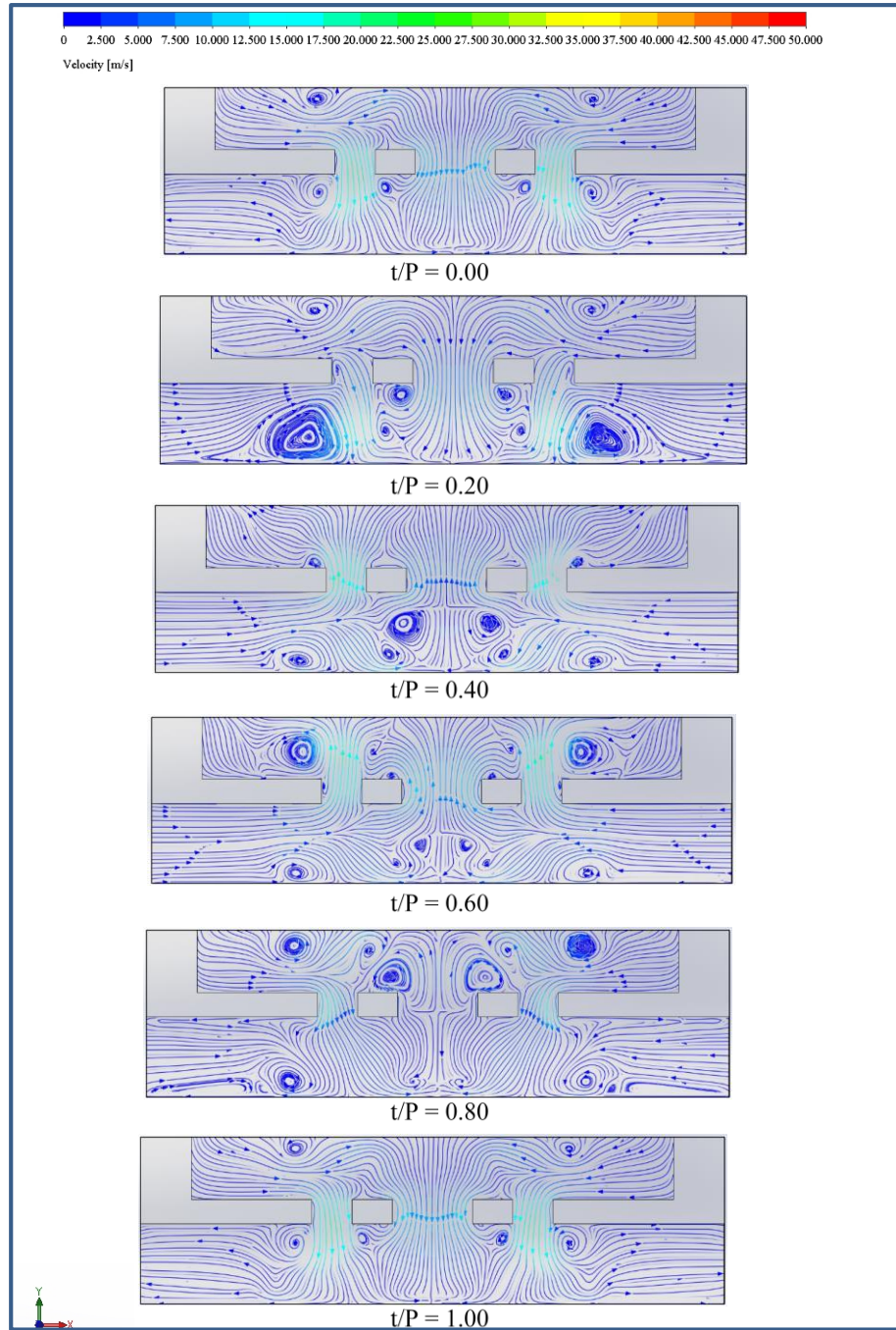
değerleri boyunca hızlardan dolayı kaynaklanan girdaplar daha fazla ve etkilidir Genel anlamda simetrik bir hız dağılımının oluştuğu gözlemlenmiştir.



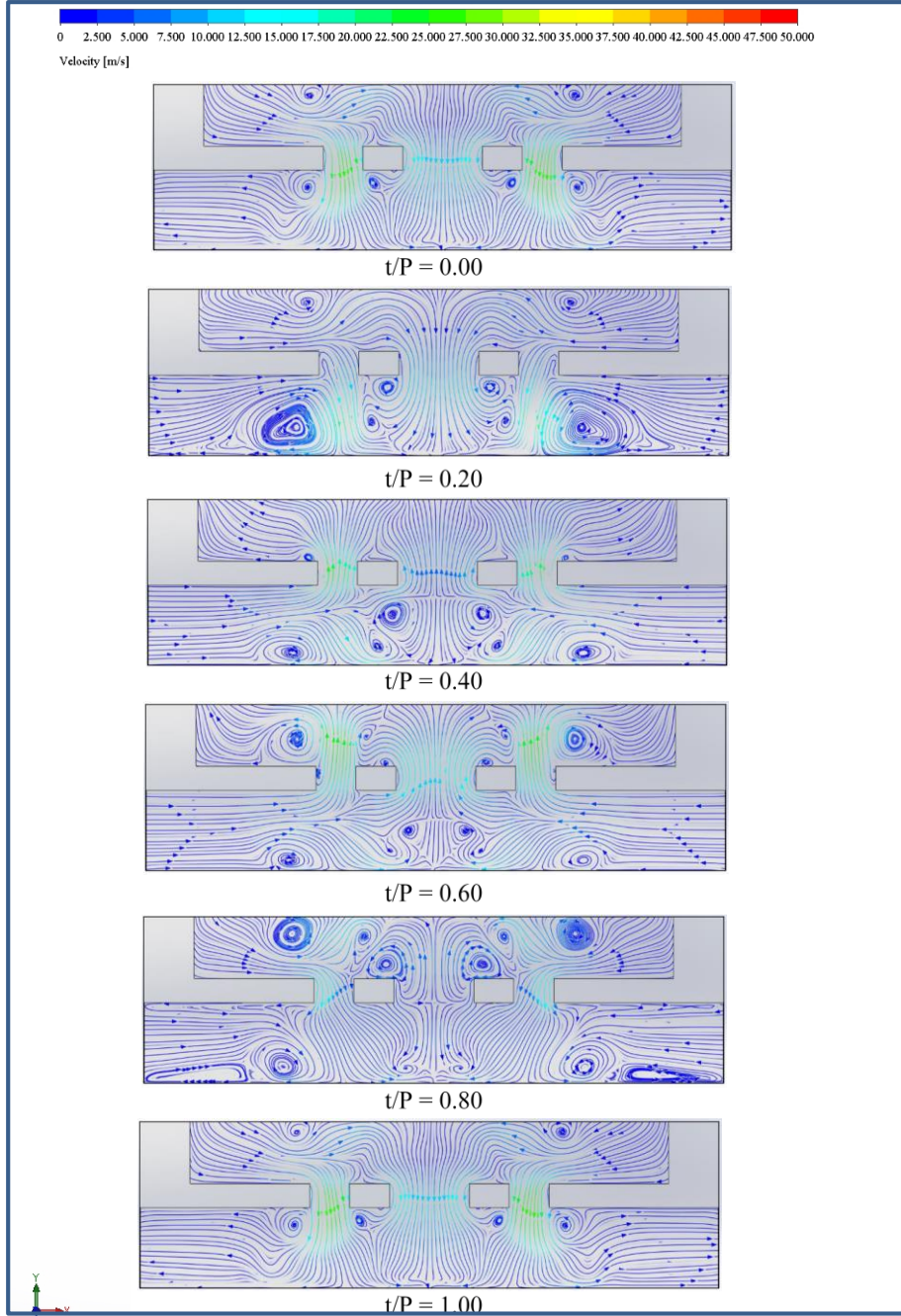
Şekil 5.30. İki uydu orifis kullanılması durumunda dairesel orifis geometrisi, $f=350$ Hz, $H/d=1,0$ ve $R=1,25$ için oluşan akım çizgileri



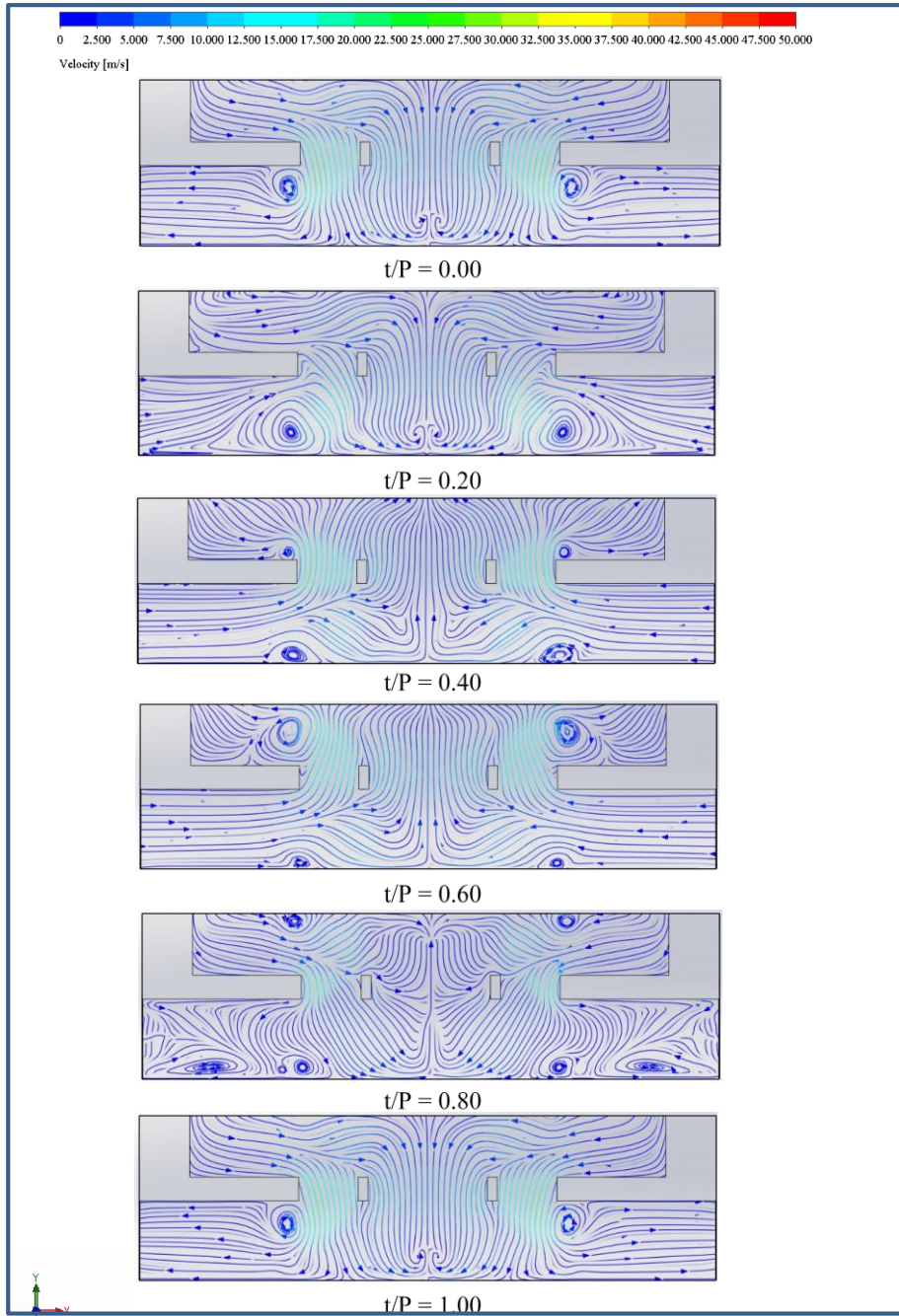
Şekil 5.31. İki uydu orifis kullanılması durumunda dairesel orifis geometrisi, $f=500$ Hz, $H/d=1,0$ ve $R=1,25$ için oluşan akım çizgileri



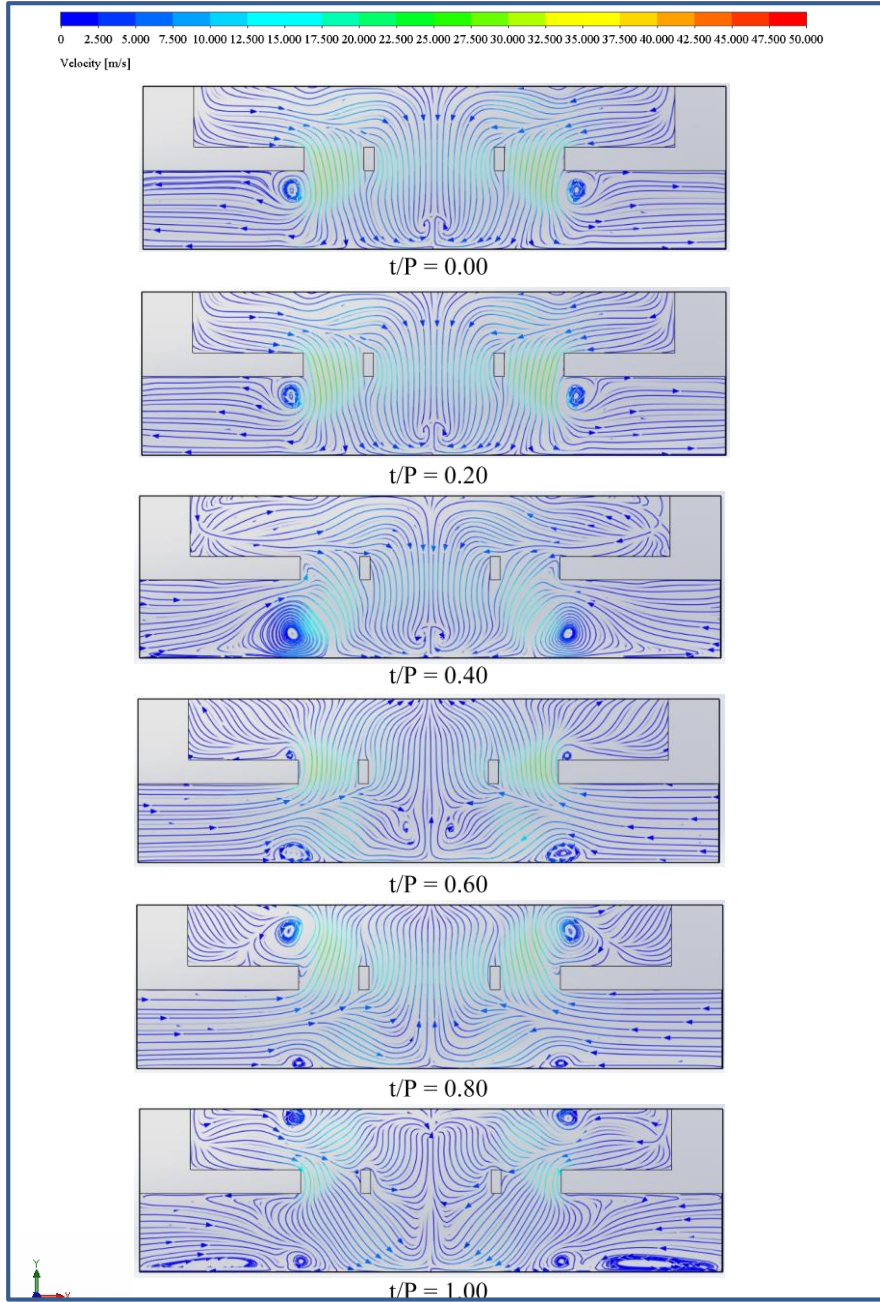
Şekil 5.32 İki uydu orifis kullanılması durumunda kare orifis geometrisi, $f=350$ Hz, $H/d=1,0$ ve $R=1,25$ için oluşan akım çizgileri



Şekil 5.33. İki uydu orifis kullanılması durumunda kare orifis geometrisi, $f=500$ Hz, $H/d=1,0$ ve $R=1,25$ için oluşan akım çizgileri



Şekil 5.34. İki uydu orifis kullanılması durumunda dikdörtgen orifis geometrisi, $f=350$ Hz, $H/d=1,0$ ve $R=1,25$ için oluşan akım çizgileri

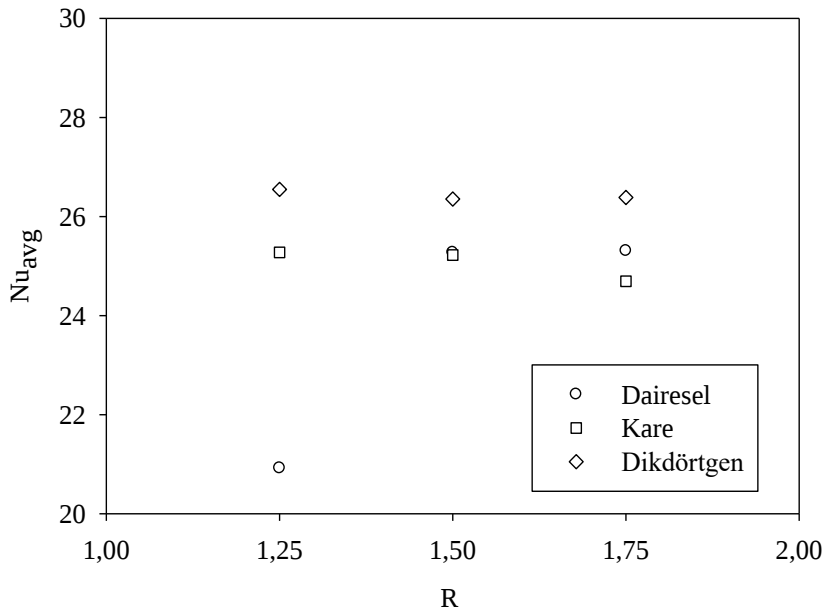


Şekil 5.35. İki uydu orifis kullanılması durumunda dikdörtgen orifis geometrisi, $f=500$ Hz, $H/d=1,0$ ve $R=1,25$ için oluşan akım çizgileri

R Etkisi

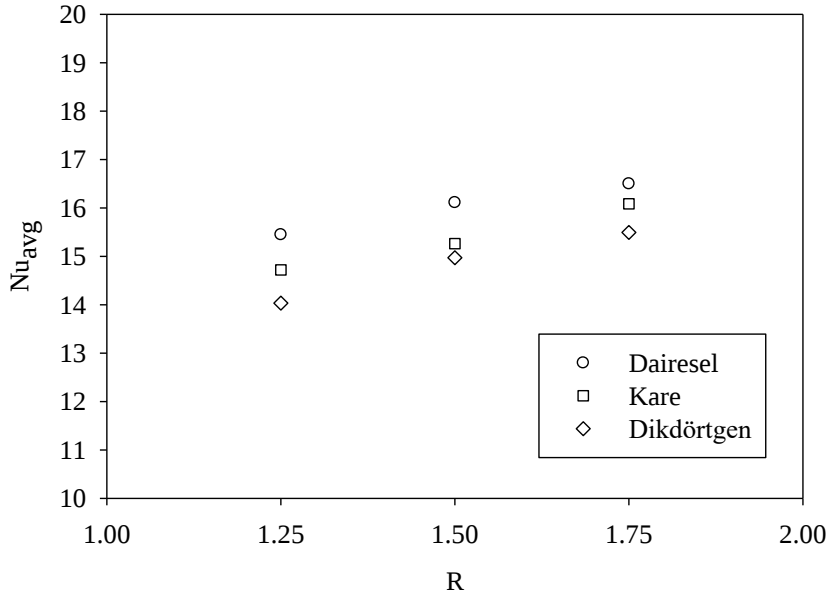
Çalışmanın bu bölümünde çoklu orifislere sahip sentetik jet modellerinin adım oranı (R) etkisi incelenmiştir. Adım oranı olan R , adım daire çapının (r_p) merkez orifis hidrolik çapına (d) bölümüdür. Çoklu sentetik jetler için adım oranı ısı transferi ve akış özellikleri için önemli bir parametredir. Bu yüzden farklı üç geometrik şekil için iki farklı orifis plaka mesafesi için R etkileri sunulmuştur.

Şekil 5.36.'de üç farklı adım oranı olan 1,25; 1,50 ve 1,75 değeri için, 500 Hz çalıştırma frekansına sahip, orifis plaka arası mesafesi 0,1 olan üç farklı geometri için analiz verileri sunulmuştur. Her üç R değeri içinde en yüksek ortalama Nusselt sayısı en yüksek değeri dikdörtgen şekilli orifislerin olduğu modelde görünmektedir. Bu üç geometri içinde en büyük farkların görüldüğü adım oranı $R=1,25$ olduğunda anlaşılmaktadır. $R=1,25$ 'de ortalama Nusselt sayısı 20,9'u göstererek dairesel geometri için en küçük değeri almıştır. Her üç geometride de farklı üç adım oranında da değişik ısı transferleri görülmüştür.



Şekil 5.36. İki uydu olması durumunda R değerinin $f=500$ Hz ve $H/d=0,1$ için ortalama Nusselt sayısına etkisi

Konuya ilişkin diğer bir şekil olan Şekil 5.37.'de ise yine aynı parametrik değerler sunulup sadece H/d oranı 1,0 olarak değiştirilmiştir. Tekrardan adım oranı etkilerini incelediğimizde her adım oranı için tüm geometrilerde daha düzenli bir yayılım göstermektedir. Bütün R değerleri için dairesel > kare > dikdörtgen geometri şeklinde sıralanmıştır. En yüksek ısı transferi etkileri $R=1,75$ için görülmüş olup, en yüksek ortalama Nusselt değeri olarak yaklaşık 16,6 değeri görülmüştür. Bu şekillere göre en iyi ısı transferi için $R=1,75$ değeri en uygun olacaktır.

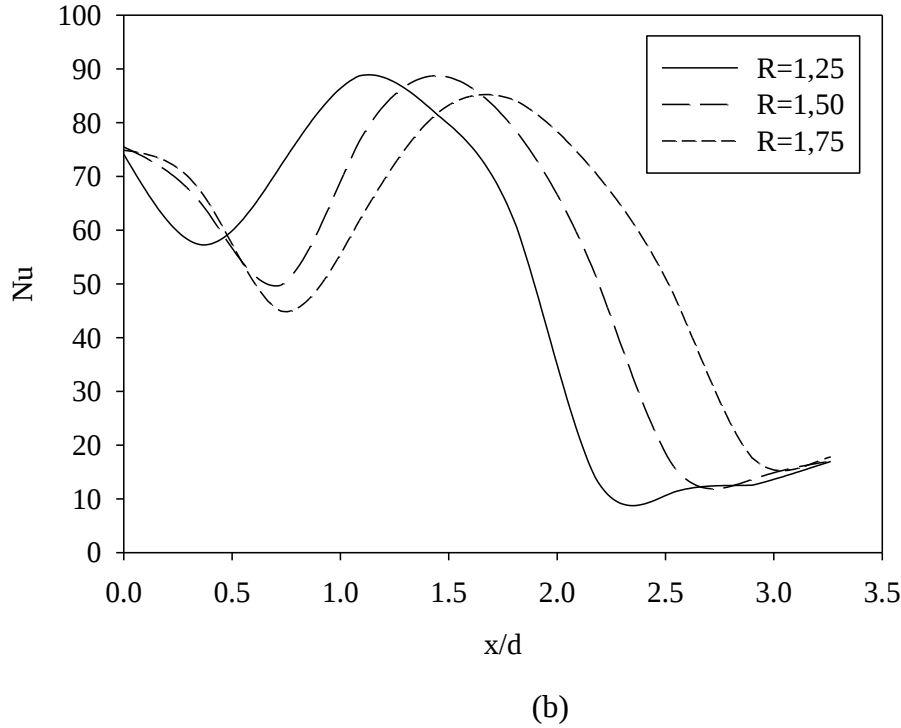
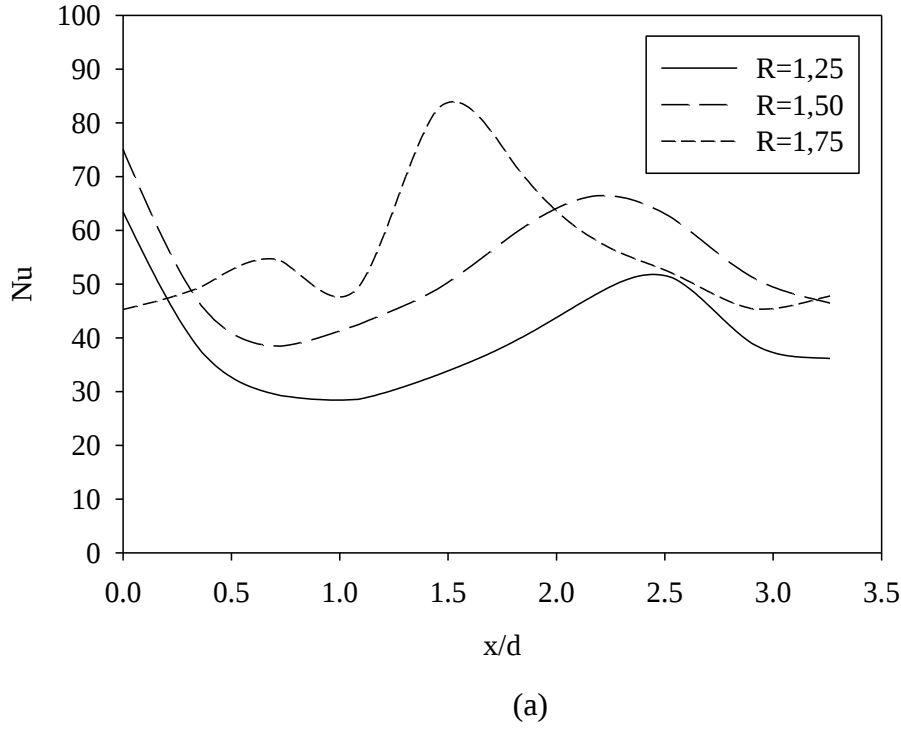


Şekil 5.37. İki uydu olması durumunda R değerinin $f=500$ Hz ve $H/d=1$ için ortalama Nusselt sayısına etkisi

Şekil 5.38. için yine 500 Hz frekansında olan dairesel geometrili orifislere sahip sistemlerin farklı adım oranına göre yerel Nusselt sayısı değerlerine bakılmıştır. Bu incelemeler orifis plaka arası mesafeler 0,1 ve 1,0 değeri için ayrı ayrı izah edilmiştir.

$H/d=0,1$ değeri için x/d boyunca adım oranı etkisi en yüksek 1,75 adım oranı için geçerlidir. 1,25 ve 1,50 adım oranları için yerel Nusselt değerleri x/d boyunca daha benzer eğriler sergilerken, 1,75 için durum biraz daha farklıdır ve en yüksek ısı transferleri değeri $R=1,75$ değerinde $x/d=1,5$ oranında değer görmektedir.

$H/d=1,0$ içinse her üç adım oranı içinde benzer bir etki görülmektedir. x/d boyunca her üç R’de de yerel Nusselt sayısı hemen hemen aynı değerlerde başlayıp hemen hemen aynı değerlerde bitmiştir. Genel etki olarak tüm adım oranlarında paralellik görülmektedir.



Şekil 5.38. Dairesel orifislerde $f=500$ Hz ve R değerinin yerel Nusselt sayısına etkisi (a) $H/d=0,1$, (b) $H/d=1$

Şekil 5.39. için yine 500 Hz frekansında olan kare geometriye sahip orifislerde sentetik jet mekanizmasının farklı adım oranına göre yerel Nusselt sayısı değerlerine bakılmıştır. Bu incelemeler yeniden orifis plaka arası mesafeler 0,1 ve 1,0 değeri için ayrı ayrı izah edilmiştir.

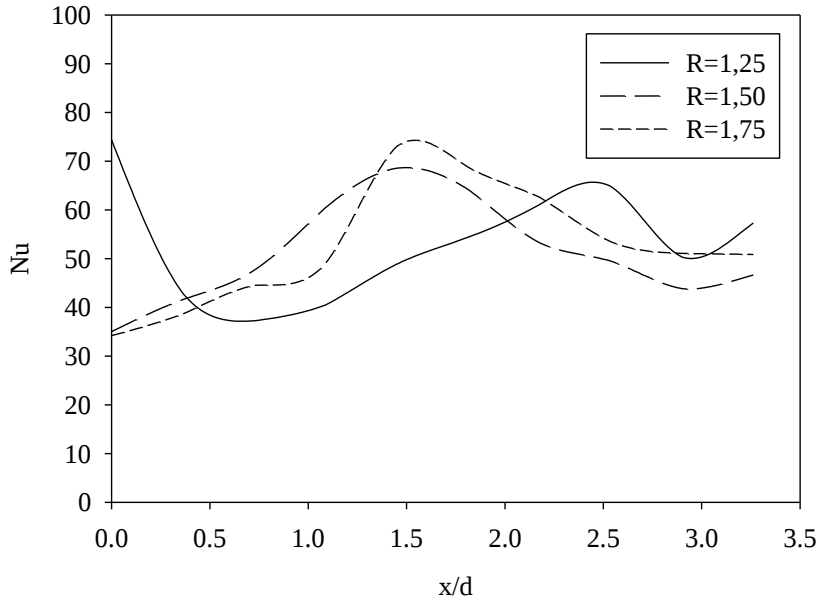
$H/d=0,1$ değeri için x/d boyunca adım oranı etkisi farklı formu 1,25 adım oranı için gözlemlenmektedir. 1,75 ve 1,50 adım oranları için yerel Nusselt değerleri x/d boyunca daha benzer eğriler sergilerken, 1,25 için durum biraz daha farklıdır. $R=1.25$ değeri için en yüksek ortalama Nusselt değeri $x/d=0.0$ 'da yakalanırken, 1,50 ve 1,75'de ise $x/d=1.5$ değerinde izlenmektedir.

$H/d=1,0$ içinse her üç adım oranı içinde yine benzer bir etki görülmektedir. Tekrardan x/d boyunca her üç R 'de de yerel Nusselt sayısı hemen hemen aynı değerlerde başlayıp hemen hemen aynı değerlerde bitmiştir. Genel etki karakteri paralellik sergilemektedir. Fakat her üç R değeri içinde maksimum değeri farklı x/d oranında görülmektedir. Ve her üç adım oranı içinde maksimum yerel Nusselt sayısı yaklaşık 80 olarak okunmuştur.

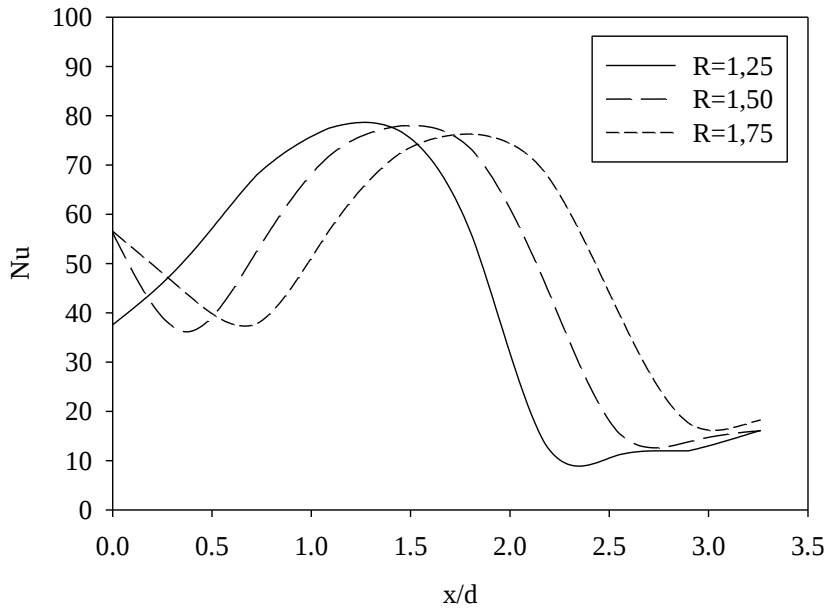
Son olarak ise Şekil 5.40'ta yine 500 Hz frekansında olan dikdörtgen şekle sahip orifislerde sentetik jet mekanizmasının farklı adım oranına göre yerel Nusselt sayısı değerlerine bakılmıştır. Bu incelemeler yeniden orifis plaka arası mesafeler 0,1 ve 1 değeri için ayrı ayrı izah edilmiştir.

$H/d=0,1$ değeri için x/d boyunca adım oranı etkisi farklı formu 1,25 adım oranı için gözlemlenmektedir. Genel olarak kare şekle sahip orifisler için ola sonuçlarla çok benzerlik göstermektedir. Burada da 1,75 ve 1,50 adım oranları için yerel Nusselt değerleri x/d boyunca daha benzer eğriler sergilerken, 1,25 için durum biraz daha farklıdır. $R=1.25$ değeri için en yüksek ortalama Nusselt değeri $x/d=0.0$ 'da yakalanırken, $R=1,50$ için en yüksek yerel Nusselt değeri $1.0 < x/d < 1.5$ arasında ve 1,75'de ise $x/d=1.5$ değerinde izlenmektedir.

$H/d=1$ içinse her üç adım oranı içinde yine benzer bir etki görülmektedir. Tekrardan x/d boyunca her üç R 'de de yerel Nusselt sayısı hemen hemen aynı değerlerde başlayıp hemen hemen aynı değerlerde bitmiştir. Genel etki karakteri paralellik sergilemektedir. Maksimum yerel Nusselt sayısı her üç adım oranı içinde $1.0 < x/d < 2.0$ arasında görülmüştür.



(a)

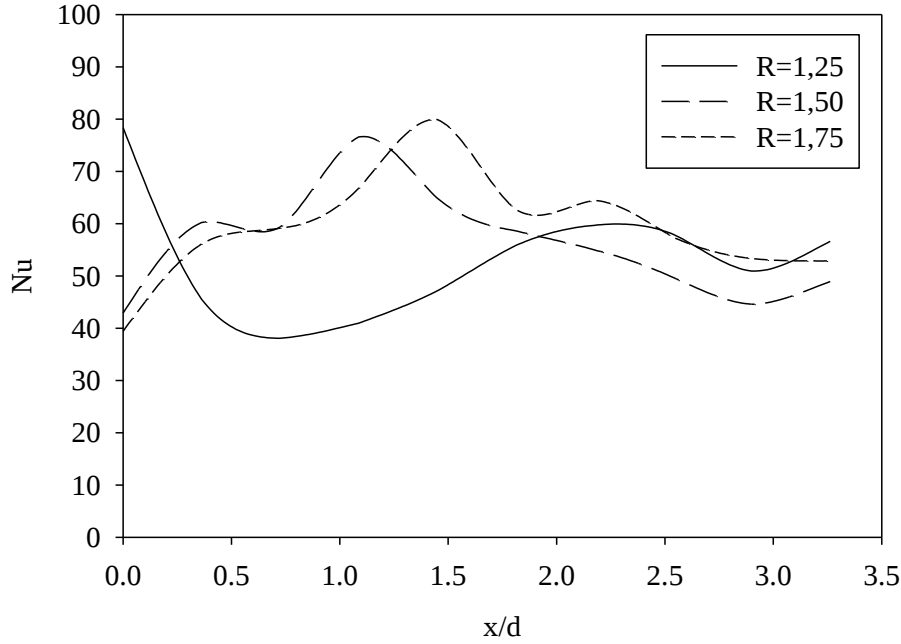


(b)

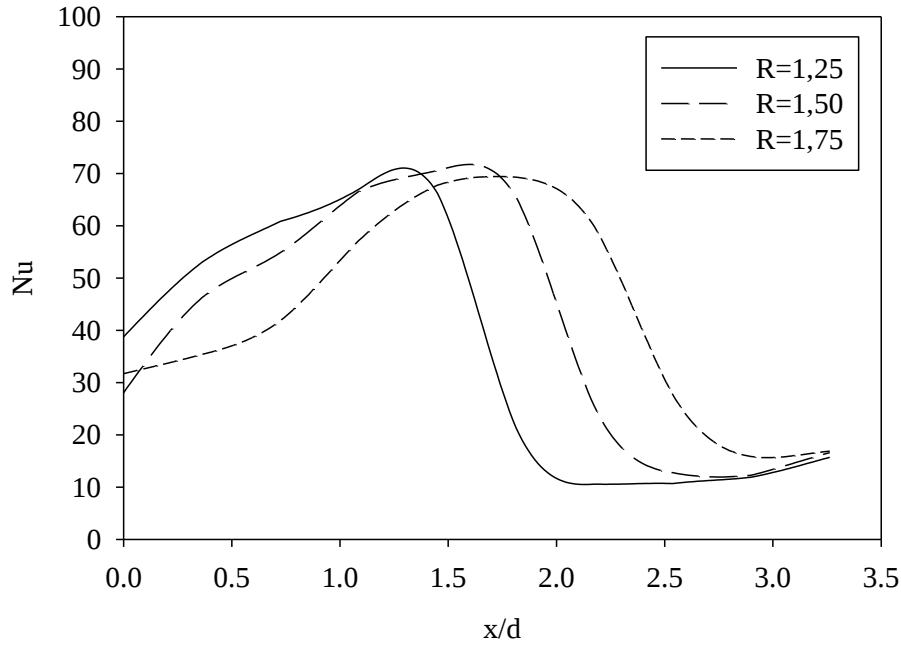
Şekil 5.39. Kare orifislerde $f=500$ Hz ve R değerinin yerel Nusselt sayısına etkisi (a) $H/d=0,1$, (b) $H/d=1,0$

Sonuç olarak genel adım oranı etkisi incelendiğinde her üç farklı geometri içinde, aynı orifis palaka mesafeleri için karakterler fazlasıyla benzerlik içermektedir. Fakat adım oranlarına göre ısı transferi etkileri farklılaşmaktadır. Genel olarak adım oranı incelenmesinde en verimli ve en etkili oranın 1,75 olduğu görülmüştür.

Aşağıdaki şekillerde frekans etkisinin değişen orifis geometrisine bağlı olarak sıcaklık ve hız görselleri ayrıntılı olarak sunulmuştur. Frekans etkisi ile ısı transferi ve akış karakteristiklerinin nasıl değiştiğine dair gösterimlere yer verilmiştir



(a)



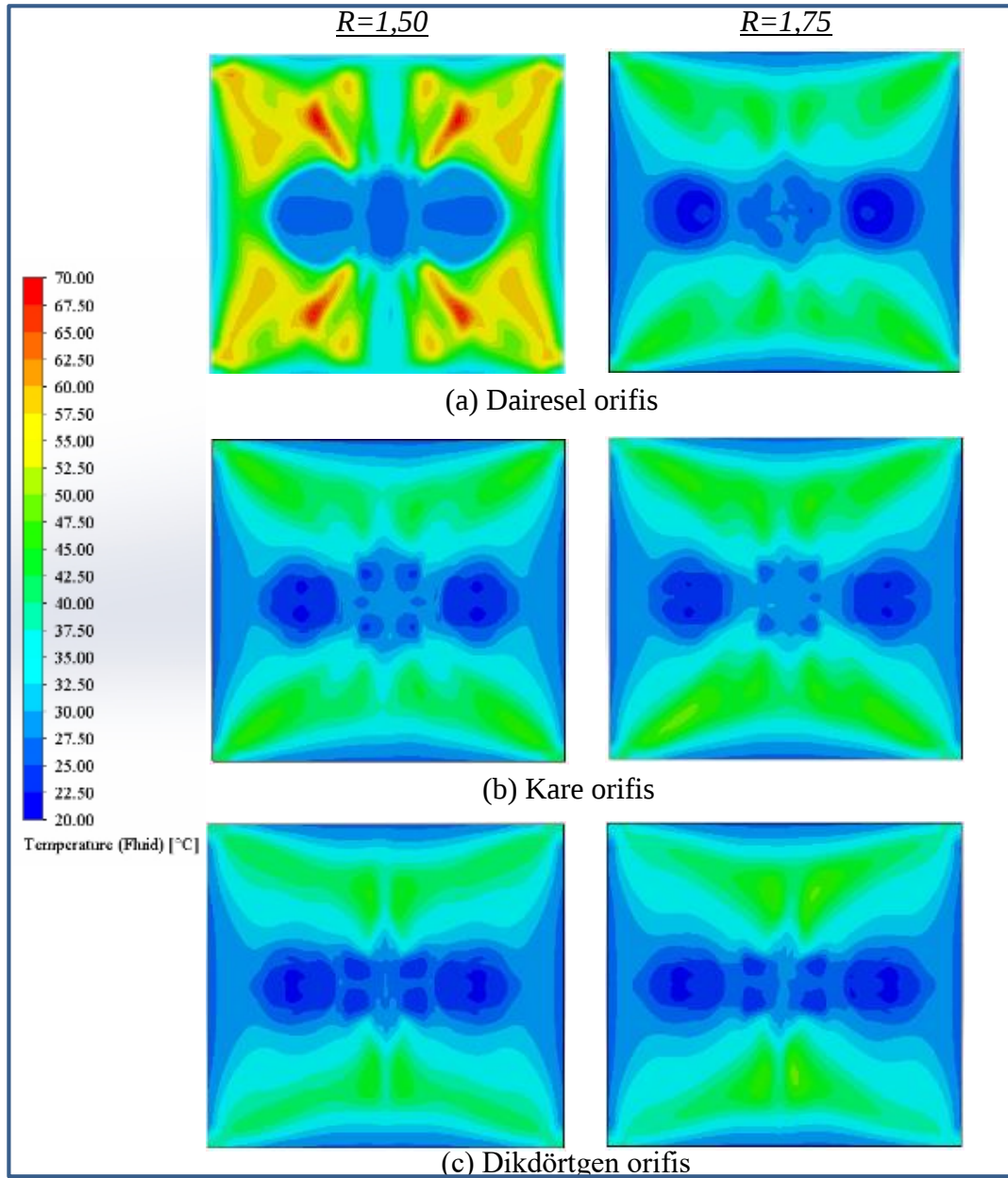
(b)

Şekil 5.40. Dikdörtgen orifislerde $f=500$ Hz ve R değerinin yerel Nusselt sayısına etkisi (a) $H/d=0,1$, (b) $H/d=1,0$

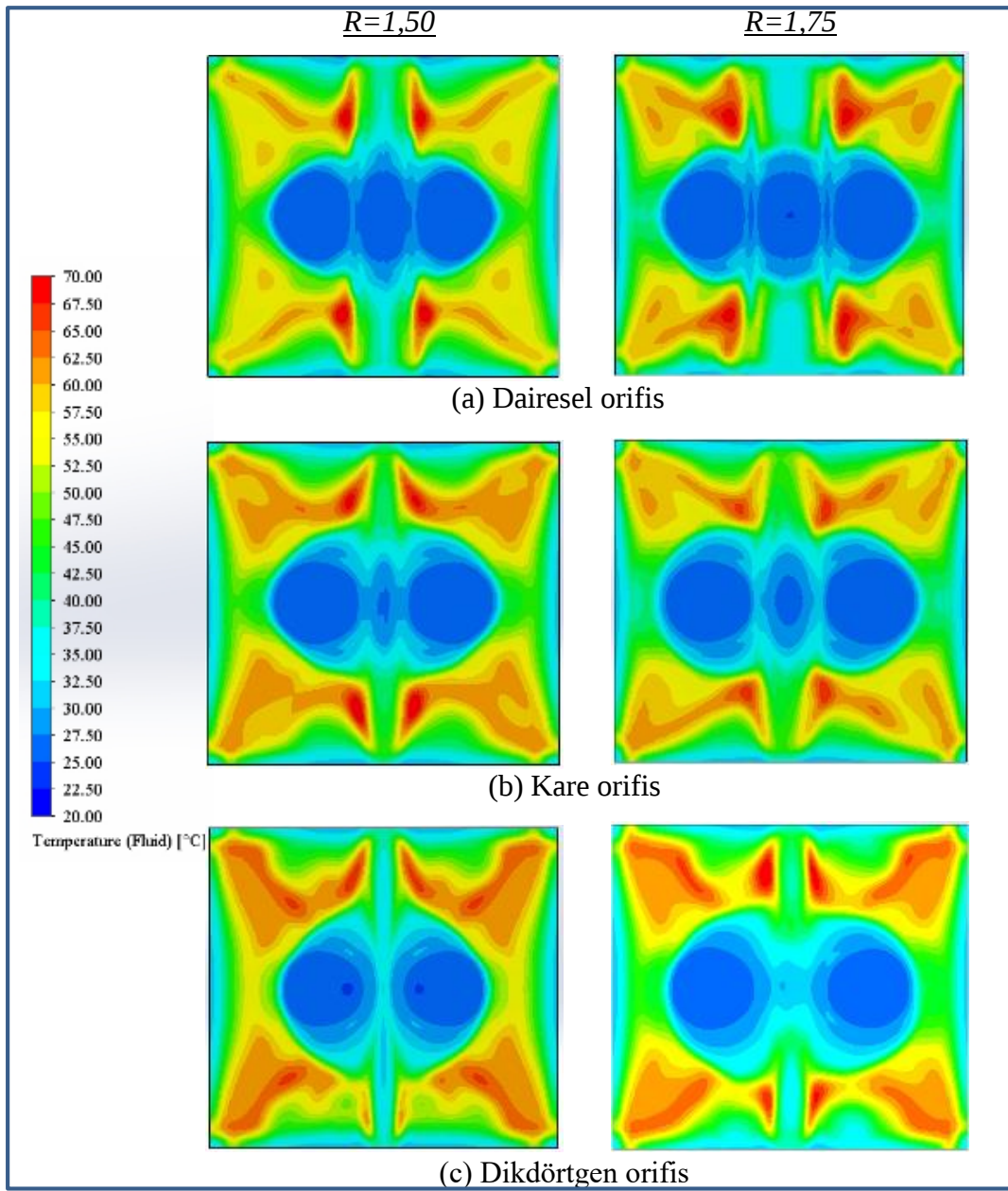
Şekil 5.41.'e göre iki farklı adım oranı olan 1,50 ve 1,75 için farklı geometrilere sahip ısıtılmış plakanın ısı dağılımları sunulmuştur. Burada çalıştırma frekansı olarak 500 Hz alınıp orifis plaka arası mesafe seçimi 0,1'dir. Buna göre sıcaklık dağılımlarını ayrıntılı olarak incelediğimizde $R=1,75$ değeri için kurgulanmış sentetik jet mekanizması ısı transferi açısından oldukça iyi pozisyonadadır. Soğutulmanın en verimsiz olduğu seçenek ise $R=1,50$ ' de olan ve dairesel geometriye sahip olan orifislerden oluşan model olduğu görülmektedir. Sıcaklık skalasını incelediğimizde bu konfigürasyon için en yüksek sıcaklıkların elde edildiği görülmüştür.

Şekil 5.42.'de ise yine farklı iki adım oranı olan 1,50 ve 1,75 için orifis plaka arası mesafe 1,0 olduğu geometrideki ısıtılmış plaka için sıcaklık dağılımları sunulmuştur. Sıcaklık dağılımları tekrar incelendiğinde en iyi transferinin $R=1,75$ olduğu pozisyon olduğu görülmüştür.

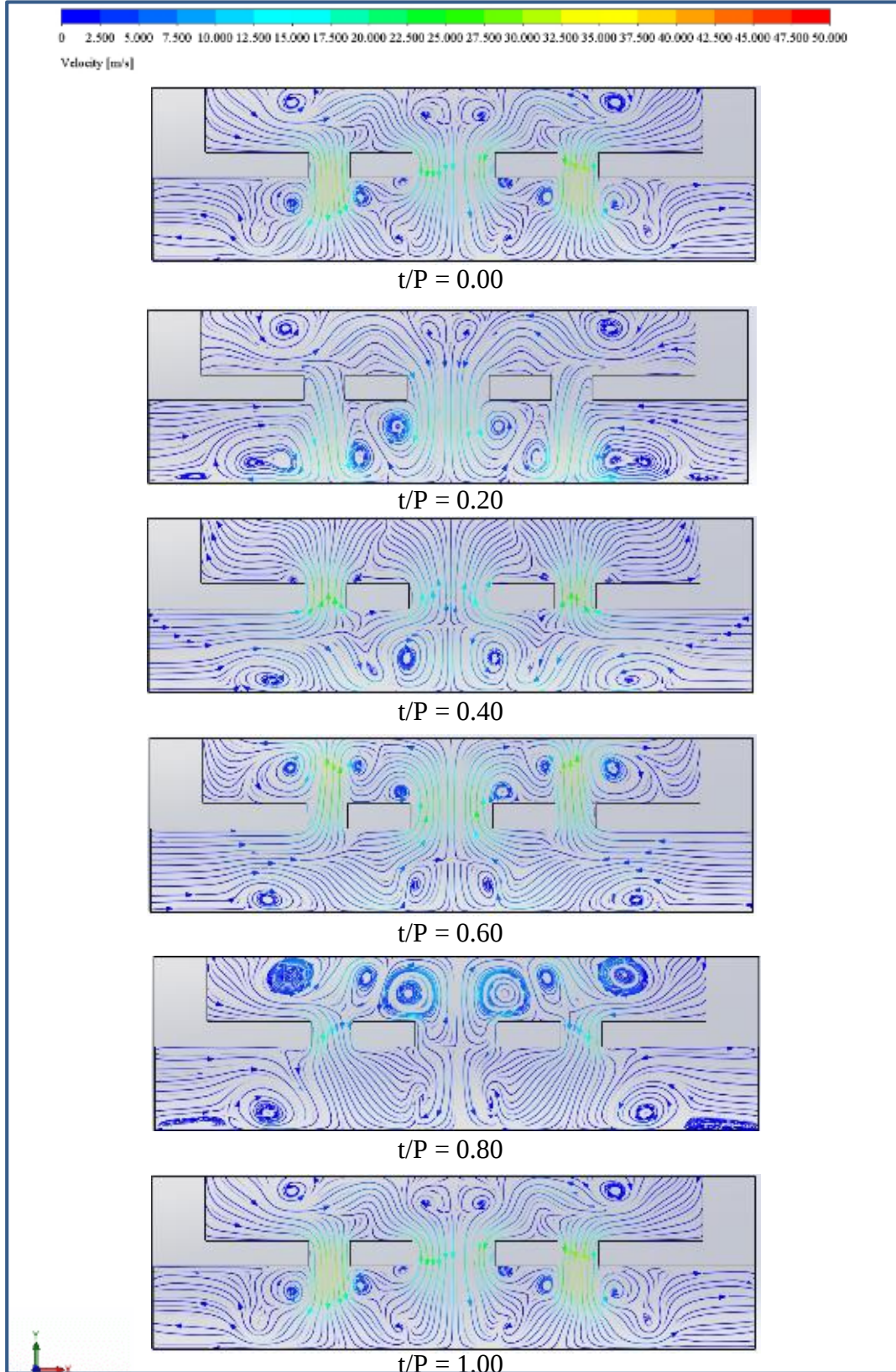
Akım çizgileri barındıran şekillerde ise dairesel, kare ve dikdörtgen geometrili orifisler için 500 Hz çalıştırma frekansında, adım oranı 1,5 ve 1,75 değerleri altında çıkan sonuçlardır. Emme ve basma fazlarının, zamanın periyoda göre oranına dayalı alınmış hız görüntüleri sunulmuştur. İki adet uydu orifise ve bir adet merkez orifise sahip sentetik jet mekanizmalarında temel olarak değişen adım oranlarıyla girdap oluşumlarında $R=1,75$ 'de $R=1,5$ 'e göre daha sıklıkta görülmüştür. $R=1,75$ değerinde hızların daha yüksek olduğu sonucuna varılmıştır. Isı transferine olan köşe etkilerinin verimi açıkça ortaya koyulmuştur.



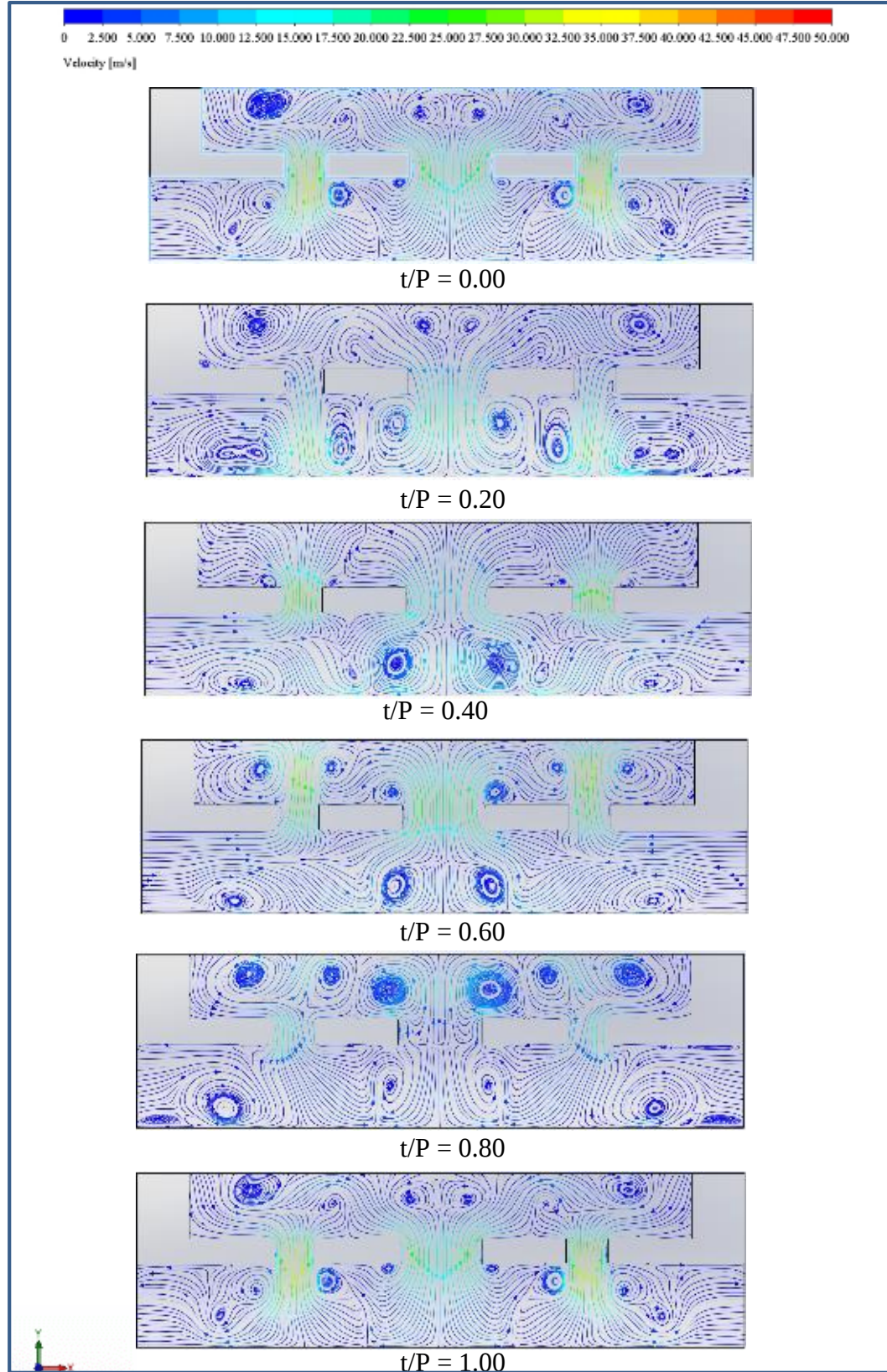
Şekil 5.41. İki uydu orifis kullanılması durumunda $H/d=0,1$ ve $f=500$ Hz için farklı geometriler ve orifisler arası mesafelerde çarpma plakasındaki sıcaklık dağılımları



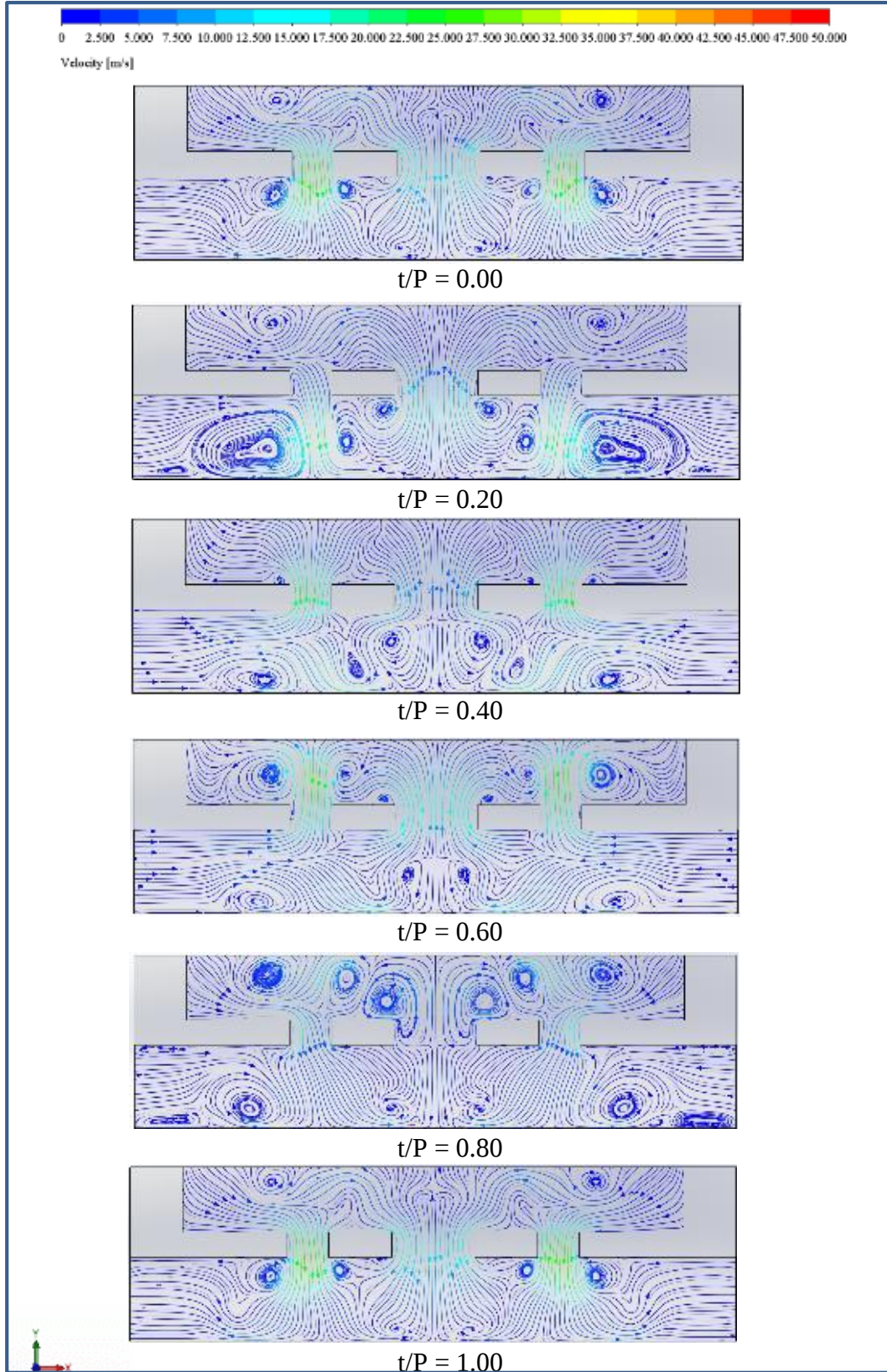
Şekil 5.42. İki uydu orifis kullanılması durumunda $H/d=1,0$ ve $f=500$ Hz için farklı geometriler ve orifisler arası mesafelerde çarpma plakasındaki sıcaklık dağılımları



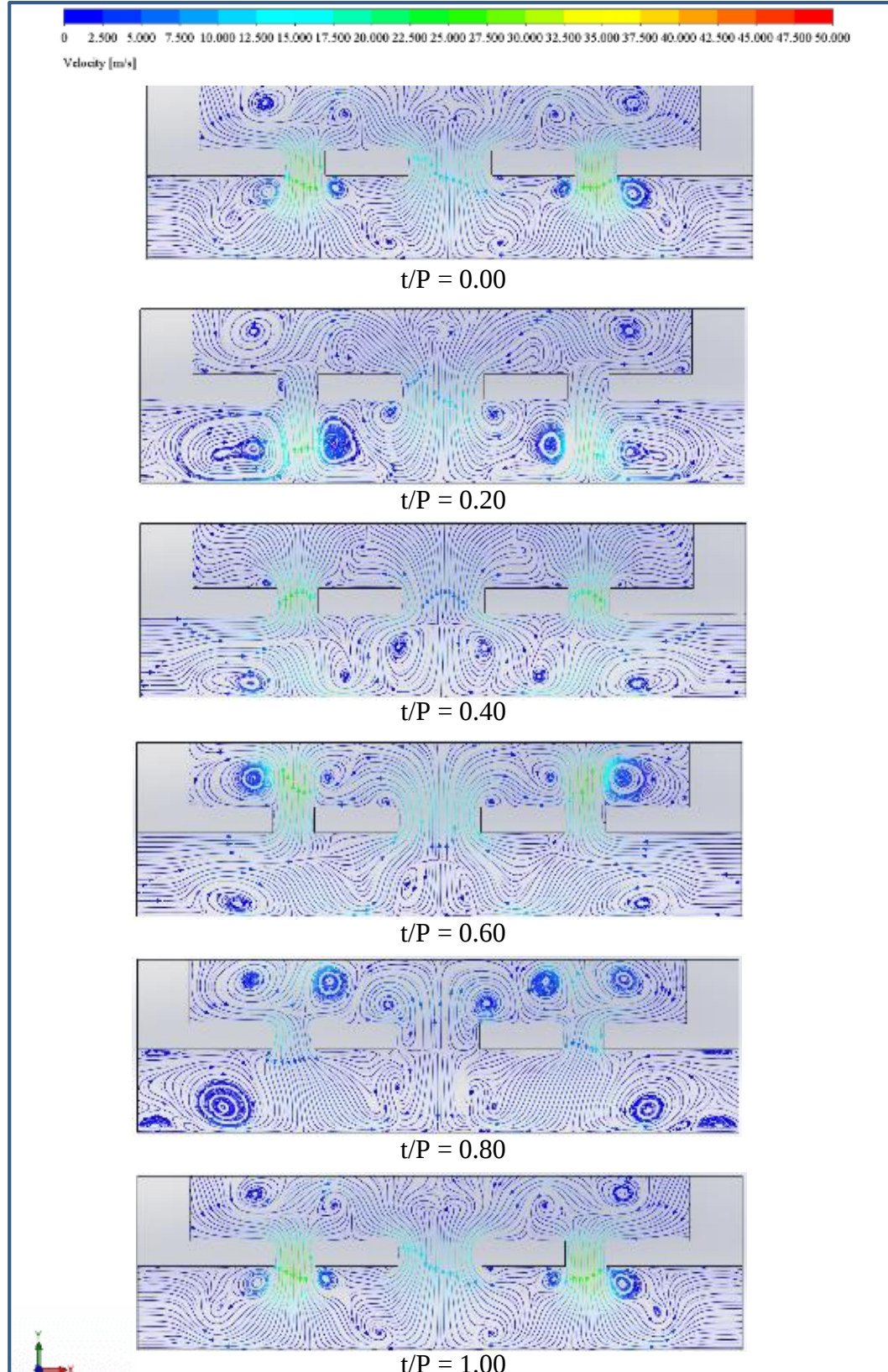
Şekil 5.43. İki uydu orifis kullanılması durumunda dairesel orifis geometrisi, $f=500$ Hz, $H/d=1,0$ ve $R=1,50$ için oluşan akım çizgileri



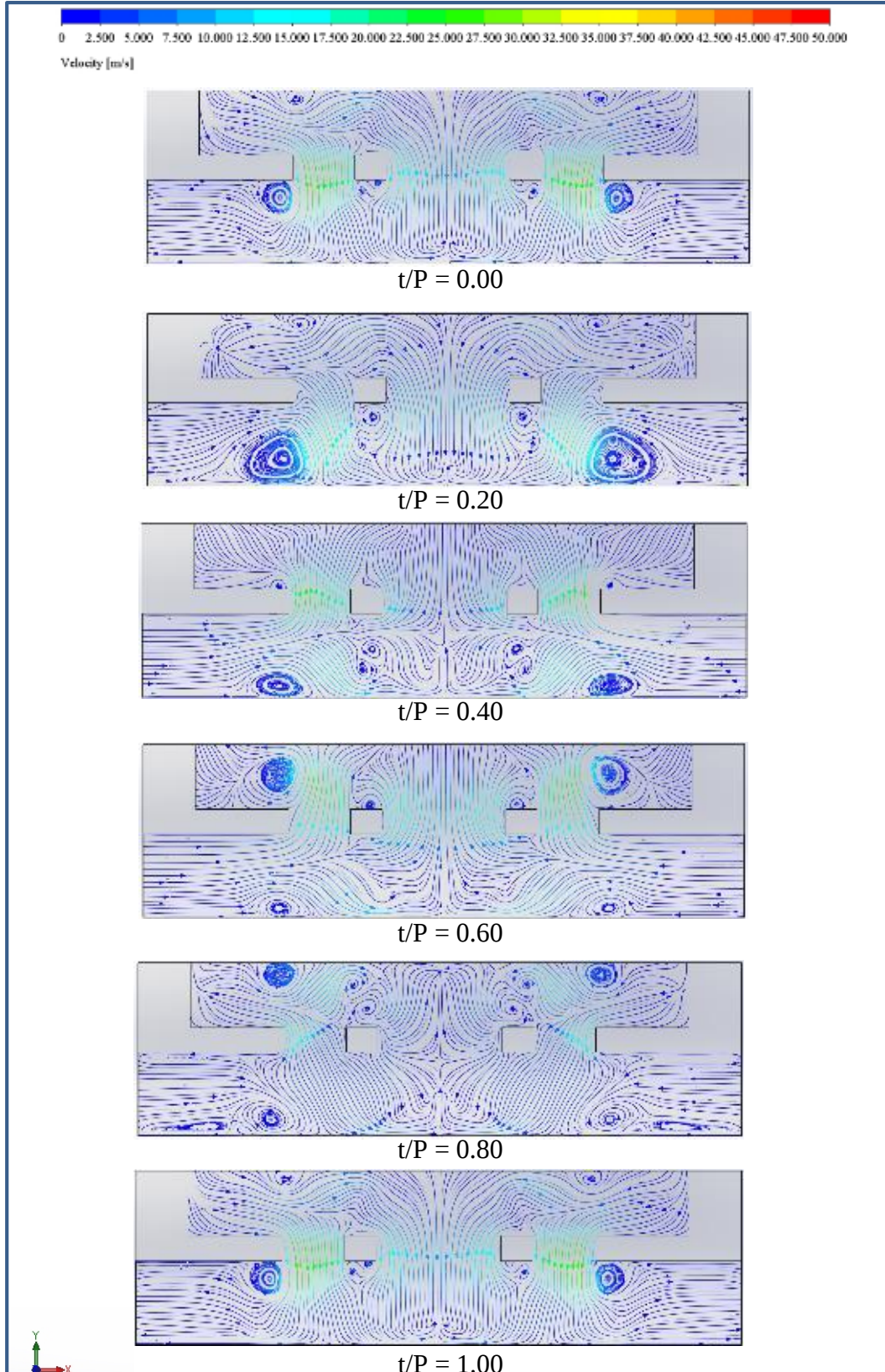
Şekil 5.44. İki uydu orifis kullanılması durumunda dairesel orifis geometrisi, $f=500$ Hz, $H/d=1,0$ ve $R=1,75$ için oluşan akım çizgileri



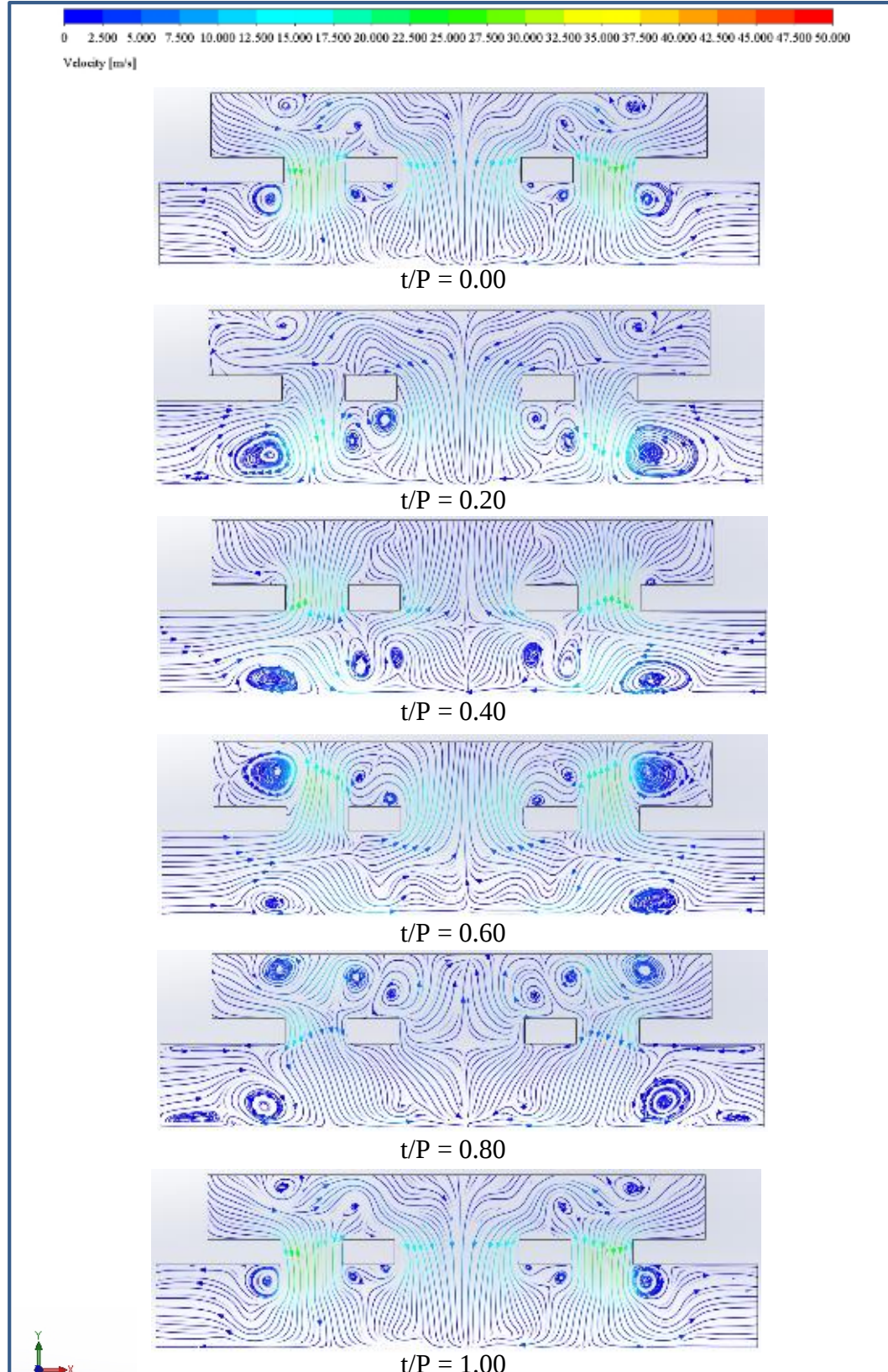
Şekil 5.45. İki uydu orifis kullanılması durumunda kare orifis geometrisi, $f=500$ Hz, $H/d=1,0$ ve $R=1,5$ için oluşan akım çizgileri



Şekil 5.46. İki uydu orifis kullanılması durumunda kare orifis geometrisi, $f=500$ Hz, $H/d=1,0$ ve $R=1,75$ için oluşan akım çizgileri



Şekil 5.47. İki uydu orifis kullanılması durumunda dikdörtgen orifis geometrisi, $f=500$ Hz, $H/d=1,0$ ve $R=1,50$ için oluşan akım çizgileri

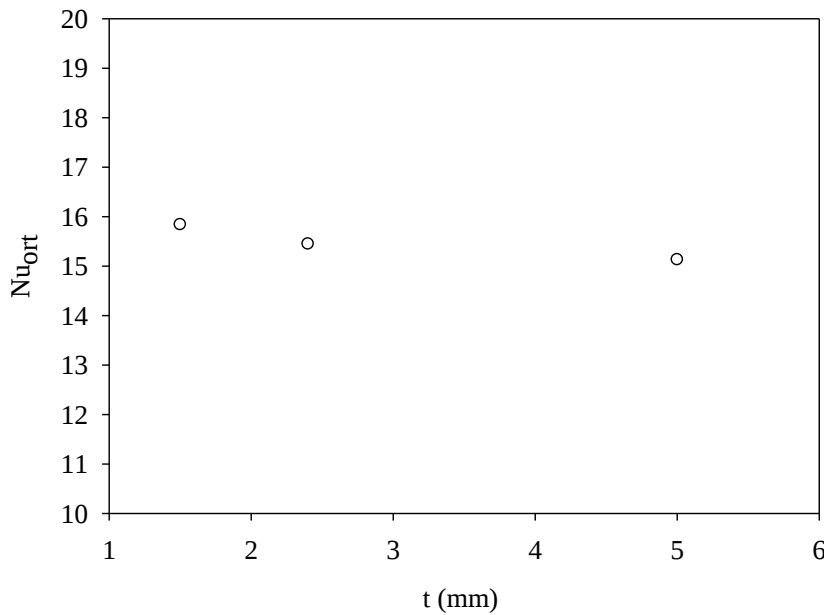


Şekil 5.48. İki uydu orifis kullanılması durumunda dikdörtgen orifis geometrisi, $f=500$ Hz, $H/d=1,0$ ve $R=1,75$ için oluşan akım çizgileri

Orifis Plaka Kalınlığı Etkisi

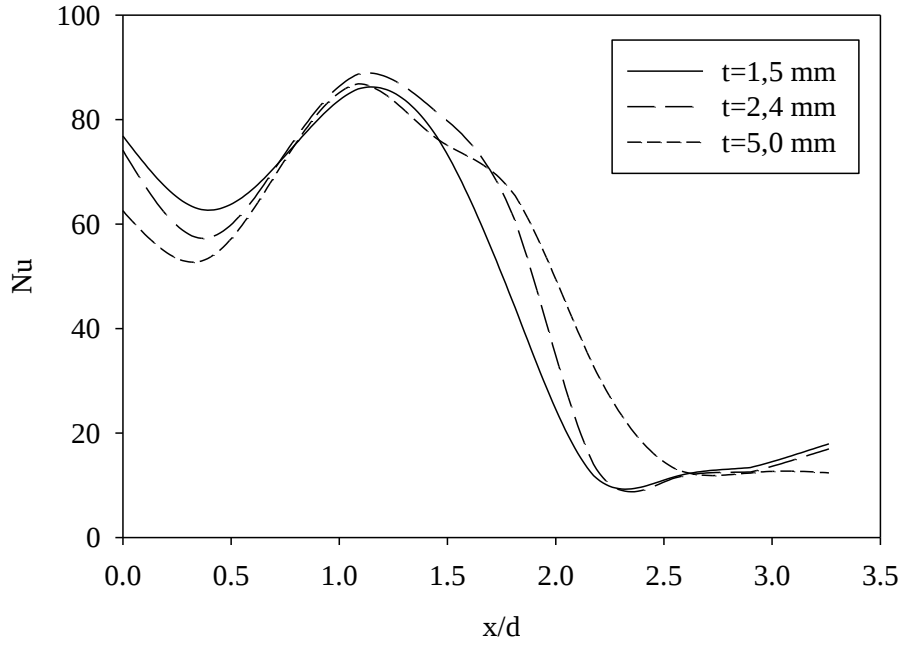
Gerçekleştirilen çalışmanın bu bölümünde ise sentetik jet mekanizmamız için orifis plaka kalınlığının (t_d) etkilerini analiz edilmiştir. Buna göre farklı üç adet orifis kalınlığı seçilmiştir. Bu değerler 1,5; 2,4 ve 5 mm'dir. Bu etkiler incelenirken esas olarak dairesel geometrili orifis seçimi üzerinden devam edilmiştir. Çalışma frekansı olarak 500 Hz alınıp, $H/d=1,0$ değeri ve $R=1,25$ değeri inceleme boyunca sabit tutulmuştur.

İlk olarak inceleyeceğimiz Şekil 5.49.'da ortalama Nusselt sayısına etkisine baktığımızda her üç değer içinde etkiler neredeyse aynıdır. En yüksek değer $t_d=1,5$ mm'de görülmektedir fakat diğer iki değer olan 2,4 mm ve 5 mm içinde sonuçlar neredeyse aynıdır.



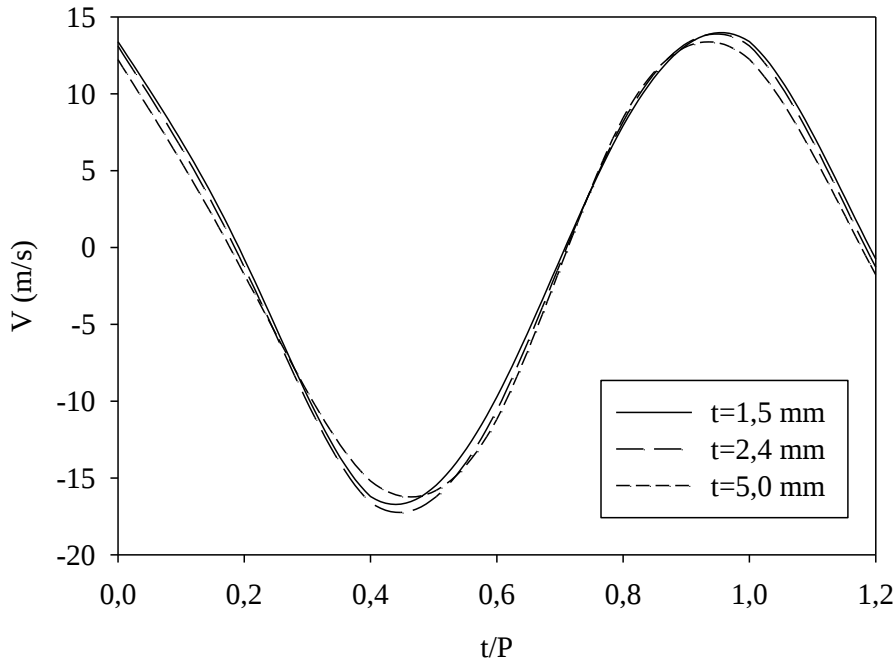
Şekil 5.49. Dairesel orifislerde $f=500$ Hz, $H/d=1,0$ ve $R=1,25$ olması durumunda ortalama Nusselt sayısının orifis plaka kalınlığı ile değişimi

Şekil 5.50.'de karşılaştırma çalışması ise yine dairesel orifislerde yerel Nusselt sayısı ve x/d oranını kapsamaktadır. Orifis plaka kalınlığının x/d boyunca yerel Nusselt değerleri de aynı formda olmuş olup, bu kısımda da çok bütük bir ortaklanma görülmektedir. Aralarındaki farklar az olup, maksimum ve minimum yerel Nusselt sayıları bu üç orifis kalınlığı neredeyse aynıdır.



Şekil 5.50. Dairesel orifislerde $f=500$ Hz, $H/d=1,0$ ve $R=1,25$ olması durumunda yerel Nusselt sayısının orifis plaka kalınlığı ile değişimi

Son olarak orifis plaka kalınlığı etkisi incelenmesi, zamana bağlı orifis çıkışındaki hızın orifis plaka kalınlığına zamana bağlı olarak değişimidir. Zamanın periyoda oranı ve hızın bulunduğu bu grafikte neredeyse ayırt edilemeyecek kadar küçük farklar barındırmaktadır.



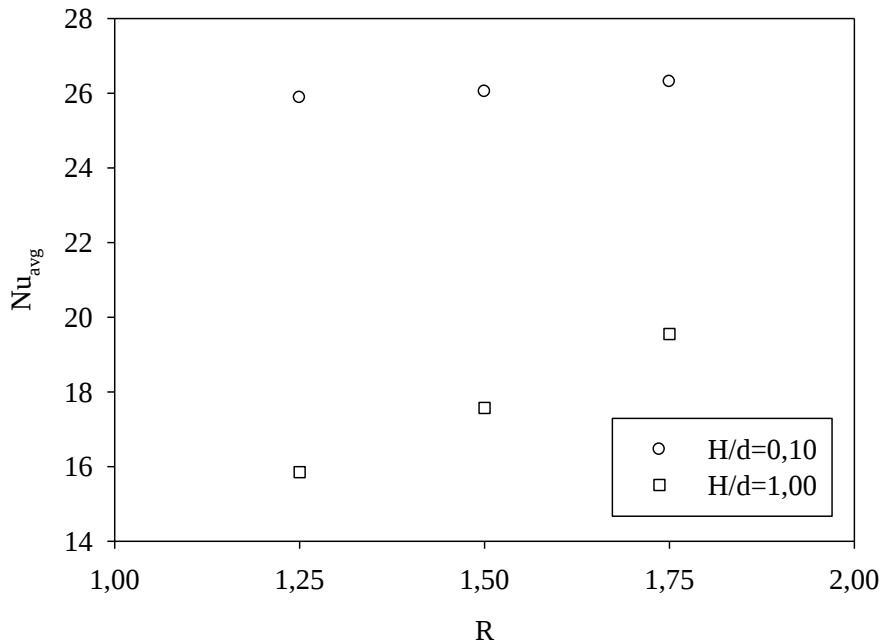
Şekil 5.51. Dairesel orifis $f=500$ Hz, $H/d=1,0$ ve $R=1,25$ olması durumunda zamana bağlı orifis çıkışındaki hızın orifis plaka kalınlığına zamana bağlı olarak değişimi

Bütün incelemelerin en nihayetinde, tüm analizler için aslında orifis plaka kalınlığının sentetik jet mekanizması için çok büyük farklar yaratmadığını ve çok küçük etkilere sebep olduğu görülmüştür. Bu nedenle, bu etkinin çok daha araştırılmasına gerek duyulmamıştır.

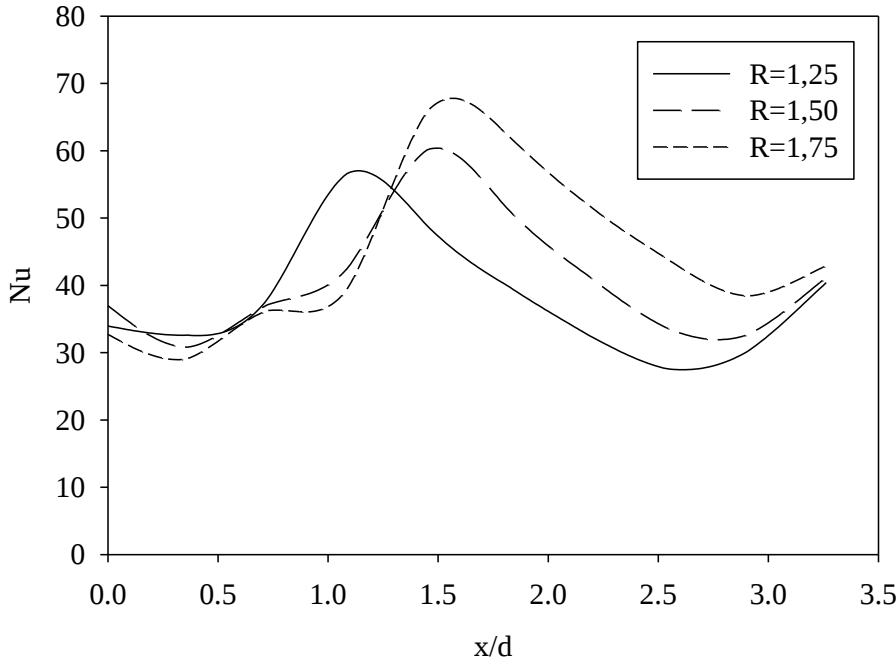
4 Uydu Orifis Olması Etkisi

Son olarak incelen değer ise 4 uydu orifis olaması etkisidir. Bu çalışma yalnızca dairesel geometriye sahip orifisler için yapılmıştır. Bütün çalışmalar için frekans olarak 500 Hz ayarlanmış ve orifis plaka arası mesafe olarak 0,1 ve 1,0 seçilmiştir. Bu değerler sabit tutularak parametrik çalışmalar gerçekleştirilmiştir.

İlk olarak Şekil 5.52.'de incelenen parametre 4 uydu orifis için farklı H/d oranları için ortalama Nusselt sayısının orifisler arası mesafe ile değişimidir. H/d oranı 0,1 olması durumunda adım oranı kıyası sonucunda ortalama Nusselt değerinin neredeyse değişime uğramadığı görülmektedir. H/d oranı 1'e yükseltince oluşan sonuçlar ise şu şekildedir. Adım oranı değeri büyüdükçe ısı transferi iyileştirmesi çok daha yüksek seviyededir. R=1,25 seçilen bir sistem ile R=1,75 seçilen bir sistem arasında ortalama Nusselt sayısı farkı yaklaşık %23'dür. Bu da sentetik jet mekanizmamızı kurgularken H/d değeri 1 olması durumunda seçilecek R değerini açıkça ortaya koymaktadır.



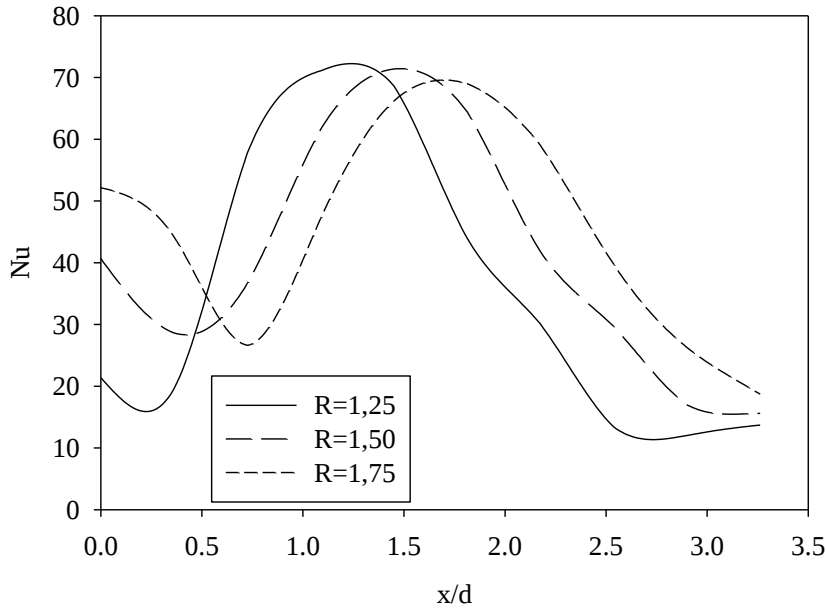
Şekil 5.52. Dairesel orifislerde dört uydu olması durumunda $f=500$ Hz için farklı H/d değerlerinde ortalama Nusselt sayısının orifisler arası mesafe ile değişimi



Şekil 5.53. Dairesel orifislerde dört uydu olması durumunda $f=500$ Hz ve $H/d=0,10$ için yerel Nusselt sayısının orifisler arası mesafe ile değişimi

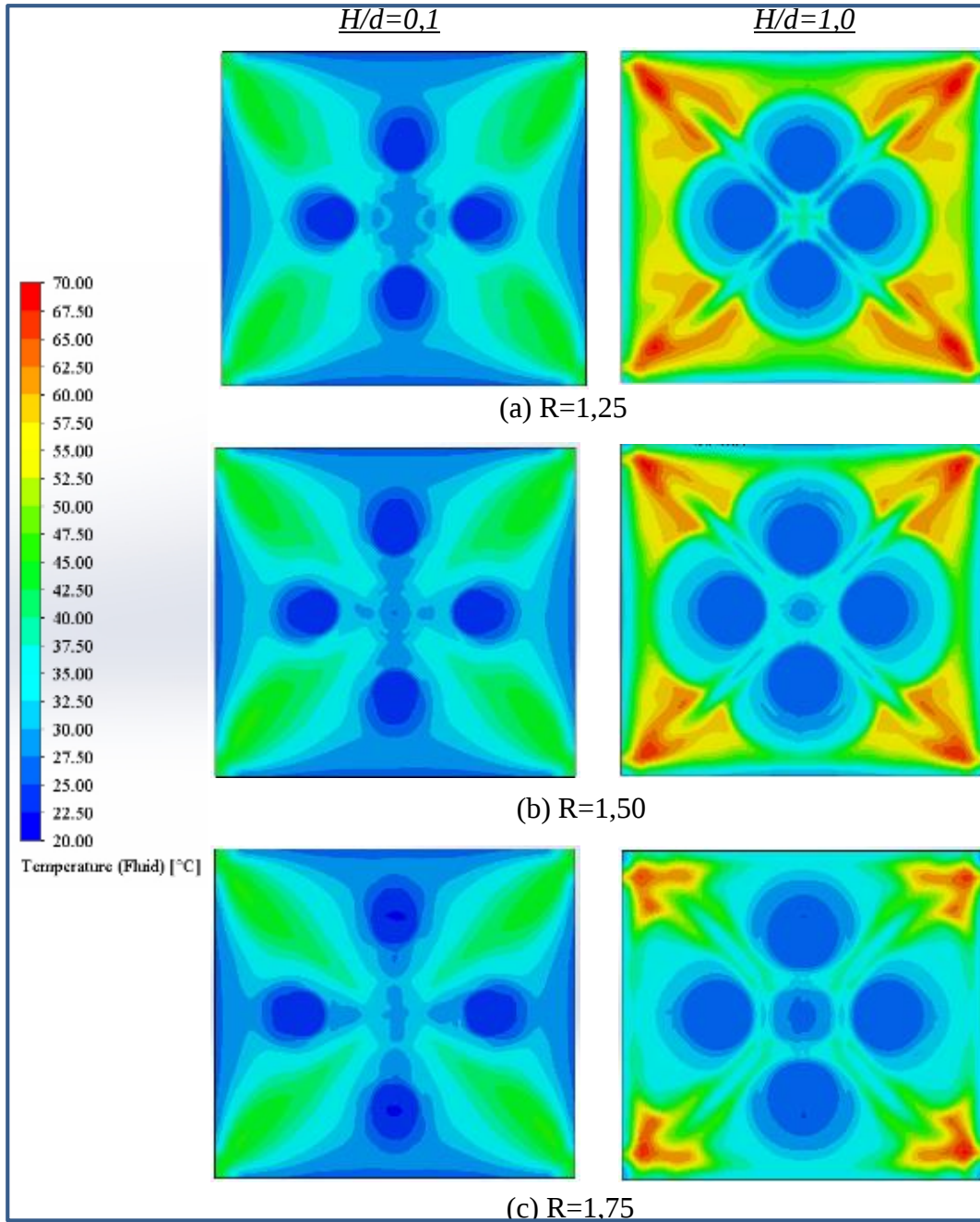
Diğer incelenen bir başka durum ise Şekil 5.53.'de $H/d=0,1$ olması durumunda yerel Nusselt sayısının x/d boyunca değişen adım oranlarına göre yapılan analiz sonuçları sunulmuştur. Her üç adım oranı içinde esasen sistem aynı karakteristiği göstermiştir. En yüksek yerel Nusselt sayısı 4 orifisli sentetik jet mekanizmasında görülmektedir. Bu yüzden de orifis plaka arası mesafe 0,1 olduğunda en iyi sonuç veren seçim $R=1,75$ için olmaktadır.

Son olarak ise 5.54.'de 4 uydu orifise sahip modelde yine yerel Nusselt sayısının x/d boyunca değişen adım oranlarına göre yapılan analiz sonuçları sunulmuştur. Fakat bu sefer H/d oranı 1 olarak değiştirilmiştir. Bu karşılaştırma çalışmasında da her üç adım oranı içinde sistem aynı karakteristiği göstermiştir. x/d oranı 0.0 olduğunda en yüksek yerel Nusselt sayısı değeri yaklaşık 52, 2 değerini gösterirken en yakın sonuç $R=1,5$ ile %90'lık bir fark göstermektedir. Fakat maksimum yerel Nusselt sayıları seviyeleri hemen hemen aynıdır. Sadece maksimum noktayı görme bölgesi üçünde de farklıdır.



Şekil 5.54. Dairesel orifislerde dört uydu olması durumunda $f=500$ Hz ve $H/d=1$ için yerel Nusselt sayısının orifisler arası mesafe ile değişimi

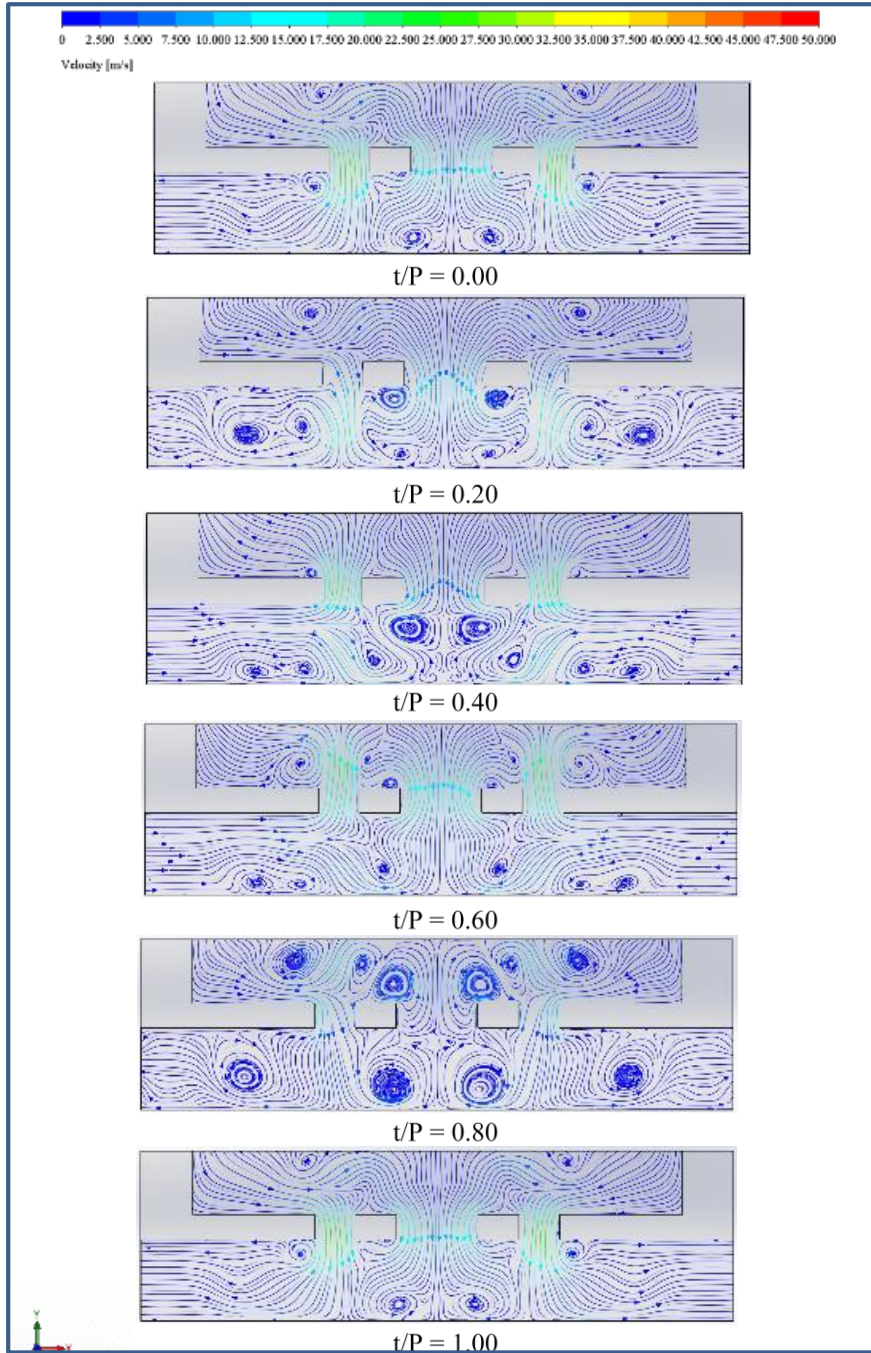
Şekil 5.55.'te ısı dağılımı görseline bakıldığında ısı tranfer etkileri çok açık olarak görülmüştür. $H/d=0,1$ olduğu durumda plaka üzerindeki dağılımın benzer olduğu görülmüştür. Fakat $H/d=1,0$ olduğu orifisler konfigürasyonunda plaka üzerindeki ısı transferi etkilerinin R 'ye bağlı olarak nasıl değiştiği çok daha net ortaya konulmuştur. Sonuç olarak 4 uydu orifisin bulunma durumuna göre değerlendirme yapıldığında adım oranının çok büyük etki ettiği ve en iyi ısı transferinin $R=1,75$ değerinde olduğu görülmektedir.



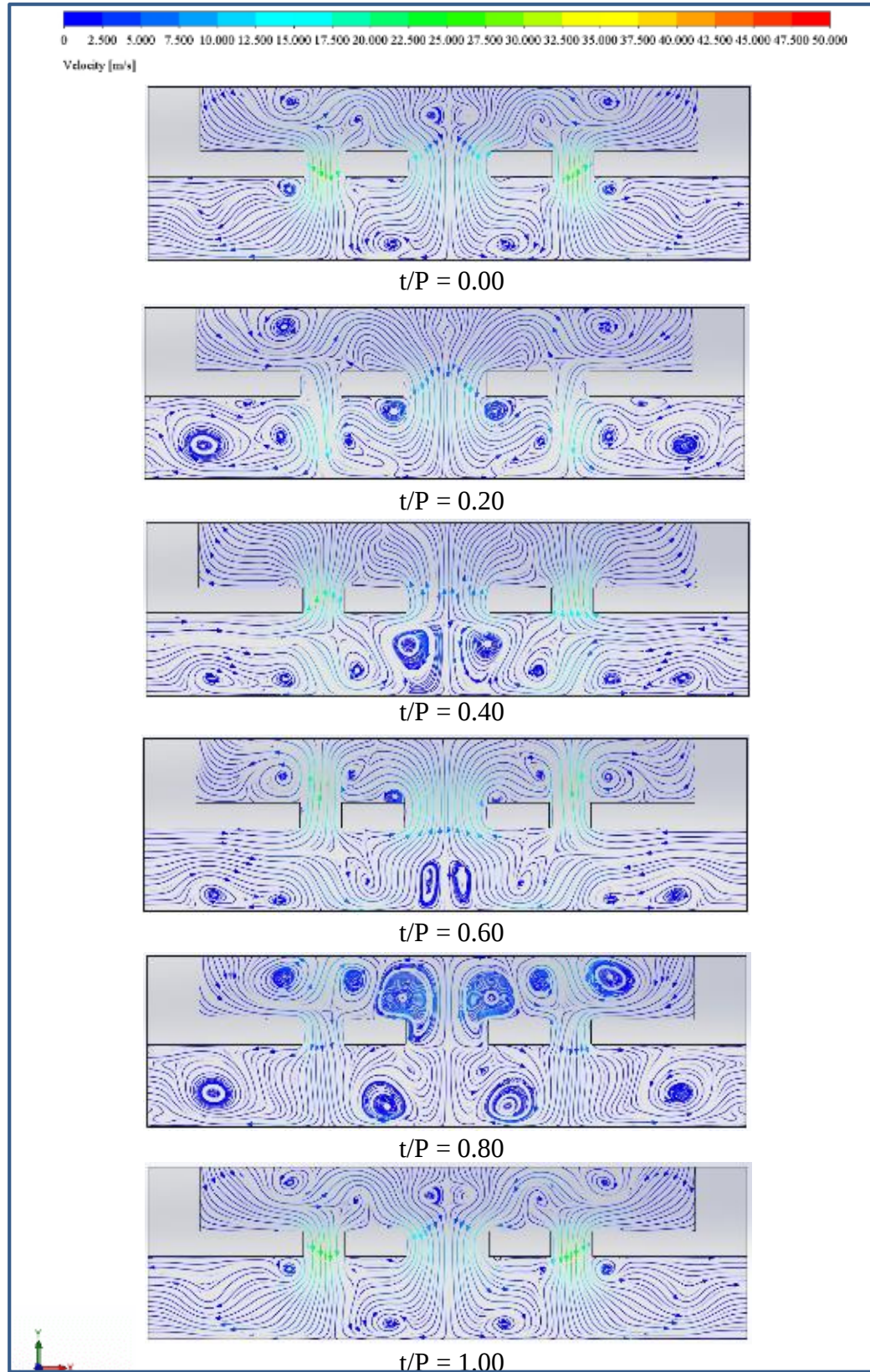
Şekil 5.55. Dört uydu orifis kullanılması durumunda dairesel orifisler ve $f=500$ Hz için farklı H/d ve orifisler arası mesafelerde çarpma plakasındaki sıcaklık dağılımları

Aşağıdaki şekillerde 4 uydu orifis barındıran sentetik jet sistemlerinin orifis plaka oranı 1,0 ve frekansı 500 Hz olma durumunda akım çizgileri verilmiştir. Bütün parametrik R değerleri için ayrı ayrı fazlarda alınan hız görselleri gerek girdap oluşumundan, gerekse daha yüksek hız değerlerinde dolayı en iyi sonucu gösteren $R=1,75$ değeri olduğu görülmüştür. Özellikle ısıtılan plakanın köşelerindeki soğumanın daha verimli olması açısından $R=1,75$ olan adım oranı oldukça etkilidir. $R=1,25$ içinse en zayıf ve aynı fazlarda

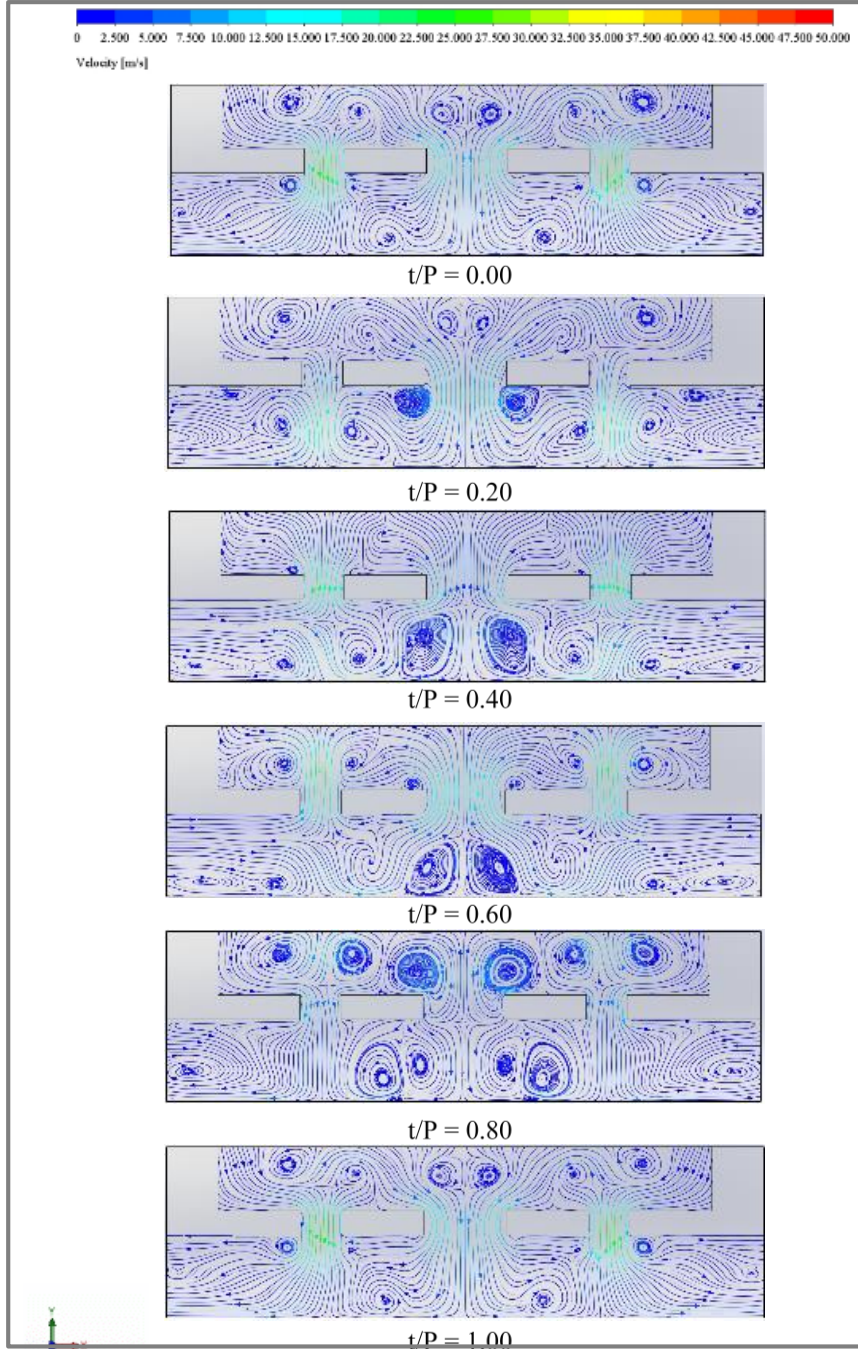
daha düşük hızlar görülmektedir ve ve plaka köşelerindeki soğutma $R=1,75$ 'e göre daha verimsizdir. Fakat bu farklar çok yüksek seviyede bulunmamaktadır.



Şekil 5.56. Dört uydu orifis kullanılması durumunda dairesel orifis geometrisi, $f=500$ Hz, $H/d=1,0$ ve $R=1,25$ için oluşan akım çizgileri



Şekil 5.57. Dört uydu orifis kullanılması durumunda dairesel orifis geometrisi, $f=500$ Hz, $H/d=1,0$ ve $R=1,50$ için oluşan akım çizgileri



Şekil 5.58. Dört uydu orifis kullanılması durumunda dairesel orifis geometrisi, $f=500$ Hz, $H/d=1,0$ ve $R=1,75$ için oluşan akım çizgileri

5.3. Tek ve Çoklu Orifis Karşılaştırmaları

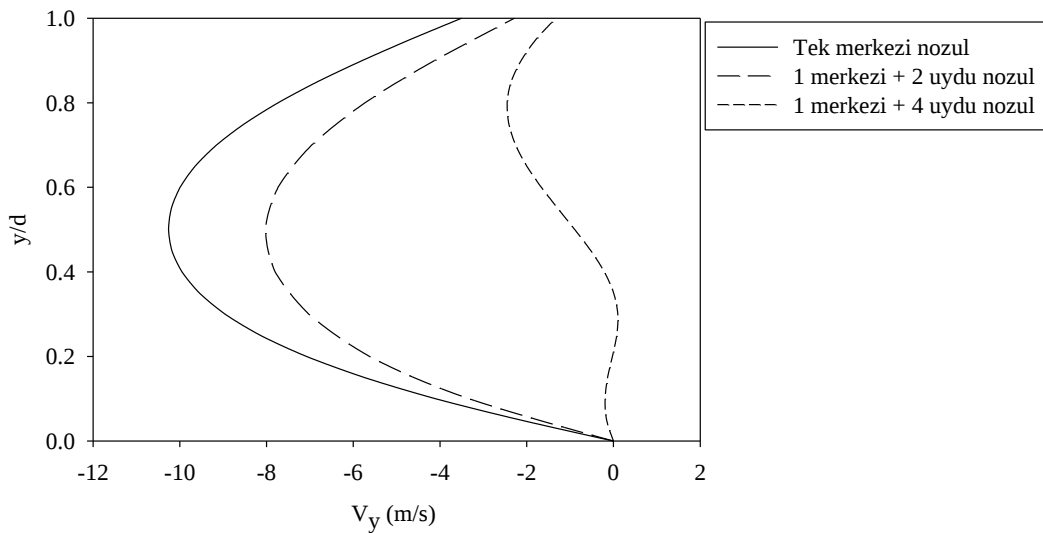
Çalışmanın son bölümünde artık tek ve çoklu orifislerle yapılan çözümlerin sonuçları karşılaştırılacaktır. Bu karşılaştırmalar bir sistem modellenmesinde ihtiyaca yönelik sorunlara cevap bulacaktır. Burada yalnızca tek orifis barındıran sistemler, bir adet merkez orifisi ve 2 uydu orifisli sistemler ve son olarak bir adet merkez orifisi ve 4 uydu orifisi

barındıran sistemler olmak üzere üç farklı çözümleme sunulmuştur. Tüm örneklemelerde merkez orifis hidrolik çapı 8 mm, uydu orifis hidrolik çapları ise 3mm olarak dairesel geometri seçilerek devam edilmiştir. Bu bölümdeki tüm karşılaştırmalar 500 Hz bir çalıştırma frekansı değeri ile yapılmıştır.

Tekli ve çoklu orifise sahip sentetik jet mekanizmalarında ilk incelenen karşılaştırma hızlar ile ilgili olmalıdır. y/d eksenini boyunca y eksenindeki hız incelenmelerine bakıldığında aynı frekans değerine sahip üç farklı modelin aynı fazından alınan sonuçlar tek delikli sentetik jet mekanizmasının en büyük hızlara sahip olduğu görülmektedir. y/d ekseninin tam ortasında yani aslında orifis plaka mesafesinin tam ortasında tek orifisli ve 1 merkezi + 2 uydu orifisli modeller için en hızlı konum olduğu farkedilmektedir. Fakat 1 merkezi + 4 uydu orifisli modeller diğer iki modelle aynı karakteristiği göstermemektedir. Modelleri hız bakımından sıralamak gerekirse;

Tek merkezi orifis > 1 merkezi + 2 uydu orifis > 1 merkezi + 4 uydu orifis

şeklinde sıralama yapmak mümkündür. Çoklu sentetik jetlerin hızlarının düşük seviyede olmasının sebebi oluşan sürtünme ve momentum kaybından kaynaklanmaktadır.



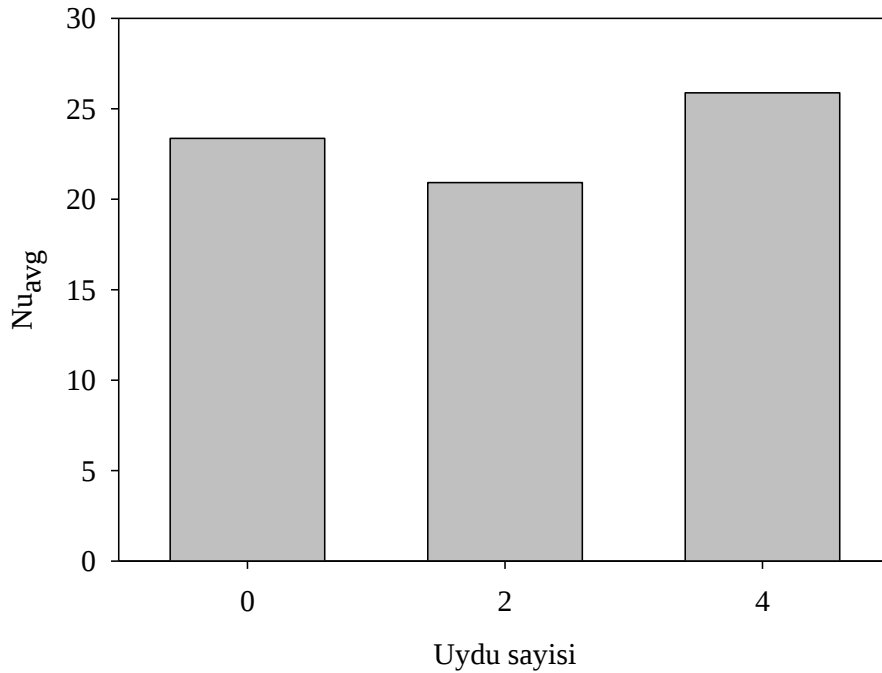
Şekil 5.59. Dairesel orifisler için $f=500$, $H/d=1,00$ ve $R=1,25$ için yükseklik boyunca merkez jetteki dikey hızın değişiminin karşılaştırılması

Son karşılaştırma durumu ise Şekil 5.60. ve Şekil 5.61.'de değişen orifis plaka mesafelerinde ortalama Nusselt sayısının uydu sayısı ile değişimidir. Bu karşılaştırmada da

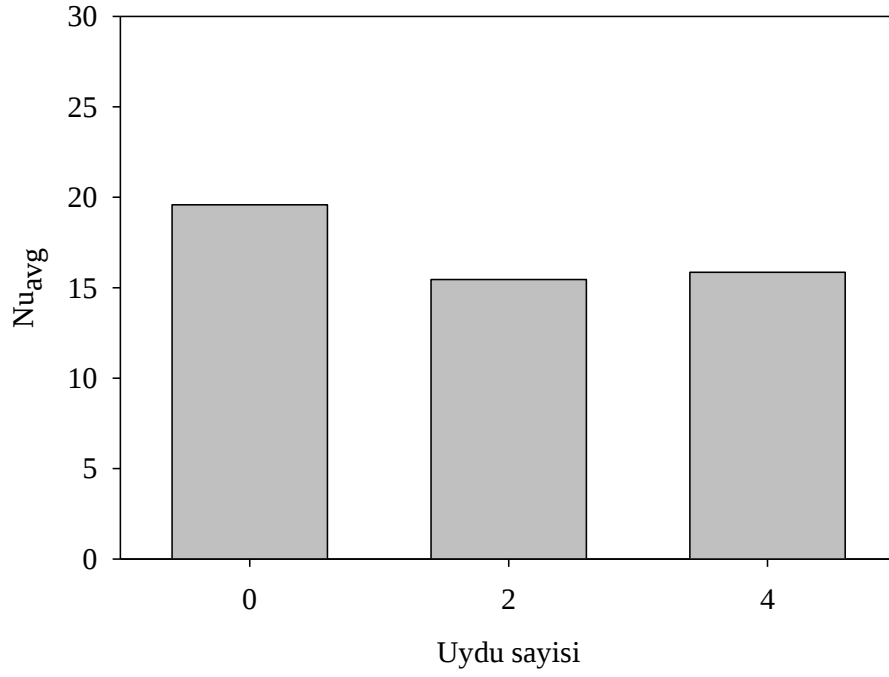
çoklu orifise sahip olan modellerin adım oranları 1,25 olarak seçilen sonuçlardan alınmıştır.

$H/d=0,1$ olması durumunda en iyi sonuçları veren model 4 uydu sayılı olanlardır. Gerekçe olarak yerleşimden kaynaklanan eşit dağılım sergilemesi gösterilmektedir. Ortalama Nusselt sayısını değerlendirdiğimiz bu karşılaştırmada ikinci sırada tek orifisli modellerin olması momentum kaybını daha az hisserek sınırlı bir bölgede çok iyi soğutmasından kaynaklanmaktadır.

$H/d=1,0$ 'de ise yani orifisin çıkışı ve plaka arası mesafe arttıkça durum biraz daha değişkenlik göstermiştir. Bu sefer ortalama Nusselt sayısı orifis sayısı azaldıkça artmıştır. Fakat 2 ve 4 uydulu sitemlerde % 2,5'luk çok az sayılabilecek bir farklılık vardır. Bu karşılaştırmalar sonucunda özellikle orifis plaka arası mesafelerin isterlere göre büyük etkisinin olduğunu söyleyebiliriz.



Şekil 5.60. Dairesel orifislerde $f=500$ Hz ve $H/d=0,1$ olması durumunda ortalama Nusselt sayısının uydu sayısı ile değişiminin karşılaştırılması



Şekil 5.61. Dairesel orifislerde $f=500$ Hz ve $H/d=1,0$ olması durumunda ortalama Nusselt sayısının uydu sayısı ile değişiminin karşılaştırılması

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Sentetik jetler elektronik elemanların soğutulmasında önemli bir yere sahip olabilecektir ve ümit verici bir yöntem olarak karşımıza çıkmaktadır. Sentetik jetler, “Sıfır Net Kütle Akıllı Jetler” olarak da isimlendirilen bu jet çeşidi literatürdeki çalışmalarda hızlıca yerini almaktadır. Uygulama alanları ve diğer darbeli jet ve sürekli üflemlili jet akışlarına göre daha etkili çözümler sunmaktadır. Bütün bunların sebebi ise, diğer yöntemlerde olduğu gibi bir jet akışı yaratmak için herhangi bir harici bir kütle akışına gerek duyulmamasıdır.

Sentetik çarpan jetlerin akış karakteristikleri ve ısı transferi; orifis plaka arası mesafe, orifis geometrisi, orifis sayısı, orifis çıkış hızı, akışın türbülanslı olup olmaması, çalışma frekansı gibi birçok parametreye bağlıdır. Bununla birlikte, orifisler arası adım oranı ve orifis plaka kalınlığı gibi büyüklükler de önemli parametreler arasında yer almaktadır.

Bu tez kapsamında düşük orifis plaka mesafelerinde çoklu sentetik jetler için HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Boyutsuz orifis plaka arası mesafeler 0,1-1 arasındaki değerler göz önüne alınarak incelemeler yapılmıştır. Farklı orifis geometrisi olarak dairesel, kare ve dikdörtgen geometriler seçilmiştir. Sayısal çalışma kapsamında FloEFD paket programı kullanılmıştır. Genel hatları ile bu çalışmanın sonuçlarını da çoklu ve tekli orifis olarak ayırmak mümkün olacaktır. Bu sonuçlara dayanarak yerel ve ortalama Nusselt sayısı değişimleri, x/d boyunca ısı transferi karakteristiklikleri, hız değerleri, adım oranları ve geometrik şekilleri kapsayan birçok grafik sunulmuştur.

İlk olarak tek orifisli sentetik jet mekanizmalarında dairesel, kare ve dikdörtgen geometrisine sahip orifisler için $H/d=0,1$ ve $H/d=1,0$ olduğunda 250 Hz ve 500 Hz frekansla zamanın periyoda oranı boyunca olan sonuçlar sunulmuştur. Her iki frekans içinde seçilen hız değerlerinin en düşük orifis plaka arası mesafede daha düşük bir salınım sergilediği görülmüştür. 250 Hz için en önemli nokta olan orifis geometrilerinde tek şekle dayalı monoton bir durum oluşmadığı görülmektedir. $H/d=0,1$ için en iyi sonucu kare orifis verirken, $H/d=1,0$ için en iyi sonucu dairesel orifis geometrisi oluşturmaktadır. Her iki faz içinde yüksek hızların olması Reynolds sayısını arttıracığından ısı transferi de artmaktadır. 500 Hz için olan durumda ise biraz daha farklıdır. Çünkü burada aynı hız seviyelerinde olmasada her iki orifis plaka arası mesafe için hız karakteristikleri t/P oranında benzerlik gösterir. 500 Hz çalışma frekansı için yapılan sonuçlarda her iki H/d oranı içinde

dairesel geometrili orifislerin yüksek hızlara sahip olduğu görülmektedir. Şekil karakteristiklerinin değişen frekans ile farklı hız sonuçları verdiği görülmektedir.

Daha sonrasında yine farklı geometrilerde, 250 Hz ve 500 Hz için $H/d=1,0$ olduğundaki zamana bağlı ortalaması alınmış dikey hızın yükseklik boyunca değişim sonuçları sunulmuştur. Her üç geometri içinde orifis plaka mesafelerinin tam ortasında maksimum değere ulaştığı gözlemlenmiştir. Her iki frekans içinde en yüksek hızı dairesel geometrili orifisten kaynaklandığı görülmüştür. 500 Hz için okunan zamana bağlı ortalaması alınmış maksimum dikey hızı, 250 Hz için olan hız değerinin yaklaşık iki katı bir değer elde edilmiştir. Her iki inceleme içinde akışın plakayı dik olarak vurduğu noktanın durma noktası olduğu gözlemlenmiştir. Yani hız sıfırdır. Bu da demek oluyor ki, bu akış alanı içerisinde plaka yüzeyinde akışın hızı kesilmiştir.

Tek orifisli sentetik jetler için yapılan analizlerin bir diğerinde konumuz, yine üç farklı geometri olan dairesel, kare ve dikdörtgen şekilli orifisler için $H/d=0,1$ ve $H/d=1,0$ olduğunda 250 Hz ve 500 Hz’de ayrı ayrı zaman ortalaması alınmış yerel Nusselt sayısının değişimleri verilmiştir. İlk olarak içinden $H/d=0,1$ ve 250 Hz’de olanları açıklamak gerekirse, x/d boyunca değişimi için en düşük değerin $x/d=2,5$ ’de yaşandığı ve dairesel geometride olduğu görülür. 250 Hz ve $H/d=1,0$ içinse her üç geometrinde $x/d=2,0$ ’dan sonra durgun bir hal aldığı ve en düşük zaman ortalaması alınmış yerel Nusselt değerinin de dairesel geometride yaşandığı görülmektedir. 500 Hz ve $H/d=0,1$ olduğu durumda en yüksek değer yine dairesel geometride görülmektedir. $H/d=1,0$ olduğunda ise hem en yüksek hem de en düşük zaman ortalaması alınmış yerel Nusselt sayısı dikdörtgen geometride aldığı görülmektedir.

Bu incelemelerle beraber plaka üzerindeki ısı transferi etkileri de irdelenmiştir. Bu sonuçlara göre $H/d=1$ ve 500 Hz’de dikdörtgen şekilli orifise sahip modelde en yüksek ısı transferi dağılımı görülmektedir.

Görüldüğü üzere frekans arttıkça her üç geometride de ısı transferinin arttığı gözlemlenmiştir. Bunun nedeni, frekans artışı ile birlikte hava hızı ve dolayısıyla nozuldan geçen hava hızı ve miktarı artmaktadır. Bunun ısı transferini artırıcı etkisinin olduğu gözlemlenmiştir. Bununla birlikte, orifis plaka mesafesi azaldıkça ısı transferinin de genel

olarak arttığı görülmüştür. Görüldüğü üzere frekansın artması ile birlikte, daha düşük yüzey sıcaklıkları oluşmaktadır.

Çoklu orifis çalışmalarına geçtiğimizde ise artık çalıştırma frekansları 350 Hz ve 500 Hz'dir. Farklı dizilimde ve farklı sayıda uydu orifis kullanarak sonuçlar elde edilmiştir. Burada ilk inceleyeceğimiz konu 350 Hz'de $H/d=0,1$ ve $H/d=1,0$ için zaman ortalaması alınmış yerel Nusselt sayısının orifis geometrisi ile değişimidir. Dikdörtgen geometrili orifisler dizilimi için ısı transferi etkisini en yüksek $x/d=0.0$ 'da olduğu görülmüştür. X/d oranı arttıkça diğer geometrilerle aynı karakteristiği göstererek devam etmiştir. Bu çözümlerin belki en aykırı davranışı $H/d=1,0$ olduğu durumda yaşanmıştır. Esasen $x/d=0.0$ 'da kare ile aynı zaman ortalaması alınmış Nusselt sayısı değeri ile başlamıştır. Dikdörtgen şekle sahip orifis, diğer iki orifis geometrisine göre farklılık gösterip x/d oranı ilerledikçe önce azalmış daha sonrada $x/d=2.0$ 'da ise artışa geçmiştir. Fakat bu iki geometri için durum tam tersidir. Devamında ise bu sefer aynı değerler için 500 Hz'deki durumlar açıklanmıştır. $H/d=0,1$ olması halinde her üç geometride x/d boyunca benzer bir karakteristik sergilemişlerdir. Çalıştırma frekansının da artması ile daha iyi ısı transferi sonuçları izlenmiştir. En verimli ve en yüksek ısı transferi dikdörtgen orifiste gerçekleşmektedir. $H/d=1,0$ olması halinde ise zaman ortalaması alınmış Nusselt sayısı değeri için 90 seviyesi değerler okunmuştur. Yapılan incelemeler arasında olan bu en yüksek değer dairesel geometrili orifislerle yakalanmaktadır. Plakanın sonlarına doğru ise ısı transferi etkisinin azaldığı gözlemlenmiştir.

Orifis plaka mesafesi 1, 0 ve farklı frekanslarda tüm geometriler için oluşan vektörel hız dağılımları sunulmuştur. $H/d=1,0$ olduğuna tüm orifis geometrilerinde ve frekanslarda kavite içinde sirkülasyonların olduğu görülmüştür. Ancak, frekans değerinin artması ile birlikte, bu sirkülasyonların çarpma bölgesinde olduğu ve duvar jetinin üstünde meydana geldiği gözlemlenmiştir. Bu sirkülasyonlar, çarpma bölgesinin dışındaki soğuk havayı jete doğru getirerek sürekli soğuk havayı artırmakta ve böylece ısı transferinin artışını sağlamaktadır. Genel anlamda simetrik bir hız dağılımının olduğu gözlemlenmiştir.

Çarpma plakasından alınan sıcaklık dağılımı görselleri 350 Hz ve 500 Hz'de $R=1,25$ için $H/d=0,1$ ve $H/d=1,0$ 'de alınmıştır. Buna göre en büyük soğutma etkisi çalıştırma frekansı 500 Hz'de $H/d=0,1$ için dikdörtgen şekilli orifisler için görülmüştür. Orifis plaka arası mesafe büyüdükçe daha az bir soğutmaya rastlanmıştır. Sentetik jet mekanizmalarında

değişen geometri yapısı ile değişen çalıştırma frekansları orifis plaka arası mesafeler küçüldükçe ne kadar büyük etki ettiği izlenmektedir.

Çoklu orifisli sentetik jet mekanizmalarında diğer bir önemli olan konu ise adım oranı (R) etkisidir. Burada ilk incelediğimiz konu iki uydu orifis bulunması halinde üç farklı geometride R değerlerinin 500 Hz çalıştırma frekansında ortalama Nusselt sayısına etkisidir. Burada $H/d=0,1$ ve $H/d=1,0$ için analizler yapılarak iyi etkinin tüm çözümlerde $R=1,75$ değerinde olduğu görülmektedir. Buna ek olarak $H/d=0,1$ için en iyi ısı transferi değerleri dikdörtgen geometride yakalanırken, $H/d=1,0$ 'e yükseldiğinde bu sonuç dairesel ile yer değiştirmektedir. Ve bu incelemelerde orifis plaka arası mesafenin yakınlığından dolayı daha yüksek ortalama Nusselt değeri görülmektedir. Bu da göstermektedir ki, en iyi ısı transferi, orifis plaka arası mesafe azaldığında sonuçlar çok daha istenilen gibidir.

Adım oranına dair diğer bir inceleme ise dairesel orifislerde 500Hz ve üç farklı R değerinin yerel Nusselt sayısına etkisi sunulmuştur. Yine bu sonuçlar H/d oranları 0,1 ve 1,0 için ayrı ayrı açıklanmıştır. Daha öncede görüldüğü üzere en etkili adım oranının her iki orifis plaka arası mesafe için $R=1,75$ 'de olduğu görülmüştür. Orifisler arası mesafe açıldıkça ısı transferinin daha da arttığı söylenebilir.

Adım oranı için sıcaklık dağılımları sonucunda ise en iyi soğutmanın $R=1,75$ 'de yaşandığı açık bir şekilde izlenmiştir.

Çoklu orifis çalışmaları için incelediğimiz diğer bir husus orifis plaka kalınlığı etkisi olmuştur. Dairesel orifisler için 500 Hz çalıştırma frekansında, $H/d=1$ ve $R=1,25$ olması durumunda ortalama Nusselt sayısı, yerel Nusselt sayısı ve zamana bağlı orifis çıkışındaki hızın durumları detaylı olarak incelenmiştir. Sonuç olarak orifis plaka kalınlığının değişiminin genel olarak ısı transferine etkisinin az olduğu bütün modellerde tespit edilmiştir.

Diğer bir inceleme konusu ise 4 uydu orifis olması durumudur. Standart 500 Hz frekans değeri için dairesel geometride farklı orifis plaka arası mesafelerde, ortalama Nusselt sayısının orifisler arası mesafe ile değişimine bakılmıştır. Yine en iyi ısı transferi etkisi $R=1,75$ ve $H/d=0,1$ değerinde görülmüştür. Özellikle H/d oranı 1'e yükseldiğinde $R=1,25$

ve $R=1,75$ değerlerinde alınan ortalama Nusselt değerleri arasında yaklaşık %23'lük bir fark olduğu gözlemlenmiştir. Bu da büyük adım oranını ısı transferi üzerindeki etkisini açıkça ortaya koymaktadır. Yapılan bu incelemelerde de ister ortalama Nusselt sayısı olsun ister 4 orisifise sahip tüm modellerde en iyi sonucu $R=1,75$ değeri vermektedir.

4 uydu orifis olması durumu plaka üzerindeki ısı dağılımları ile incelendiğinde en iyi sonuç $R = 1,75$ 'de ve $H/d=0,1$ olması durumunda yaşanmaktadır. Fakat burada diğer dağılımlara göre ısıtılan plakanın köşelerine doğru daha iyi bir ısı transferi etkisi yakalanmış ve daha uniform bir dağılım elde edilmiştir.

Bu çalışmada son olarak çoklu ve tekli orifisli sentetik jet mekanizmaları kıyaslanmıştır. Aynı şartlarda tek merkezi orifis, bir merkezi + 2 uydu ve bir merkezi + 4 uydu orifis ile ilgili dikey hız değişime bakıldığında en yüksek hızın tek merkez orifiste olduğu görülmüştür. Bunun sebebi olarak sürtünme ve momentum kaybı azlığı gösterilebilir.

Dairesel orifislerde 500 Hz'de orifis olaka arası mesafelerin 1,0 ve 0,1 olması durumunda ortalama Nusselt sayısı incelenmesi yapıldığında, $H/d=0,1$ değeri için en iyi uydu orifisli olan model vermektedir. $H/d=1,0$ olduğunda ise en yüksek ısı transferi etkisini tek orifisli modelde sağlarken, 2 ve 4 uydu orifisli modeller tek orifisli modele göre daha aşağıda kalmıştır. Orifis plaka arası mesafe 1,0 olarak ayarlandığında 2 ve 4 uydu orifisli modellerin ortalama Nusselt değerleri neredeyse aynıdır.

Öneriler

Bu tez çalışmasında dairesel, kare ve dikdörtgen geometrili orifisler kullanarak düşük orifis plaka arası mesafeler için sayısal analizler yapılmış ve sonuçları incelenmiştir. Bu elde edilen bilgiler ışığında gelecekte yapılacak çalışmalar için şu öneriler sunulmuştur.

- Literatüre bakıldığında sentetik jetler için birçok çalışma mevcuttur. Fakat bu çalışmaların büyük çoğunluğunu tek orifise sahip deneysel çalışmalar oluşturmaktadır. İşte bu sebepten dolayı daha fazla çoklu orifise sahip sayısal çalışmalar yapılabilir.
- Aynı durum orifis plaka arası mesafelerde de geçerlidir. Literatürde sentetik jet çalışmaları için neredeyse hep $1 < H/d < 30$ aralığı kullanılmıştır. H/d oranının 1'den

küçük olduğu durumlar için hiç çalışma bulunmamaktadır. Bu yüzden H/d oranının 1'den küçük olması durumu için hem deneysel hem de sayısal çalışmalar yapılabilir.

- Bu çalışmada $200 \leq f \leq 500$ Hz aralığındaki değerler için analizler yapılmıştır. Daha iyi ısı transfer etkileri ve akış karakteristikleri için daha yüksek frekanslarda çalışılabilir.
- kullanılan 3 orifis geometrisinin dışında başka geometrik şekillerle de incelemeler yapılabilir. Bunlara ek olarak da ısı transfer ve akış özelliklerini daha iyi yakalamak adına orifis yerleşimleri, geometrileri ve hidrolik çapları değiştirilerek çok daha farklı konfigürasyonlar elde edilebilir.
- Bu çalışmada önemli bir parametre olan adım oranı değeri için, adım oranlarını arttırarak daha başka çözümler gerçekleştirilebilir. Çünkü ısı transferi etkisi açısından büyük adım oranları değerlerinin önemi görülmüştür.
- Bu türbülanslı çözüm için şuan kullanılan türbülans modeli dışında modeller seçilerek analizler yapılabilir.
- Isı transferi etkisini arttırma ve plaka üzerindeki soğumanın en iyi şekilde sağlanması için orifis plakası ve ısıtılan plaka arasında sentetik jetin oluşturduğu akışa dik yönlü bir akış ilave edilerek incelemeler gerçekleştirilebilir.

KAYNAKLAR

1. Bolat S. (2010). *Piston Silindir Mekanizmalı Sentetik Jet Akışının Deneysel İncelenmesi*. Yüksek Lisans Tezi. Niğde Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Niğde.
2. Akansu, Y. E. (2004). *Ardışık Olarak Yerleştirilen Farklı Geometrilere Sahip Küt Cisimlerin Aerodinamik Karakteristiklerinin İncelenmesi*. Doktora Tezi, KTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon.
3. Glezer, A., and Amitay, M. (2002). Synthetic jets. *Annual Review Fluid Mechanic*, 34 503–529.
4. Smith, B., L. and Glezer, A. (1998, May). The formation and evolution of synthetic jets. *Physics of Fluids*, 10(9),3-4.
5. Kercher, D. S., Lee, J. B., Brand, O., Allen, M. G., and Glezer, A. (2002, June). Microjet cooling devices for thermal management of electronics. *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, 26(2),8-10.
6. Pavlova, A., and Amitay, M. (2006, September). Electronic cooling using synthetic jet impingement. *Journal of Heat Transfer*, 128(897),1-2.
7. Gillespie, M. B., Black, W. Z., Rinehart, C., and Glezer, A. (2006, October). Local convective heat transfer from a constant heat flux flat plate cooled by synthetic air jets. *Journal of Heat Transfer*, 128(991), 5-8.
8. Arık, M. (2008). Local heat transfer coefficients of a high-frequency synthetic jet during impingement cooling over flat surfaces. *Heat Transfer Engineering*, Volume 29(9), 1-3.
9. Choo, K. S., Youn, Y.J., Kim, S. J., and Lee, D. H. (2009,March). Heat transfer characteristics of a micro-scale impinging slot jet. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52, 3169–3175.
10. Chaudhari, M., Puranik, B., and Agrawal, A. (2010). Effect of orifice shape in synthetic jet based impingement cooling. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 34, 246–256.
11. Chaudhari, M., Puranik, B., and Agrawal, A. (2010). Heat transfer characteristics of synthetic jet impingement cooling. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53, 1057–1069.
12. Chaudhari, M., Puranik, B., and Agrawal, A. (2011).Multiple orifice synthetic jet for improvement in impingement heat transfer. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54, 2056–2065.
13. Tesar, V., and Kordik, J. (2011, March). Spectral analysis of a synthetic jet. *Sensors and Actuators A: Physical*, 167, 213–225.
14. Tesar, V., and Travnicek, Z. (2012). Hybrid synthetic jet actuator with a novel fluidic diode. *WIT Transactions on Engineering Sciences*, 74(3), 77-78.

15. Arik, M., Sharma, R., Lustbader, J., and He, X. (2013, November). Steady and unsteady air impingement heat transfer for electronics cooling applications. *Journal of Heat Transfer*, 135(1), 4-8.
16. Tan, X., M., and Zhang, Z., J. (2013). Flow and heat transfer characteristics under synthetic jets impingement driven by piezoelectric actuator. *Experimental Thermal and Fluid Science* 48, 134–146.
17. Travnicek, Z., Tesar, V., Brouckova, Z., and Peszynski, K. (2014). Annular impinging jet controlled by radial synthetic. *Jets Heat Transfer Engineering*, 35, 16–17.
18. Tan, X., M., Zhang, Z. J., Yong, S., and Xie, G. (2015). An experimental investigation on comparison of synthetic and continuous jets impingement heat transfer. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 90, 227–238.
19. Pikcilingis, L. (2015, November). *Characterization of high speed synthetic jet actuators*. Master's thesis, Rensselaer Polytechnic Institute, New York, 231.
20. Feeroa, M., A., Lavoiea, P., and Sullivanba, P., E. (2015). Influence of cavity shape on synthetic jet performance. *Sensors and Actuators A: Physical*, 223, 1–10.
21. Mangate, L., D., and Chaudhari, M., B. (2015). Heat transfer and acoustic study of impinging synthetic jet using diamond and oval shape orifice. *International Journal of Thermal Sciences*, 89, 100-109.
22. Buren, T., V., and Amitay, M. (2016). Comparison between finite-span steady and synthetic jets issued into a quiescent fluid. *Experimental Thermal and Fluid Science* 75, 16–24.
23. Lee, C. Y., Woyciekoski, M., L., and Copetti, J. B. (2016, June). Experimental study of synthetic jets with rectangular ofirice for electronic cooling. *Experimental Thermal and Fluid Science*, S0894(1777), 9.
24. Sykes, D., and Carpenter, A. (2016). Experimental investigation of the effect of multiple synthetic jets on heat transfer and pressure loss in minichannels. *Experimental Heat Transfer*, 29, 500–519.
25. Buchberger, G., Jakoby, B., Schöftner, J., Schützenberge, A., Wiesmayra, B., Baumgartner, W., Puttinger, S., Brandl, A., and Hilber, A. (2016). *Simple synthetic jet actuators for cooling applications using soft or rigid magnets*. Paper presented at the 30th Eurosensors Conference, Hungary, 16.
26. Zielinski, A. J., Embury, M. C., and Solovitz, S., A. (2018). *Impingement cooling using a variable-diameter synthetic jet*. Paper presented at the 17th IEEE IThERM Conference, Austria, 113-123.
27. Yeom, T., Simon, T., Zhang, M., Yu, Y., and Cui, T. (2018). Active heat sink with piezoelectric translational agitators, piezoelectric synthetic jets, and micro pin fin arrays. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 99, 190–199.

28. Greco, C., S., Paolillo, G., Ianiro, A., Cardone, G., and Luca, L. (2018). Effects of the stroke length and nozzle-to-plate distance on synthetic jet impingement heat transfer. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 117, 1019–1031.
29. Giachetti, B., Fénot, M., Couton, D., and Plourde, F. (2018). Influence of multi-perforation synthetic jet configuration on heat transfer enhancement. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 125, 262–273.
30. Fukiba, K., Ota, K., and Harashina Y. (2018). Heat transfer enhancement of a heated cylinder with synthetic jet impingement from multiple orifices. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 99, 1–6.
31. Crispo, C., M., Greco, C. S., and Cardone, G. (2018). Convective heat transfer in circular and chevron impinging synthetic jets. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 126, 969–979.
32. Brouckova, Z., Travnicek, Z., and Vit, V. (2019). Synthetic and continuous jets impinging on a circular cylinder. *Heat Transfer Engineering*, 40,13-14, 1111-1125.
33. Lyu, J. W., Zhang, J. Z., Liua, X. C., and Tan, X., M. (2019). Experimental investigation on convective heat transfer induced by piston-driven synthetic jet with a transmission pipe. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 104, 26–42.
34. He, W., Luo, Z., B., Deng X., and Xia, Z. X. (2019). Experimental investigation on the performance of a novel dual synthetic jet actuator-based atomization device. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 142, 118406.
35. Xu, Y. Moon, C., Wang, J. J., Penyazkov, O. G., and Kim, K. C. (2019). An experimental study on the flow and heat transfer of an impinging synthetic jet. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 144, 118626.
36. Crispo, C. M., Greco, C. S., and Cardone, G. (2019). Flow field features of chevron impinging synthetic jets at short nozzle-to-plate distance. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 106, 202–214 .
37. Paolillo, G., Greco, C. S., and Cardone, G. (2019). Impingement heat transfer of quadruple synthetic jets. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 135, 1192–1206.
38. Mangate, L., Agrawal, A., and Chaudhari, M. (2019). Experimental investigation on thermal and flow characteristics of synthetic jet with multiple-orifice of different shapes. *International Journal of Thermal Sciences*, 140, 344–357.
39. Lyu, Y. W., Zhang, J. Z., Tang, C., and Tan, X. M. (2020). Temperature-variation effect of piston-driven synthetic jet and its influence on definition of heat transfer coefficient. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 152, 119347.
40. Travnicek, Z., and 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.

41. Gil, P., and Wilk, J. (2020). Heat transfer coefficients during the impingement cooling with the use of synthetic jet. *International Journal of Thermal Sciences*, 147, 106132.
42. Yadav, H., Joshi, A., Chaudhari, M., and Agrawal, A. (2019). An experimental study of a multi-orifice synthetic jet with application to cooling of compact devices. *AIP Advances*, 9, 125108.
43. Singh, P. K., Sahu, S. K., Upadhyay, P. K. and Jain, A. K. (2020). Experimental investigation on thermal characteristics of hot surface by synthetic jet impingement. *Applied Thermal Engineering*, 165, 114596.
44. Lyu, Y. W., Zhang, J. Z., Tan, J. W., and Shan, Y. (2021, March). Impingement heat transfer on flat and concave surfaces by piston-driven synthetic jet from planar lobed orifice. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 167, 120832.
45. Beratlis, N., and Smith, M. K. (2003). *Optimization of synthetic jet cooling for microelectronics applications*. Paper presented at the 19th IEEE SEMI-THERM Symposium, California, 1-13.
46. Li, S. (2005). *A numerical study of micro synthetic jet and its applications in thermal management*. Master's thesis, Georgia Institute of Technology, Atlanta, 268.
47. Zhou, Y., and Wang, B., F. (2008). Research on fluidic dynamic characteristics of the piezoelectric synthetic jet actuator. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 19, 7-17.
48. Utturkar, Y., Arik, M., Seeley, C. E., and Gursoy, M. (2008, June). An experimental and computational heat transfer study of pulsating jets. *Journal of Heat Transfer*, 130, 201.
49. Chandratilleke, T. T., Jagannatha, D., and Narayanaswamy, R. (2009). *Performance analysis of a synthetic jet-microchannel hybrid heat sink for electronic cooling*. Paper presented at the 11th Electronics Packaging Technology Conference, Singapore, 9-11.
50. Gerlach, D. W., Gerty, D., Mahalingam, R., Joshi, Y. K., and Glezer, A. (2009). A modular stackable concept for heat removal From 3-D stacked chip electronics by interleaved solid spreaders and synthetic jets. *IEEE Transactions on Advanced Packaging*, 32, 2.
51. Jagannatha, D., Narayanaswamy, R., and Chandratilleke, T. T. (2009, September). Analysis of a synthetic jet-based electronic cooling module. *Numerical Heat Transfer, Part A*, 56, 211–229.
52. Silva, L. A., and Ortega, A. (2010). *Convective heat transfer due to an impinging synthetic jet: A numerical investigation of a canonical geometry*. Paper presented at the 12th IEEE Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems, Serbia, 10-17.
53. Tehrani, F. B., Karami, M., and Jahromi, M. (2011). Unsteady flow and heat transfer analysis of an impinging synthetic jet. *Heat Mass Transfer*, 47, 1363–1373.

54. Silva, L., and Ortega, A. (2011, July). *Numerical simulation of local heat transfer and scaling of a synthetic impinging jet in a canonical geometry*. Paper presented at the ASME 2011 Pacific Rim Technical Conference & Exposition on Packaging and Integration of Electronic and Photonic Systems Interpack, Hong Kong, 3-8.
55. Silva, L., and Ortega, A. (2011, November). *CFD analysis of the vortex dynamics generated by a synthetic jet impinging on a heated surface*. Paper presented at the ASME 2011 International Mechanical Engineering Congress & Exposition IMECE2011, Colorado, 98-102.
56. Jain, M., Puranik, B., and Agrawal, A. (2011). A numerical investigation of effects of cavity and orifice parameters on the characteristics of a synthetic jet flow. *Sensors and Actuators, A* 165, 351–366.
57. Li, O., Zhang, M., Huang, L., North, M. T., Simon, T., and Cui, T. (2013, November). *Piezoelectric synthetic jet integrated with heat sink for heat transfer enhancement*. Paper presented at the ASME 2013 International Mechanical Engineering Congress and Exposition IMECE2013, Tokyo, 73-83.
58. Ebrahim, M., Silva, L., and Ortega, O. (2013, July). *Heat transfer due to the impingement of an axisymmetric synthetic jet emanating from a circular orifice: a numerical investigation of a canonical geometry*. Paper presented at the ASME 2013 International Technical Conference and Exhibition on Packaging and Integration of Electronic and Photonic Microsystems Interpack2013, Vienna, 7-15.
59. Laouedj, S., Solano, J. P., and Benazza, A. (2014). Synthetic jet cross-flow interaction with orifice obstruction. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, 25(4), 749-761.
60. Xia, Q., Lei, S., Ma, J., and Zhong, S. (2014). Numerical study of circular synthetic jets at low Reynolds numbers. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 50, 456–466.
61. Huang, L. (2014, May). *Synthetic jet flow and heat transfer for electronics cooling*. Master's thesis, University of Minnesota, Minnesota, 213.
62. Zhang, D., Yang, K., Qu, H. C., and Gao, J. (2015). Numerical investigation of heat transfer performance of synthetic jet impingement onto dimpled / protruded surface. *Numerical Investigation of Heat Transfer Performance of Thermal Science*, 19(1), 221-S229.
63. D'Alençon, J. P., and Llanca, L. S. (2016). *Two-dimensional numerical analysis of a low-Re turbulent impinging synthetic jet*. Paper presented at the 15th IEEE Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems, Nevada, 112-121.
64. Llanca, L. S., and Ortega, A. (2017). Vortex dynamics and mechanisms of heat transfer enhancement in synthetic jet impingement. *International Journal of Thermal Sciences*, 112, 153-164.

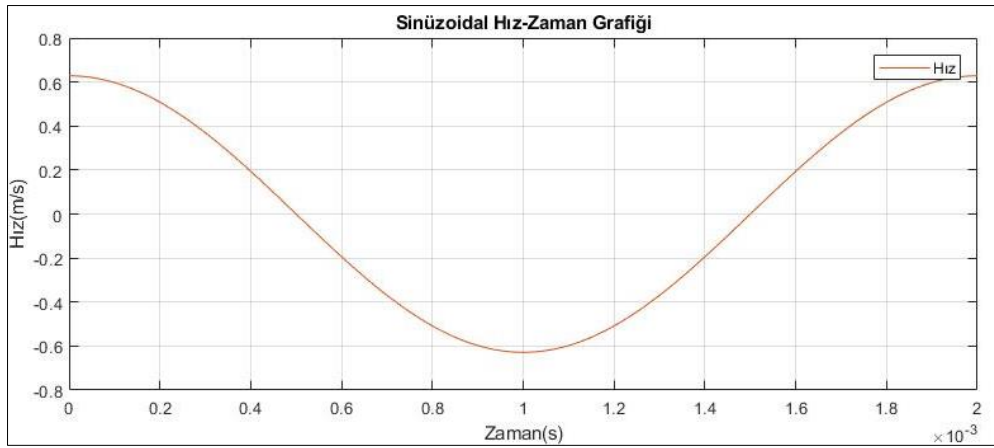
65. Llanca, L. S., and Ortega, A. (2017). Vortex dynamics-driven heat transfer and flow regime assessment in a turbulent impinging synthetic jet. *International Journal of Thermal Sciences*, 121, 278-293.
66. D'Alençon, J. P., Gallardo, D. A., and Llanca, L. S. (2018). *Fluid dynamics and heat transfer generated by a pair of adjacent impinging synthetic jets*. Paper presented at the 17th IEEE Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems, Orlando, 42-48.
67. Mu, H., Yan, Q., Wei, W., and Sullivan, P. E. (2018). Unsteady simulation of a synthetic jet actuator with cylindrical using a 3-D lattice Boltzmann method. *International Journal of Aerospace Engineering*, 81(32), 9.
68. Zhang, Y., Li, P., and Xie, Y. (2018). Numerical investigation of heat transfer characteristics of impinging synthetic jets with different waveforms. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 125, 1017–1027.
69. Hatami, M., Tehrani, F. B., Abouata, A., and Ahmar, A. M. (2018). Investigation of geometry and dimensionless parameters effects on the flow field and heat transfer of impingement synthetic jets. *International Journal of Thermal Sciences*, 127, 41–52.
70. Ahmad, M., and Qayoum, A. (2019). Investigation of impingement of double orifice synthetic jet for heat and fluid flow characteristics in quiescent flow. *Pertanika J. Science & Technology*, 27 (3), 1181 – 1206.
71. Ziad Alaswad. (2019). *Experimental and numerical study of a synthetic jet ejector*. Master thesis, University of Windsor, Ontario, 118-120 .
72. Miro, A., Soriaa, M., Cajas, J. C., and Rodríguez, I. (2019). Numerical study of heat transfer from a synthetic impinging jet with a detailed model of the actuator membrane. *International Journal of Thermal Sciences*, 136, 287–298.
73. Yu, Q., Mei, Z., Bai, M., Xie, D., Ding, Y., and Li, Y. (2019). Cooling performance improvement of impingement hybrid synthetic jets in a confined space with the aid of a fluid diode. *Applied Thermal Engineering*, 157, 113749.
74. Li, P., Huang, X., and Guo, D. (2020). Numerical analysis of dominant parameters in synthetic impinging jet heat transfer process. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 150, 119280.
75. Zuckerman N., Lior N. (2006). Jet Impingement Heat Transfer. *Physics, Correlations, and Numerical Modeling, Advances in Heat Transfer*, 39, 565-631.
76. Chang-geng L., Jie-min Z (2007). Experimental and Numerical Simulation Study of Heat Transfer Due to Confined Impinging Circular Jet, *Chem. Eng. Technology*, 30 (10), 1355-1361.

77. Versteeg, H. K., Malalasekera, W (1995). *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method*, (1. Eddition). Essex, Longman Scientific & Technical, 413
78. Dogruoz, M. B (2005). *Experimental and Numerical Investigation of Turbulent Heat Transfer Due to Rectangular Impinging Jets*. PhD. Thesis, The University of Arizona, Arizona, 281.
79. Wu, T., Lei, C. (2015). On numerical modelling of conjugate turbulent natural convection and radiation in a differentially heated cavity. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 91, 454-466.
80. MentorGraphics. (2017). *FloEFD Technical Reference – Software Version 14*. USA.

EKLER

EK-1. MATLAB Kodu ve Grafiği

```
clc;clear;close all;  
genlik = 0.0002; % m  
frekans =500; %Hz  
time_step = 0.000008;  
t = (0:time_step:1/frekans)'; %s  
konum = genlik*sin(2*pi*frekans*t); %m  
hiz = genlik*2*pi*frekans*cos(2*pi*frekans*t);%m/s  
konum1 = [t konum]  
hiz1 = [t hiz]  
plot(t,konum);  
hold on  
plot(t,hiz);  
legend('konum','hiz')
```





Gazili olmak ayrıcalıktır