



**T.C.
AKSARAY ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**BİR KANALDAKİ CEBRİ AKIŞLA BİRLİKTE ÇOKLU
SENTETİK JETİN ISI TRANSFERİNE ETKİSİNİN
İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Bekir GÜNGÖR

DANIŞMAN

Prof. Dr. Ünal AKDAĞ

AKSARAY, 2024



**T.C.
AKSARAY ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**BİR KANALDAKİ CEBRİ AKIŞLA BİRLİKTE ÇOKLU
SENTETİK JETİN ISI TRANSFERİNE ETKİSİNİN
İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Bekir GÜNGÖR

DANIŞMAN

Prof. Dr. Ünal AKDAĞ

AKSARAY, 2024

Aksaray Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü' nün 212304002 numaralı Yüksek Lisans öğrencisi, Bekir GÜNGÖR tarafından hazırlanan “**BİR KANALDAKİ CEBRİ AKIŞLA BİRLİKTE ÇOKLU SENTETİK JETİN ISI TRANSFERİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ**” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından OY BİRLİĞİ ile Makine Mühendisliği Anabilim Dalında YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Prof. Dr. Ünal AKDAĞ

Aksaray Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum/onaylamıyorum.....

Üye: Doç. Dr. Mustafa KILIÇ

Adana Alparslan Türkeş Bilim ve Teknoloji Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum/onaylamıyorum.....

Üye: Dr. Öğr. Üyesi Hasan DEMİR

Aksaray Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum/onaylamıyorum.....

Tez Savunma Tarihi: 08/02/2024

Jüri tarafından kabul edilen bu tezin Yüksek Lisans Tezi olması için gerekli şartları yerine getirdiğini onaylıyorum.

.....

Prof. Dr. Mehmet Ali HINIS

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

DOĞRULUK BEYANI

Yüksek lisans tezi olarak sunduğum bu çalışmayı, akademik kurallara ve bilimsel etik, ahlak ve geleneklere aykırı düşecek bir yol ve yardıma başvurmaksızın yazdığımı, yararlandığım eserlerin kaynakçada gösterilenlerden oluştuğunu, çalışmamda kullandığım verilerin orijinalliğini ve her türlü intihalden uzak olduğunu beyan ederim.

Enstitü tarafından belli bir zamana bağlı olmaksızın, tezimle ilgili yaptığım bu beyana aykırı bir durumun saptanması durumunda, ortaya çıkacak tüm ahlaki ve hukuki sonuçlara katlanacağımı bildiririm.

Bekir GÜNGÖR

TEŞEKKÜR

2021 yılında, mesleğimde daha ileri gitmek, kendimi geliştirmek ve alanımda uzmanlaşmak için başlamış olduğum Yüksek Lisans eğitimimi Tez çalışmam ile tamamlamış bulunuyorum.

Eğitimim boyunca bilgi ve birikimleriyle bana destek olan, doğruya ve iyiye yönlendiren, etik kurallar çerçevesinde hareket etmemi sağlayan, yardımlarını ve emeğini hiç esirgemeyen danışman hocam Sayın Prof. Dr. Ünal AKDAĞ' a teşekkürü borç bilirim. Ayrıca çalışmalarımda destek olan Öğr. Gör. Hakan PALANCIOĞLU ve Dr. Öğr. Üyesi Selma AKÇAY' a teşekkür ederim.

Eğitim süresince hep yanımda olan ve bana hep güvenip, desteklerini esirgemeyen eşim Hüsna GÜNGÖR' e teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca hayatım boyunca bana katkısı olan ve bu aşamaya gelmemde faydası olan ailem, tüm öğretmenlerim ve arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Bekir GÜNGÖR

AKSARAY, 2024

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR	i
İÇİNDEKİLER	ii
ÖZET.....	iv
ABSTRACT	v
ŞEKİLLER DİZİNİ	vi
ÇİZELGELER DİZİNİ	viii
SİMGELER VE KISALTMALAR	ix
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ÖZETLERİ	2
2.1 Giriş.....	2
2.2 Isı Transferini İyileştirme Yöntemleri	2
2.2.1 Çarpan jetler	3
2.2.2 Tekli çarpan jetler	4
2.2.3 Çoklu çarpan jetler	6
2.2.4 Çapraz akışlı jetler	11
2.2.5 Pulsatif ve sentetik jetler	13
2.2.6 Tezin önemi ve amacı	16
3. DENEYSEL ÇALIŞMA (MATERYAL VE YÖNTEM).....	18
3.1 Giriş.....	18
3.2 Deney Düzenegi	18
3.2.1 Test bölgesi	21
3.2.2 Jet yerleşimi	21
3.2.3 Isıl çiftler	22
3.2.4 Basınç ölçüm cihazı	24
3.2.5 Isıtıcı folyo montajı.....	25
3.2.6 Güç kaynağı	26
3.2.7 Fan.....	27
3.3 Deneylerin Yapılışı	28
3.4 Deneysel Ölçümler.....	29
3.5 Isıtıcı Yüzey Sıcaklığı.....	29
3.6 Kanal Çıkış Sıcaklığı.....	40
3.7 Deney Sonuçlarının Doğrulanması	40
3.8 Isı Geçişi Hesabı	42
3.9 Basınç Kaybı Ölçümü	45
3.10 Fiziksel Parametreler.....	46
3.11 Hata Analizi	48
3.12 Deneysel Sonuçlar.....	50
4. SAYISAL ÇALIŞMA	54
4.1 Giriş.....	54
4.2 Sonlu Hacimler Metodu (HAD).....	55
4.3 Türbülans Modelleri.....	55
4.4 Sayısal Model.....	57
4.5 Geçerli Denklemler	59
4.6 Sınır Şartları	60
4.7 Sayısal Çözümün Değerlendirilmesi.....	61
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	68
KAYNAKLAR	71
EKLER.....	77

Ek A. Deneysel Parametreler	78
Ek B. Boyut Analizi	80
EK C. Hata Analizi	82
ÖZGEÇMİŞ	86



YÜKSEK LİSANS TEZİ

BİR KANALDAKİ CEBRİ AKIŞLA BİRLİKTE ÇOKLU SENTETİK JETİN ISI TRANSFERİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ

Bekir GÜNGÖR

Aksaray Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Ünal AKDAĞ

ÖZET

Bu çalışmada, bir yüzeyi sabit ısı akısıyla ısıtılan, kare kesitli kanal içerisindeki zorlanmış çapraz akışa çoklu çarpan sentetik jet (sıfır kütle akılı) ilavesiyle ısı transferi deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Cebri kanal akışında, ana akışa çapraz olarak yerleştirilen altı adet sentetik jetin dört farklı genlik ve altı farklı frekansta, ısı transferine etkisi deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Bakır borulardan yapılmış jetler, ana akış içerisinde dikey olarak daldırılmış ve ısıtılan yüzeye (çarpma yüzeyine) 2 cm mesafe olacak şekilde yerleştirilmiş olup, ana akışın türbülanslı rejiminde ısı transferine etkileri analiz edilmiştir. Farklı Reynolds sayılarında kanal giriş çıkışlarında ve ısıtılan yüzey üzerinde ısı-çiftlerle sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Bu sıcaklıklar yardımıyla, ısı transferinin bir göstergesi olan Nusselt sayıları hesaplanmıştır. Isı transferi mekanizmasını açıklayabilmek için Sayısal Akışkanlar dinamiği (HAD) kullanarak problem sayısal olarak da modellenmiştir. Deneysel girdiler esas alınarak yapılan sayısal çözümler vasıtasıyla anlık akış görüntüleri elde edilmiş olup fiziksel mekanizma yorumlanmaya çalışılmıştır. Boş kanal ile yapılan karşılaştırmalarda sentetik jet ilavesinin ısı transferinde önemli artışlara sebep olduğu gözlenmiştir. Isı transferindeki artışla birlikte basınç kayıpları da hesaplanarak birlikte analiz edilmiş olup, sonuçlar performans katsayısı şeklinde boyutsuz akış parametrelerine bağlı olarak verilmiştir. Bir miktar basınç kaybı olmasına rağmen ısı transferinde kayda değer artışların olduğu gözlemlenmiştir.

Anahtar kelimeler: Çoklu Sentetik Jet, Cebri Konveksiyon, Kanal Akışı, Isı Transferi İyileştirme.

Ocak, 2024; 85 sayfa

M.Sc. THESIS
**INVESTIGATION OF THE EFFECT ON HEAT TRANSFER OF MULTIPLE
SYNTHETIC JETS ADDITION TO THE CROSS FLOW IN A CHANNEL**

Bekir GÜNGÖR

Aksaray University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Ünal AKDAĞ

ABSTRACT

In this study, heat transfer from a surface having constant heat flux in a square-section channel by adding multiple impinging synthetic jets (zero mass-flux) to the forced cross flow was investigated experimentally and numerically. In forced channel flow, the effect of six synthetic jets placed crosswise to the main flow on the heat transfer at four different amplitudes and six different frequencies experimentally and numerically investigated. Jets made of copper pipes are vertically immersed in the main flow and placed at a distance of 2 cm from the heated surface (impact surface), and their effects on heat transfer in the turbulent regime of the main flow are analyzed. Temperature measurements were made with thermocouples at different Reynolds numbers at the channel inlets and outlets and on the heated surface. Nusselt numbers, which are an indicator of heat transfer, were calculated based on these measured temperatures. In order to explain the heat transfer mechanism, the problem was also simulated numerically using Computational Fluid Dynamics (CFD). Instantaneous flow images were obtained through numerical solutions based on experimental inputs, and the physical mechanism was tried to be interpreted. In comparisons with the smooth channel, it was observed that the addition of synthetic jet caused significant increases in heat transfer. Along with the increase in heat transfer, pressure losses were calculated and analyzed together, and the results were given in the form of coefficient of performance depending on the dimensionless flow parameters. Although there is slightly increase in pressure loss, it has been observed that there are significant increases in heat transfer.

Keywords: Multiple Synthetic Jet, Forced Convection, Channel Flow, Heat Transfer Enhancement.

January, 2024; 85 pages

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1. Sınırlandırılmış tekli çarpan jet bölümleri (Demircan vd., 2010).	3
Şekil 2.2. Çoklu çarpan jet şematik görüntüsü (Hewakandamby, 2008).	8
Şekil 2.3. Çoklu çarpan jet engelsiz yüzey hız kontörleri (Huang vd., 2017).	9
Şekil 2.4. Çarpma yüzeyi sıcaklık kontörleri (Penumadu vd., 2017).	9
Şekil 2.5. Çoklu çarpan jet görüntüsü (Barbosa vd., 2017).	10
Şekil 3.1. Deney düzeneği (Şematik gösterim).	19
Şekil 3.2. Deney düzeneği resmi.	19
Şekil 3.3. Test bölümü ölçüleri ve üç boyutlu görünüşü.	20
Şekil 3.4. Test bölümü resmi.	21
Şekil 3.5. Piston silindir mekanizması.	22
Şekil 3.6. Giriş ve çıkış ısı çiftleri.	23
Şekil 3.7. Kanal ısı çiftlerin yerleşimi.	24
Şekil 3.8. Testo ölçüm cihazının, ısı çiftlerin ve basınç problemlerinin yerleşimi.	25
Şekil 3.9. Isıtıcı folyo montajı.	26
Şekil 3.10. Güç kaynağı.	27
Şekil 3.11. Yüksek basınçlı radyal fan ve motor.	27
Şekil 3.12. Testo ölçüm cihazı ve probu.	28
Şekil 3.13. Isıtıcı yüzey sıcaklıklarının dağılımı ($Re=6000$, $A_0=0,22$).	31
Şekil 3.14. Isıtıcı yüzey sıcaklıklarının dağılımı ($Re=6000$, $A_0=0,44$).	31
Şekil 3.15. Isıtıcı yüzey sıcaklıklarının dağılımı ($Re=6000$, $A_0=0,66$).	31
Şekil 3.16. Isıtıcı yüzey sıcaklıklarının dağılımı ($Re=6000$, $A_0=0,88$).	32
Şekil 3.17. Isıtıcı yüzey sıcaklıklarının dağılımı ($Re=10000$, $A_0=0,22$).	33
Şekil 3.18. Isıtıcı yüzey sıcaklıklarının dağılımı ($Re=10000$, $A_0=0,44$).	33
Şekil 3.19. Isıtıcı yüzey sıcaklıklarının dağılımı ($Re=10000$, $A_0=0,66$).	33
Şekil 3.20. Isıtıcı yüzey sıcaklıklarının dağılımı ($Re=10000$, $A_0=0,88$).	34
Şekil 3.21. Isıtıcı yüzey sıcaklıklarının dağılımı ($Re=20000$, $A_0=0,22$).	34
Şekil 3.22. Isıtıcı yüzey sıcaklıklarının dağılımı ($Re=20000$, $A_0=0,44$).	35
Şekil 3.23. Isıtıcı yüzey sıcaklıklarının dağılımı ($Re=20000$, $A_0=0,66$).	35
Şekil 3.24. Isıtıcı yüzey sıcaklıklarının dağılımı ($Re=20000$, $A_0=0,88$).	35
Şekil 3.25. Isıtıcı yüzey sıcaklıklarının dağılımı ($Re=30000$, $A_0=0,22$).	36
Şekil 3.26. Isıtıcı yüzey sıcaklıklarının dağılımı ($Re=30000$, $A_0=0,44$).	36
Şekil 3.27. Isıtıcı yüzey sıcaklıklarının dağılımı ($Re=30000$, $A_0=0,66$).	37
Şekil 3.28. Isıtıcı yüzey sıcaklıklarının dağılımı ($Re=30000$, $A_0=0,88$).	37
Şekil 3.29. Isıtıcı yüzey sıcaklıklarının dağılımı ($Re=40000$, $A_0=0,22$).	38
Şekil 3.30. Isıtıcı yüzey sıcaklıklarının dağılımı ($Re=40000$, $A_0=0,44$).	39
Şekil 3.31. Isıtıcı yüzey sıcaklıklarının dağılımı ($Re=40000$, $A_0=0,66$).	39
Şekil 3.32. Isıtıcı yüzey sıcaklıklarının dağılımı ($Re=40000$, $A_0=0,88$).	39
Şekil 3.33. Nusselt değerleri doğrulama grafiği.	41
Şekil 3.34. $Re=6000$ için tüm frekans ve genlik değerlerindeki Nu değerleri.	43
Şekil 3.35. $Re=10000$ için tüm frekans ve genlik değerlerindeki Nu değerleri.	43
Şekil 3.36. $Re=20000$ için tüm frekans ve genlik değerlerindeki Nu değerleri.	44
Şekil 3.37. $Re=30000$ için tüm frekans ve genlik değerlerindeki Nu değerleri.	44
Şekil 3.38. $Re=40000$ için tüm frekans ve genlik değerlerindeki Nu değerleri.	44
Şekil 3.39. Testo marka basınç farkı ölçüm cihazı.	46
Şekil 3.40. Sürtünme katsayısının Re ve Genlikle değişimi.	46

Şekil 3.41. $Re=6000$ için tüm frekans ve genliğine göre hesaplanan THP değerleri.....	49
Şekil 3.42. $Re=10000$ için tüm frekans ve genliğine göre hesaplanan THP değerleri.....	51
Şekil 3.43. $Re=20000$ için tüm frekans ve genliğine göre hesaplanan THP değerleri.....	51
Şekil 3.44. $Re=30000$ için tüm frekans ve genliğine göre hesaplanan THP değerleri.....	51
Şekil 3.45. $Re=40000$ için tüm frekans ve genliğine göre hesaplanan THP değerleri.....	52
Şekil 4.1. Ansys Fluent türbülans modelleri (Tutak vd., 2019).....	56
Şekil 4.2. Sayısal çalışma için üç boyutlu çözüm alanı ve ağ yapısı.	58
Şekil 4.3. Test bölgesi ağ(mesh) yapısı.	59
Şekil 4.4. Uygulanan sınır şartları	60
Şekil 4.5. $Re=6000$, $A_0=0,88$ ve $Wo=27$ ($\omega=6\pi$) için hız (a) ve sıcaklık (b) kontörleri.	62
Şekil 4.6. Sıcaklık kontörleri üç boyutlu görünüş $Re=6000$, $A_0=0,88$, $Wo=27$	64
Şekil 4.7. $Re=6000$, $A_0=0,88$ ve $Wo=16$ ($\omega=2\pi$) için (a) hız ve (b) sıcaklık kontörleri.	65
Şekil 4.8. Sıcaklık kontörleri üç boyutlu görünüş ($Re=6000$, $A_0=0,88$, $Wo=16$).	66
Şekil 4.9. Deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması.	67

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 4.1. Ağ bağımsızlığı için yapılan çalışmalar (3d) $Re=6000$	57
Çizelge A.1. Deneysel parametreler.....	77
Çizelge B.1. Boyut matrisi.....	79
Çizelge C.1. Deneysel ölçümler için hata analiz hesabı.....	81



SİMGELER VE KISALTMALAR

A_0	Boyutsuz genlik
A_k	Kanal kesit alanı
A_t	Testo ölçüm kesit alanı
CFD	Computational Fluid Dynamic
cp	Sabit basınçta özgül ısı (kJ/kg°C)
d	Jet çapı
D_h	Hidrolik çap (m)
DES	Detached Eddy Simulations
DNS	Direct Numerical Simulation
f	Sürtünme faktörü
h	Isı taşınım katsayısı (W/m ² K)
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
k	Isı iletim katsayısı (W/mK)
kW	KiloWatt (Güç birimi)
L	Isıtıcı boyu (m)
LES	Large Eddy Simulation
mm	Milimetre
N	Veri sayısı
Nu	Nusselt Sayısı
Nu ₀	Sürekli akış Nusselt sayısı
P	Dinamik basınç (Pa)
Pr	Prandtl Sayısı
q"	Isı akısı (W/m ²)
Re	Reynolds Sayısı
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes
RNG	Re-normalization Group Theory
RSM	Reynolds Stress Model
s	Jet ile hedef yüzey arası mesafe
SIMPLE	Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations
T	Sıcaklık (°C)
t	Zaman (s)
T _b	Giriş ve çıkış sıcaklığı ortalaması (°C)
T _w	Levhanın ortalama yüzey sıcaklığı (°C)
T _{w,i}	Termoelemandan alınan anlık sıcaklıklar (°C)
THP	Termo Hidrolik Performans
U	Hız (m/s)
U _∞	Serbest akış hızı (m/s)
V _k	Kanal içi hız
V _t	Testo cihazının ölçtüğü hız
W	Watt (Güç birimi)
WΔP	Basınç ölçme hatası
WNu	Nusselt sayısı ölçme hatası
Wo	Boyutsuz frekans (Womersley)
Wq"	Isı akısı ölçme hatası
WT _ç	Çıkış sıcaklığı ölçme hatası
WT _w	Yüzey sıcaklığı ölçme hatası
WU	Akışkan hızı ölçme hatası
x _m	Piston strok değeri

ΔP	Basınç değışimi (Pa)
Δt	Zaman aralığı (s)
η	Isıl performans faktörü
μ	Dinamik viskozite
ν	Kinematik viskozite (m ² /s)
ρ	Yoğunluk (kg/m ³)



1. GİRİŞ

Teknolojinin gelişmesi ve buna bağlı olarak yüksek enerji tüketimi sebebiyle enerjiyi verimli olarak dönüştürmek önemli hale gelmiştir. Enerji dönüşümlerinde kullanılan ısı değiştiricileri veya ısı transfer cihazlarının verimli çalışması için yenilikçi arayışlar devam etmektedir. Enerji kaynakları azalmakta olduğundan, enerji dönüşümlerinin en az kayıpla yapılması, ayrıca kullanılan cihazların ortaya çıkardığı ısıyı bertaraf edecek verimli çalışan sistemlerin sağlanması oldukça önemlidir. Isı ve kütle transferini arttırmak ve bunu en uygun maliyete yapmak mühendislikte önemli bir çalışma konusudur.

Isı transferini arttırmak için farklı yöntemler mevcuttur. Dışardan güç kaynağına ihtiyaç duyulmayan yöntemler pasif yöntemlerdir. Dışardan güç kaynağına ihtiyaç duyulan yöntemler ise aktif yöntemlerdir. Daha minimal tasarımlar ve daha yüksek ısı transferi ihtiyacı arttığı için aktif yöntemler her ne kadar enerji tüketse de net verimlilik olarak tercih edilebilecek kadar iyi sonuçlar vermektedir. Bu bağlamda çarpan jetler son dönemde yaygın olarak kullanılan ve üzerinde çok durulan yöntemlerden biridir. Kullanım alanı ve tasarımına göre birçok çeşidi vardır. Jet akışkanı, jet çapı, jet sayısı, jet açısı, jet hızı, jet frekansı, jet genliği gibi birçok parametre jetin yapısını belirlemektedir. Isı transferinin en yüksek seviyede olması için, uygun parametre arayışları devam etmektedir.

Bu tez çalışmasında, alt yüzeyi sabit ısı akısına maruz kalan bir kanal içerisindeki cebri akışa ilave olarak aktif yöntemlerden birisi olan daldırılmış çarpan sentetik hava jetleri birlikte kullanılarak etkin ve verimli bir soğutma elde edilmesi, deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Literatürde sabit akışlı jetler kullanılarak yapılan çalışmalar mevcuttur. Bu çalışmada farklı olarak sentetik akışlı jetler ile cebri akış beraber kullanılmıştır.

2. KAYNAK ÖZETLERİ

Bu bölümde literatürde yapılan çalışmalar analiz edilmiş, konuyla ilgili var olan bilgilerden yararlanılmış ve kaynakların özetleri sunulmuştur.

2.1 Giriş

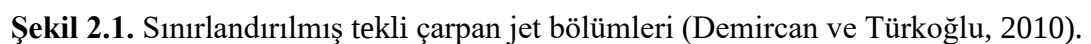
Çarpan jetler, çeşitli mühendislik uygulamalarında ve endüstriyel proseslerde, özellikle de ısıtma, soğutma ve kurutma için kullanılan termal ekipmanlarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu nedenle, bu yöntem kapsamlı bir şekilde araştırılmaya devam etmektedir. Hava jeti çarpması, belirli bir şekil ve konfigürasyona sahip bir lüleden bir jet akışının hedef yüzeye yönlendirilmesinden oluşur. Bu süreç, hedef yüzey üzerinde yüksek ısı transfer performansının doğal özellikleri nedeniyle, hızlı soğutma veya ısıtmayı sağlaması dolayısıyla büyük ilgi görmüştür. Soğutulan yüzeye paralel, sınırlı akışla geleneksel taşınım ile soğutmayla karşılaştırıldığında, jet çarpmasıyla elde edilen ısı transfer katsayıları aynı maksimum akış hızında üç kata kadar daha yüksek olabilmektedir. Bu ısı transferi artışı esas olarak hedef yüzeyin yakınında indüklenen daha ince bir sınır tabakasından ve çevredeki akışkanın türbülansını arttırarak ısı transferini arttıran, çarpma noktasının ilerisindeki jet kaynaklı çapraz akıştan kaynaklanmaktadır. Çarpan jetlerdeki ısı transferi performansı, Reynolds sayısı, Prandtl sayısı ve Mach sayısı gibi akış özelliklerine ilişkin çeşitli parametrelerden ve aynı zamanda lüle-plaka mesafesi, gibi geometrik değişkenlerinden de etkilenir (Barbosa vd., 2023).

2.2 Isı Transferini İyileştirme Yöntemleri

İletim ve ışıınım ile ısı transferini arttırmak, daha çok malzeme özellikleriyle alakalıdır. Ancak taşınım ile gerçekleşen ısı transferini arttırmak için aktif ve pasif olmak üzere birçok metot bulunmaktadır. Pasif metotlar, akışkana dışarıdan herhangi bir enerji verilmeden, sadece sistem içindeki geometrik değişiklikler ile ısı transferini arttırma yöntemidir. Yüzey genişletme, türbülatorler, bobinli borular vd. bu yönteme verilebilecek örneklerdir. Aktif metotlar ise ısı transfer edilen akışkana dışarıdan müdahale ile ve ilave enerji verilerek uygulanan yöntemlerdir. Karıştırıcılar, jet çarpması, yüzey titreşimi, akışkan titreşimi vd. aktif yöntemlere örnektir (Incropera ve Dewitt, 2006).

2.2.1 Çarpan jetler

Jet herhangi bir geometriye sahip lüleden belirli bir hız ile çıkış yapar. Başlangıçta hız profilleri üniformdur, lüleden çıkıp serbest bölgeye ulaşan jetin hız profilleri jet ekseninde en yüksek hız oluşacak şekilde kenarlarda ise dağılarak yavaşlayan bir forma dönüşür. Küçük bir lüle kesitinden çıkan jet, çarpma yüzeyine ulaşana kadar yayılarak geniş bir alanı etkiler. Jetin çarpma yüzeyine çarptığı noktaya durma noktası denir, çünkü çarpma eksenı boyunca hareketine devam eden jet, artık çarpma yüzeyine çarptıktan sonra yön değiştirerek yüzeye paralel yönde duvar jetlerini oluşturur. Şekil 2.1’de çarpan jetin bölümleri verilmiştir.



2.2.2 Tekli çarpan jetler

Sistemde tek bir lüle kullanılmasıyla elde edilen düzeneklere tekli çarpan jet düzeneği denilebilir. Mekanizma boyutlarının küçük olması gerektiği ya da soğutma ihtiyacının az olduğu yerlerde kullanılabilir. Jet sadece bir plakaya çarpıyor etrafında başka bir sınır yüzeyi yoksa serbest jet olarak adlandırılır. Jet çıkış noktasında bir sınır plakası mevcutsa, sınırlandırılmış jet olarak adlandırılır. Jetler sınır plakasına daldırılmış ve çarpma yüzeyine daha yakın ise daldırılmış jet olarak adlandırılmıştır.

Chiriac ve Ortega, (2002) sınırlandırılmış bir jet ile yaptıkları sayısal çalışmada, çarpma mesafesinin, jet çapına oranının sabit, $H/W=5$ olduğu, jet Reynolds sayısının 250, 500 ve 750 değerleri için çözümler yapmışlar. Yaptıkları çalışma sonucunda jet hızının ısı transferini ve yüzeydeki durma bölgesini arttırdığını ifade etmişlerdir. Ancak jet hızı Reynolds sayısı 600 ün üzerine çıktığında akış girdaplı hale geçtiğinden, oluşan girdaplar jet eksenini olumsuz etkilemiş ve doğrudan durma noktasına çarpmamıştır. Ancak Nusselt sayısının, jet Reynolds sayısı ile doğru orantılı olduğunu belirtmişlerdir.

Hofmann vd. (2007) düz bir plakaya çarpan türbülanslı dairesel çarpan jetin incelenmesinde, hangi türbülans modelinin en iyi sonucu vereceğini araştıran çalışmalar yapmışlardır. Çarpan jetlerin hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) hesaplamalarını, ticari HAD yazılımı kullanılarak on üç yaygın Reynolds ortalamalı Navier-Stokes (RANS) türbülans modeliyle gerçekleştirmişler. Standart $k-\epsilon$ modeli, RNG $k-\epsilon$ modeli, realizable $k-\epsilon$ modeli, Reynolds stress modeli, Low-Reynolds $k-\epsilon$ modeli, Standart $k-\omega$ modeli, geçiş akış seçeneği açık ve kapalı Shear Stress Transport (SST) $k-\omega$ modeli kullanılan modellerdir. Bu çalışma sayesinde neredeyse tüm modellerin duvar jeti ısı transferini doğru bir şekilde tahmin etmesine rağmen, pratik olarak hepsinin durgunluk bölgesi yakınındaki yerel ısı transferini tahmin etmede başarısız olduğu sonucuna varmışlar. Geçiş akışı etkin seçeneğiyle SST $k-\omega$ modelinin en doğru sonuçları sunduğunu belirtmişler.

Isman vd. (2008) sabit ısı akısı ile ısıtılan bir yüzeyi tekli çarpan jet ile soğutmak üzerine sayısal bir çalışma yapmışlar. Akışın türbülanslı, iki boyutlu ve kararlı olduğu varsayımını yapmışlar. Farklı türbülans modelleri ile çözümler yapmışlar ve tüm çözüm alanı dikkate alındığında en iyi sonucu RNG ve standart $k-\epsilon$

modellerinin verdiğini ifade etmişlerdir. Reynolds sayısının arttırılması ve lüle-plaka mesafesinin azaltılmasının yerel Nusselt sayı dağılımını arttırdığını ifade etmişlerdir.

Akalanne vd. (2011) yaptıkları deneysel çalışmada, bir hoparlör yardımıyla elde ettikleri kanal içi pulsatif akışın, genlik ve frekans etkisinin ısı transferi oranını arttırdığını ifade etmişlerdir. Kanal içerisine yerleştirilmiş engele göre daha etkili sonuçlar elde ettiklerini belirtmişlerdir. alışmalarını $17000 < Re < 80000$ Reynolds aralığında yapmışlardır.

Dutta vd. (2013) sayısal bir çalışma yapmışlardır. Yaptıkları sayısal çalışmada çeşitli türbülans modellerini kullanmışlar ve deneysel sonuçlarla en iyi uyumu hangi türbülans modelinin gösterdiğini anlamaya çalışmışlardır. Çalışmada $Re=20000$ ve jet-çarpma plakası mesafesi 4 ile 9,2 olacak şekilde farklı parametreler kullanmışlardır. Reynolds ortalamalı Navier-Stokes (RANS) denklemlerine dayalı türbülans modelleri, yani standart $k-\epsilon$, RNG $k-\epsilon$, gerçekleştirilebilir $k-\epsilon$, Launder ve Sharma düşük- Re $k-\epsilon$, Chang-Hsieh-Chen düşük- Re $k-\epsilon$, standart $k-\omega$, SST $k-\omega$ ve $v2-f$ modeli kullanmışlar. Nusselt sayısının ikincil st noktasının farklı olduğu küçük bir lüle-plaka aralığı ($H/D=4$) için hem standart hem de SST $k-\omega$ modelleri, geçiş modeliyle birlikte, sıvı akışı açısından deneysel verilerle en iyi uyumu gösterdiğini ifade etmişlerdir. Lle-plaka aralığının yüksek olması durumunda ($H/D=9,2$), dikkate alınan modellerden bazıları yüzey Nusselt sayısında hatalı bir ikincil tepe noktası göstermiştir. Standart $k-\omega$ ve standart $k-\epsilon$ modelleri yalnızca yüzey Nusselt sayısı açısından deneysel verilerle iyi bir uyum gösterdiğini belirtmişlerdir.

Çalışkan vd. (2014) yaptıkları deneysel çalışmada, çarpan jet geometrisinin akış ve ısı transferi üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Eliptik ve dikdörtgen kesitli jetler kullanmışlar. Değiştirilen diğer parametreler ise 2000 ila 10000 arasında değişen jet Reynolds sayısı ve 2 ile 10 arasında değişen jet-hedef yüzey aralıklarıdır. Yaptıkları alışmalar sonucunda, eliptik jetlerin dikdörtgen jetlere göre daha etkili olduğunu ifade etmişlerdir. Ayrıca en iyi ısı transferi performansını jet hedef yüzey arası uzaklığın jet çapına oranının 2 ve Reynolds sayısının 10000 değerinde gözlemlediklerini bildirmişlerdir.

Tekli çarpan jetlerle ilgili birçok araştırma yapılmıştır. Bu konuda kapsamlı inceleme makaleleri yayımlanmıştır (Jambunathan, vd., 1992; Plant vd., 2023). Uygulanabilir termal yönetim tekniklerinin incelenmesi, ısının hedef yüzeyden etkili bir şekilde bertaraf edilmesi konusunda son yıllarda hızlı bir ilerleme olduğunu açıklığa kavuşturmuştur (Narayanan vd., 2004; Wang vd., 2016; Nobari vd., 2016; Ekkad ve Singh, 2021). Ancak sıcak noktaları önlemek için tek tip bir soğutma işlemiyle yüksek ısı akısı giderme taleplerini karşılayabilecek tek bir teknoloji yoktur.

Son on yılda, farklı teknolojileri aşağıdaki hususlara göre karşılaştırmak için heyecan verici jet çarpmasına ilişkin araştırmalar yürütülmüştür; örneğin verimli çalışma, düşük bakım ve ilk maliyet, basit yapı ve ısı kapasitesi başına hafiflik (Chiriac ve Ortega, 2002; Geng vd., 2015; Zhou vd., 2016; Bahaidarah, 2016). Heyecan verici jet çarpmasının incelenmesi, endüstriyel geniş kapsamı ve küçük boyutlu uygulamaları nedeniyle uzun bir süre boyunca ilgi konusu olmaya devam etmiştir.

Tekli çarpan jetlerin istenilen performansı sağlayamadığı yerlerde çoklu jetler ve uyarılmış jetlerin kullanımı yaygınlaşmaktadır (Ekkad ve Singh, 2021).

2.2.3 Çoklu çarpan jetler

Geometrik olarak uygun olan durumlarda, daha fazla soğutma ihtiyacının olduğu bölgelerde ya da çarpma yüzeyinin büyük olduğu durumlarda birden fazla çarpan jet birlikte kullanılabilir. Jetler çalışma durumuna göre farklı dizilimlerde yerleştirilebilir. Pek çok mühendislik uygulamasında, tekstil, kâğıt kurutma, gaz türbini kanatçığını soğutma gibi uygulamalarda, prosesin termal performansını artırmak için çoklu çarpan jetler kullanılır. Yüksek proses performansını sağlamak için çoklu jet konfigürasyonu en uygun konfigürasyon olarak kabul edilir.

Çoklu jet çarpma işleminde yer alan değişkenler fazladır ve her birinin sonuca etkisi, birçok yazar tarafından hem sayısal hem de deneysel olarak incelenmiştir. Bu değişkenler şunlardır: akışta jet düzeni ve ısı transferi (Wae-Hayee vd., 2013), jet eğimi (Attalla vd., 2017), jet lülesi ile yüzey arasındaki mesafe (Shariatmadar vd., 2016), delik geometrisi (Vinze vd., 2016), jet-jet aralığı (Yong vd., 2015), lüle geometrisi (Wae-Hauee vd., 2013), yüzeyin başlangıç sıcaklığı (Wang vd., 2016), jet hızı (Wang vd., 2016), Mach sayısı (Reodikar vd., 2016), Prandtl sayısı (Li ve Garimella, 2001), Reynolds sayısı (Gharraei vd., 2016), hedef plaka eğimi (Cai ve He,

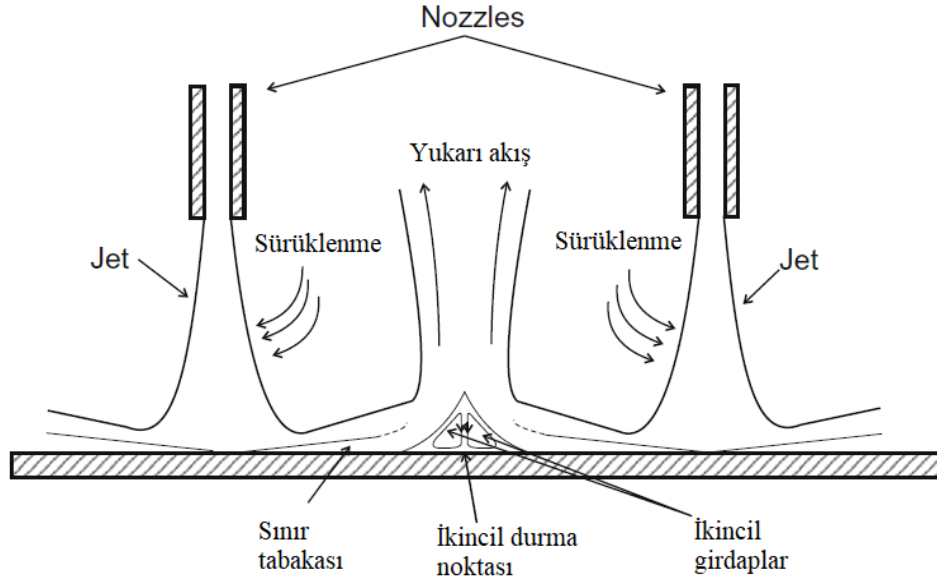
2016), hedef plakasının pürüzlülüğü (Ren vd., 2017), hedef plakasının eğriliği (Kim vd., 2016), lülenin (Ianiro vd., 2012), çıkışındaki türbülans yoğunluğu (Ianiro vd., 2012) ve hareketli düz bir yüzey üzerindeki akış alanı (Kadiyala ve Chattopadhyay, 2018).

Tek bir jet yerine iki veya daha fazla jet kullanmak, daha geniş bir alanı kapsama yeteneğinin yanı sıra ısıtılan yüzeye püskürtülen toplam akışkan hacminin de artmasını sağlar.

Çoklu jet kullanımının birçok olumlu etkisi olduğu gibi olumsuz etkileri de bulunmaktadır. Çoklu jet dizilerinin kullanılması jet çakışması olasılığına yol açar. Bu, iki veya daha fazla jet arasında çakışma olabileceği anlamına gelir. Bu etkileşim olumsuz bir etkiye neden olabilir ve genellikle jet lüleleri arasındaki etkileşimi etkilemeyecek şekilde püskürtme uçlarının birbirinden uzaklaştırılmasıyla çözümlenir (Plant vd., 2023).

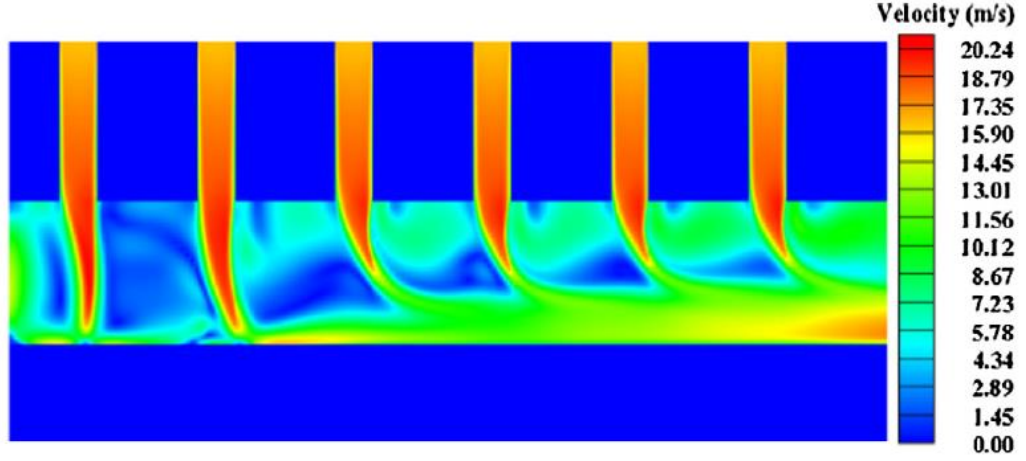
Hewakandamby (2009) sonlu elemanlar yöntemi kullanarak yaptığı iki boyutlu sayısal çalışmada, Şekil 2.2’de verilen iki adet çarpan jetin, ısıtılmış düzlemsel bir yüzey üzerindeki soğutma performansını incelemiştir. Reynolds değeri için $0 < Re < 1200$ aralığında ve düşük frekanslı akışla yaptığı çalışmada, salınımlı jetleri aynı frekansta ancak $\phi/2$ faz farkıyla yüzeye çarptırmıştır (burada ϕ fazı ifade etmektedir). Bu sayede sınır tabaka kalınlığı en aza indirilmiş, sınır tabaka periyodik olarak bozulmuş ve durma noktası yerinin, sürekli değiştirdiğini gözlemlediğini belirtmiştir. Salınımlı çarpan jetlerin, sabit akışlı jetlere göre ciddi bir soğutma performansı sergilediğini ifade etmiştir.

Weigand ve Spring (2009) çoklu çarpan jetlerin fiziksel konfigürasyonlarının ısı transferine etkisini inceleyen kısa bir inceleme yapmışlardır. Birden fazla jetin akış ve ısı transferleri özelliklerini, tek çarpan jetlerle karşılaştırmışlardır. Çoklu çarpan jetlerin tekli jetlere göre ısı transferini artırdığı, ancak jet diziliminde bir optimizasyon yapmak gerektiğini vurgulamışlardır. Sayısal çalışmaların gözden geçirilmesinde, mevcut CFD çalışmalarının çoklu jet sistemleri için yerel ısı transfer hızlarını tahmin etmedeki uygunluğunu değerlendirmişlerdir. Ölçme tekniğindeki ve sayısal doğruluktaki gelişmeleri değerlendirmişlerdir.



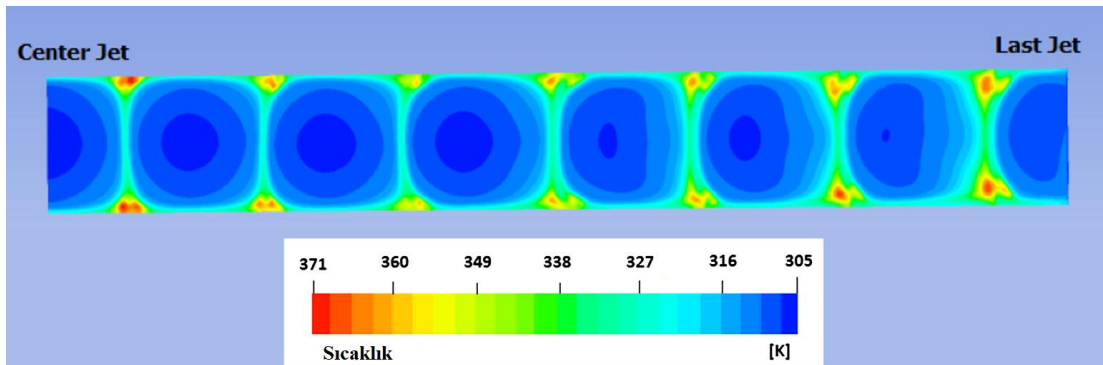
Şekil 2.2. Çoklu çarpan jet şematik görüntüsü (Hewakandamby, 2009).

Huang vd. (2017) sınırlandırılmış çoklu çarpan jet ile sayısal bir çalışma yapmışlar. Oluşturdukları tasarımda dört farklı model geliştirmişler. Soğutulmak istenen yüzey bir kanal içine alınmış, kanalın üst yüzeyine altı adet jet yerleştirmişlerdir. Modellerdeki tasarım değişiklikleri soğutulmak istenen yüzey için olup, düz yüzey, tümsek engelli yüzey, çukur engelli yüzey ve karışık engelli yüzey şeklindedir. Isı transferini en iyi arttıran tasarım tümsek engelli yüzey tasarımı olduğunu gözlemlemişlerdir. Bunun sebebi tümsek engellerin sınır katmanını kırarak akış ve ısı transferinde türbülansın yoğunlaşması olduğunu ifade etmişlerdir. Arkasından sırasıyla ısı transferinin en iyi olduğu modeller düz yüzey, karışık engelli yüzey ve çukur engelli yüzey olduğunu ifade etmişlerdir. Çukur engelli yüzeyde çukur bölümlerdeki ölü alan, akışkanın dışarı akmasını engelleyerek ısı transferi engellenmiş ve en düşük ısı transferi gerçekleştiğini görmüşlerdir. Basınç kaybı karşılaştırması yaptıklarında ise çukursuz yüzeydeki basınç düşüşünün en fazla olduğunu tespit etmişlerdir, bunu azalan sırayla karışık çukurlu, içbükey çukurlu ve dışbükey çukurlu yüzey takip ettiğini belirtmişlerdir. Genel performansı ısı transferi yeteneği ve basınç düşüşü arasındaki orana göre belirlemişler ve en iyi performansı dışbükey engelli yüzey için hesaplamışlardır. Yaptıkları çalışmalardaki çoklu çarpan jetlerin engelsiz bir yüzeye çarptığı hız kontörü Şekil 2.3'te verilmiştir.



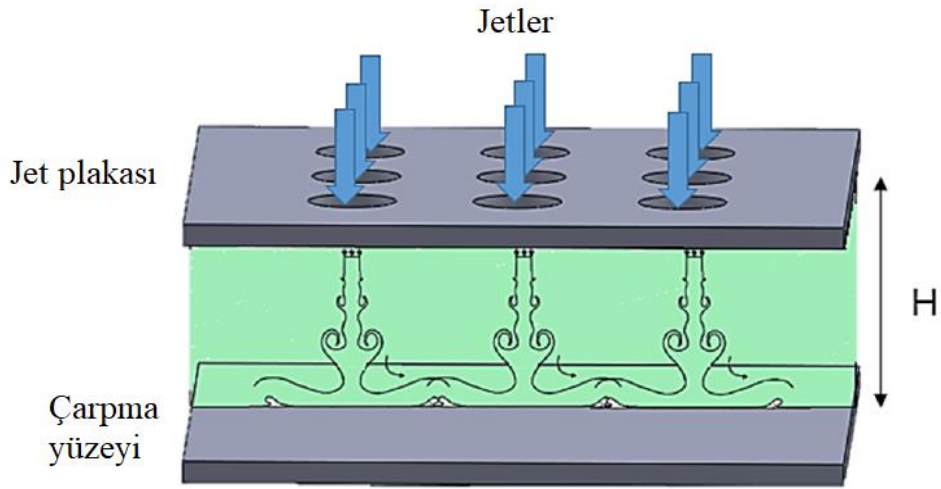
Şekil 2.3. Çoklu çarpan jet engelsiz yüzey hız kontörleri (Huang vd., 2017).

Badra vd. (2013) yaptıkları sayısal çalışmada, hareketli düz bir plakaya birden fazla jetin çarpması durumunda elde edilen tahminlerin doğruluğunu belirlemek için SST k- ω modelini v2-f modeli ile karşılaştırdı. Fluent ile farklı türbülans modellerini kullanarak çözümler yapmışlar. Sonuçların, her iki modelin de performans açısından karşılaştırılabilir olduğunu gösterdiğini, ancak Nusselt sayısının durgunluğuna ilişkin SST k- ω tahminleri daha doğrudur. Ek olarak, v2-f ortalama Nusselt sayısını tahmin etmede iyi bir doğruluk sağlasa bile durgunluk bölgesini tahmin etmede başarısız olduğunu belirtmişler. Üstelik daha yüksek hesaplama maliyeti gerektirmesi SST k- ω modelini daha iyi bir seçim haline getirdiği sonucuna varmışlardır. Bununla birlikte, iki modelin de düşük jet-plaka mesafesi ($H/D=1$) için ikincil Nusselt sayısının tepe noktasını tahmin etmede başarısız olduğunu gözlemlemişlerdir.



Şekil 2.4. Çarpma yüzeyi sıcaklık kontörleri (Penumadu ve Rao, 2017).

Penumadu ve Rao, (2017) yaptıkları sayısal çalışmada, çoklu çarpan jet sistemlerinde ($5000 < Re < 90000$) ısı transferi ve basınç düşüşü özelliklerini modellemek için RANS ve LES'i karşılaştırmışlar. Geniş bir yüzeye dizilen çarpan jetlerin düşük Reynolds değerlerinde gösterdiği performansı ve sistemdeki basınç düşüşünü ele almışlardır. LES'in çoklu jet çarpmasının akış karakteristiği hakkında daha detaylı bilgi sağladığını gözlemlediklerini ifade etmişlerdir. Simülasyonların, sistemdeki en büyük basınç kaybının, lüle girişindeki daralma etkisinden ve viskoz kayıplardan kaynaklandığını gösterdiğini belirtmişlerdir. Yaptıkları çalışmalarda çarpma yüzeyi için elde ettikleri sıcaklık kontörleri Şekil 2.4'te verilmiştir.



Şekil 2.5. Çoklu çarpan jet görüntüsü (Barbosa vd., 2023).

Li vd. (2018) yaptıkları sayısal ve deneysel çalışmalarda, düz bir plakaya eğik olarak çarpan çok sayıda paralel jetin etkisini incelenmişler. Çoklu çarpan jet akışını ve çarpma davranışını araştırmak için üç boyutlu bir matematiksel model ve bir yağ akışı görselleştirme deneyi kullanılmışlar. Reynolds sayısının, jet-jet aralığının ve jet-plaka aralığının çarpan akış yapısı ve ısı transferi karakteristiği üzerindeki etkilerini gözlemlemişler. Sonuç olarak yüzey Nusselt sayısının maksimum değerinin her zaman durgunluk noktasında veya yakınında görüldüğünü ifade etmişler. Duvar jeti oluşukça ve plaka yüzeyi boyunca yayıldıkça, ısı transferi hızlı bir şekilde azalırken, duvar kayma gerilmesi daha yavaş bir düşüş davranışı sergilediğini belirtmişlerdir.

Tepe vd. (2020) yaptıkları deneysel ve sayısal çalışmalarda, kanal içindeki ısıtılmış düz bir plakayı altı adet daldırılmış çarpan jet ile soğutmuşlardır. Akış tam türbülanslı olup Reynolds sayısı $16250 \leq Re \leq 32500$ aralığındadır. Jet-çarpma plakası mesafesi için

beş farklı değer (1, 2, 3, 4, 5) kullanmışlar ve en iyi sonucu $Gj/Dj=2$ için elde etmişlerdir. Sayısal çalışmada SST k- ω türbülans modelini kullanmışlar ve deneysel çalışma ile yerel Nu sayı dağılımlarının uyumlu olduğunu ifade etmişlerdir.

2.2.4 Çapraz akışlı jetler

Bir jet dizisi konfigürasyonunda çapraz akışın gücü, sisteme entegre edilen jetlerin konfigürasyonu, jet hızı ile ana akış hızı arasındaki ilişki, hangisinin daha baskın olacağı ve havanın toplamda akış yönünün ne olacağı akışı tanımlar. Bu anlamda, çok jetli sistemlerde çapraz akış havanın önünde bir kısıtlama olup olmadığına göre de kategorize edilir. Jet çarpmasında çapraz akışın önemi göz önüne alındığında, ısı transfer performansını arttırmak için bu parametrenin kontrol edilmesi gerekmektedir.

Çoklu jet dizisinde çapraz akışlı, yukarı yönden gelen jetlerden çıkan hava, aşağı yöndeki çalkantıları tahrip edebilir ve ısı transfer performansını kötüleştirebilir. Bununla birlikte, jetin etkileşimleriyle ilgili çoklu jet çarpmasının karmaşıklığı nedeniyle, çapraz akışın etkisini anlamak için çeşitli deneyler yapılmıştır ve farklı geometrik değişkenler (jetten jete) dikkate alınarak (nozül-plaka mesafesi, yüzey pürüzlülüğü, jetin akış özellikleri, Reynolds sayısı, Jetler arası mesafe gibi) davranışlar analiz edilerek uygun parametreler seçilmesi halinde ısı transferinde çok güçlü artışların olabileceği belirlenmiştir (Bu vd., 2015; Ichikawa vd., 2016; Wae-Hayee vd., 2014; Lee vd., 2014; Otero-Perez vd., 2021).

Muppidi ve Mahesh, (2007) laminar çapraz bir akışa enjekte edilen, yuvarlak türbülanslı yukarı akışlı bir jeti incelemek için sayısal bir çalışma yapmışlardır. Çalışmalarında jet hızının, çapraz akış hızına oranı 5,7 ve Jet Re sayısını 5000 olarak kullanmışlardır. Simülasyonlardan elde ettikleri ortalama hız ve türbülans yoğunluklarını Su ve Mungal, (2004) tarafından yapılan deneyler ile karşılaştırmışlar ve iyi bir uyum yakalamışlardır. Jet yörüngesi boyunca konumlardaki jet kesitinin incelenmesi, yörüngeler farklı şekilde tanımlandığında (merkez akış çizgisine, girdaba ve skaler konsantrasyona bağlı olarak) farklılıklar gözlemlenmiştir.

Yasaswy vd. (2014) yuvarlak hava jetinin çarptığı, düz bir yüzeyin yerel ısı transferi dağılımı üzerinde çapraz akışın etkisini incelemek için deneysel bir çalışma yapmışlardır. Jet-çarpma plakası mesafesi $z/d=4, 6$ ve 12 , çapraz akış hızının jet hızına oranı $M=1/6$ ile $1/12$ ve Reynolds sayısı $Re=6000$ ile 12000 arasında değişmektedir.

Nusselt sayısının plakanın uzunluğu boyunca merkez çizgisi üzerindeki dağılımı elde edilmiştir. Deneysel parametrelere göre değişen durma noktası Nusselt sayısı için bir korelasyon belirlemişlerdir. Üfleme oranının (M' 'nin) artmasıyla birlikte durma noktasının geometrik çarpma noktasına olan uzaklığının ve büyüklüğünün arttığını görmüşlerdir. Bu uzaklığın daha yüksek z/d değerlerinde daha fazla olduğunu ifade etmişlerdir.

Penumadu ve Rao, (2017) ya göre, çapraz akışın bozucu etkisi jet dizisindeki son jetler için ilk jetlere göre daha belirgindir. Bir dizinin ilk jetlerinin toplam girdap büyüklüğünün kıvrımlı bir yapı sergilediği görülmektedir; ancak son jetler için bu yapı çapraz akış etkilerinden dolayı kaybolur ve bu durum aşağı akışlı jetleri önemli ölçüde etkiler. Artan çapraz akış nedeniyle kıvrıkcık yapının bozulması da SST $k-\omega$ türbülans modeli kullanılarak Lu vd. (2021) tarafından tahmin edilmiştir. Bu sonuçlar maksimum çapraz akış için elde edilmiştir. Minimum çapraz akış için, Barbosa vd. (2020) tarafından gözlemlendiği gibi, dizideki merkezi jetin, çıkışlara yakın konumlandırılan jetlerle karşılaştırıldığında çapraz akıştan daha az etkilenmesi beklenir.

Li vd. (2016) lüle-plaka aralığının etkisini ayrıntılı olarak analiz etmiş ve düşük H/D değerlerinin (0,75 ile 1,2 arasında) çapraz akış momentumunu ve aşağı akış jetleri arasındaki etkileşimi arttırdığını ve çapraz akışın hâkim olduğu çarpan akışa yol açtığını bulmuşlardır. Öte yandan, daha yüksek lüle-plaka mesafelerinde ($H/D=3$), jetin momentumu daha düzgündür ve daha yüksek ısı transfer oranları sunar. Ancak aşağı akış jetlerinin soğutma etkinliğinde bir azalma gözlenmiştir.

Bu bölümden çapraz akışın güçlü bir şekilde diğer ilgili değişkenlere bağlı olduğu sonucuna varılabilir. Düşük S/D ve H/D değerleri ve yüksek Reynolds sayılarıyla birleştirilmiş minimum çapraz akış konfigürasyonu, jet kaynaklı çapraz akışı artırır. Bu parametre, jetler ve çevredeki akış arasındaki karışım arttırdığından ısı transferini artırır. Ancak çapraz akış hızı oranı çok yüksekse ($V_{\text{capraz}} > 3$), çapraz akış, çarpma bölgesinin akış yukarısındaki jet momentumunu zayıflatır ve ısı transferini azaltır. Bu nedenle çapraz akış hızı oranının ısı transferini artıran değerler arasında kalması için tüm proses değişkenlerinin doğru bir kombinasyonunun sağlanması gerekir.

2.2.5 Pulsatif ve sentetik jetler

Jet akışının sabit bir hızda olmadığı, periyodik bir salınım şeklindeki akışlı durumları da çarpan jet çalışmalarında kullanılmaktadır. Sabit akışın belli bir süre sonra dengeye gelmesi verimliliği düşüreceğinden, salınımlı akışlar tercih edilebilmektedir. Sentetik ve pulsatif çarpan jet olmak üzere ikiye ayrılırlar. Sentetik akışta net kütle akısı sıfırdır. Sisteme giren toplam akışkan kütlesi sitemden çekilen akışkan kütlesine eşittir. Pulsatif akışta ise sisteme kütle girişi olmaktadır. Net kütle akısı pozitifdir. Pulsatif ve sentetik çarpan jet çalışmalarına örnekler ve elde ettikleri sonuçlar aşağıda sunulmuştur.

Liewkongsataporn vd. (2006) sabit çarpan jetlerle pulsatif çarpan jetlerin ısı transferine etkisini karşılaştırmak için sayısal bir çalışma yapmışlardır. Yaptıkları çalışmalarda Reynolds sayısı 7800, H/D oranı 1 ile 4 aralığında, genlik 2'den 10'a kadar değişmektedir. Sonuç olarak salınım genliğinin artmasıyla ısı transferi oranının arttığını, aynı zamanda ısı akısının dağıldığı yüzey alanına ve jet-hedef yüzey arası mesafenin de ısı transferi üzerinde etkili olduğunu ifade etmişlerdir. Pulsatif çarpan jet ile ısı transferinin artırılmasının, pozitif salınım sırasındaki ısı akışının, negatif salınım sırasındaki çok düşük ısı akışını telafi edecek kadar büyük olmasına bağlı olduğunu ifade etmişlerdir.

Demircan ve Türkoğlu, (2010) osilasyonlu bir jet ile yaptıkları sayısal çalışma sonucunda, levhalar arası mesafenin, lüle genişliğine oranının ($H/W=5$) sabit olduğu, jet Reynolds sayısının 100 ila 700 arasında değiştiği, farklı jet frekans ve genlik değerlerinde çözümlemeler yapmışlardır. Standart çarpan jete göre osilasyonlu çarpan jetin ısı transferini daha çok arttırdığını gözlemlemişlerdir. Nusselt sayısını jetin Reynolds sayısı ve genliğinin artmasıyla artmıştır, frekansın ise belli bir değere kadar artmasıyla artmıştır, ancak belli bir değerden sonra sabit kaldığını belirtmişlerdir.

Xu vd. (2010) sınırlandırılmış tekli pulsatif çarpan jetin ısı transferi üzerindeki etkisini gözlemek için sayısal bir çalışma yapmışlardır. Jet Reynolds sayısının, jet akışı ile çarpan yüzey arasındaki sıcaklık farkının, lüle-hedef yüzey mesafesinin ve frekansın ısı ve kütle transferi üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Sonuç olarak hem ısıtma hem de soğutma durumu için jet akışının salınımlı yapısı nedeniyle ısı transferinde önemli bir iyileşme olduğunu ifade etmişleridir. Elde ettikleri akış ve sıcaklık alanları

simülasyonlarında, hedef yüzeydeki anlık ısı transfer oranının, zamanla hidrodinamik ve termal sınır tabakanın gelişimine bağlı olduğunu görmüşlerdir.

Xu vd. (2012) sınırlandırılmış çoklu pulsatif çarpan jetler ile sayısal bir çalışma yapmışlar ve jetlerin ısı ve kütle transferine etkilerini incelemişlerdir. Pulsatif jetlerin salınımlı yapısının, sabit jetlerin aksine akış yapısını periyodik olarak değiştirmesiyle, statik durgunluk noktası oluşumunun önüne geçtiğini ve jetler arasında çarpma yüzeyi boyunca yerel Nusselt sayısında artış olduğunu gözlemlemişlerdir. Ayrıca çoklu pulsatif çarpan jetlerin, sinüzoidal jetlere göre daha avantajlı olduğunu ifade etmişlerdir.

Jiang vd. (2012) pulsatif akışların ısı ve kütle transferi üzerindeki etkilerini daha iyi anlamak için sayısal bir çalışma yapmışlar. Kullanılan model iki boyutlu ve çoklu çarpan jetleri temsil etmektedir. Kurutulan ıslak hedef yüzeyin yerel Nusselt sayısı dağılımı üzerindeki periyodik sinüzoidal titreşimin etkisini incelemek için hesaplamalı akışkanlar dinamiği yaklaşımı kullandıklarını ifade etmişlerdir. Titreşimli jet dizilerinin optimizasyonu ve tasarımı için faz açısı ve frekansın yanı sıra titreşimli akışların genliğini de içeren parametrik bir çalışma yaptıklarını belirtmişlerdir. Hız ve termal alanların incelenmesi, hedef yüzeydeki anlık ısı transfer hızının büyük ölçüde kütle transfer karakteristiğine ve hidrodinamik sınır tabakasının zamanla gelişimine bağlı olduğunu belirtmişlerdir.

Mohammadpour vd. (2014) sürekli ve pulsatif daldırılmış çoklu çarpan jetler ile sayısal bir çalışma yapmışlar. Oluşturdukları tasarımda dört adet çarpan jet olup, farklı akış kombinasyonları ile denemeler yaptıklarını belirtmişlerdir. Sonuç olarak pulsatif jetler ile sürekli jetlerin beraber kullanıldığı durumun en iyi sonuç verdiğini, en gelişmiş ve en düzenli Nusselt sayı dağılımını sağladığını ifade etmişlerdir.

Esmailpour vd. (2015) sınırlandırılmış sentetik çarpan jet ile sayısal bir çalışma yapmışlar. Simülasyon sonuçlarının, çeşitli akış bölgelerinde farklı sonuçlar ortaya koyduğunu ifade etmişlerdir. Jet titreşimlerinin duvar bölgesinde ısı transferini arttırdığını ancak durgunluk bölgesinde ısı transferinin azaldığını gözlemlediklerini belirtmişlerdir. Isı transferini çarpan jet frekans ve genliğinin yanı sıra jet ile hedef yüzey arası mesafenin azalmasının da arttırdığını ifade etmişlerdir.

Bir diğerk aktif ısı transfer yöntemi olan sentetik jetler sıfır kütle akılı olup, kendi içinde bazı avantajları barındırmaktadır. Sentetik bir jet, bir pompa tarafından tahrik edilmek yerine, jet bir boşluk içindeki salınımlı bir gövde veya diyafram tarafından tahrik edilir ve bu daha sonra diyaframı tahrik etmek için gereken basınca neden olur. Bu salınımlı diyafram, spreyn bilinen bir frekansta darbe yapmasına neden olur. Jetin sabit bir jetten kontrol edilebilir bir darbeye dönüştürülmesi, standart bir jet spreyl ile karşılaştırıldığında çok daha fazla kontrole sahip yeni bir jet (sprey) ile sonuçlanır. Bu, geleneksel jetle karşılaştırıldığında çok daha kısa bir zaman aralığında jetin sıklığının artırılabilceğı veya azaltılabileceğı anlamına gelir. Isıtılmış yüzeye püskürtülen çalışma akışkanının hacminin bu şekilde kontrol edilmesi, kullanıcının çok daha kısa sürede ısıtılan yüzeyin sıcaklığını ve dolayısıyla ısı transferini kontrol etmesine olanak sağlar.

Mangate ve Chaudhari, (2016) elektronik soğutma için kullanıldığında sentetik jetin etkisini incelediler. Parçacıkların hızını ölçmek ve ısıtılmış yüzeye yaklaştıkça davranışları hakkında bilgi sağlamak için bir (PIV) parçacık görüntülü hız ölçümü tekniğı uyguladılar. Deneylerde, jet delikleri arasındaki eksenel mesafeyi değıştirmiş ve düz ısıtılan yüzey ile yüzeyde bir kanatçığının mevcut olduğı ısıtılmış bir yüzey arasındaki performansı karşılaştırmışlardır. Çarpan sentetik jetin performansını ticari bir fanla karşılaştırdıklarını ve ikisi arasındaki başlangıç performansının karşılaştırılabilir olmasına rağmen, sentetik jetin uzun vadede daha ekonomik olduğunu belirtmişlerdir. Ayrıca, birden fazla jet deliğı kullanıldığında sentetik jet kullanımının sistemin ısı yayılımında %12'lik bir artışa yol açtığını da belirtmişlerdir. Sistemlerini kullanırken, ısı kanatçığı mevcut olduğunda düz bir yüzeye kıyasla ısı transfer katsayısında altı kat, doğal konveksiyonla karşılaştırıldığında ise on kat artış gözlemlediklerini belirtmişlerdir.

Sentetik jetler, bir uyarıcının (aktüatörün) bir boşluk içinde belirli bir frekansa sahip salınım hareketleri ile üretilir ve bir orifis aracılığıyla bir ortama enjekte edilir. Bir soğutma uygulamasında, ekstra bir hava kaynağına ihtiyaç duymayan çarpmalı sentetik jet, salınımlı bir akış üretebilir ve sıradan çarpmalı jetle karşılaştırıldığında çok daha iyi bir verime sahiptir. Çarpmalı sentetik jet, bir çevrimin tamamlanması için iki stroktan oluşur: üfleme ve emme strokları. Üfleme stroku sırasında oluşan bir girdap halkasının, emme stroku sırasında kaçması için yeterli enerjiye sahip olması gerekir. Daha sonra ısıtılmış yüzeye çarpar, yüzey boyunca radyal olarak hareket eder

ve potansiyel olarak ısı transfer verimliliğini artırabilir. Sentetik jet her döngüde bir girdap halkası oluşturulur ve bu, ısıtılmış yüzeye doğru hareket eden bir dizi girdap halkasına yol açar. Çarpmalı sentetik jetlerin tasarımı ve içine enjekte edilen akışın yapısına bağlı olarak sınırlı ve sınırlandırılmamış çarpmalı sentetik jetler olarak sınıflandırılacağı şekilde soğutma işlemini iyileştirebilir (Hatami vd., 2018).

Sentetik jetlerle, enjekte edilen net kütle sıfır olmasına rağmen girdap ve momentum eklenir ve sınır tabakasındaki karışım artırılır, böylece duvara doğru enerji/momentum aktarımı artırılır. Sentetik jet sınır tabaka üzerindeki akış kontrolü üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Bu jetler vasıtasıyla sınır tabaka üzerindeki akış bozulur, düzensiz hale gelir, zaman etkileri artar, ikincil akışlar oluşur, akışta türbülans yoğunluğu artar, emme üfleme periyotlarına göre büyük girdaplar ve üç boyutlu etkiler oluşur. Bu etkiler vasıtasıyla kanal içerisinde akış karışımları artar, bunun sonucu olarak ısı transferinde artış olur. Jetin genlik ve frekansı değiştirilerek akış kontrolüne, kontrollü ısı transferine de imkân verir. Sentetik jetlerin çapraz akışa dâhil edilmesi birçok avantajı birlikte sağlar. Çapraz akışa sentetik jetlerin dâhil edildiği çalışma sayısı oldukça sınırlıdır. Genellikle, bir adet jetin kanal girişinde ve alttan akışa enjekte edildiği durumlar söz konusudur. Bu çalışmaların birçoğu mikro ölçekte gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmalarda daha çok akışın hidrodinamik davranışı incelenmiştir (Milanovic ve Zaman, 2005; Wu ve Leschziner, 2009; Chandratilleke, vd., 2010; Giachetti, 2018). Çapraz akışa daldırılmış çoklu jetlerin akış dinamiği ve ısı transferi davranışı üzerine, makro ölçekte ve tahrik mekanizması olarak piston-silindir kullanan bir çalışmanın literatürde mevcut olmaması bu çalışmanın nedenini oluşturmaktadır. Piston-silindir düzeneği vasıtasıyla, daha yüksek genlik ve daha düşük frekanslarda jetler oluşturabilmekte, yüksek genlik vasıtasıyla akıştan emilen akışkan miktarının fazla olması, akışa daha fazla momentum ekleneceği anlamına gelmektedir. Bu durum akış üzerinde daha fazla kontrol ve ısı transferi açısından daha geniş imkânlar sunmaktadır (Akdag vd., 2013; Mohammadpour, 2014; Liu, vd., 2024). Bu çalışmanın hem deneysel hem de sayısal olarak yapılacak olması literatürde önemli bir boşluğu dolduracağı değerlendirilmektedir.

2.2.6 Tezin önemi ve amacı

Son yıllarda aktif ısı transferi metodu olarak sentetik jet kullanımı oldukça artmıştır. Sentetik jetlerin, sıfır kütle akıllı olması, ilave bir hava kaynağına ihtiyaç duymaması,

farklı ölçeklerde yapılabilmesi, sisteme entegresinin kolay olması bu yöntemi avantajlı hale getirmektedir. Sentetik jetler, ana akış içerisinde periyodik olarak bir miktar havanın emilip tekrar üflenmesi yoluyla ana akışa bir momentum transfer eder. Bu momentum transferi akış yapısını değiştirerek, özellikle ısı transferi istenen yerlerde akış karışımlarının artmasına sebep olur. Buda ısı transferinde kayda değer bir iyileşme sağlar. Sentetik jeti çalıştırmak için harcanacak cüzi bir enerjiye karşılık, ısı transferinde oldukça yüksek miktarda iyileşmeler sağlama potansiyeli vardır. Bundan dolayı, özellikle elektronik cihazların soğutulması, tekstil, kâğıt endüstrisi, metallerin ısı işlemleri, türbin kanatlarının soğutulması gibi birçok alanda kullanılmaktadır.

Literatür incelendiğinde, konvansiyonel soğutma sistemlerinin artık yetersiz geldiği durumlarda, yenilikçi ısı transferi metodu arayışları devam etmektedir. Özellikle, elektronik cihazların minyatürleşmesi eğilimiyle birlikte, daha dar alanda daha efektif soğutma yöntemlerine ihtiyaç duyulmaktadır. Pasif ısı transferi yöntemiyle aktif ısı transfer yönteminin birlikte kullanılması ısı transferinde önemli iyileştirmelere yol açmaktadır. Bu anlamda, cebi akışlı bir kanala daldırılmış çoklu sentetik jetler ile sıcak yüzeyin soğutulma davranışı bu çalışmada hem deneysel hem de sayısal olarak incelenmiştir. Literatürde ana akışa entegre edilmiş sürekli çarpan jetler ile ilgili çalışmalar mevcuttur, ancak, daldırılmış çoklu sentetik jetli akış ile ilgili çalışma sayısı yok denecek kadar azdır. Bu çalışma literatürden farklı olarak piston-silindir ile tahrik edilen, düşük frekanslı yüksek genlikli çoklu sentetik jet içerdiğinden diğerlerinden ayrılmıştır. Burada geometrik parametreler literatüre uygun olarak belirlenmiş olup, değiştirilmemiştir. Ancak akış parametreleri, ana akış Reynolds sayısı, sentetik jet genlik ve frekansı değiştirilerek, ısı transferi davranışı deneysel olarak incelenmiştir. Deneysel girdiler esas alınarak yapılan sayısal çalışmada, anlık akış görüntüleri elde edilerek ısı transferinin fiziksel mekanizması açıklanmaya çalışılmıştır.

3. DENEYSEL ÇALIŞMA (MATERYAL VE YÖNTEM)

3.1 Giriş

Bu tez çalışmasında, kare kesitli dikdörtgen bir kanal içerisindeki cebri akışa ek olarak kanal üzerine yerleştirilen ikinci bir kanaldan ana akışa uygulanan daldırılmış sentetik hava jetlerinin ısı transferi üzerindeki etkisi deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Bu bölümde deney düzeneğinin tasarımı anlatılmakta ve deneylerin nasıl yapıldığı açıklanmaktadır.

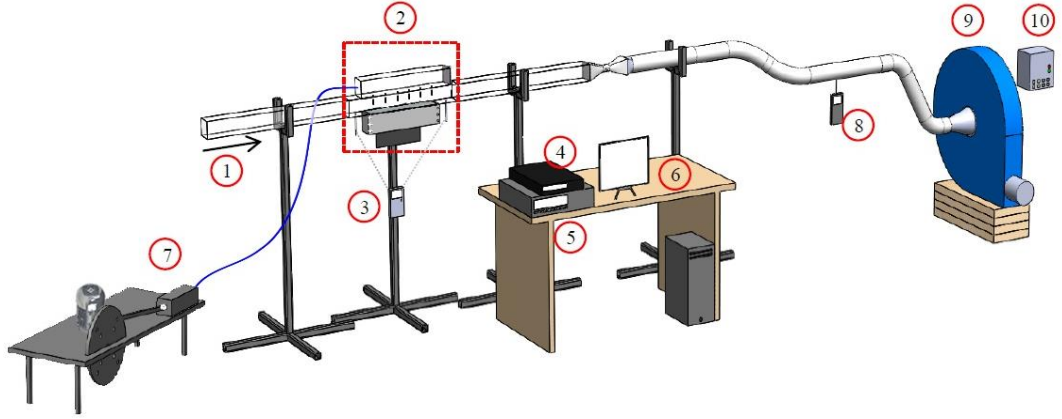
İlk olarak deney düzeneğinin ölçüleri, teknik detayları, bölümleri, kullanılan malzemeler açıklanmaktadır. Daha sonra ölçme teknikleri, sıcaklık ölçümleri, basınç ölçümleri, hız ölçümlerinin nasıl yapıldığı açıklanmaktadır. Son olarak Nusselt sayıları hesaplanmakta ve sonuçlar boyutsuz parametreler cinsinden verilmektedir.

3.2 Deney Düzeneği

Deneyler, Aksaray Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Akışkanlar Mekaniği Laboratuvarı'nda bu deney için hazırlanmış deney düzeneği ile yapılmıştır.

Deneysel çalışmanın yapıldığı deney düzeneği Şekil 3.1'de şematik Şekil 3.2'de ise resim olarak verilmiştir. Deney düzeneğinde hava akışı yüksek emiş gücüne sahip 5,5 kW motorlu radyal fan ile sağlanmaktadır. Ana kanalın tabanında 0,02 mm kalınlığında ısıtıcı folyo bulunmakta, test bölümü giriş çıkışında basınç farkını ölçmek için probalar bulunmakta, test bölümü zemininde ve çıkışında sıcaklıkları ölçmek için ısı çiftleri bulunmaktadır. Ayrıca test bölümünün tam üzerine yerleştirilen kanaldan ana akışın olduğu kanala altı adet bakır borudan yapılmış daldırılmış jet bulunmaktadır.

Deney düzeneğinin bölümlerinden aşağıda daha ayrıntılı olarak bahsedilmiştir. Kare şeklinde pleksiglas malzemeden oluşturulan 5x5 cm kanal stabil olacak şekilde bir platform üzerine oturtulmuştur. Kanal kısmı ile fan arasında esnek bir hortum kullanılmıştır. Bu sayede hız ölçümü titreşimlerden korunmuştur. Fanda oluşacak titreşimleri engellemek için fan ahşap bir platform üzerine monte edilmiştir. Çıkışta basınç kaybı oluşturmayacak şekilde borulama yapılmıştır.



1. Giriş bölümü, 2. Test bölgesi, 3. Basınç fark-ölçer, 4. DC güç kaynağı, 5. Veri kaydedici, 6. Bilgisayar, 7. Puls mekanizması, 8. Anemometre, 9. Fan, 10. Kontrol panosu

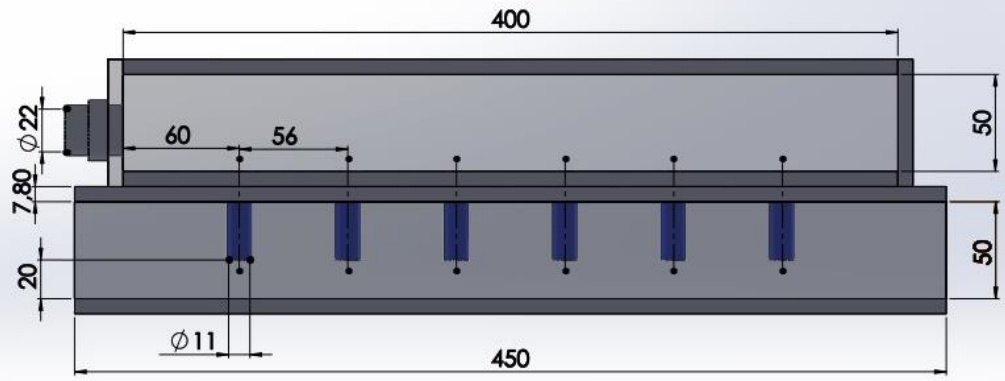
Şekil 3.1. Deney düzeneği (Şematik gösterim).



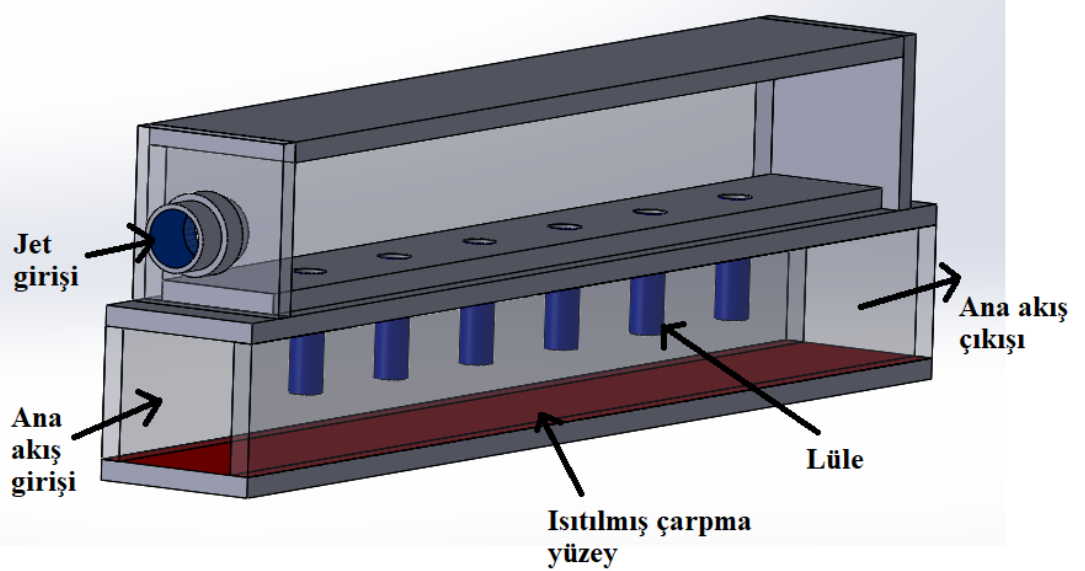
Şekil 3.2. Deney düzeneği resmi.

Deney düzeneğinde ana akış, devir ayarlı radyal fan ile kanal içinden emilerek elde edilmiştir. Fan devri değiştirilerek deneylerde kullanılacak farklı Re değerlerinde akış oluşturulmuştur. Test bölgesi 320 mm uzunluğunda 50 mm eninde ve 0,02 mm kalınlığında gerdirilmiş çelik bir folyo üzerine kurulmuştur. Folyonun üzerine 8 mm pleksiglas malzemeden imal edilmiş ana akış kanalı yerleştirilmiş olup kesit alanı 50x50 mm'dir. Ana akış kanalının üzerine jet akışı için aynı kesit alanına sahip ikinci bir kanal yerleştirilmiş olup, üstteki kanaldan alttaki kanala 11 mm iç çapa ve 45,6 mm

uzunluğa sahip bakır borudan yapılmış altı adet jet daldırılmıştır. Üst kanalın giriş çapı 22 mm olup çıkışı kapalıdır. Üst kanaldan daldırılan jetler vasıtasıyla ana kanaldaki akışa sentetik jet etkisi oluşturulmaktadır. Sentetik jet akışı 2,4 kW’lık devir ayarlı bir motor ve üzerinde delikler vasıtasıyla farklı genlik ayarlamaya izin veren volan ile hareket ettirilen piston silindir mekanizması aracılığıyla oluşturulmuştur. Test bölgesinin kesiti, jetlerin ana kanal içerisindeki pozisyonları ve geometrik ölçüleri şekil 3.3’te verilmiştir.



(a) Önden görünüm.

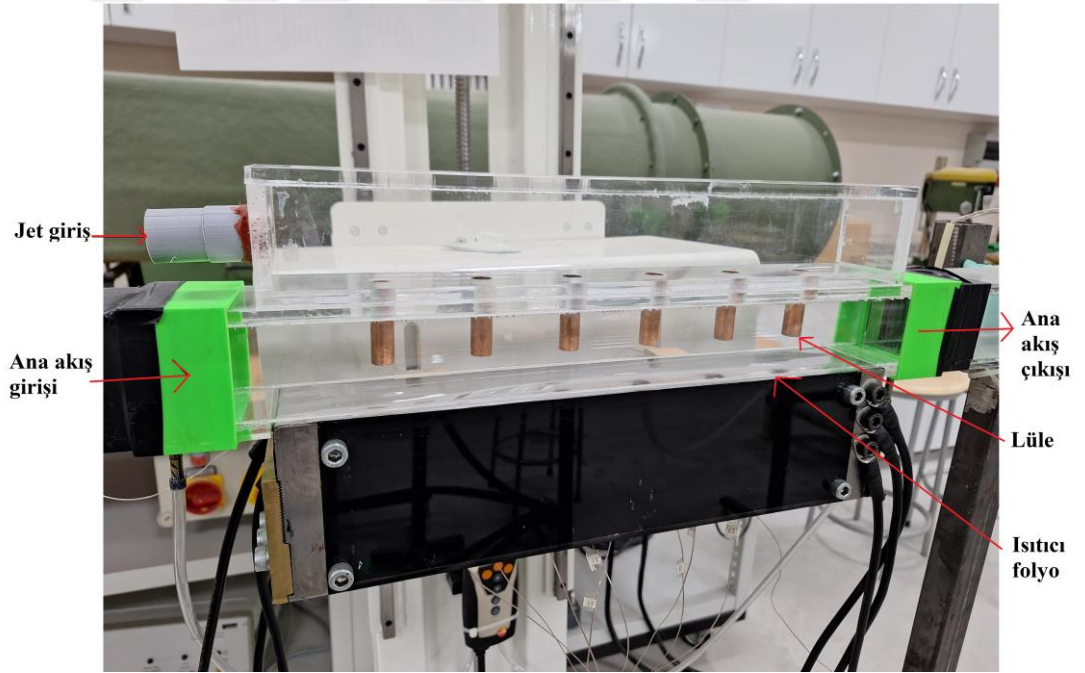


(b) 3d görünüm.

şekil 3.3. Test bölümü ölçüleri ve üç boyutlu görünüşü.

3.2.1 Test bölgesi

Test bölümü 8 mm şeffaf pleksiglas malzemeden imal edilmiştir. Test bölgesinin tasarımı yapıldıktan sonra pleksiglas lazer kesim yöntemiyle istenilen ölçülerde kesilmiştir. Kesilen parçalar kloroform yapıştırıcı ile yapıştırılarak kanallar elde edilmiştir. Jet kanalının girişinde boru montajı yapılabilmesi için üç boyutlu yazıcı kullanılarak bir aparat imal edilmiştir. Jet malzemesi olarak 11 mm iç çapa sahip bakır boru tercih edilmiştir. Jetlerin çarpma yüzeyine uzaklığı $H/D \approx 2$ olacak şekilde ayarlanmıştır. Bunun sebebi literatürde jet ile çarpma yüzeyi arasındaki mesafe için yapılan çalışmalarda en iyi sonucun $H/D=2$ için alınmış olmasından kaynaklanmıştır (Tepe vd., 2020). Bu çalışmada, geometrik parametreler yerine akış ile ilgili dinamik parametrelere odaklanıldığından, en uygun geometri seçilerek daha sonra geometride değişiklik yapılmamıştır. Test bölümünün resmi Şekil 3.4'te verilmiştir.



Şekil 3.4. Test bölümü resmi.

3.2.2 Jet yerleşimi

Deney düzeneğinde jetler birbirine eşit uzaklıkta konumlandırılmış olup jetler arası uzaklık 56 mm olarak belirlenmiştir. Jetler üst kanalın tabanına sıfır yerleştirilmiştir. Sentetik jet akışı doğrudan jetlere gönderilmektedir. Üst kanalın sağ tarafı kapalı olup tek bir girişten hava giriş-çıkışı olmaktadır. Kanal giriş çapı 22 mm'dir. Devir ayarlı

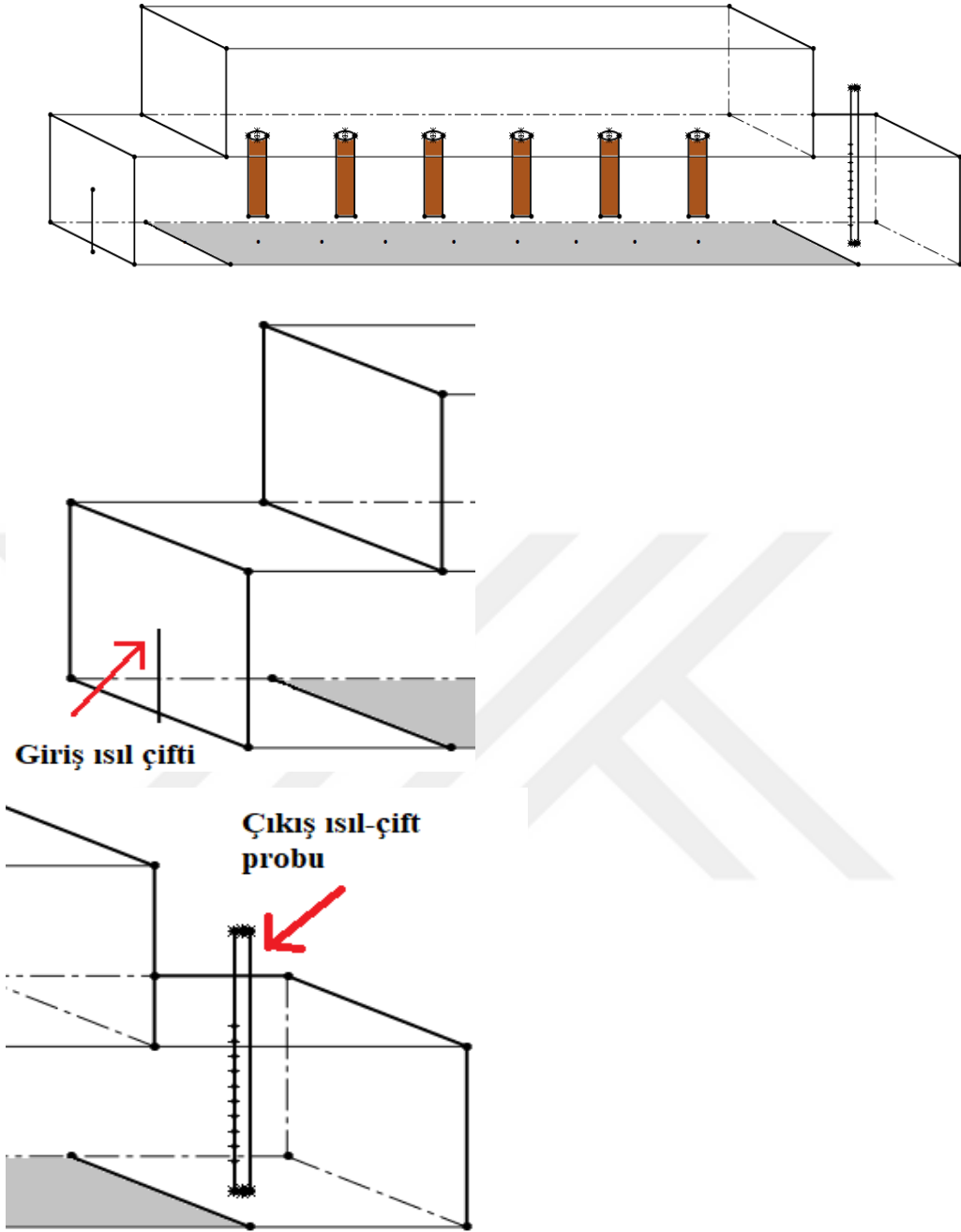
bir motor ve üzerinde farklı genlikleri ayarlamaya imkân veren deliklerin olduğu bir volan aracılığıyla sentetik jet hareketi verilmekte, bu mekanizma ile piston silindir düzeneği çalıştırılmakta olup, motorun devir ayarı ile jet akışının frekansı, volana bağlantı çapı değiştirilerek de genlik parametreleri değiştirilmektedir. Piston silindir mekanizması Şekil 3.5'te verilmiştir. Altı farklı frekans ve dört farklı genlik değerinde deneyler yapılmıştır. Jet için kullanılan borular bakır malzemeden tercih edilmiş jet çapı-çarpma mesafesi oranı s/d oranı yaklaşık 2 olacak şekilde ayarlanmıştır. Bakır boruların iç çapı 11 mm'dir.



Şekil 3.5. Piston silindir mekanizması.

3.2.3 Isıl çiftler

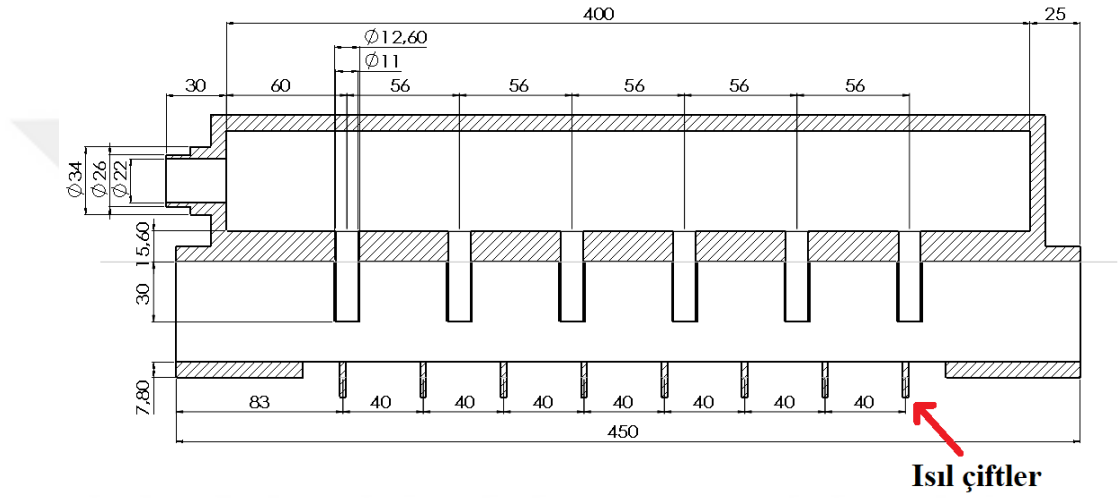
Isıl çiftler, ortam sıcaklığını, kanal içi sıcaklığı ve kanal çıkış sıcaklığını ölçmek için test bölümünün belirli noktalarına yerleştirilmiştir. Giriş(ortam) sıcaklığını ölçen ısı çifti, Şekil 3.6'da gösterildiği gibi ana kanalın girişine, kanal kesit alanının merkezine gelecek şekilde yerleştirilmiştir. Burada K-Tipi (Omega) ısı çiftler kullanılmıştır. K-tipi ısı çiftlerinin ölçüm aralıkları -200 C° ile 1300 C° arasındadır. Hem ani hem de sürekli ölçüm özelliklerine sahiptir. Sıcaklık farkına bağlı olarak oluşan gerilimin ölçülmesi metoduyla çalışırlar.



Şekil 3.6. Giriş ve çıkış ısı çiftleri.

Kanal içi sıcaklığı ölçen ısı çiftler, ısıtıcı folyonun altına belirli aralıklarla yerleştirilmiştir. Kanal alt yüzeyindeki 0,02 mm kalınlığında ki folyo çok ince olduğu için folyonun alt yüzeyi ile üst yüzeyi arasındaki sıcaklık farkı ihmal edilebilir seviyededir. Sıcaklık ölçümlerinde en az sapma için ısı çiftlerin altına cam yünü ile yalıtım yapılmıştır. Biot sayısı hesabı yapılmış ve folyo çok ince olduğu için toplam kütle yaklaşımına uyduğu kabul edilmiştir (Akdağ vd., 2023). Isıl çiftlerin yerleri Şekil

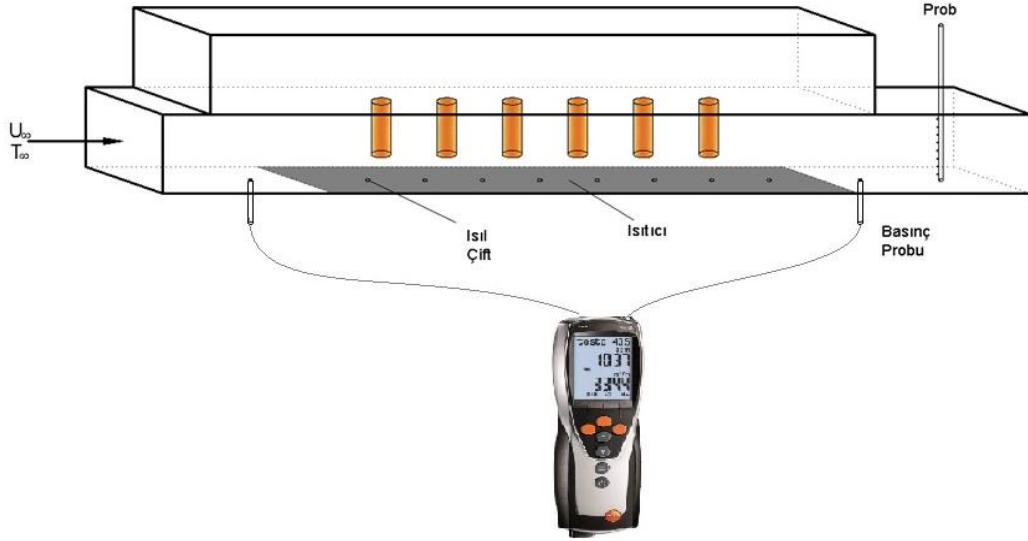
3.7’de gösterilmiştir. Kanal çıkış sıcaklığı birden çok noktadan ölçülmüştür. Ölçülen sıcaklıkların ortalamaları kullanılarak kanal ortalama sıcaklığı elde edilmiştir. Kanal çıkışına on adet ısıl çift bir prob üzerine eşit uzaklıklarda yerleştirilmiştir. ısıl çiftlerin yerleştirildiği prob ise kanalın orta eksenine gelecek şekilde kanala üstten montaj yapılmıştır. Kanalda basınç kaybı olmaması için prob etrafı hava almayacak şekilde kapatılmıştır. Bütün ısıl çiftlerin ölçtüğü değerler Keithley 2750 veri kaydedici cihaz ile kayıt altına alınmış ve bilgisayar ortamına aktarılmıştır. Çıkış ısıl çiftlerinin yerleşimi de Şekil 3.6’da gösterilmiştir.



Şekil 3.7. Kanal ısıl çiftlerin yerleşimi.

3.2.4 Basınç ölçüm cihazı

Deneylerde test bölgesindeki basınç farkı da ölçülen parametrelerden birisidir. Test bölgesinin giriş ve çıkışına yerleştirilen problar vasıtasıyla, Testo 435 cihazı kullanılarak basınç fark ölçümleri yapılmıştır.

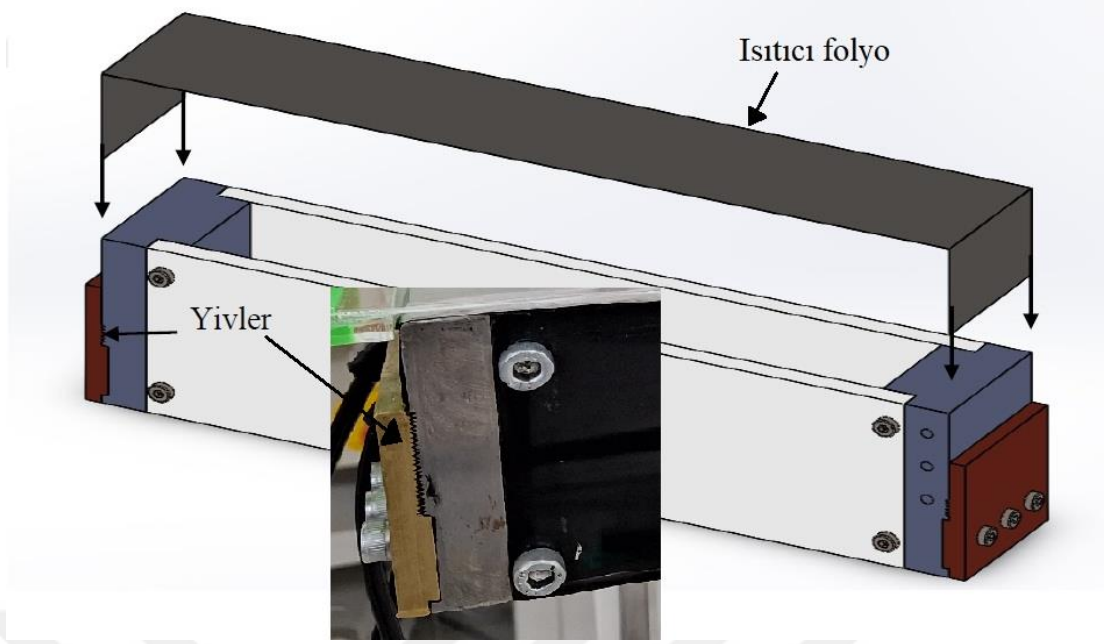


Şekil 3.8. Testo ölçüm cihazının, ısı çiftlerinin ve basınç probalarının yerleşimi.

Şekil 3.8’de ölçüm yapılan cihaz görülmektedir. Ölçümler Hektopaskal(hPa) biriminde yapılmış olup bir hPa bir milibara eşittir. Daha sonra basınçlar Pa birimine dönüştürülmüş ve basınç farkları hesaplanmıştır. Bu çalışmada ana akış içerisine jetler daldırıldığı için akışa karşı bir direnç oluşturmaktadırlar. Isı transferi hesabında bu basınç kayıplarının dikkate alınması önemlidir.

3.2.5 Isıtıcı folyo montajı

Isıtılan çelik folyonun deney sonuçlarını etkilememesi için iyi sabitlenmesi gerekmektedir. Isınma, soğuma sonucu esneme yapmaması, ayrıca kanaldan geçen hava etkisiyle dalgalanma oluşmaması gerekmektedir. Folyoyu iyi sabitlemek ve elektrik akımını homojen dağıtmak için Şekil 3.9’da görülen düzenek kullanılmıştır. Folyoyu iyi kavraması için iki uçtaki pabuçlara yivler açılmıştır. Bu yivler vasıtasıyla folyo düzgün bir şekilde gerdirilmiş folyo yüzeyinde elektrik akımının düzgün dağılımı sağlanarak yüzeyde homojen ısı akısı olduğu kabul edilmiştir.



Şekil 3.9. Isıtıcı folyo montajı.

3.2.6 Güç kaynağı

Homojen ve yeterli ısı akısı elde edebilmek için düşük voltajlı (0-6 Volt) ve Yüksek amperli (0-110 Amper) ayarlanabilen doğru akım güç kaynağı tercih edilmiştir. Güç kaynağından yüksek akım çekildiği ve yüzeyde homojen bir dağılım istendiği için üç kablo sol uçtan, üç kablo sağ uçtan folyonun sabitlendiği pabuçlara monte edilmiştir. Yüzeydeki ısı akısının homojen dağılımı deney sonuçlarının tutarlı olması için önemlidir. Güç kaynağı (Amatek XG 6-110) Şekil 3.10’da verilmiştir.



Şekil 3.10. Güç kaynağı.

3.2.7 Fan

Kanal içerisinde ki ana akışta belirlenen hızı (*Re* değerlerini) elde edebilmek için güçlü bir fana ihtiyaç duyulmaktadır. 1300 m³/saat debili 2800 devre kadar ayarlanabilen yüksek basınçlı radyal bir fan kullanılmıştır. Kanal içindeki ana akış fanın emiş yapmasıyla oluşturulmuştur. Akışta titreşim oluşmaması için kanal ile fan arasında körüklü boru kullanılmıştır. Boru fana bir lüle aracılığıyla bağlanmış, sızdırmazlığın sağlanması içinde sıvı conta kullanılmıştır. Fan ve motor Şekil 3.11’de verilmiştir.



Şekil 3.11. Yüksek basınçlı radyal fan ve motor.

Fan devri ile ayarlanan ana akış hızının ölçülmesi için körüklü boru ile kanal arasına türbin tipi akış ölçer (anemometre cihazı) yerleştirilmiştir. Bu anemometre daire kesitli borudan geçen hava ile pervanenin dönüş sayısını kullanarak hava hızını ölçebilmektedir. Deneylerde kullanılan Testo 435 cihazı ve ölçüm probu Şekil 3.12’de gösterilmiştir. Kanal içindeki hava hızı Testo AG 0635 9335 / 011 numaralı prob ile ölçülmüştür.



Şekil 3.12. Testo ölçüm cihazı ve probu.

3.3 Deneylerin Yapılışı

Deneyler öngörülen deney parametrelerinde yapılacak şekilde planlanmıştır. İlk olarak sistemde jet akışı olmadan sürekli rejim için deneyler yapılmıştır. $Re=6000-80000$ aralığında deneyler yapılmıştır. Fan istenilen Re değerlerini sağlayacak şekilde kontrol ünitesinden ayarlanmıştır. Anemometre ile istenilen değerde olup olmadığı kontrol edilmiştir. Isıtıcıya $950-1000 \text{ W/m}^2$ ısı akısını sağlayacak şekilde sabit voltajda ve amperde akım verilmiştir. Sistem dengeye gelinceye kadar bu şartlar altında çalıştırılmıştır. Kanal girişinde, kanal içinde ve kanal çıkışındaki problemlerden sıcaklık ölçümleri alınarak bilgisayara kaydedilmiştir. Ayrıca her deney serisi için kanal giriş ve çıkışında bulunan basınç problemleri vasıtasıyla kanal boyunca oluşan basınç kaybı değerleri de kaydedilmiştir. Sistemin dengeye geldiği sıcaklık ölçümlerinden anlaşılmıştır. Ölçümler tüm Re değerleri için tekrarlanmış ve veriler kaydedilmiştir.

Sürekli rejimdeki deney parametreleri elde edildikten sonra sentetik daldırılmış jetlerin etkisini gözlemlemek için puls mekanizması da devreye alınarak deneyler tekrarlanmıştır. Tüm değişken parametreler için deney serisi oluşturulmuş ve deneyler yapılmıştır.

Deneylerde değişken parametreler, Reynolds sayısı (ana akış hızı), jet genliği ve jet frekansdır. Deneyler tüm kombinasyonlar için yapılarak, sıcaklık ölçümleri ve basınç ölçümleri kaydedilmiştir. Sıcaklıklar 200 veri/s kayıt yapabilen Keithley 2750 multimetre ile kayıt edilmiş olup Excel formatında kayıt altına alınmıştır.

3.4 Deneysel Ölçümler

Kanal içerisindeki cebri akışla birlikte sentetik daldırılmış jetlerin ısı transferi üzerindeki etkilerini gözlemlemek için yapılan bu çalışmada, sıcaklık, hız ve basınç ölçümleri yapılmıştır. Kanal giriş sıcaklığını ölçmek için 1 adet ısıl-çift, kanal yüzey sıcaklığını ölçmek için ısıtıcı folyo yüzeyinin orta ekseninde sırasıyla 8 adet ısıl-çift ve kanal çıkış sıcaklığını ölçmek için kanal orta ekseninde yukarıdan aşağıya eşit uzaklıklarda 10 adet ısıl-çiftten oluşan bir sıcaklık probu bulunmaktadır. Toplamda 19 noktadan sıcaklık ölçümü yapılmıştır. Kanal girişinde bulunan ısıl-çift ortam sıcaklığını ölçmektedir. Ölçülen sıcaklıklar veri toplama cihazı ile bilgisayar ortamında kaydedilmektedir. Her noktadaki sıcaklık değerini bulmak için çok sayıda alınan sıcaklık değerlerinin ortalamaları alınarak o noktanın sıcaklığı bulunmuştur.

Hız ölçümleri testo hız-ölçer ile yapılmış olup farklı hızlarda (Reynolds sayılarında) deneyler yapılmıştır. Anemometrenin ölçüm yaptığı kesit daire kesit olduğu için kanal içi hızı bulmak (doğru Reynolds sayısında çalışmak) için eşitlik 3.1’de verilen dönüşüm yapılmıştır.

$$V_k \times A_k = V_t \times A_t \quad (3.1)$$

Basınç ölçümleri test bölgesinin giriş ve çıkışında bulunan probalar ile ölçülmüş olup her deney için kaydedilmiştir.

3.5 Isıtıcı Yüzey Sıcaklığı

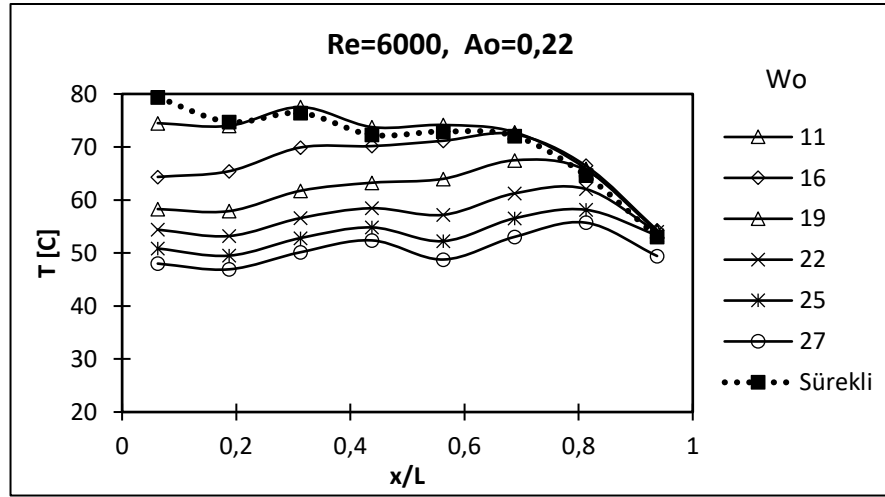
Isıtıcı yüzeyine yerleştirilen sekiz adet ısıl-çiftin her birinden anlık olarak ölçülen sıcaklıklar veri toplama cihazı ile bilgisayara aktarılmıştır. Her ısıl-çiftten 512 adet sıcaklık verisi eş zamanlı olarak alınabilmektedir. Zaman aralıkları eşit olduğu için sıcaklık değerlerinin ortalamaları alınarak o noktalardaki ortalama sıcaklıklar bulunmuştur. Ortalama sıcaklıklar eşitlik 3.2 kullanılarak hesaplanmıştır.

$$T_{w,x} = \frac{1}{N\Delta t} \sum T_{w,i}(x, t)\Delta t \quad (3.2)$$

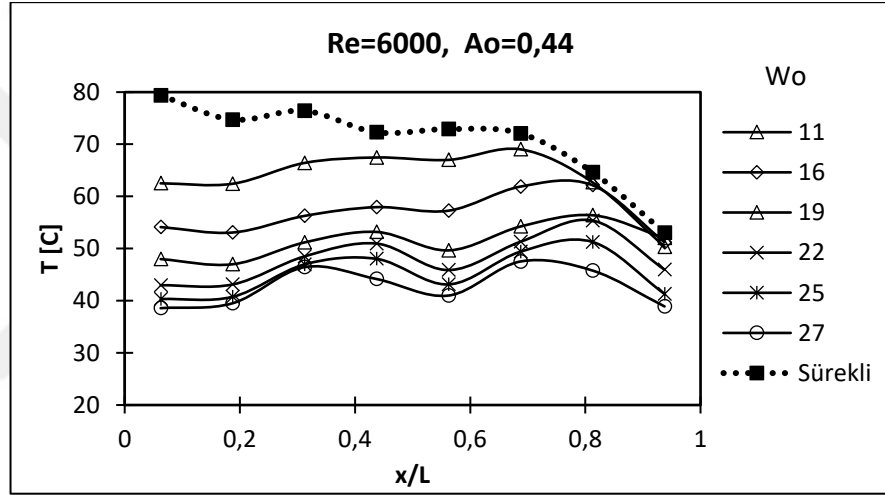
Formülde N toplam veri sayısını, Δt zaman aralığını, $T_{w,i}$ ise anlık ölçülen sıcaklıkları göstermektedir. Hesaplanan ortalama sıcaklıkların ortalamaları alınarak yüzeyin ortalama sıcaklığı ($\bar{T}_w$) eşitlik 3.3 kullanılarak hesaplanmıştır.

$$\bar{T}_w = \frac{T_{w1} + T_{w2} + \dots + T_{wn}}{n} \quad (3.3)$$

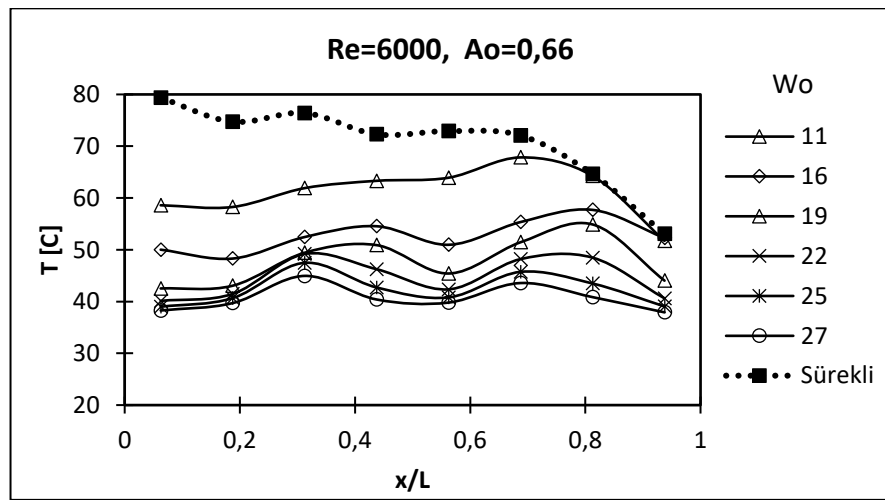
Burada hesaplanan ortalama yüzey sıcaklıklarının, daimî akış şartlarında farklı Re sayıları için sadece sürekli akış ve sentetik jet dâhil edilmiş durumlar için ayrı ayrı hesaplanmış olup, ortalama sıcaklığın yüzey boyunda değişimi, aşağıda verilmiştir. Grafiklerde de görüldüğü gibi Re sayısı arttıkça yüzey sıcaklıklarında ciddi oranda düşüş görülmüştür. Sürekli akış durumu referans değer olup tüm grafiklerde yer verilmiştir. Jet akışının frekans ve genliğinin akış üzerinde etkisi düşük Re sayılarında daha belirgin olup, artan genlik ve frekans ile yüzey sıcaklıkları daha çok azalmıştır. Burada ana kanal akışı ile jetler arasında bir uyum sağlanması gerektiği ortaya çıkmıştır. Bunun için farklı Re sayılarında deneyler yapılarak hangi Re sayısında jetlerin daha etkili olduğu gözlenmiştir. Düşük Re sayılarında ana akışın etkisi azaldığı için jetlerin etkisi artmıştır. Re değerlerinin artmasıyla, frekans ve genlik artışı sıcaklıkları çok değiştirmemekle birlikte, sürekli akışa göre hala iyileşmeye sebep olmaktadır. Re değerinin 20.000 in altında olduğu deneylerde düşük genlik ile yapılan deneylerde jetlerin olumsuz etkileri de görülmüştür. Deneyler dört farklı genlik ($A_0=0,22$, $A_0=0,44$, $A_0=0,66$, $A_0=0,88$) ve altı farklı frekans ($Wo=11$, $Wo=16$, $Wo=19$, $Wo=22$, $Wo=25$, $Wo=27$) değerlerinde yapılmıştır. Sıcaklık ölçümlerinden elde edilen değerler aşağıdaki grafiklerde verilmiştir.



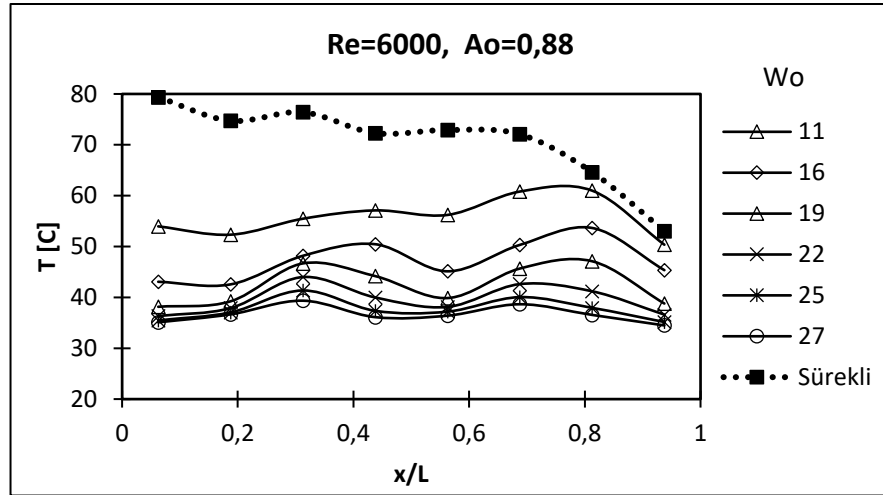
Şekil 3.13. Isıtıcı yüzey sıcaklıklarının dağılımı ($Re=6000$, $A_0=0,22$).



Şekil 3.14. Isıtıcı yüzey sıcaklıklarının dağılımı ($Re=6000$, $A_0=0,44$).



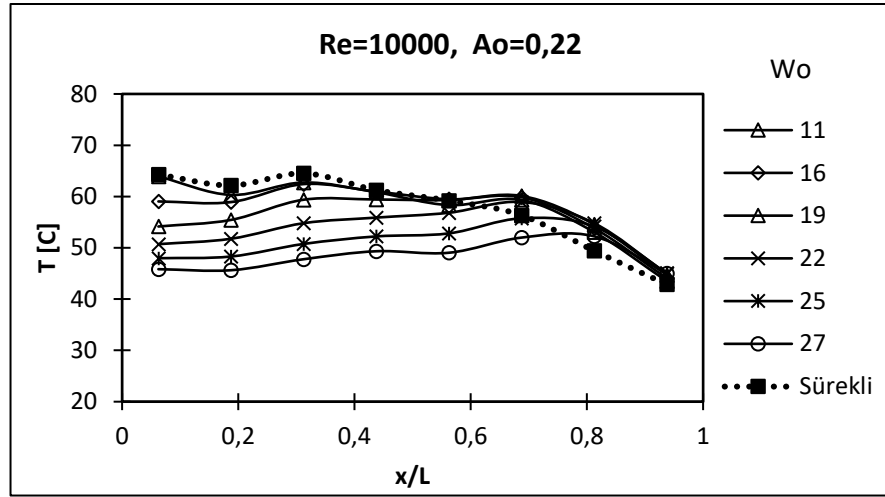
Şekil 3.15. Isıtıcı yüzey sıcaklıklarının dağılımı ($Re=6000$, $A_0=0,66$).



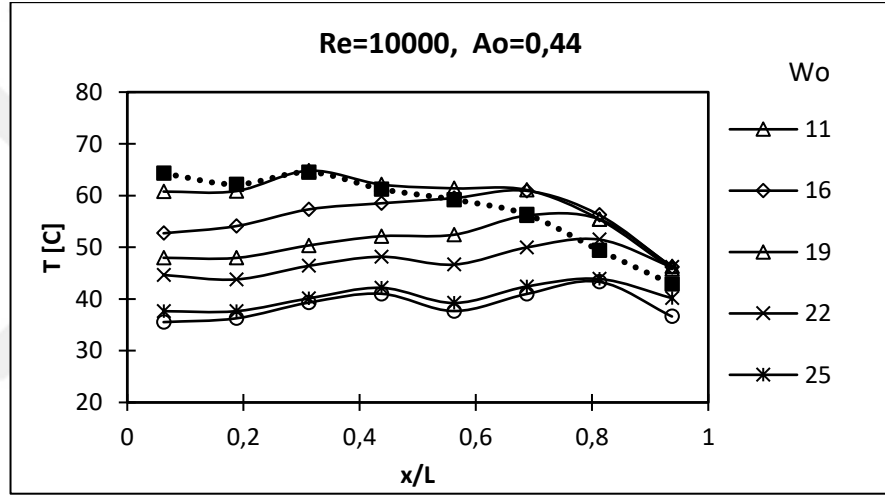
Şekil 3.16. Isıtıcı yüzey sıcaklıklarının dağılımı ($Re=6000$, $A_0=0,88$).

Reynolds 6000 ve boyutsuz genlik $A_0=0,22$ için tüm frekans değerlerindeki sıcaklık ölçümleri Şekil 3.13'te verilmiştir. Deneylerde en düşük Reynolds sayısı 6000 olarak belirlenmiştir. Deney düzeneği daha düşük Reynolds sayılarına izin vermediği için bu değer alınmıştır. Düşük Reynolds sayılarında, jet frekansının etkileri daha belirgindir. En düşük frekans değerinde sürekli rejime yakın sıcaklık değerleri elde edilirken, frekans değeri arttıkça sıcaklıklarda belirgin düşüşler olmuştur. Grafikten de görüldüğü gibi sabit bir genlikte frekansın etkisi açık bir şekilde gözlemlenmiştir.

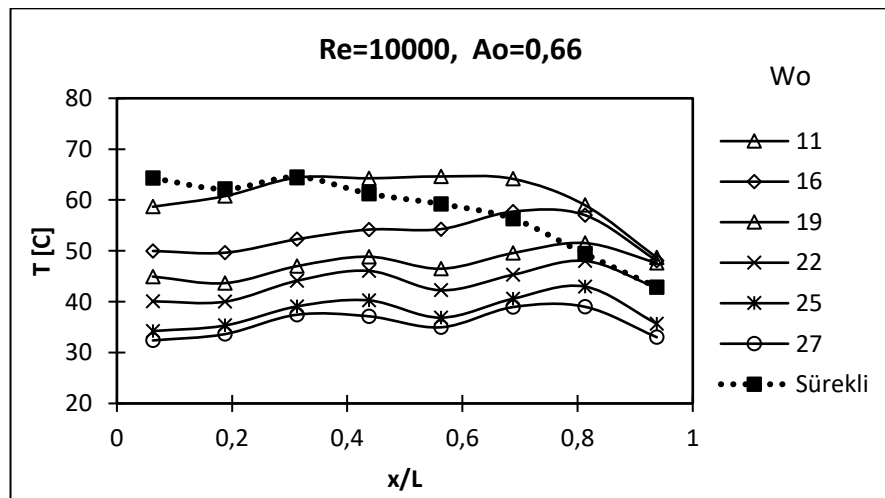
Reynolds 6000 ve boyutsuz genlik $A_0=0,44$ için sıcaklık ölçüm değerleri Şekil 3.14'de verilmiştir. Aynı Reynolds sayısı ve frekans değerleri için genlik değerini arttırdığımızda, tüm frekans değerleri için ölçülen sıcaklıklarda daha fazla düşüş olduğu görülmüştür. En düşük frekans değeri olan $Wo=11$ için ölçülen sıcaklık değerleri de sürekli rejime göre daha düşük seviyededir. Boyutsuz genlik arttıkça tüm frekans değerleri için sıcaklıklar düşmüştür ancak düşük genliğe göre yüksek frekans değerleri birbirlerine daha yakındır. Reynolds 6000, genlik $A_0=0,66$ ve $A_0=0,88$ için sıcaklık ölçümleri de Şekil 3.15 ve Şekil 3.16'da görülmektedir. En yüksek genlik değeri olan $A_0=0,88$ için sıcaklık değerleri sürekli rejime göre kayda değer bir şekilde düşmüştür. Frekans farkının etkisi azalmıştır, özellikle yüksek frekanslar için sıcaklık değerleri birbirine çok yakındır. Burada sentetik jet parametresi olarak genliğin daha baskın bir parametre olduğu gözlenmiştir.



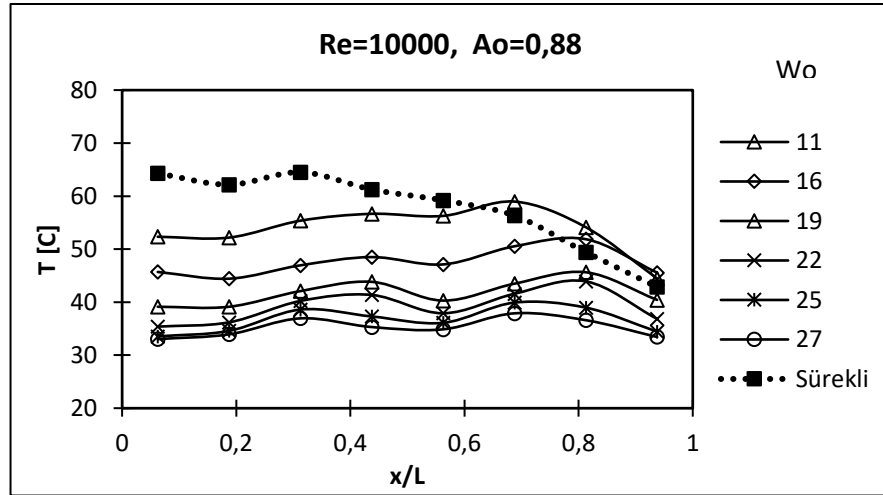
Şekil 3.17. Isıtıcı yüzey sıcaklıklarının dağılımı ($Re=10000$, $A_0=0,22$).



Şekil 3.18. Isıtıcı yüzey sıcaklıklarının dağılımı ($Re=10000$, $A_0=0,44$).

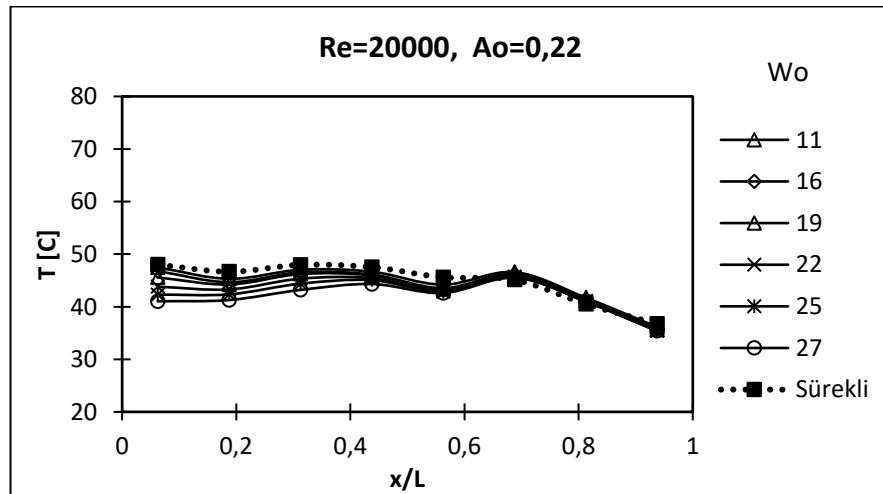


Şekil 3.19. Isıtıcı yüzey sıcaklıklarının dağılımı ($Re=10000$, $A_0=0,66$).

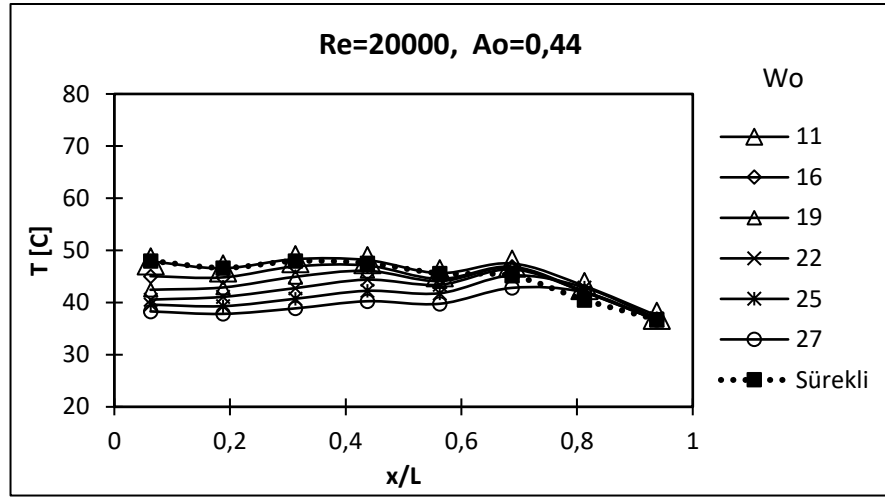


Şekil 3.20. Isıtıcı yüzey sıcaklıklarının dağılımı ($Re=10000$, $A_0=0,88$).

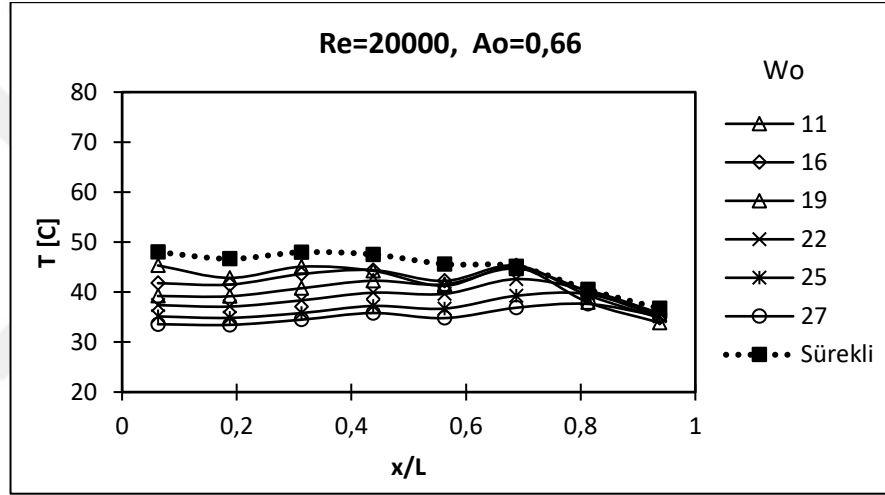
Reynolds değeri değiştirilip, $Re=10000$ için yapılan deneylerin sıcaklık ölçüm değerleri tüm frekanslar için grafik olarak Şekil 3.17, Şekil 3.18, Şekil 3.19 ve Şekil 3.20’de her genlik için ayrı ayrı verilmiştir. Reynolds değerinin artmasıyla sürekli akış durumu da dâhil olmak üzere tüm sıcaklıklarda düşüşler olmuştur. Genlik değerinin en düşük olduğu Şekil 3.18’de frekans arttıkça sıcaklıklar düşmüştür ancak değerlerin birbirine yakın olduğu görülmektedir. Ayrıca sürekli rejim değerleri de jet etkisindeki değerlere yakındır. Ancak genlik arttıkça frekans değerinin değişimiyle elde edilen eğriler birbirinden uzaklaşmıştır. Artan genlikle birlikte frekansın etkisi daha belirgin olarak görülmüştür.



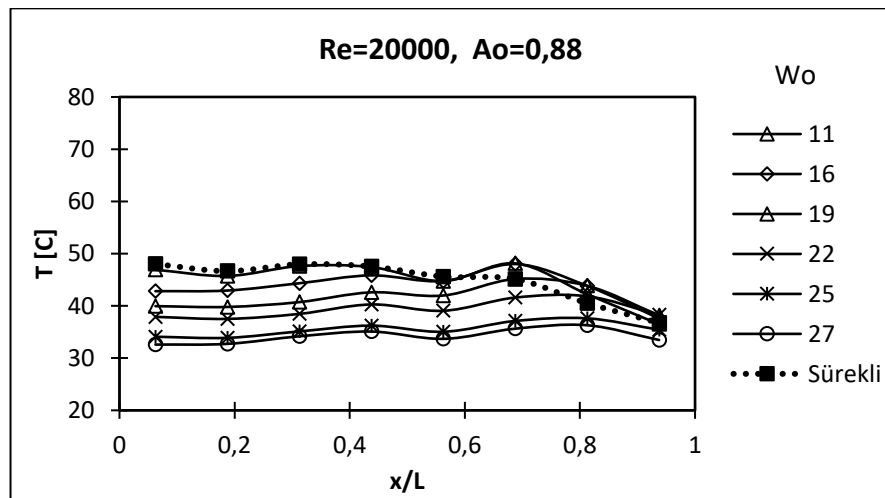
Şekil 3.21. Isıtıcı yüzey sıcaklıklarının dağılımı ($Re=20000$, $A_0=0,22$).



Şekil 3.22. Isıtıcı yüzey sıcaklıklarının dağılımı ($Re=20000$, $A_0=0,44$).

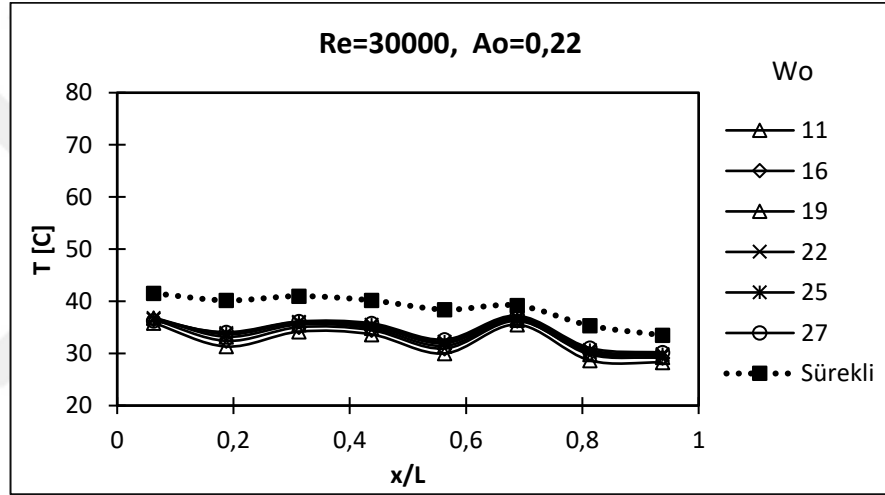


Şekil 3.23. Isıtıcı yüzey sıcaklıklarının dağılımı ($Re=20000$, $A_0=0,66$).

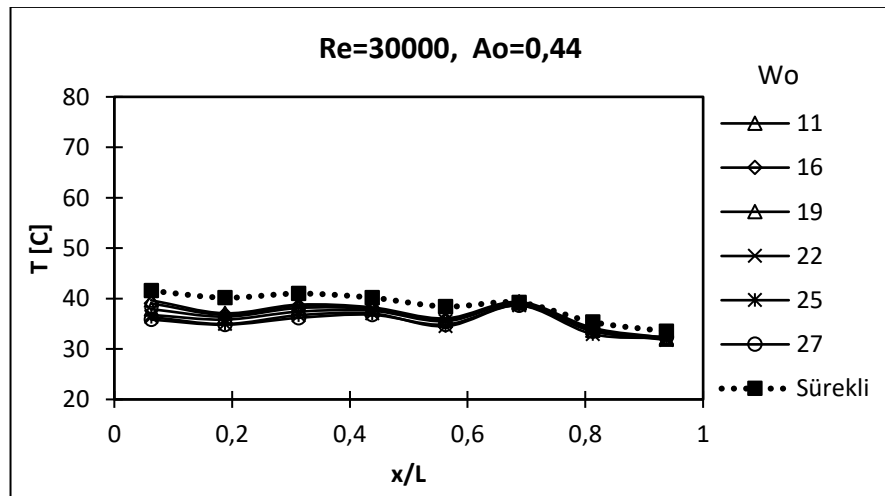


Şekil 3.24. Isıtıcı yüzey sıcaklıklarının dağılımı ($Re=20000$, $A_0=0,88$).

Reynolds sayısının $Re=20000$ değerinde yapılan deneylerde, $Re=6000$ de $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ olarak ölçülen yüzey sıcaklıklarının $Re=20000$ de hem sürekli rejim için hem de jet durumu için $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'lere kadar düştüğü görülmektedir. Reynolds değerinin artması tüm sıcaklıkların düşüşünü sağlasa da jet parametrelerinin etkisini azaltmıştır. Şekil 3.21'de genlik $A_0=0,22$ için tüm frekans değerlerindeki sıcaklıklar ve sürekli akış durumundaki sıcaklıklar verilmiştir. Karşılaştırma yapıldığında Jet etkisindeki tüm ölçümler sürekli akıştaki değerlere çok yakın olup, frekans etkisi ihmal edilebilecek düzeydedir. Genlik değeri artmaya devam ederken $A_0=0,44$ için ölçülen sıcaklık değerleri Şekil 3.22'de verilmiş olup, genliğin artmasıyla hem sıcaklıklarda düşüş olmuş hem de genlik etkisi, frekans etkilerini de belirginleştirmiştir.

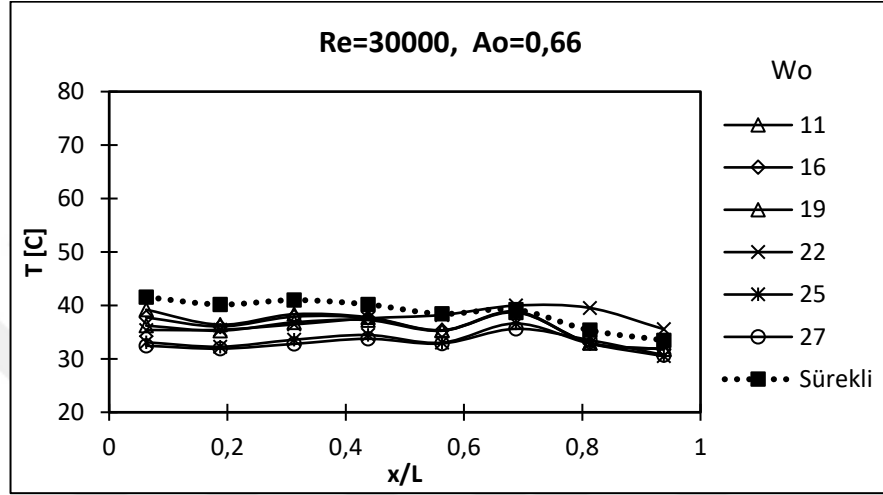


Şekil 3.25. Isıtıcı yüzey sıcaklıklarının dağılımı ($Re=30000$, $A_0=0,22$).

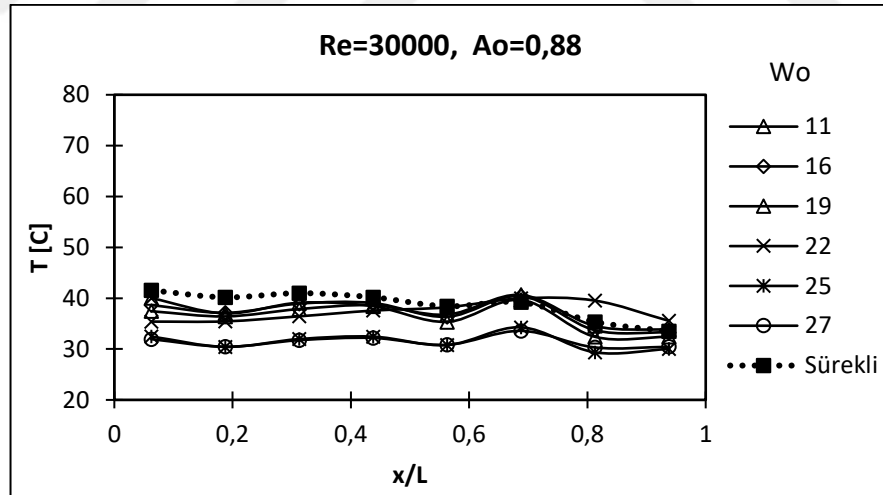


Şekil 3.26. Isıtıcı yüzey sıcaklıklarının dağılımı ($Re=30000$, $A_0=0,44$).

Aynı Reynolds ve tüm frekanslar için artan genlik $A_0=0,66$ ve $A_0=0,88$ için yapılan deneylerin sıcaklık ölçüm değerleri Şekil 3.23 ve Şekil 3.24'te verilmiştir. Genlik arttıkça Jet etkisinde soğuma performansının da arttığı belirgin bir şekilde görülmektedir. Genliğin artışı frekanslar arasında da sıcaklık farkının artmasına sebep olmaktadır. Sürekli akış durumuna göre sıcaklık düşüşü artmaktadır. En iyi sonuçlar en yüksek genlik ve frekans değerinde gözlemlenmiştir.



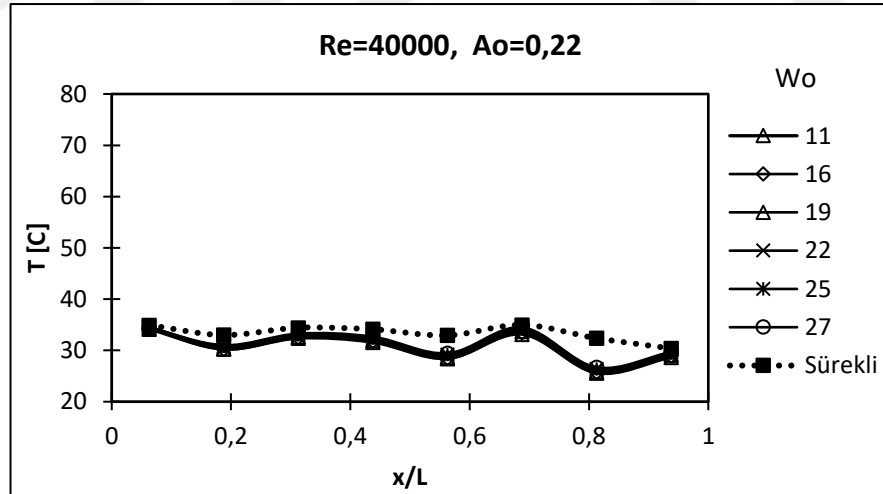
Şekil 3.27. Isıtıcı yüzey sıcaklıklarının dağılımı ($Re=30000$, $A_0=0,66$).



Şekil 3.28. Isıtıcı yüzey sıcaklıklarının dağılımı ($Re=30000$, $A_0=0,88$).

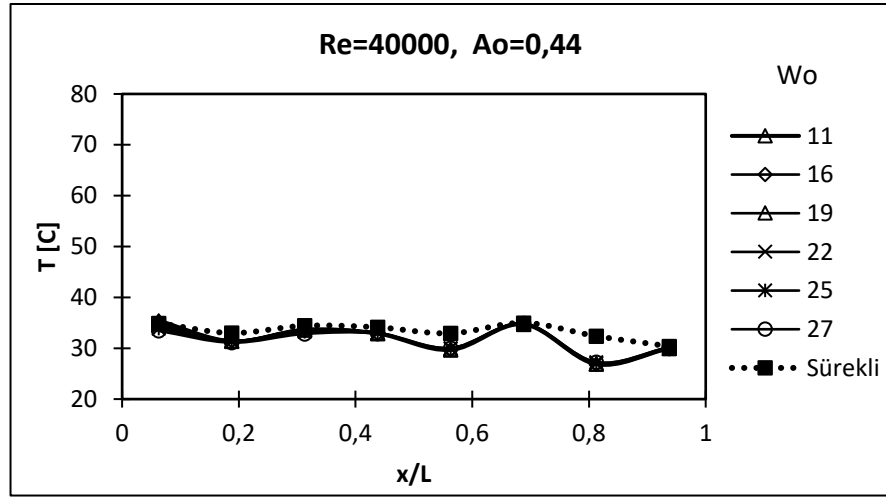
Reynolds değeri 30000 olduğu durumda yapılan deneylerde, tüm frekans ve genlik değerleri için sıcaklık ölçümleri kaydedilmiş ve grafik olarak verilmiştir. $Re=30000$, boyutsuz genlik $A_0=0,22$ için, tüm frekanslar için ve sürekli rejim için sıcaklık değerleri grafiği Şekil 3.25'te verilmiştir. Reynolds değerinin artması diğer bir ifadeyle ana akış hızının artması, jet etkilerini azaltmaya başlamıştır. Tüm sıcaklık

değerleri daha düşük Re sayılarına göre düşmüştür. En düşük genlik değeri için ölçülen sıcaklıklar göz önüne alındığında, sürekli rejim sıcaklığına göre çarpan jet etkisindeki sıcaklıklar daha düşüktür. Ancak jetlerin frekans değişiminin etkisi yok denecek kadar azdır. Aktif jet etkisindeki sıcaklık değerleri birbirine çok yakındır. Sentetik jet genlik değerinin artmasıyla çarpan jet etkisindeki sıcaklıkların sürekli rejime yaklaştığı Şekil 3.26'da gözlenmiştir. Artan genlikle birlikte frekans etkisi çok az görülmekte birlikte sıcaklık değerleri halen birbirine yakındır. Genlik değeri artırılarak $A_0=0,66$ yapılan deneylerdeki sıcaklık değerleri Şekil 3.27'de verilmiştir. Artan jet genlik parametresiyle, çarpan jet etkisindeki sıcaklıklar az da olsa düşmüştür. Genlik artışıyla frekans değişimlerinin etkisi bir miktar da olsa yine de görülmüştür. Ancak genel anlamda sürekli akış durumuna göre oluşan fark azalmıştır. Jet genlik değerinin, en yüksek değer olan $A_0=0,88$ 'e çıkartılmasıyla elde edilen sıcaklık değerleri Şekil 3.28'de verilmiştir. Burada ölçülen değerlere göre değerlendirilirse, genliğin artmasıyla sıcaklıklar bu akış hızı ve en yüksek frekans için en düşük seviyelere ulaşmıştır. Genlik değerinin artmasıyla frekansa bağlı sıcaklık değerleri arasındaki farklar artmıştır. En yüksek frekans değerinde sıcaklıklar daha düşük değer almıştır. En düşük frekanslarda ise sürekli akış durumuna çok yakındır.

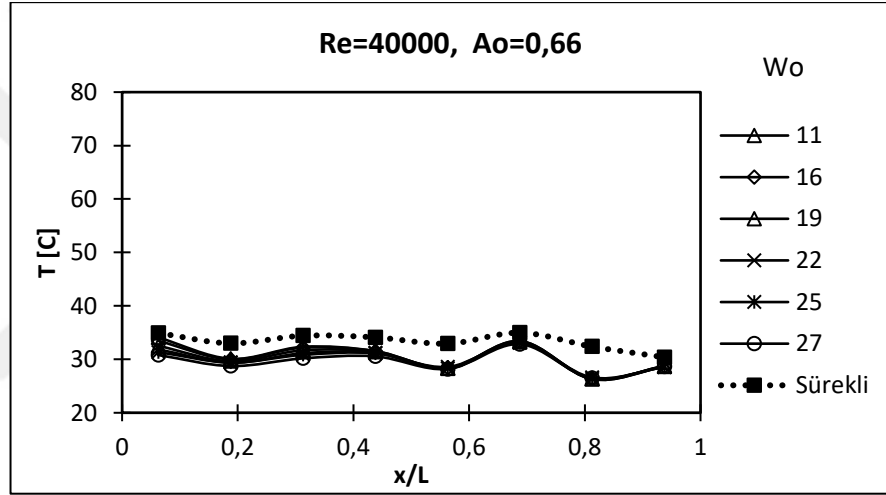


Şekil 3.29. Isıtıcı yüzey sıcaklıklarının dağılımı ($Re=40000$, $A_0=0,22$).

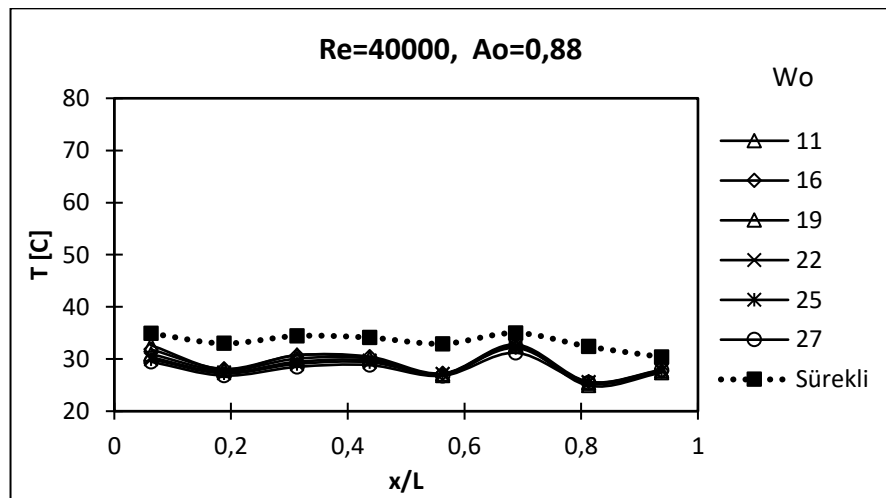
En yüksek Reynolds değeri olan $Re=40000$ için tüm frekans ve genlik değerlerinde deneyler tekrarlanmış ve grafiklere aktarılmıştır. Jet genlik değeri $A_0=0,22$ için sıcaklık ölçümleri Şekil 3.29'da verilmiştir. Ana akış hızının artmasıyla çarpan jet etkileri giderek belirsizleşmiştir. Tüm frekanslardaki değerler hemen hemen aynıdır. En düşük genlik için ölçülen sıcaklıklar da sürekli akış durumuna çok yakındır.



Şekil 3.30. Isıtıcı yüzey sıcaklıklarının dağılımı ($Re=40000$, $A_0=0,44$).



Şekil 3.31. Isıtıcı yüzey sıcaklıklarının dağılımı ($Re=40000$, $A_0=0,66$).



Şekil 3.32. Isıtıcı yüzey sıcaklıklarının dağılımı ($Re=40000$, $A_0=0,88$).

Genlik değeri $A_0=0,44$ durumunda, benzer şekilde jet etkisi görülmemiş olup frekans farkları oluşmayacak düzeydedir.

Şekil 3.30’da $A_0=0,44$ için sıcaklık değerleri verilmiştir. Jet genliği artırılıp $A_0=0,66$ değerine getirildiğindeki, sıcaklıklar Şekil 3.31’de verilmiştir. Genliğin artmasıyla çarpan jet etkisindeki sıcaklık değerleri, sürekli akış durumundan uzaklaşmıştır ancak bu durumda jet frekansının etkisi kaybolmuştur. En yüksek genlik olan $A_0=0,88$ için ölçülen sıcaklıklar ise Şekil 3.32’de verilmiştir. Çarpan jetin sadece genlik etkisiyle sıcaklıklar sürekli rejim durumundaki sıcaklıklardan daha düşüktür. Artan Re değerlerinde frekansın bir etkisinin olmadığı gözlenmiştir. Kanal içi ana akışın yüksek hızı, çarpan jet akışını baskılamış ve etkisini yok denecek kadar azaltmıştır.

3.6 Kanal Çıkış Sıcaklığı

Test bölgesinin çıkışında bulunan ısı çiftler, orta ekseninde birbirine eşit uzaklıkta yukarıdan aşağı doğru dizilmiştir. T_1-T_{10} arasındaki ısı çiftler, çıkış bölgesine yerleştirilen prob üzerindeki ısı çiftlerdir. Her bir ısı-çiftten anlık eş zamanlı alınan sıcaklık değerleri veri toplama cihazı ile bilgisayara aktarılmaktadır. Kaydedilen sıcaklıkların ortalaması alınarak ortalama çıkış kesiti sıcaklık değeri elde edilmektedir.

Zaman aralıkları eşit olduğu için sıcaklık ortalamaları eşitlik 3.4 ile hesaplanmıştır.

$$T_{b,x} = \frac{1}{N\Delta t} \sum_{i=1}^N T_{b,i}(x, t)\Delta t \quad (3.4)$$

Burada, N toplam veri sayısını, Δt zaman aralığını, $T_{b,i}$ ’de anlık ölçülen sıcaklıkları göstermektedir. Hesaplanan yerel ortalama sıcaklıkların aritmetik ortalaması kullanılarak, eşitlik 3.5 ile yüzeyin ortalama sıcaklığı hesaplanmıştır.

$$\bar{T}_b = \frac{T_{b1}+T_{b2}+\dots+T_{bn}}{n} \quad (3.5)$$

Hesaplanan ortalama çıkış sıcaklığı Nusselt boyutsuz parametresi hesabında kullanılmaktadır. Çıkış sıcaklıklarının homojen bir şekilde ölçülmesi için problar bu şekilde yerleştirilmiştir. Çıkıştaki tüm ısı-çiftlerden alınan sıcaklıklar toplanarak geometrik ortalamaları alınmıştır.

3.7 Deney Sonuçlarının Doğrulanması

Deney sonuçlarına göre öncelikle boş kanal için Nusselt sayıları hesaplanmıştır. Boş kanal için sürekli akış durumundaki Nusselt sayıları literatürde bulunan türbülanslı akış için Dittus Bolter ve Gnielinski (Incropera ve Dewitt, 2006) tarafından önerilen korelasyonlar ile karşılaştırılmıştır.

Dittus-Boelter korelasyonu eşitlik 3.6'da sunulmuştur,

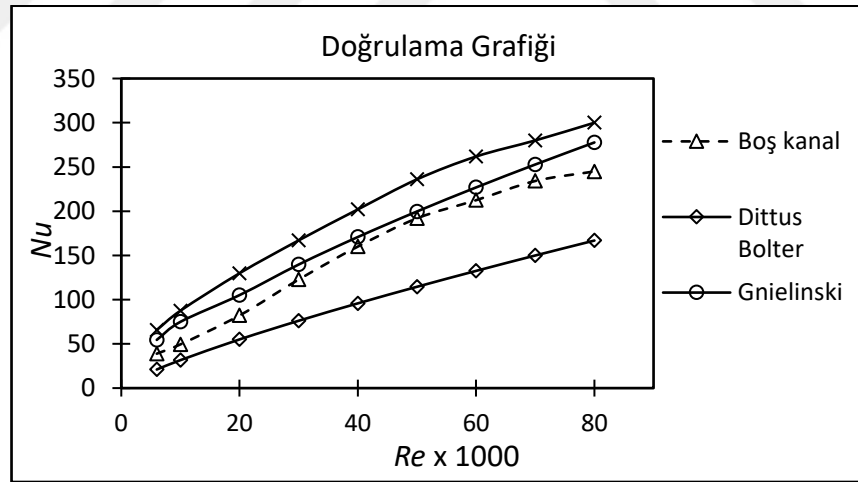
$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \quad (3.6)$$

Gnielinski korelasyonu eşitlik 3.7'de sunulmuştur,

$$Nu = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (3.7)$$

Burada sürtünme faktörü eşitlik 3.8'de sunulmuştur,

$$f = (0,790 \ln Re - 1,64)^{-2} \quad (3.8)$$



Şekil 3.33. Nusselt değerleri doğrulama grafiği.

Yapılan karşılaştırmada boş kanal için deney sonuçlarının Gnielinski bağıntısı ile (en fazla $\pm 4\%$) oldukça iyi uyum sağladığı görülmüştür. Karşılaştırmalara sürekli akış için daldırılmış jet durumu da eklenmiş olup, yüksek Re sayılarında beklendiği gibi boş kanala göre ısı transferinin arttığı görülmektedir. Daldırılmış jet ve sentetik jet kombinasyonu için literatürde benzer çalışma olmadığından doğrulama boş kanal için

yapılmış olup, oldukça iyi bir uyum sağlanmıştır. Doğrulama grafiği Şekil 3.33’de verilmiştir.

3.8 Isı Geçişi Hesabı

Bu sistemde ısı geçişinin tayin edilebilmesi için Nusselt sayısının hesaplanması gerekir. Deney düzeneğinde sıcaklık ölçümleri yapılmakta olup, ölçülen sıcaklık değerleri kullanılarak Nusselt sayısı hesaplanabilmektedir. Isı transferi için anlık Nusselt sayısı eşitlik 3.9 ile hesaplanmıştır.

$$Nu_{x,t} = \frac{h(x,t)L}{k} \quad (3.9)$$

Burada L ısıtılan levhanın boyunu (karakteristik uzunluk), $h(x,t)$ yerel anlık ısı taşınım katsayısını, k ise akışkanın ısı iletim katsayısını ifade etmektedir. L değeri geometriden ölçülür, k akışkan termo-fiziksel özelliğidir ancak $h(x,t)$ ’ın hesaplanması gerekir. Akış sürekli olduğu için, eşitlik 3.10 kullanılarak, yerel ısı taşınım katsayısı, levha uzunluğuna bölündüğünde, ortalama ısı taşınım katsayısı elde edilir.

$$h_m = \frac{1}{L} \int_0^L h(x) dx \quad (3.10)$$

Sürekli akış yaklaşımından hareket ederek, kanal içinde zamana bağlı akışlar cereyan ettiğinden, zaman ortalaması da alındıktan sonra, Nusselt sayısı cinsinden ifade edilerek eşitlik 3.11’de sunulmuştur.

$$\overline{Nu} = \frac{1}{\tau.L} \int_0^L \int_0^\tau Nu_{x,t} dt dx \quad (3.11)$$

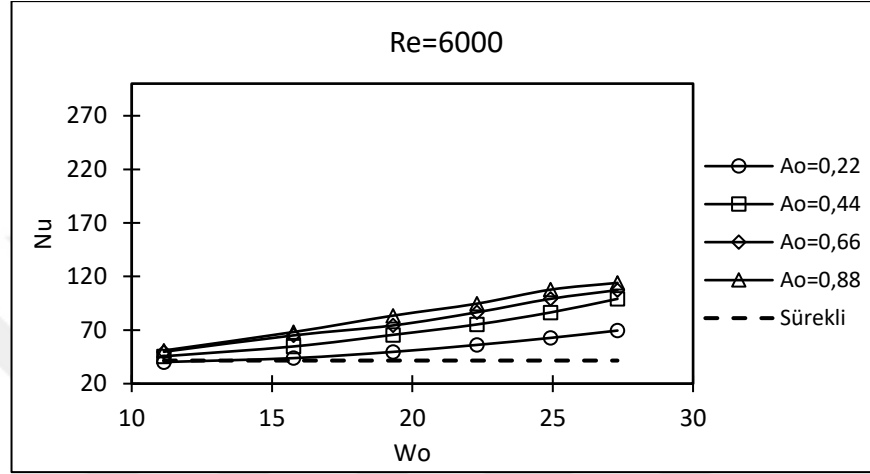
Bu integral ortalama $\overline{Nu}$ sayısını verir. İntegral çözüldüğünde, eşitlik 3.12 elde edilir.

$$\overline{Nu} = \frac{q'' D_h}{k(\bar{T}_w - \bar{T}_b)} \quad (3.12)$$

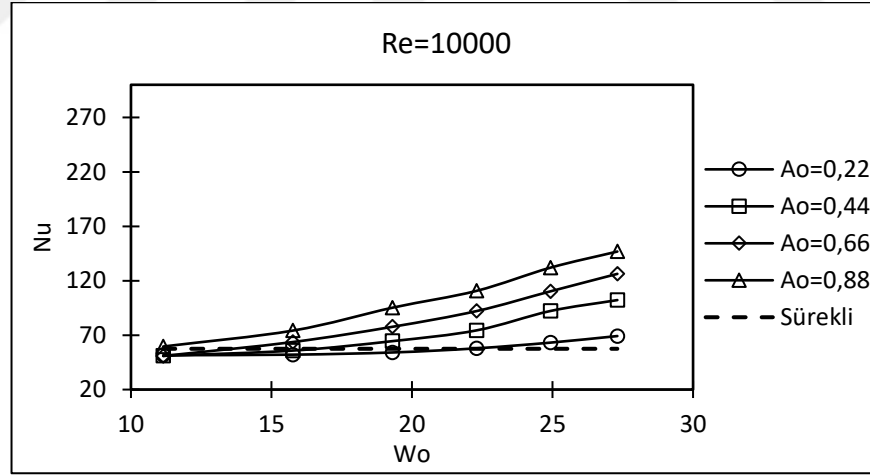
Bu çalışmada ortalama Nusselt sayıları çevrim boyunca ortalama sıcaklıklar kullanılarak bu bağıntı ile hesaplanmıştır.

Ortalama Nusselt sayısı deney sisteminden ölçebileceğimiz parametreler cinsinden elde edilmiş olur. Burada, q'' ısıtıcıdan levha yüzeyine aktarılan ısı akısı (bu çalışmada,

radasyonla ve taşınım ile olan kayıp ısılar düşölerek, hesaplanan) $q''=958 \text{ W/m}^2$ sabit olarak alınmıştır. L ısıtıcı boyunu, k akışkanın ısı iletim katsayısını, $\bar{T}_w$ çevrimin ortalama yüzey sıcaklığını, $\bar{T}_b$ ise test bölgesinin giriş ve çıkış sıcaklığının ortalaması olan yığın (bulk) sıcaklık değeri ifade etmektedir. Ölçülen değeri yerlerine yazılarak ısı transferi hesaplanmıştır. Ortalama Nusselt sayısı $\overline{Nu}$ şeklinde gösterilir ancak grafiklerde Nu olarak ifade edilmiştir.

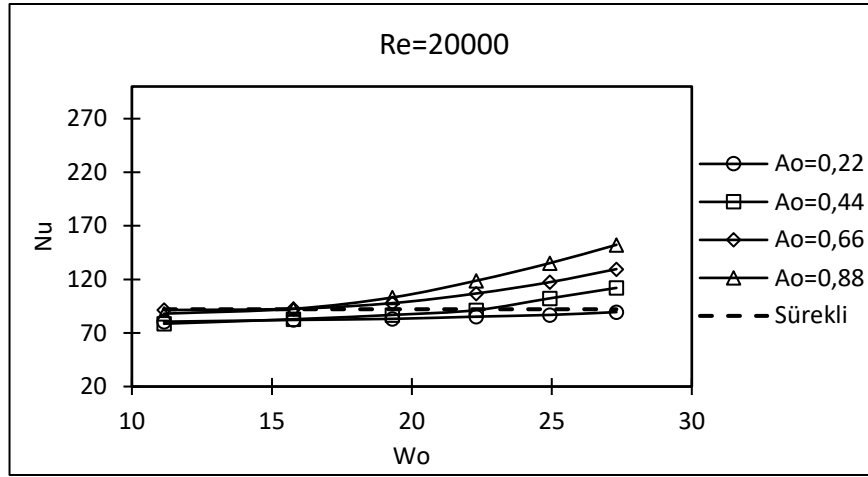


Şekil 3.34. $Re=6000$ için tüm frekans ve genlik değeriindeki Nu değeri.

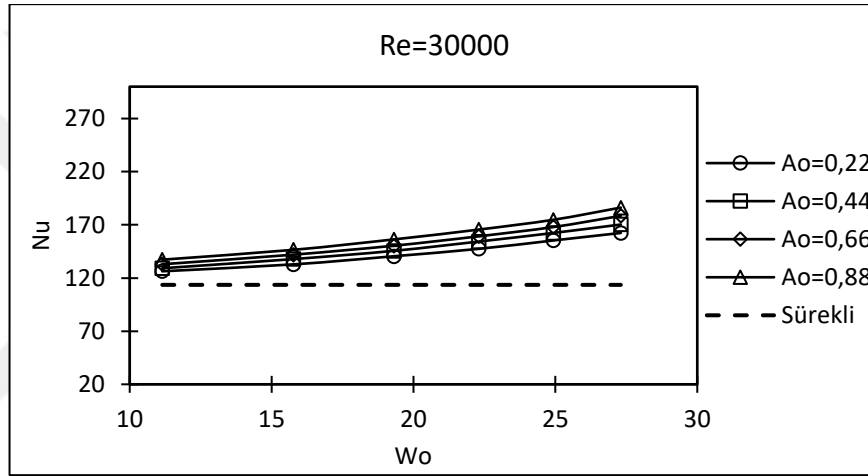


Şekil 3.35. $Re=10000$ için tüm frekans ve genlik değeriindeki Nu değeri.

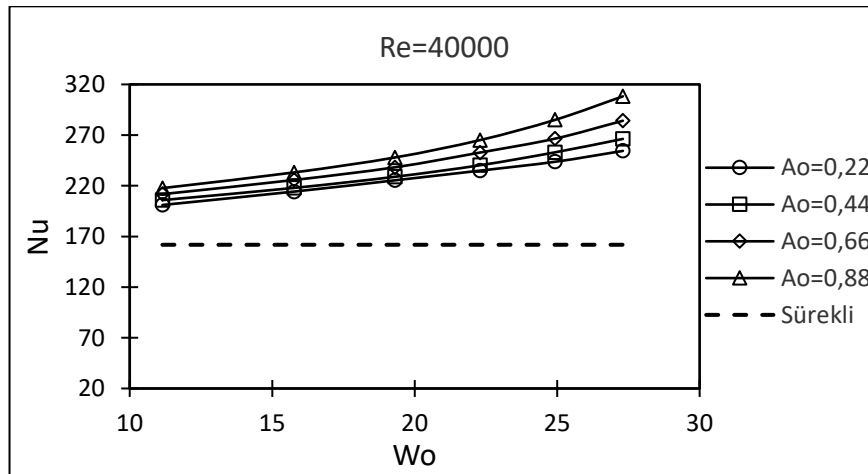
Tüm grafiklere karşılaştırma yapılabilmesi için sürekli rejim Nusselt sayıları eklenmiştir. Şekil 3.34’de $Re=6000$ için hesaplanan Nu değeri verilmiştir. Düşük Reynolds değeri içinde çarpan jetlerin etkileri daha belirgin görölmüştür. Jet frekans ve genliği düşük değerde olduğu durumlarda Nusselt sayıları sürekli rejimle aynı seviyede iken, jetlerin frekans ve genliği arttığında sürekli rejime göre Nu sayısının belirgin bir şekilde arttığı gözlenmektedir.



Şekil 3.36. $Re=20000$ için tüm frekans ve genlik değerlerindeki Nu değerleri.



Şekil 3.37. $Re=30000$ için tüm frekans ve genlik değerlerindeki Nu değerleri.



Şekil 3.38. $Re=40000$ için tüm frekans ve genlik değerlerindeki Nu değerleri.

Şekil 3.35 ve Şekil 3.36’da sırasıyla $Re=10000$ ve $Re=20000$ için hesaplanan Nu değerleri verilmiştir. $Re=6000$ durumuna benzer şekilde frekans ve genlik değerinin artmasıyla, sürekli rejime göre artış gözlenmiş, ancak düşük frekans ve genlikte ısı transferi de düşüktür. Şekil 3.37 ve Şekil 3.38’de verilen $Re=30000$ ve $Re=40000$ için hesaplanan Nu değerleri de verilmiş olup, yüksek Reynolds sayılarında ana akış, çarpan jetlerin frekans ve genlik etkisini süpürerek etkisiz hale getirmiştir. Burada daha çok ana akış etkisi ile ısı transferindeki beklenen artışın gerçekleştiği gözlemlenmiştir. Çarpan jetlerin tüm frekans ve genlik değerlerinde aynı trendi koruduğu görülmüştür. Tüm grafikler incelendiğinde çarpan jetlerin sürekli rejime göre ısı transferini arttırdığı görülmektedir.

3.9 Basınç Kaybı Ölçümü

Deney test bölgesinin giriş ve çıkışında kanal tabanına yerleştirilen basınç ölçüm problemleri ile her deney için basınç ölçümleri yapılmıştır. Kanal içi akışlarda kanal içinde bir engel olması durumunda fark basınç ölçümleri önem kazanmaktadır. Yapılan çalışmada daldırılmış jet boruları bir nevi engel görevi de görmekte, kanal içi akışta küt cisim etkisi yaparak, girdapların oluşmasına sebep olmaktadır. Bu engellerin ve aynı zamanda aktif sentetik jet etkisinin akış üzerindeki etkisini tam olarak anlayabilmek için fark basınç ölçümleri yapılarak, bu değerlerden toplam sürtünme faktörü elde edilmektedir. Deneyler esnasında test bölgesi için problemlerden ölçülen fark basınç değerleri Şekil 3.39’da görülen Testo cihazından hPa olarak okunmaktadır. Daha sonra gerekli birim dönüşümü yapılarak hesaplamalarda kullanılmaktadır. Isı transferindeki artışa nazaran basınç kayıplarının da etkisini dikkate almak için, basınç fark ölçümleri Termo Hidrolik Performans (THP) hesaplamalarında dikkate alınmıştır. Sürekli rejim ile Sentetik jetlerin aktif olduğu durumlarda basınçların farklı olduğu gözlenmiştir. Basınç fark ölçümleri ile sürtünme faktörü hesaplamaları eşitlik 3.13 ile yapılmıştır.

$$f = \frac{2\Delta P}{\frac{L}{Dh} \times \rho \times u^2} \quad (3.13)$$

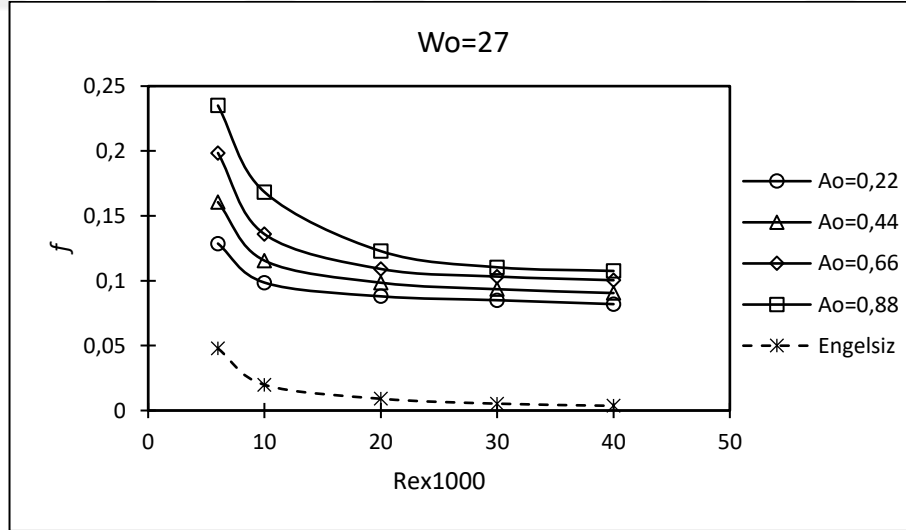
Denklem ile hesaplanan sürtünme değerleri Şekil 3.40’ta görülmektedir. Sonuçlar literatür ile uyumlu olup en yüksek sürtünme değerleri en yüksek genlik olan $Ao=0,88$ ve en yüksek frekans değeri olan $Wo=27$ ’de oluşmuştur. Her bir Reynolds değeri için

ölçülen basınç kayıpları THP hesabında kullanılmıştır. Artan Reynolds sayısı ile birlikte jet parametreleri baskılandığından tüm genlikler için sürtünme değerlerinin birbirine yaklaştığı gözlenmiştir.



Şekil 3.39. Testo marka basınç farkı ölçüm cihazı.

Şekilde kıyaslama yapabilmek için engelsiz kanal için de sürtünme değerleri verilmiş olup, kanal içinde daldırılmış jetlerin olduğu durumda beklendiği gibi sürtünmeler daha büyük çıkmıştır.



Şekil 3.40. Sürtünme katsayısının Re ve Genlikle değişimi.

3.10 Fiziksel Parametreler

Kanal içindeki cebri bir akışa ek olarak daldırılmış sentetik jet çarpması deneyinde birden çok akış parametresi ve geometriden kaynaklı parametreler bulunmaktadır.

Deney sonuçlarının analiz edilebilmesi ve kıyaslanabilir olması için bu parametreler boyutsuzlaştırılıp, boyutsuz sayılar elde edilmektedir. Bu çalışmadaki akışı etkileyen parametreler eşitlik 3.14'te verilmiştir.

$$h = f(h, p, c_p, \mu, k, U_\infty, \omega, L, D_h, x_m, s, d) \quad (3.14)$$

Bu parametreler kullanılarak boyut analizi yapılırsa, aynı türden boyutlar tespit edilerek uygun çarpımlar yapıldığında aşağıdaki boyutsuz sayılar elde edilebilir. Bu çalışma için yapılan boyut analiz hesabı Ek B de ayrıntılı bir şekilde verilmiştir. Reynolds sayısı eşitlik 3.15'te sunulmuştur.

$$\text{Reynolds sayısı} \quad Re = \frac{\rho U_\infty D_h}{\mu} \quad (3.15)$$

Reynolds sayısı bu çalışmada en önemli boyutsuz sayılardan birisidir. Akışın karakteristiğini (rejimini) belirlemek için kullanılır. Bu çalışmada en küçük Reynolds değeri 6000'den başladığı için akış rejimi türbülanslı akış olup değerlendirmeler buna göre yapılmıştır.

$$\text{Boyutsuz genlik} \quad A_o = \frac{x_m}{L} \quad (3.16)$$

Çarpan jet parametrelerinden olan boyutsuz genlik sentetik-jet akışının özelliğini tanımlar. Burada x_m değeri pistonun strok değerini ifade etmektedir. Deneyler toplamda dört farklı genlikte tekrarlanmıştır. Sentetik jet akışı bir piston silindir düzeneği kullanılarak oluşturulmuştur. Deney düzeneğindeki piston-silindir ve volan büyüklüğünün izin verdiği geometrik ölçüler dikkate alınarak genlik değeri elde edilmiştir. Genlik eşitlik 3.16 kullanılarak elde edilmiştir.

$$\text{Boyutsuz frekans (Womersley)} \quad Re_\omega = \frac{\rho \omega D_h^2}{\mu} \rightarrow \sqrt{Re_\omega} = Wo = \frac{D_h}{2} \sqrt{\frac{\omega}{\nu}} \quad (3.17)$$

Çarpan jet parametrelerinden bir diğeri ise boyutsuz frekans (Wo: Womersley sayısı) olup piston silindir düzeneğine hareket veren motorun devir sayısı ile değiştirilebilmektedir. Kontrol ünitesi yardımıyla altı farklı frekans değerinde çalışmalar yapılmıştır. Burada Womersley sayısı boyutsuz frekans değerlerini ifade etmektedir. Frekans eşitlik 3.17 kullanılarak elde edilmiştir.

$$\text{Prandtl sayısı} \quad Pr = \frac{\mu c_p}{k} \quad (3.18)$$

Prandtl sayısı akışkanın fiziksel özellikleriyle alakalıdır. Deneyler hava ile yapılmış olup, havanın fiziksel özellikleri kullanılmıştır. Prandtl sayısı eşitlik 3.18 ile bulunur.

Ayrıca geometriden gelen boyutsuz büyüklükler de vardır,

Jet ile hedef yüzey arası uzaklığı veren boyutsuz sayı, eşitlik 3.19’da sunulmuştur.

$$\frac{s}{d} \quad (3.19)$$

Jet ile hedef yüzey arası uzaklığın hidrolik kanal çapına oranı, eşitlik 3.20’dedir.

$$\frac{s}{D_h} \quad (3.20)$$

Kanal uzunluğunun hidrolik kanal çapına oranı, eşitlik 3.21’de sunulmuştur.

$$\frac{L}{D_h} \quad (3.21)$$

Yüzeyden ısı geçişini ifade eden boyutsuz Nusselt sayısı ise boyutsuz parametrelerin bir fonksiyonu olarak eşitlik 3.22’deki gibi ifade edilmiştir.

$$Nu = f(Re, A_0, Wo, Pr, \frac{s}{d}, \frac{s}{D_h}, \frac{L}{D_h}) \quad (3.22)$$

Bu çalışmada geometrik ölçüler sabit tutulmuş olup, değişen Reynolds sayısı, sentetik jet genlik ve frekansının ısı transferine etkileri araştırılmıştır.

3.11 Hata Analizi

Deneylerin yapılışı esnasında birçok parametre sabit tutulmuştur fakat deneysel ölçmelerde belirli bir hata ile ölçüldüğü kabul edilmiştir. Hatalar genellikle ölçme hatalarından kaynaklıdır. Hata miktarlarının tespiti için farklı metotlar mevcuttur fakat en yaygın kullanılanı, Holman (2001) tarafından bulunan “*Belirsizlik Analizi*”

yöntemidir. Bu yöntemle göre, sistemde ölçülmesi gereken büyüklük R , ve bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişkenler ise $x_1, x_2, x_3, \dots x_n$ olsun.

$$R = (x_1, x_2, x_3, \dots x_n) \quad (3.23)$$

Bu durumda, ölçülen büyüklük eşitlik 3.23'te verilmiştir. Bu değişkenlerin toplamı olarak ifade edilmekte ve toplam belirsizlik ise, eşitlik 3.24'te sunulmuştur.

$$W_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.24)$$

Bu eşitlik belirsizliğe sebep olan her parametre için çözümlendiğinde toplam belirsizlik elde edilebilmektedir. Bu çalışmada ölçme hatalarına sebep olan parametreler, q'' yüzeye aktarılan ısı akısının, T_w yüzey sıcaklığının, T_ζ çıkış sıcaklığının ölçülmesinde, U ana akış hızının ölçülmesinde ve ΔP basınç farkının ölçülmesinde yapılan ölçme hatalarından kaynaklandığı tespit edilmiştir.

Belirtilen hata miktarlarının her deney için Nu sayısının hesaplanmasında toplam ne kadar hataya sebep olduğu, eşitlik 3.25 ile hesaplanmıştır.

$$W_{Nu} = \left[\left(\frac{\partial Nu}{\partial q''} w_{q''} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial U} w_U \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial \Delta P} w_{\Delta P} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial T_w} w_{T_w} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial T_\zeta} w_{T_\zeta} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.25)$$

Deneyler için yapılan hesaplardan bir örnek verilecek olursa, burada herhangi bir deney için yapılan hesap eşitlik 3.26 ve eşitlik 3.27'de sunulmuştur (bunun için, rastgele örnek olarak Deney-46 seçilmiştir).

$$W_{Nu} = [((11,374) (5))^2 + ((-797,29) (0,1))^2 + ((2421,44) (0,2))^2 + ((-546,61) (0,3535))^2 + ((0,00035) (0,2))^2]^{1/2} \quad (3.26)$$

$$W_{Nu} = [3234,2 + 6356,7 + 234534,87 + 37336,55 + 0,00000049]^{1/2} \quad (3.27)$$

Seçilen bu deney için yüzde hata miktarı $\frac{W_{Nu}}{Nu} = \% 4,868921$ olarak bulunur.

Hata analizi hesaplamaları tüm deneyler için yapılmış olup Ek.C de hata analizi çizelgesi sunulmuştur. Toplam belirsizlik miktarı eşitlik 3.28’de verilmiştir.

$$\frac{W_{Nu}}{Nu} = 4,88 \quad (3.28)$$

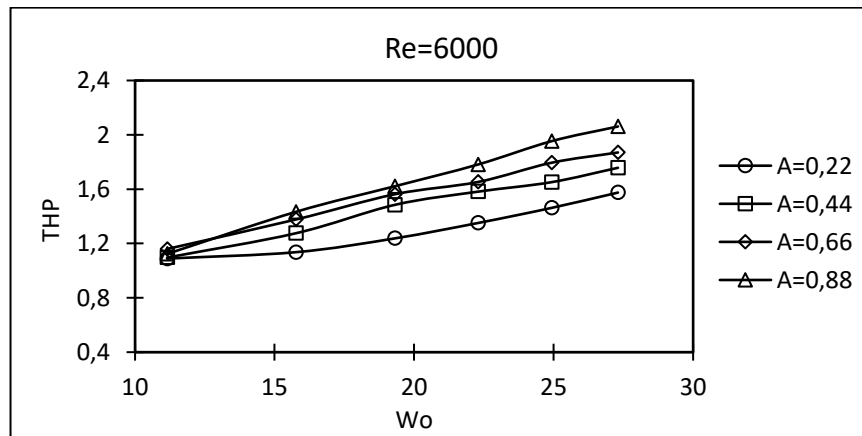
Bulunan bu belirsizlik miktarı deneysel çalışmalar için kabul edilen $\pm\%10$ hata sınırları içerisinde olup, sonuçların güvenilirliği açısından önemlidir.

3.12 Deneysel Sonuçlar

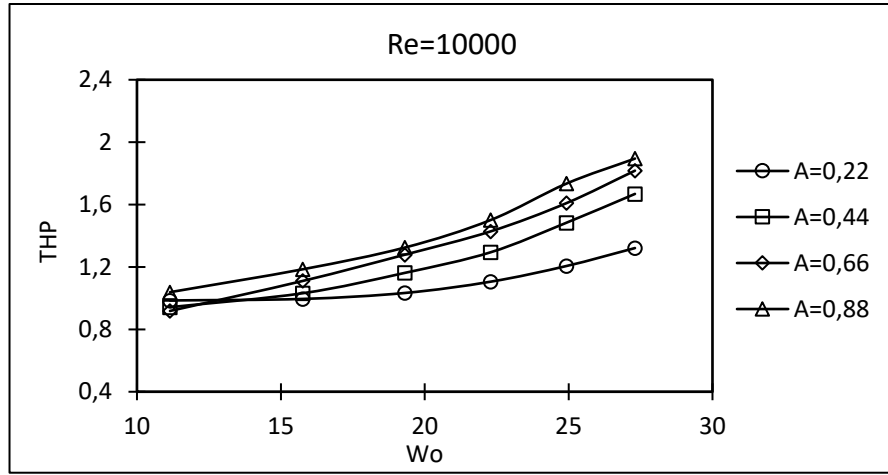
Bu çalışmada, deneylerden elde edilen ölçümlerin anlamlı ve karşılaştırılabilir değerlere dönüştürülmesi için, ısı transferini ifade eden Nusselt sayısı ve kanal içindeki basınç düşüşü hesaplanmıştır. Yapılan çalışmanın sonuçlarının verimliliğini ölçmek için ise Termo-Hidrolik Performans hesabı yapılmıştır. Çalışmada jetler daldırılmış jet olduğu için ana akışa bir engel oluşturur. Özellikle yüksek Re sayılasında basınç kaybı artar. Verimlilik hesaplarında basınç kaybının özellikle dikkate alınması gerekmektedir. THP hesabı eşitlik 3.29’da sunulmuştur.

$$THP = \frac{Nu/Nu_o}{(f/f_o)^{1/3}} \quad (3.29)$$

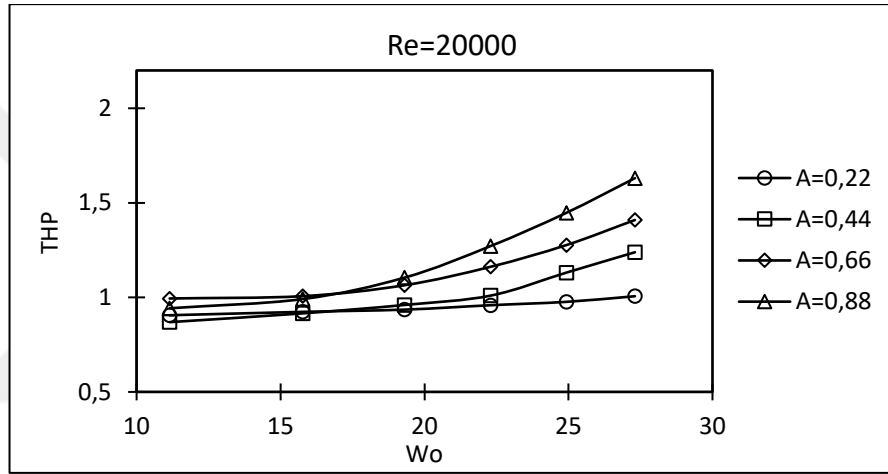
Burada Nu jetlerin dâhil olduğu durumlardaki Nusselt değerini, Nu_o sadece ana akış (sürekli) durumundaki değeri, f değerleri de aynı durumlardaki sürtünme değerlerini ifade etmektedir. Jetler için kullanılan daldırılmış bakır borular kanal içinde bir engel görevi görür ve yüksek akış hızlarında basınç kaybını artırır.



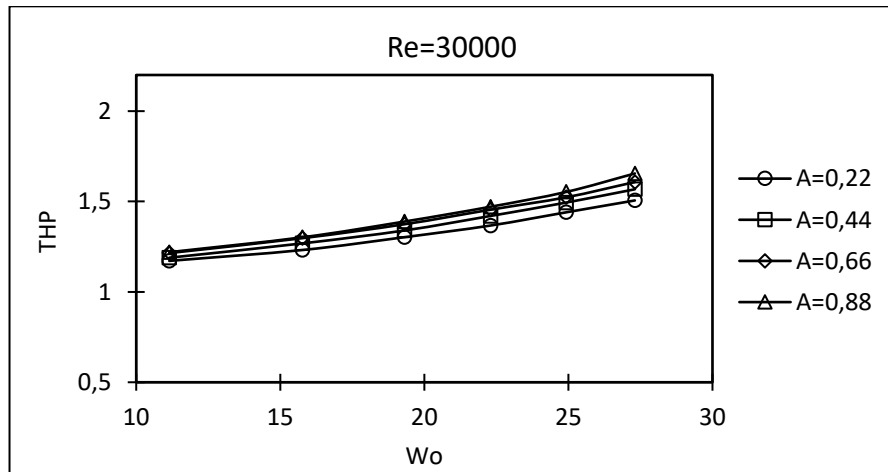
Şekil 3.41. $Re=6000$ için tüm frekans ve genliğine göre hesaplanan THP değerleri.



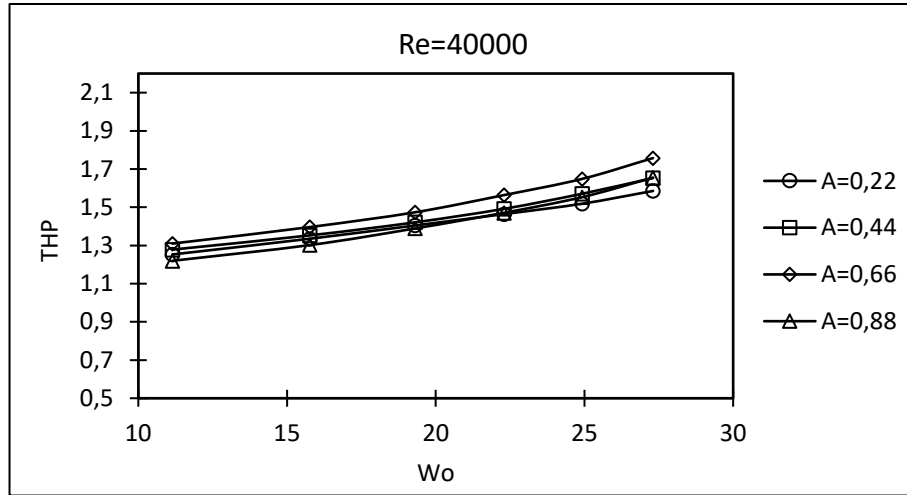
Şekil 3.42. $Re=10000$ için tüm frekans ve genliğine göre hesaplanan THP değerleri.



Şekil 3.43. $Re=20000$ için tüm frekans ve genliğine göre hesaplanan THP değerleri.



Şekil 3.44. $Re=30000$ için tüm frekans ve genliğine göre hesaplanan THP değerleri.



Şekil 3.45. $Re=40000$ için tüm frekans ve genliğine göre hesaplanan THP değerleri.

Artan Reynolds sayılarında basınç kaybı da artar. Bu tür çalışmalarda oluşan sürtünme faktörü ve basınç kayıplarının özellikle üzerinde durulması gerekmektedir. Harcanan enerjiye oranla elde edilen ısı transferindeki artışın yeterli olup olmadığını THP değerinden anlayabiliriz. $THP > 1$ ise yapılan çalışmada elde edilen performans değeri harcanan enerjiye göre daha faydalı demektir.

$Re=6000$ için deneylerden elde edilen ölçümlerden hesaplanan THP değerleri Şekil 3.41’de sunulmuştur. THP değerlerine bakıldığında çarpan jetlerin frekans ve genlik değerleri arttığında performans değerinin de arttığı gözlemlenmiştir. $Re=10000$ için THP değerleri Şekil 3.42’de verilmiştir. Re sayısının artmasıyla THP değerlerinde genel bir düşüş görülmüştür. Artan Re sayısı ile sürtünmelerde artmaktadır. Genliğin artmasıyla THP değerinde de artış olmuş, frekansında artmasına bağlı olarak THP artışı görülmüştür. $Re=20000$ ’deki THP değerleri Şekil 3.43’te verilmiştir. Düşük frekans için yapılan deneylerde genliğin değişmesinin çok etkisi olmadığı, frekansın artmasıyla birlikte genliğin artmasının da THP değerlerini arttırmaya başladığı görülmüştür. Bu Reynolds değerinde artan genlik ve frekansla birlikte, THP’nin daha fazla değiştiği gözlenmiştir. Düşük genlikle yüksek genlik arasında belirgin bir fark oluşmuştur. Bu değerden sonra atalet kuvvetlerinin etkisi artmakta, ana akış parametreleri etkili olmaktadır.

$Re=30000$ ve 40000 için hesaplanan THP değerleri Şekil 3.44 ve Şekil 3.45’te verilmiştir. Re sayısının artması THP değerini olumsuz etkilemektedir. Jet genlik değerinin artması THP üzerinde etki göstermemektedir. Sadece jet frekansına bağlı

küçük artışlar gözlemlenmiştir. Artan Re sayısı hem sürtünme değerlerinin artmasına hem de jet etkisinin sönümlenmesine sebep olmaktadır. Tüm Reynolds değerleri için bir karşılaştırma yapıldığında en iyi performansın $Re=6000$ değerinde olduğu görülmüştür. Kanal içi akış hızının artması (Reynolds sayısının artması) kanal içindeki daldırılmış jet borularının akışa karşı gösterdiği direncin artmasına, akış yapısının bozulmasına, sürtünme etkisinin artmasına yol açtığı, bundan dolayı düşük hızlarda THP'ın daha iyi olduğu gözlemlenmiştir.

Bu çalışmadan elde edilen genel sonuçlara göre, kanal içi akışlarda çoklu sentetik jet ilavesinin ısı transferinde kayda değer bir iyileşme sağladığı gözlemlenmiştir. Özellikle elektronik soğutma gibi kritik donanımların soğutulmasında etkili bir araç olarak kullanılabileceği değerlendirilmiştir.

4. SAYISAL ÇALIŞMA

4.1 Giriş

Teknolojinin gelişmesiyle birlikte deneysel çalışmayla birlikte sayısal analiz çalışmaları da yapmak son derece önem kazanmıştır. Deneysel çalışmalarda elde edilemeyen anlık akış görüntüleri, sıcaklık dağılımları gibi değerleri analiz programlarında elde etmek ve deneysel çalışmalarla birlikte değerlendirmek sonuçları daha anlamlı hale getirmektedir. Sayısal Analiz için oluşturulan model gerçek koşullara uygun tasarlandığında, ağ yapısı, sınır şartları gibi önemli parametreler doğru seçildiğinde elde edilen sonuçlar, deneysel sonuçlar ile oldukça uyumlu olmaktadır.

Bu yüzden deneysel olarak çalışma yapılan konu için ayrıca bilgisayar programında da analizler yapılmıştır. Hava akışı sıkıştırılmaz kabul edilmiş, türbülanslı akış koşullarında sürekli ve zamana bağlı çözümler yapılmıştır. Sonuçlar hem doğrulama amaçlı kullanılmış hem de anlık akış görüntüleri ile ısı geçiş mekanizması hakkında bilgi sağlanmıştır.

Ansys Fluent yazılımı her türlü akış olaylarını analiz etmek için tasarlanmış bir HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) programıdır. Sonlu hacimler yöntemine dayanan çözümler yapmakta ve enerji, süreklilik ve momentum denklemlerinin ayrıklaştırılması yapılabilmektedir (Fluent, 2006).

Bu bölümde, kanal içi cebri bir akışa etki eden, daldırılmış sentetik çarpan hava jetlerinin soğutma performansına etkisi Ansys Fluent yazılımıyla sayısal olarak incelenmiştir. Öncelikle deney düzeneğinin GAMBİT programı kullanılarak üç boyutlu modeli yapılmış, daha sonra oluşturulan model sonlu hacimler yöntemine uygun ağ yapısı (meshleme) uygulanmış ve deneysel çalışmalardaki parametrelere uygun sınır şartları belirlenerek program üzerinde çözümlemeler yapılmıştır. Yapılan çözümlerden anlık sıcaklık ve hız değerleri kaydedilmiştir. Elde edilen sonuçlar hem görsel olarak aktarılmış hem de deneylerden elde edilen değerlerin doğrulaması yapılmıştır. Anlık akış görüntüleri, faz açılara göre görselleştirilmiş olup, bu bölüm içinde akış ve ısı transferi ile ilgili olgular ayrıntılı olarak tartışılmıştır.

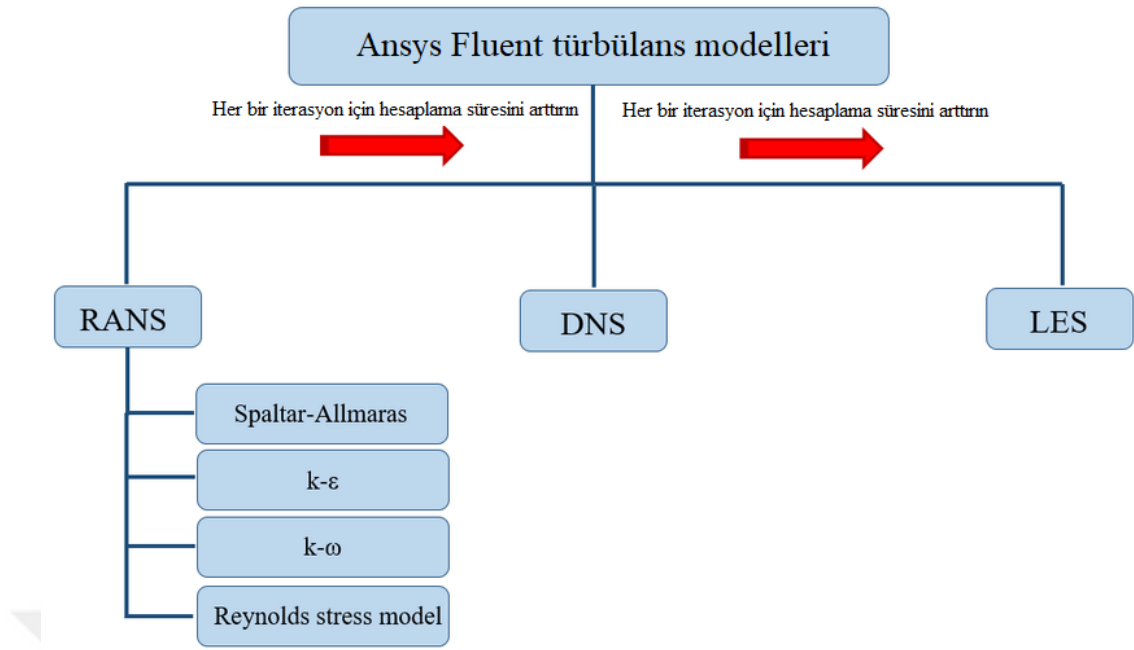
4.2 Sonlu Hacimler Metodu (HAD)

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD), mühendislik uygulamaları tasarlarlarken sahip olunması gereken değerli bir araçtır. Bir akış olgusu için geniş kapsamlı bir parametrik analiz yürütme yeteneği sağlarken, akış alanı boyunca neredeyse sınırsız düzeyde ayrıntı üretir. HAD aynı zamanda araştırmacının ister güvenlik kaygılarından ister sorunun büyüklük ölçeğinden dolayı olsun, deneylerin kapasitesinin ötesindeki alanları araştırmasına da olanak sağlar. Tüm bunlar, deneysel çalışmalara kıyasla daha düşük bir maliyetle ve yeni tasarımlar için daha kısa bir teslim süresiyle gerçekleşir (Versteeg ve Malalasekera, 2007).

Bu yöntem, çözüm yapılmak istenen geometriyi sonlu parçalara bölerek, her bir parça için çözümler yapıp elde edilen çözümlerin birleştirilmesiyle genel çözüme ulaşılmasını esas alan yöntemdir. Temel korunum denklemleri, yani kütle, momentum, enerjinin korunumu ve momentumun korunumu esasına dayanan denklemler bu seçilen küçük parçalara uygulanır. Bu sonlu hacimlere uygulanan denklemlerin integrasyonu alınarak ayrıklaştırılması ile tüm geometri için cebirsel eşitlikler elde edilir. Bu eşitlikler doğrusallaştırılıp iterasyon yapılarak çözümlenmesi ve belli bir noktadan sonra yakınsama gerçekleşmesiyle çözüm elde edilmiş olur. Bu çalışmada bazı kabuller yapılmış olup deney akışkanı hava, akış sıkıştırılmaz, akışkan tipi Newtonyen ve akış rejimi türbülanslı kabul edilmiştir.

4.3 Türbülans Modelleri

Sıvılar ve gazlar gibi akışkanların hareketini tanımlamaya yarayan bir dizi denklemlere Navier-Stokes denklemleri denilmektedir. Bu denklemler, akışkan içerisindeki birim kütleye etki eden momentum (ivmelenme) değişimlerinin, basınç değişimleri ve sürtünme kayıplarına neden olan viskoz kuvvetlerinin toplamına eşit olduğunun doğruluğunu ortaya koymaktadır. Kısaca Navier-Stokes denklemlerinin akışkanın herhangi bir bölgesindeki kuvvetler dengesinin dinamik ifadesi olduğu söylenebilir. Gerekli basitleştirmeler ve varsayımlar uygulanmadıkça Navier-Stokes denklemlerinin analitik çözümlenmesi mümkün değildir. Endüstriyel uygulamalarda en kısa çözüm süresinde yüksek doğrulukta türbülans etkilerini analizlere dahil etmek için türbülans modellerine ihtiyaç duyulmaktadır. Şekil 4.1’de yaygın olarak kullanılan türbülans modellerinin tablosu verilmiştir.



Şekil 4.1. Ansys Fluent türbülans modelleri (Tutak vd., 2019).

Türbülanslı akışlar düzensiz ve geliş güzel olup, içerisinde geniş bir yelpazede uzunluk, hız ve zaman ölçeklerinden oluşan rastgele çalkantıları barındırmaktadır. Büyük çalkantıların oluşması akışın bulunduğu geometri ile sınırlıdır ve içerisinde daha küçük çalkantıları aynı anda barındırabilmektedirler. Reynolds sayısının artması ile atalet kuvvetlerin viskoz kuvvetlere oranla akış üzerindeki etkisi artmakta ve akıştaki kararsızlık durumu da artmaktadır. Türbülans doğası gereği üç boyutludur. Ancak, istatistiksel anlamda iki boyutlu benzetimler yapılabilmektedir. Türbülanslı akışlar, büyük çalkantıların enerjilerini ortalama akışın kinetik enerjisinden alarak başlarlar. Büyük çalkantılar akış içerisindeki gerilmelere bölünerek daha küçük çalkantıları oluşturmakta ve enerjilerini de küçük çalkantılara aktarmaktadırlar. Reynolds türbülanslı akışların özelliklerini tanımlayabilmek için istatistik yöntem kullanmıştır. Bu metoda göre akışın zaman ve konumdaki ortalama özellikleri dikkate alınır. Türbülanslı akışlarda, ortalama bir hız ve üzerinde dalgalanan bir çalkantı hızı mevcuttur. Bu hız dalgalanmalarının akış üzerinde ilave gerilmelere sebep olduğu bulunmuş ve bu gerilmelere Reynolds gerilmeleri adı verilmiştir. Türbülans modelleri aşağıda kısaca açıklanmıştır.

RANS (Reynolds-Averaged Navier Stokes) modelleri; Reynolds akışın zamana göre ortalaması ile anlık değişimlerinin ayrıştırılarak ifade edilebileceğini öne sürmüş ve zamanla bu modelin adı RANS olarak ifade edilmiştir.

Spalart-Allmaras modeli, tek taşınım denklemleri bir türbülans modelidir. Modelde hız ölçüsü, kinematik çalkantı viskozitesi değişkenine ait taşınım denklemi ile belirlenirken, uzunluk ölçüsü ise cebrik denklemlere belirlenmektedir.

k - ε (epsilon) türbülans modeli, akışın türbülans kinetik enerjisine etki eden mekanizmaların çözümlenmesi esasına dayalıdır. Modelde türbülans kinetik enerjisi k ve kinetik enerjinin sönümlenme oranı ε , aktarım (konveksiyon) yayılım, üretim ve yıkım terimleri ile ifade edilmektedir ve k ve ε taşınım (transport) denklemleri çözümlenerek türbülans viskozitesi dinamik olarak modellenmektedir.

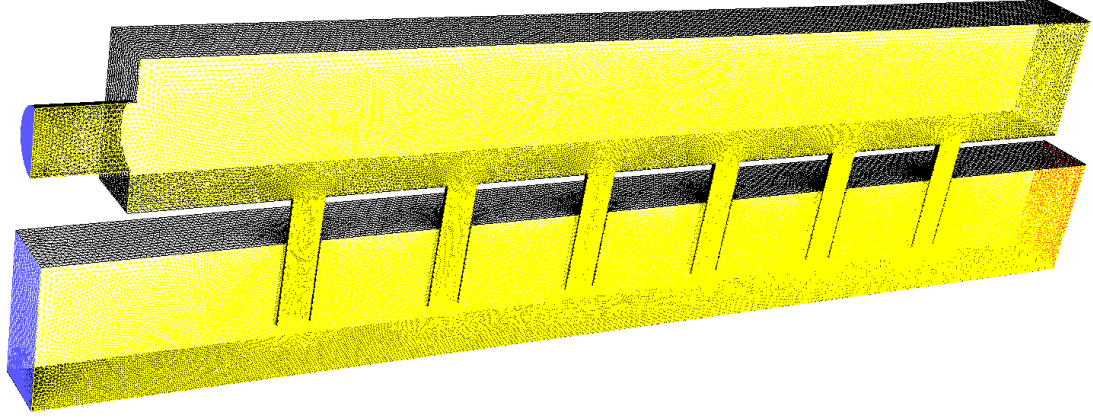
SST k - ω (omega) türbülans modeli, k ve ω olmak üzere iki değişken için iki kısmi diferansiyel denklemle türbülans tahmin etmeye çalışır; birinci değişken türbülans kinetik enerjisi (k), ikincisi (ω) ise (türbülans kinetik enerjisi k 'nin) özgül dağılım oranıdır. Çoğu analiz modellemesinde kullanılabilecek bir türbülans modelidir.

k - ω modelini k - ε modelinden ayıran en belirgin özelliği, duvar sınır bölgelerinin çözümünde, yeteri sıklıkta ağ yapısı oluşturulması durumunda ($y^+ \leq 5$), duvar fonksiyonlarına ihtiyaç duymadan çözüm sağlayabilmesidir.

Bu çalışmada, literatür çalışmalarından elde edilen tecrübe dikkate alınarak, zamana bağlı sınır tabaka değişimlerini daha iyi modelleme yeteneğinden dolayı SST k - ω türbülans modeli kullanılmıştır (Chen, 1997; Wilcox, 1998; Karaman, 2018).

4.4 Sayısal Model

DeneySEL modele bağlı olarak oluşturulan sayısal çözüm alanı Şekil 4.2'de verilmiştir. Problem, üç boyutlu olarak incelenmiş olup aksenal simetri yöntemiyle kanal geometrisinin yarısı için çözüm yapılmıştır. Çözüm alanının ağ yapısı Şekil 4.3'te verilmiştir. Jet bölgelerinde daha hassas çözümler yapabilmek için ağ yapısı sıklaştırılmıştır. Şekilde ağ yapısının büyütülmüş hali gösterilmiştir. Çözüm alanının hücrelere bölünmesi (meshleri) model hazırlama programı olan Gambit yazılımı ile yapılmıştır. Hücre büyüklükleri ölçüm hassasiyetine uygun olacak kadar küçük seçilmiştir.



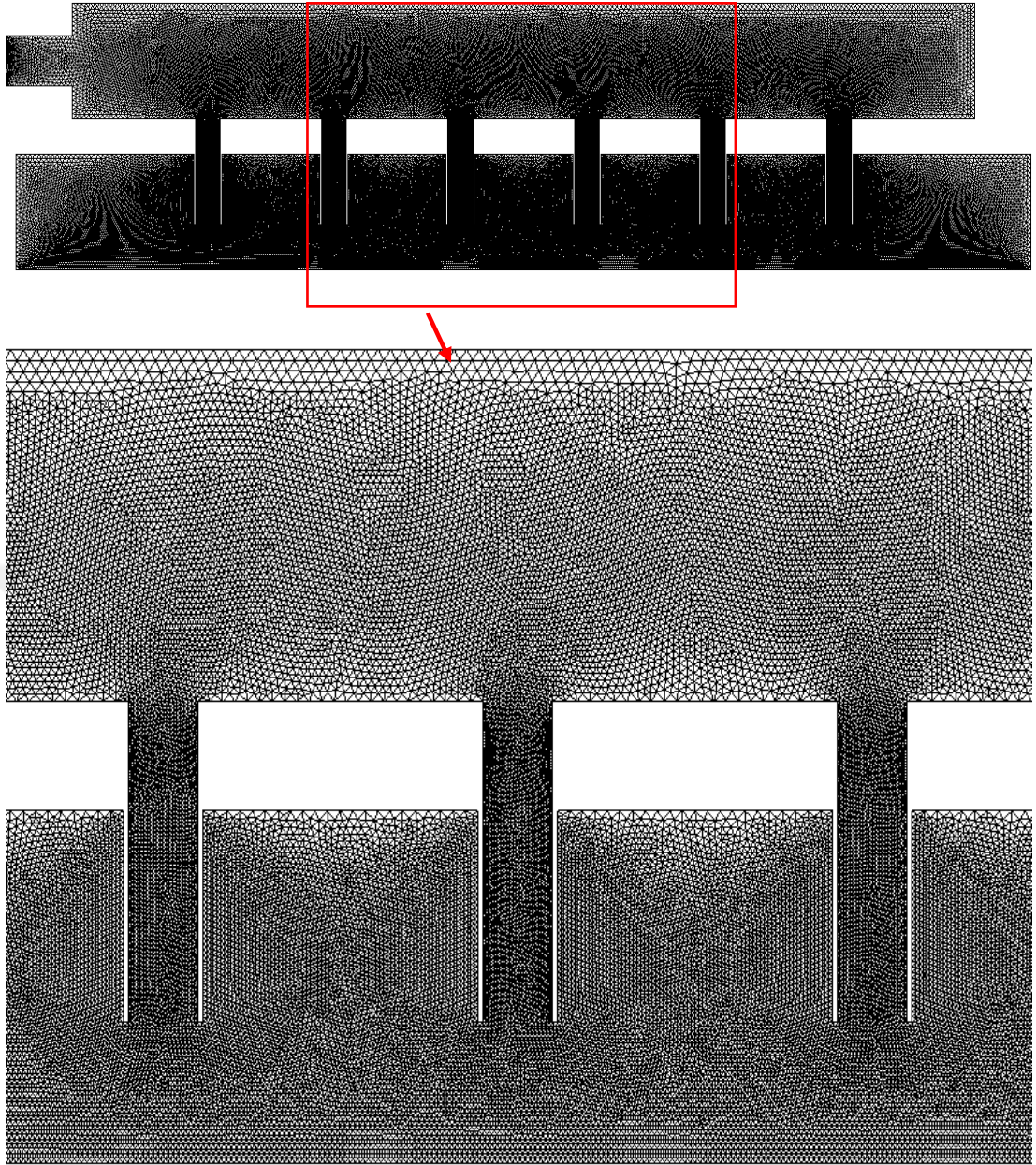
Şekil 4.2. Sayısal çalışma için üç boyutlu çözüm alanı ve ağ yapısı.

Ağ elemanlarının sayısı, yüksek hassasiyette ve doğrulukta sonuç üretecek düzeyde olmalıdır. Özellikle cidara yakın sınır tabaka içerisinde hücre büyüklüğü oldukça küçük olmalıdır. Seçilen türbülans modeline bağlı olarak sınır tabaka içerisinde eleman sayısı en küçük gradyanı yakalayacak hassaslıkta olması gerekir ($y^+ \leq 1$). Gereğinden büyük ağ yapısı yanlış sonuçlara yol açarken, gereğinden küçük ağ yapısı da hesaplama zamanının gereksiz uzamasına yol açar. Bu durumda HAD çalışmalarında mutlaka ağdan bağımsızlık çalışmaları yapmak gerekmektedir. Bu çalışma için yapılan ağdan bağımsızlık çalışması sonuçları Çizelge 4.1’de verilmiştir. Yapılan çalışmalar sonucunda 2082958 ağ sayısı yeterli hassasiyette sonuç verdiği için bu ağ sayısı seçilmiştir.

Çizelge 4.1. Ağ bağımsızlığı için yapılan çalışmalar (3d) $Re=6000$.

	Ağ sayısı	Nusselt sayısı
1	771466	28,25
2	1157198	43,21
3	2082958	48,93
4	4582506	48,23

Bu çalışmada, özellikle jetlerin eğrisel (dairesel) yüzeyler içermesi de göz önüne alınarak üçgen ağ yapısı tercih edilmiştir. Ağ yapısı oluşturulurken köşeli veya parçacık yoğunluğunun çok olduğu daralan bölgelerde en düzgün ağ yapısının oluşturulması ve parçalara ayırma işleminin kolay olması için üçgen (meshleme) parçacıklara bölme işlemi yapılmıştır. Şekil 4.3’te ağ yapısı ve jet bölgelerindeki sık ağ oluşturulan bölgeler detay olarak verilmiştir.



Şekil 4.3. Test bölgesi ağ(mesh) yapısı.

Jetlerin olduğu bölgelerde ağ yapısı daha sık tutularak hız ve sıcaklık değerlerinin daha çok noktada görüntülenmesi sağlanmıştır. Ayrıca jet bölgelerinde akış hızı arttığından bu bölgelerin daha dikkatli incelenmesi gerekmektedir.

4.5 Geçerli Denklemler

Çözüm alanı için, sıkıştırılamaz akış kabulüyle, Reynolds zaman-ortalamalı süreklilik, momentum denklemleri eşitlik 4.1 ve 4.2’de verilmiştir (Dutta vd., 2013).

Sentetik jete esas olan, üst kanalda tek bir giriş olup, hava buradan emme ve üfleme fazını gerçekleştirmektedir. Bu giriş için sentetik jet hız sınır şartı uygulanmış olup, bunun için bir “udf” dosyası yazılmıştır. Bu sınır şartı için verilen hız eşitlik 4.4’te matematiksel olarak ifade edilmiştir.

$$u = A_o \sin(\omega t) \quad (4.4)$$

Burada ω açısal frekansı A_o da genliği ifade etmektedir. A_o eşitlik 4.5’te verilmiştir.

$$A_o = \frac{x_m \omega}{2} \quad (4.5)$$

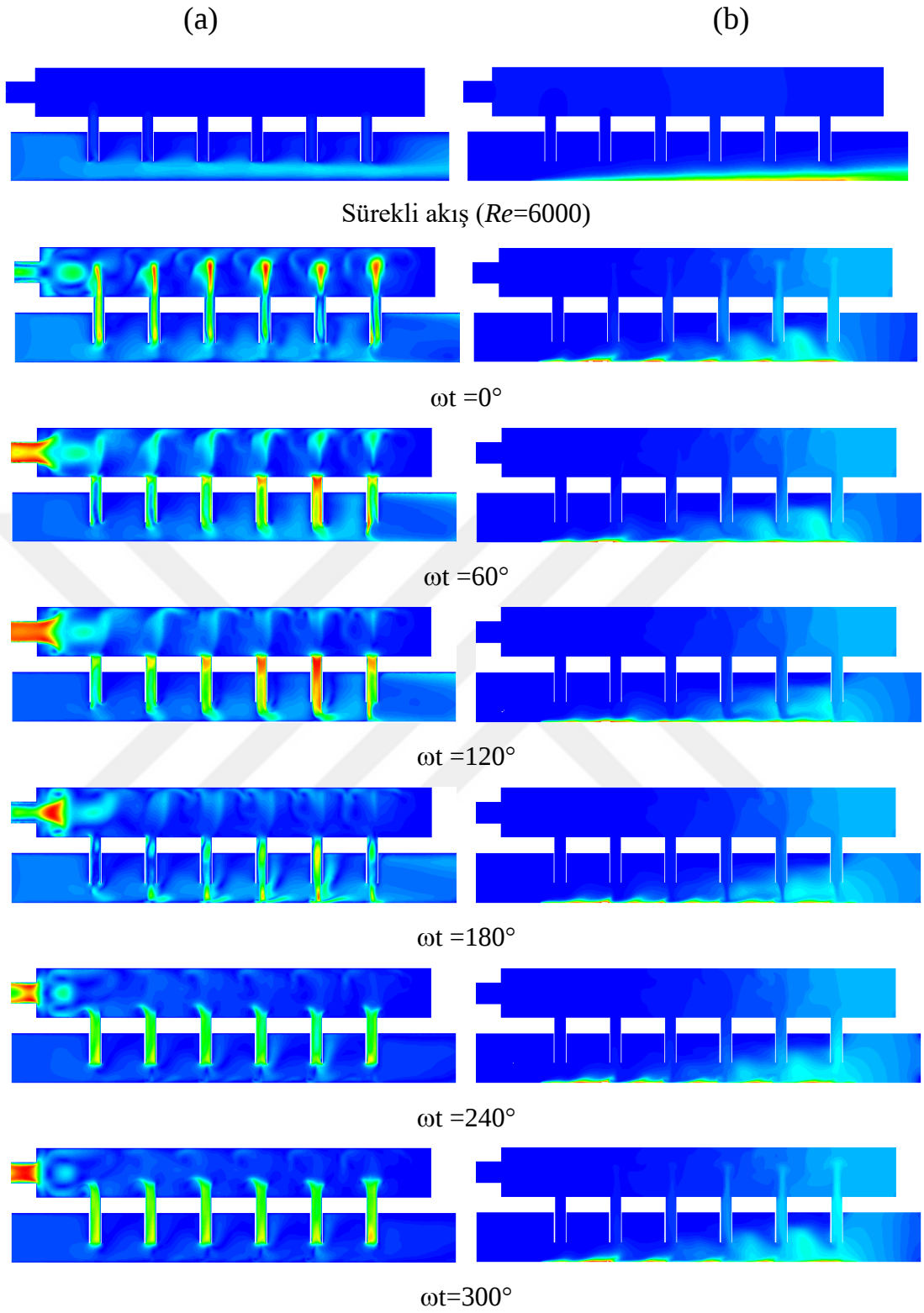
Burada x_m piston strokunu temsil etmektedir. Diğer duvarlarda adyabatik duvar kaymama sınır şartı kullanıldığını, bu sınır şartı, üst duvarlarda ısı geçişinin olmadığını ve duvar yüzeyinde kayma hızının sıfır olduğunu ifade eder. Sayısal çözümden elde edilen değerler deneysel çalışmada verilen yöntemler kullanılarak hesaplanmıştır. Nu sayısı hesabı deneysel çalışmada tariflenen denklem (3.12) ile hesaplanmıştır.

4.7 Sayısal Çözümün Değerlendirilmesi

Sentetik çarpan jetler ana akış yapısı üzerinde sinüzoidal bir dalgaya benzeyen durum sergiler. Piston-silindir mekanizması ile üretilen jet akışı bir tepe ve bir çukur noktası oluşturarak çevrimi tamamlar. Şekil 4.5’te bir çevrimin 360 derece olduğu göz önüne alınarak, bir çevrimi temsil etmek üzere her 60 derece bir akış görüntüleri elde edilerek zamana bağlı periyodik değişen akış yapısını gösteren konturlar elde edilmiştir. Hem hız kontörleri hem de sıcaklık kontörleri birlikte verilmiş ve akışın hareketine göre kanal boyunca sıcaklık dağılımı ve kanal içerisinde sıcak havanın yayılımı görülmektedir.

Karşılaştırma yapmak amacıyla aynı Reynolds sayısı için jetlerin aktif olmadığı sürekli akış durumu için elde edilen konturlarda en üstte verilmiştir. Burada hem hız alanının hem de sıcaklık alanının stabil olduğu, sınır tabakanın büyümesine paralel(akım-yönünde) çıkışa doğru sıcaklık dağılımında stabil bir büyüme gözlenmektedir.

$\omega t = 0^\circ$ için hız kontörleri akışın jetler tarafından emildiği en üst durumdur. Bu durum için sıcaklık dağılımı incelendiğinde, sınır tabaka civarından akışkan emildiğinden, sıcak stabil sınır tabaka kesintilere uğramış ve dalgalı bir yapıda olduğu gözlenmiştir.



Şekil 4.5. $Re=6000$, $A_0=0.88$ ve $Wo=27$ ($\omega=6\pi$) için hız (a) ve sıcaklık (b) kontörleri.

$\omega t=60^\circ$ için jet akışı lülelerden tekrar üfleme periyoduna dönmüş durumdadır. Daha önce emilen sınır tabakadan daha düşük sıcaklıktaki akışkan tekrar sıcak yüzey üzerine

üflenmeye başlanmıştır. Bu faz açısında ısıtıcı yüzey üzerindeki sıcaklıklarda düşüş görülmüştür.

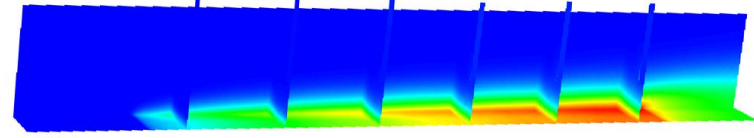
$\omega t=120^\circ$ için jet akışı lülelerden ana kanala doğru en yüksek hızlarda giriş yapmaktadır. Yüksek hızlarda sıcak yüzeye çarpan jetler ile ana akış arasındaki etkileşim hız alanında gözlenmektedir. Bu durumun etkisi sıcaklık dağılımında da görülmüş olup lüle uçlarında soğuk hava akışları görülmüştür. Sıcak havanın ana akış ile karıştığı ve kanal çıkışına doğru tüm kanal içerisine yayıldığı görülmüştür. Kanal içerisine yayılan sıcak akışkan ile soğuk akışkanın birleşerek kanal çıkışına ilerlediği görülmüştür.

$\omega t=180^\circ$ için jet akışının etkisi azalmıştır. Lüle uçlarında soğuk hava çıkışları hala görülmüştür.

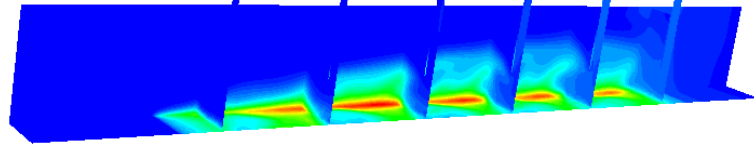
$\omega t=240^\circ$ için jet akışı geri çekilmiştir. Ana kanaldaki sıcak havayı üst kanala çekmiştir.

$\omega t=300^\circ$ için ise jet akışı tam geri akış durumundadır. Isınmış hava üst kanala çekilmiş ve kanal içi çalkantılar belirgin şekilde görülmüştür. Burada çevrim tamamlanmış olup akışın devam etmesi durumunda, döngü başa almakta ve aynı akış durumları tekrarlamaktadır. Ana kanal içinde oluşan çalkantılar sınır tabakanın bozulmasını sağlamakta ve ısı transferi jet akışı olmadığı duruma göre belirgin seviyede artmaktadır.

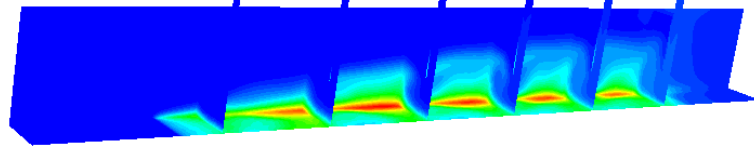
Aynı çevrim durumu için model üç boyutlu olarak incelenmiştir. Elde edilen sıcaklık kontörleri Şekil 4.6'da sunulmuştur. Burada çevrim esnasında düşey yönde sıcaklık dağılımları gözlenebilirken, yatay yönde de çarpma plakasındaki sıcaklık dağılımı incelendiğinde, jet ekseninde soğumanın iyi olduğu görülmüştür. Yan duvarlara yakın köşe bölgelerde sıcaklıklar artmaktadır. Bu durum hem çarpan jet etkilerinin çarpma noktasından uzaklaştıkça azalmasıyla hem de yan duvarlardaki sürtünmenin akışa karşı direnç göstermesiyle ilişkilidir. Zaman adımları tek tek incelendiğinde akışın bir çevrimi tamamladığı görülebilir. $\omega t=120^\circ$ ve $\omega t=180^\circ$ için lüle uçlarındaki soğuk hava çıkışları iki eksende de görülmektedir. $\omega t=240^\circ$ ve $\omega t=300^\circ$ için geri çekilen sıcak hava üç boyutlu olarak görülebilmektedir.



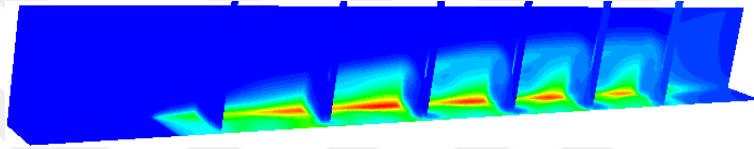
Sürekli akış



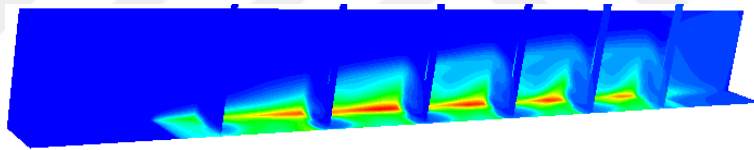
$\omega t = 0^\circ$



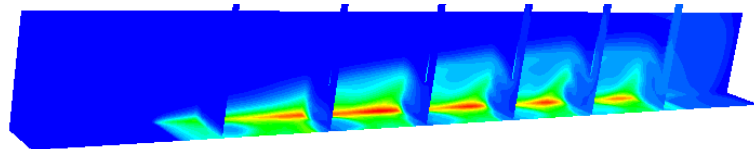
$\omega t = 60^\circ$



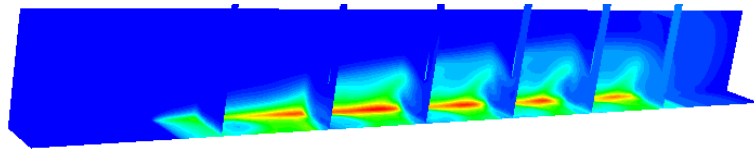
$\omega t = 120^\circ$



$\omega t = 180^\circ$



$\omega t = 240^\circ$

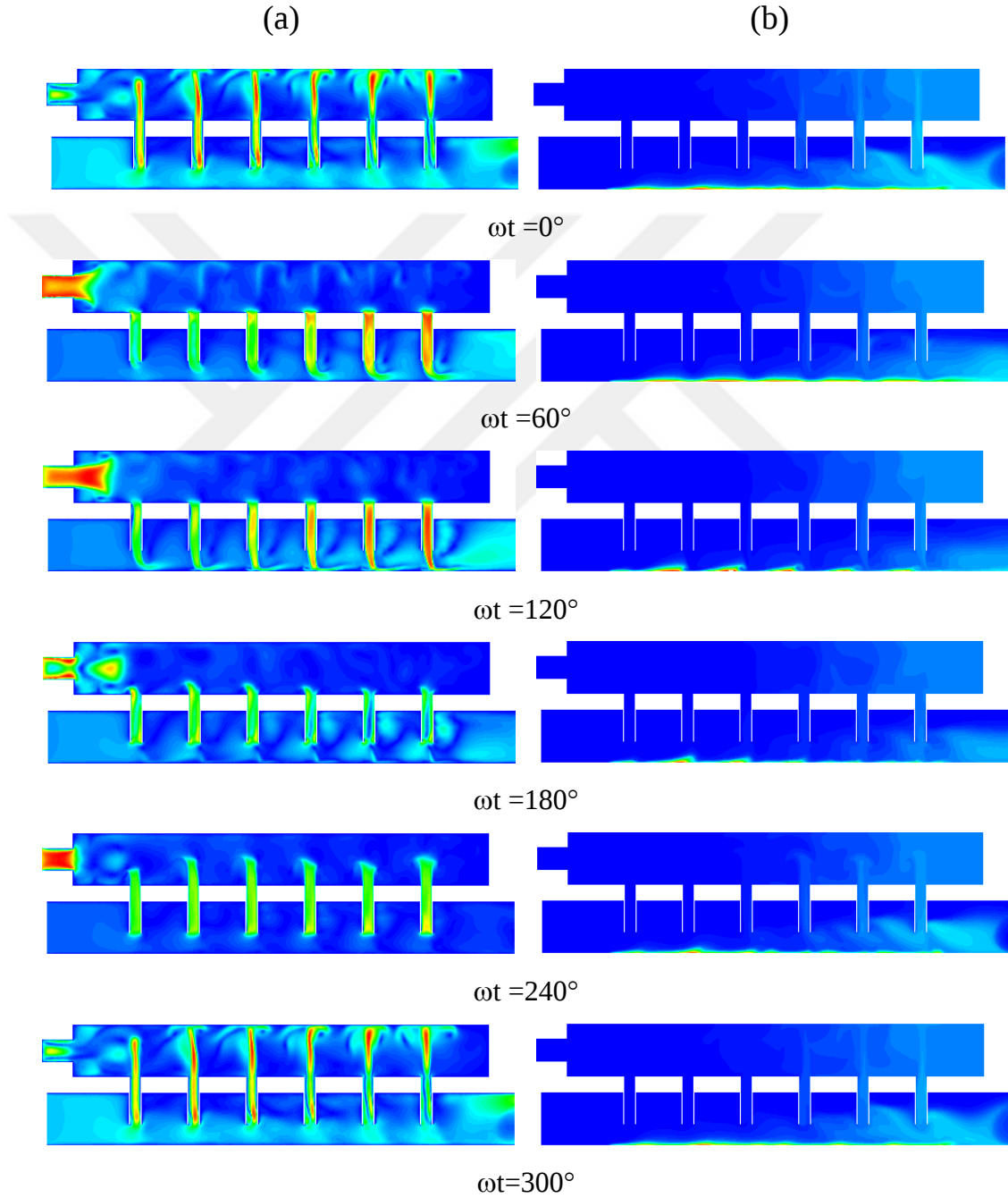


$\omega t = 300^\circ$

Şekil 4.6. Sıcaklık kontörleri üç boyutlu görünüş $Re=6000$, $Ao=0,88$, $Wo=27$

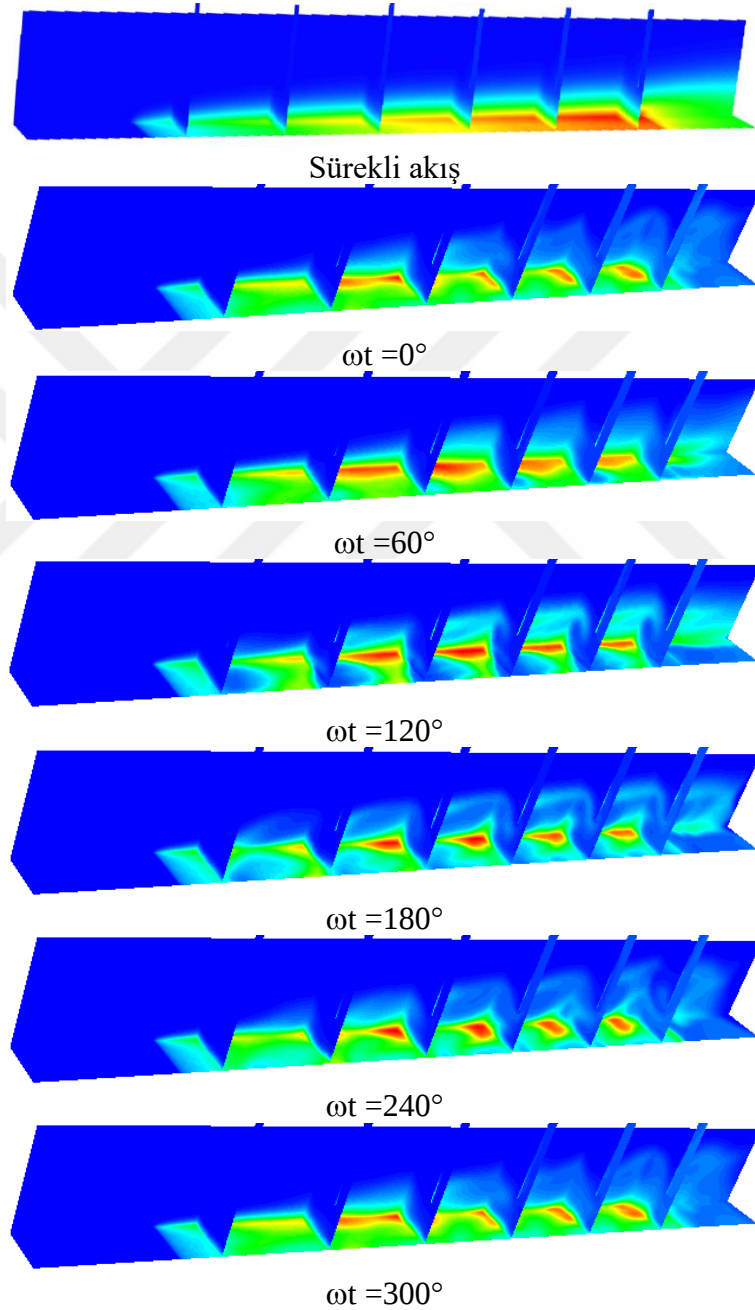
Benzer bir durum karşılaştırma yapmak amacıyla $Re=6000$, $Ao=0,88$ ve $Wo=16$ için Şekil 4.7’de verilmiştir. Burada düşük frekansta hız ve sıcaklık dağılımlarının düşük frekanstaki davranışları elde edilmiştir.

$Wo=16$ ve $Wo=27$ durumları karşılaştırıldığında jet akışının yüksek frekanslı olduğu durumda daha etkin olduğu görülmüştür. Hız kontörleri incelendiğinde yüksek frekanslı akışın lülelerden çıkışı ve ana kanaldaki çalkantı etkilerinin daha belirgin olduğu gözlenmiştir. Sıcaklık kontörleri de aynı etkiyi göstermiş olup, yüksek frekansta sıcak hava kanal içinde iyi bir karışma gerçekleştirmiş, ancak düşük frekansta sadece kanal çıkış bölgesinde karışım gözlenmiştir.



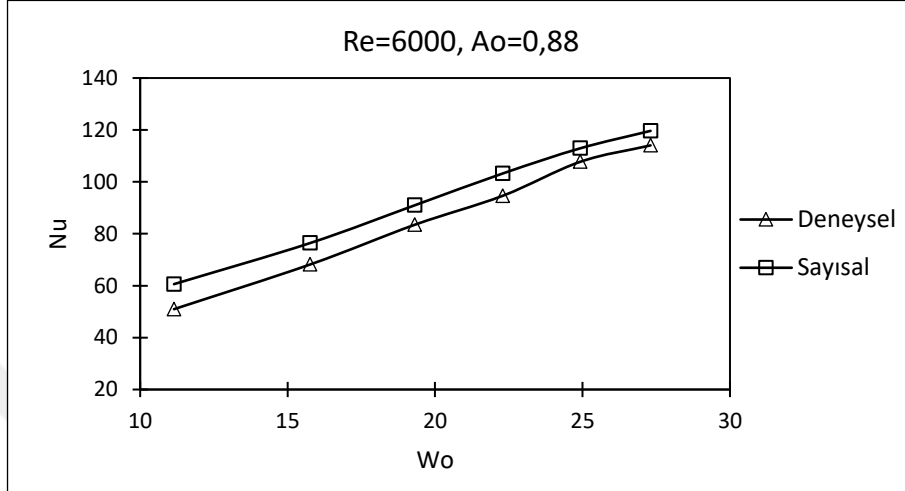
Şekil 4.7. $Re=6000$, $A_0=0.88$ ve $Wo=16$ ($\omega=2\pi$) için (a) hız ve (b) sıcaklık kontörleri.

$Wo=16$ ve $Wo=27$ durumları karşılaştırıldığında jet akışının yüksek frekanslı olduğu durumda daha etkin olduğu görülmüştür. Hız kontörleri incelendiğinde yüksek frekanslı akışın lülelerden çıkışı ve ana kanaldaki çalkantı etkilerinin daha belirgin olduğu gözlenmiştir. Sıcaklık kontörleri de aynı etkiyi göstermiş olup, yüksek frekansta sıcak hava kanal içinde iyi bir karışma gerçekleştirmiş, ancak düşük frekansta sadece kanal çıkış bölgesinde karışım gözlenmiştir.



Şekil 4.8. Sıcaklık kontörleri üç boyutlu görünüş ($Re=6000$, $Ao=0,88$, $Wo=16$).

Aynı karşılaştırma üç boyutlu görünüşler için yapıldığında Şekil 4.6'te $Wo=27$ için verilen üç boyutlu sıcaklık kontörlerine bakıldığında kanal yüzeyinde ısınmanın daha az olduğu, ancak Şekil 4.8'de verilen $Wo=16$ durumu için kanal yüzeyinin özellikle köşelere yakın olduğu yerlerde yüksek sıcaklıklar gözlenmiştir. Düşük frekanslı durumda sıcak hava kanal içinde çok yayılamamış, yüzey daha sıcak kalmıştır.



Şekil 4.9. DeneySEL ve sayısal sonuçların karşılaştırılması.

Sayısal çalışmada üç boyutlu çözüm alanının seçilmesi dolayısıyla ağ sayısının fazla olması ve zaman adımının da çok küçük olması nedeniyle çözüm zamanı çok uzadığı için, deneySEL çalışmada en iyi performansın elde edildiği parametrelere uygun olarak seçilen bir deney grubunu ifade edecek şekilde çözümler yapılmıştır. En iyi performansın elde edildiği ($Re=6000$) yüksek genlik ($Ao=0,88$) ve bu genliğe ait tüm frekansları içeren sonuçlar, deneySEL sonuçlarla birlikte Şekil 4.9'da verilmiştir. Şekilde de görüldüğü gibi, deneySEL sonuçlarla sayısal sonuçların iyi bir uyum sağladığı görülmektedir. Sonuçlar arasındaki çok küçük farkların deneySEL çalışmadaki ölçme hatalarından kaynaklandığı öngörülmektedir. Genel olarak elde edilen sonuçlardan, kanal içinde cebri akışla birlikte çoklu çarpan sentetik jetlerin ısı transferini, sürekli akışa göre THP yaklaşık 2 kat iyileştirdiği gözlenmiştir.

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada sabit ısı akısına ($q''=958 \text{ W/m}^2$) sahip bir plakanın cebri kanal içi akışa ek olarak çoklu sentetik çarpan hava jeti ile soğutulması üzerine sayısal ve deneysel araştırmalar yapılmıştır. Aksaray Üniversitesi Makine Mühendisliği Laboratuvarında bulunan deney düzeneği kullanılarak belirlenen parametreler ile deneyler yapılmış olup sıcaklık ve basınç fark ölçümleri kaydedilmiştir. Tüm durumlar için Nusselt ve THP hesabı yapılmıştır. Geometrik parametreler değiştirilmemiş olup değişken parametreler Reynolds sayısı ($Re=6000-10000-20000-30000-40000$), jet frekansı ($Wo=11-16-19-22-25-27$) ve jet genliğidir ($A_0=0,22-0,44-0,66-0,88$). Her durum için ortalama Nusselt sayıları, boyutsuz sayılar cinsinden ifade edilmiştir.

İlk aşama olarak deneysel çalışmalar yapılmıştır. Sentetik çarpan jetlerin ısı transferine olan etkisini anlayabilmek için öncelikle çarpan jetler kullanılmadan sürekli ana akış etkisi altında, tüm Re değerleri için ölçümler yapılmış ve Nu sayıları hesaplanmıştır. Ardından sentetik jetler dahil edilip tüm değişken parametreler için deneyler yapılarak Nu sayıları hesaplanmıştır. Çarpan jetlerin dahil edildiği durumlarda sıcaklıklarda %50 ye varan düşüşler olmuştur. Re sayısının yüksek olduğu durumlarda yüzey sıcaklığı daha düşük seviyelere inmesine rağmen THP değerlerine bakıldığında $Re=6000$ için elde edilen verimin en yüksek olduğu görülmüştür.

İkinci aşamada ise deneysel parametreler dikkate alınarak sayısal çalışma yapılmıştır. Ağ yapısının oluşturulması için GAMBİT yazılımı tercih edilmiştir. Sayısal çözümler de FLUENT yazılımında yapılmıştır. Çözümler ağ sayısının çok fazla olması ve zaman adımı küçük olduğundan çok uzun sürmektedir, bu yüzden sadece en düşük Re sayısı ($Re=6000$) ve en büyük genlik ($A_0=0,88$) için tüm frekanslarda yapılmıştır. Sayısal çözümlerin değerlendirilmesinde de deneysel çalışmada olduğu gibi çevrim boyunca gerçekleşen ısı transferi dikkate alınmıştır.

Bu çalışmada elde edilen sonuçlar aşağıda maddeler halinde sunulmuştur.

- Kanal içerisine daldırılmış olarak yerleştirilen Jetlerin çarpma yüzeyine olan mesafesi literatüre dayanarak $s=2 \text{ cm}$ olarak sabitlenmiştir.
- Çalışmada Jetlerin aktif olmadığı durum için ve jetlerin aktif olduğu durum için analizler yapılmıştır.

- Reynolds sayısı 6000-40000 aralığında seçilmiş olup türbülanslı rejim için çalışmalar yapılmıştır.
- Jetlerin aktif olmadığı durumda, daldırılmış jetler akışa engel oluşturduğu için ısı transferinde boş kanal göre artış gözlenmiştir.
- Jetlerin aktif olduğu durumda sentetik jet parametreleri olan genlik dört defa frekans da altı defa değiştirilerek Re ile sentetik jet parametreleri arasındaki ilişki analiz edilmiştir.
- Düşük Re sayılarında jet etkisi belirgin bir şekilde hissedilirken, yükselen Re sayılarında ana akış, jet etkisini süpürdüğünden jet etkisi giderek azalmıştır.
- En düşük Re sayısı olan $Re=6000$ de ısı transferinde en yüksek genlik ve frekans için kayda değer bir artış elde edilmiştir.
- Düşük genlikte frekans ne olursa olsun beklenen iyileşmenin sağlanmadığı görülmüştür. Artan genlikle birlikte ısı transferinde de artış gözlenmiştir.
- Bu durumda sentetik jet parametresi olarak genliğin önemli bir rol oynadığı ortaya çıkmıştır.
- Problem üç boyutlu sayısal olarak da modellenmiş olup kanal içerisindeki anlık akış dağılımları elde edilerek ısı transferi mekanizması açıklanmaya çalışılmıştır.
- Sayısal çözümden elde edilen akış görüntülerine göre sıcak yüzey üzerinde jetlerin çarptığı bölgelerin iyi soğutulduğu duvara yakın bölgelerde jetin etkili olmadığı bölgeler gözlenmiştir.
- Sentetik jetin periyodik olarak çarpması kanal içerisinde akış karışımlarının artmasına sebep olmuştur.
- Periyodik olarak değişen jet etkisi yüzey üzerindeki sınır tabakayı bozarak sıcak akışkan tabakalarının kanal içerisine yayılmasına sebep olmuştur.
- Daldırılmış jetler söz konusu olduğu için kanal boyunca basınç kayıpları da dikkate alınmıştır. Basınç kaybına rağmen ısı transferindeki artışı değerlendirmek için THP değerleri hesaplanmıştır.
- Sonuç olarak $Re=6000$ en yüksek genlik ve frekans olan $A_0=0,88$ ve $Wo=27$ için THP=2 olarak bulunmuştur. Bir başka ifadeyle basınç kaybına rağmen ısı transferinde (2 kat) yüzde yüzlük bir artış elde edilmiştir.

- Artan Re sayılarında ısı transferinin de artmasına rağmen, basınç kaybında da belirgin artışlar meydana geldiğinden, düşük Re sayısında daha iyi bir performans elde edilmiştir.
- Aktif ve pasif ısı transfer metodunun birlikte kullanıldığı bu yöntemin ısı transferi iyileştirmede etkili bir araç olduğu değerlendirilmiştir.
- Elde edilen tüm sonuçlar boyutsuz büyüklükler cinsinden ifade edilmiştir.
- Bu yöntem hassas elektronik cihazların soğutulmasında ve kontrollü ısı çekmenin gerekli olduğu yerlerde güvenle kullanılabilir.

Sonuç olarak bu çalışmada ısı transferini etkileyen parametreler deney düzeneğinin izin verdiği ölçüde değiştirilmiştir. Bundan sonra yapılacak çalışmalarda jet ile çarpma yüzeyi arasındaki mesafe, jetlerin sayısı gibi parametreler, genlik ve frekansın daha yüksek değerleri için geniş çaplı araştırma yapılabilir.

KAYNAKLAR

- Akalanne, L. C. ve MacGregor, S. A., 2011. The effect of pulsating and streamwise flow on the heat transfer of an obstacle, *Experimental Heat Transfer*, 24, 1, 1-14.
- Akdağ, Ü., Çetin, O., Demiral, D. ve Özkul, I., 2013. Experimental investigation of convective heat transfer on a flat plate subjected to a transversely synthetic jet, *International Communications In Heat and Mass Transfer*, 49, 96-103.
- Akdağ, Ü., Yükseltürk, M., Palancıoğlu, H. ve Çalışkan, S., 2024. Heat transfer enhancement in a square channel with a set of triangular prisms: an experimental study, *Experimental Heat Transfer*, 37, 4, 389-403
- Attalla, M., Maghrabie, H. M. ve Specht, E., 2017. Effect of inclination angle of a pair of air jets on heat transfer into the flat surface, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 85, 6, 85-94.
- Badra, J., Masri, A. R. ve Behnia, M., 2013. Enhanced transient heat transfer from arrays of jets impinging on a moving plate, *Heat Transfer Engineering*, 34, 4, 361-371.
- Bahaidarah, H. M., 2016. Experimental performance evaluation and modeling of jet impingement cooling for thermal management of photovoltaics, *Solar Energy*, 135, 10, 605-617.
- Barbosa, F. V., Teixeira, S. F. C. F. ve Teixeira, J. C. F., 2020. Experimental study of multiple jets impinging a flat surface, 33rd International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, Osaka, Japonya, 92–103.
- Barbosa, F. V., Teixeira, S. F. ve Teixeira, J. C., 2023. Convection from multiple air jet impingement-A review, *Applied Thermal Engineering*, 218, 119307.
- Bu, X., Peng, L., Lin, G., Bai, L. ve Wen, D., 2015. Experimental study of jet impingement heat transfer on a variable-curvature concave surface in a wing leading edge, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 90, 11, 92-101.
- Cai, C. ve He, X., 2016. Detailed flowfield and surface properties for high Knudsen number planar jet impingement at an inclined flat plate, *Physics of Fluids*, 28, 5, 056103.
- Chandratilleke, T. T., Jagannatha, D. ve Narayanaswamy, R., 2010. Heat transfer enhancement in microchannels with cross-flow synthetic jets, *International Journal of Thermal Sciences*, 49, 3, 504-513.
- Chen, C. J., 1997. Fundamentals of turbulence modelling, Crc Press, Florida, USA.

- Chiriac, V. A. ve Ortega, A., 2002. A numerical study of the unsteady flow and heat transfer in a transitional confined slot jet impinging on an isothermal surface, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45, 6, 1237-1248.
- Çalışkan, S., Başkaya, S. ve Çalışır, T., 2014. Experimental and numerical investigation of geometry effects on multiple impinging air jets, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 75, 8, 685-703.
- Demircan, T. ve Türkoğlu, H., 2010. Çarpan osilasyonlu jetlerde osilasyon karakteristiklerinin ve çarpma mesafesinin akış ve ısı transferine etkilerinin sayısal olarak incelenmesi, *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 25, 4, 895-904.
- Demircan, T. ve Türkoğlu, H., 2010. The numerical analysis of oscillating rectangular impinging jets, *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 58, 2, 146-161.
- Dutta, R., Dewan, A. ve Srinivasan, B., 2013. Comparison of various integration to wall (ITW) RANS models for predicting turbulent slot jet impingement heat transfer, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 65, 10, 750-764.
- Ekkad, S. V. ve Singh, P., 2021. A modern review on jet impingement heat transfer methods, *Journal of Heat Transfer*, 143, 6, 064001.
- Esmailpour, K., Hosseinalipour, M., Bozorgmehr, B. ve Mujumdar, A. S., 2015. A numerical study of heat transfer in a turbulent pulsating impinging jet, *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, 93, 5, 959-969.
- Fluent 6.3. FLUENT Kullanıcı kılavuzu, Fluent, Inc., Lebanon, NH. 03766, USA, 2006.
- Geng, L., Zheng, C. ve Zhou, J., 2015. Heat transfer characteristics of impinging jets: The influence of unsteadiness with different waveforms, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 66, 8, 105-113.
- Gharraei, R., Vejdani, A. ve Baheri, S., 2016. Numerical investigation on the fluid flow and heat transfer of non-Newtonian multiple impinging jets, *International Journal of Thermal Sciences*, 104, 6, 257-265.
- Giachetti, B., Fénot, M., Couton, D. ve Plourde, F., 2018. Influence of Reynolds number synthetic jet dynamic in crossflow configuration on heat transfer enhancement, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 118, 3, 1-13.
- Güventürk, E., 2019. Eksenel kanatçıklı silindirlere doğal taşınım ile ısı transferi, Yüksek Lisans Tezi, Konya Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Konya.
- Hatami, M., Bazdidi-Tehrani, F., Abouata, A. ve Mohammadi-Ahmar, A., 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, 5, 41-52

- Hewakandamby, B. N., 2009. A numerical study of heat transfer performance of oscillatory impinging jets, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52, 1-2, 396-406.
- Hofmann, H. M., Kaiser, R., Kind, M. ve Martin, H., 2007. Calculations of steady and pulsating impinging jets—an assessment of 13 widely used turbulence models, *Numerical Heat Transfer, Part B: Fundamentals*, 51, 6, 565-583.
- Holman, J.P., 2001. *Experimental Methods for Engineers*, McGraw-Hill, New York.
- Huang, X., Yang, W., Ming, T., Shen, W. ve Yu, X., 2017. Heat transfer enhancement on a microchannel heat sink with impinging jets and dimples, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 112, 9, 113-124.
- Ichikawa, Y., Motosuke, M., Kameya, Y., Yamamoto, M. ve Honami, S., 2016. Three-dimensional flow characterization of a square array of multiple circular impinging jets using stereoscopic PIV and heat transfer relation, *Journal of Visualization*, 19, 2, 89-101.
- Incropera, F. P. ve De Witt, D. P., 2006. *Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri*, Çev. T. Derbentli, OF Genceli, A. Güngör, A. Hepbaşlı, Z. İlken, N. Özbalta, F. Özgüç, C. Parmaksızoğlu ve Y. Uralcan, Literatür Yayıncılık, İstanbul.
- Isman, M. K., Pulat, E., Etemoglu, A. B. ve Can, M., 2008. Numerical investigation of turbulent impinging jet cooling of a constant heat flux surface, *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 53, 10, 1109-1132.
- Jambunathan, K., Lai, E., Moss, M. ve Button, B. L., 1992. A review of heat transfer data for single circular jet impingement, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 13, 2, 106-115.
- Jiang, Y., Xu, P., Mujumdar, A. S., Qiu, S. ve Jiang, Z., 2012. A numerical study on the convective heat transfer characteristics of pulsed impingement drying, *Drying Technology*, 30, 10, 1056-1061.
- Kadiyala, P. K. ve Chattopadhyay, H., 2018. Numerical analysis of heat transfer from a moving surface due to impingement of slot jets, *Heat Transfer Engineering*, 39, 2, 98-106.
- Karaman, U., 2018. 1x3 Düzenindeki ayıraçlı bir yakıt demetinde akışın türbülans karakteristiklerinin hesaplamalı akışkanlar dinamiği metoduyla incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Hacettepe Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Kim, S. M., Afzal, A. ve Kim, K. Y., 2016. Optimization of a staggered jet-convex dimple array cooling system, *International Journal of Thermal Sciences*, 99, 1, 161-169.
- Ianiro, A., Violato, D., Scarano, F. ve Cardone, G., 2012. Three dimensional features in swirling impinging jets, In *15th International Symposium on Flow Visualization*, 24-28.

- Lee, J., Ren, Z., Ligrani, P., Lee, D. H., Fox, M. D. ve Moon, H. K., 2014. Cross-flow effects on impingement array heat transfer with varying jet-to-target plate distance and hole spacing, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 75, 8, 534-544.
- Li, C. Y. ve Garimella, S. V., 2001. Prandtl-number effects and generalized correlations for confined and submerged jet impingement, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44, 18, 3471-3480.
- Li, W. Li, X. Ren, J. Jiang, H. ve Yang, L. 2016. Effect of Reynolds number, Hole patterns, Target Plate Thickness on Cooling Performance of an Impinging Jet Array: Part II -Conjugate Heat Transfer Results and Optimization, *J. Turbomach*, 139, 05, 9-14.
- Li, Y., Li, B., Qi, F. ve Cheung, S. C., 2018. Flow and heat transfer of parallel multiple jets obliquely impinging on a flat surface, *Applied Thermal Engineering*, 133, 3, 588-603.
- Liu, Y., Ji, Z., Wang, H., Yu, Z. ve Shan, F., 2024. On the three-dimensional flow evolution of a submerged synthetic jet with two circular orifices, *Physics of Fluids*, 36, 1, 015110.
- Liewkongsataporn, W., Ahrens, F. ve Patterson, T., 2006. A numerical study of axisymmetric pulsating jet impingement heat transfer, 13. *International Heat Transfer Conference*, Sydney, Australia, Proceeding Book, 1, 12-20.
- Lu, S., Deng, Q., Ligrani, P.M., Jiang, H. ve Zhang, Q., 2021. Effects of coolant and wall temperature variations on impingement jet array thermal performance, *Numerical Heat Transfer Part A Applications*, 79, 1, 68–82.
- Mangate, L.D. ve Chaudhari, M.B., 2016. Experimental study on heat transfer characteristics of a heat sink with multiple-orifice synthetic jet, *International Journal Heat Mass Transfer*, 103, 12, 1181–1190.
- Milanovic, I. M. ve Zaman, K. B. M. Q., 2005. Synthetic jets in cross-flow, *AIAA Journal*, 43, 5, 929-940.
- Mohammadpour, J., Zolfagharian, M. M., Mujumdar, A. S., Zargarabadi, M. R. ve Abdulahzadeh, M., 2014. Heat transfer under composite arrangement of pulsed and steady turbulent submerged multiple jets impinging on a flat surface, *International Journal of Thermal Sciences*, 86, 12, 139-147.
- Muppidi, S. ve Mahesh, K., 2007. Direct numerical simulation of round turbulent jets in crossflow, *Journal of Fluid Mechanics*, 574, 3, 59-84.
- Narayanan, V., Seyed-Yagoobi, J. ve Page, R. H., 2004. An experimental study of fluid mechanics and heat transfer in an impinging slot jet flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47, 8-9, 1827-1845.

- Nobari, A. H., Prodanovic, V. ve Militzer, M., 2016. Heat transfer of a stationary steel plate during water jet impingement cooling, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 101, 10, 1138-1150.
- Otero-Pérez, J. J., Sandberg, R. D., Mizukami, S. ve Tanimoto, K., 2021. High-fidelity simulations of multi-jet impingement cooling flows, *Journal of Turbomachinery*, 143, 8, 081011.
- Penumadu, P. S. ve Rao, A. G., 2017. Numerical investigations of heat transfer and pressure drop characteristics in multiple jet impingement system, *Applied Thermal Engineering*, 110, 1, 1511-1524.
- Plant, R. D., Friedman, J. ve Saghir, M. Z., 2023. A review of jet impingement cooling, *International Journal of Thermofluids*, 17, 2, 100312.
- Ren, Z., Buzzard, W. C., Ligrani, P. M., Nakamata, C. ve Ueguchi, S., 2017. Impingement jet array heat transfer: target surface roughness shape, Reynolds number effects, *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 31, 2, 346-357.
- Reodikar, S. A., Meena, H. C. ve Prabhu, S. V., 2016. Influence of the orifice shape on the local heat transfer distribution and axis switching by compressible jets impinging on flat surface, *International Journal of Thermal Sciences*, 104, 6, 208-224.
- Shariatmadar, H., Mousavian, S., Sadoughi, M. ve Ashjaee, M., 2016. Experimental and numerical study on heat transfer characteristics of various geometrical arrangement of impinging jet arrays, *International Journal of Thermal Sciences*, 102, 4, 26-38.
- Su, L. K., ve Mungal, M. G. 2004. Simultaneous measurements of scalar and velocity field evolution in turbulent crossflowing jets, *Journal of Fluid Mechanics*, 513, 8, 1-45.
- Tepe, A. Ü., Yetişken, Y., Uysal, Ü. ve Arslan, K. 2020. Experimental and numerical investigation of jet impingement cooling using extended jet holes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 158, 9, 119945.
- Tutak, M., Brodny, J. ve Navickas, K., 2019. Studying the impact of the location of air-duct lines on methane distribution and concentration in dog headings, *Acta Montanistica Slovaca*, 24, 4, 285-295.
- Versteeg, H. K. ve Malalasekera, W., 2007. An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method, Pearson Education.
- Vinze, R., Chandel, S., Limaye, M. D. ve Prabhu, S. V., 2016. Influence of jet temperature and nozzle shape on the heat transfer distribution between a smooth plate and impinging air jets, *International Journal of Thermal Sciences*, 99, 1, 136-151.

- Wae-hayee, M., Tekasakul, P., Eiamsa-ard, S. ve Nuntadusit, C., 2014. Effect of cross-flow velocity on flow and heat transfer characteristics of impinging jet with low jet-to-plate distance, *Journal of Mechanical Science and Technology*, 28, 7, 2909-2917.
- Wae-hayee, M., Tekasakul, P. ve Nuntadusit, C., 2013. Influence of nozzle arrangement on flow and heat transfer characteristics of arrays of circular impinging jets, *Songklanakarin Journal of Science and Technology*, 35, 2. 203-212
- Wang, B., Lin, D., Xie, Q., Wang, Z. ve Wang, G., 2016. Heat transfer characteristics during jet impingement on a high-temperature plate surface, *Applied Thermal Engineering*, 100, 5, 902-910.
- Weigand, B. ve Spring, S., 2009. Multiple jet impingement– a review, In *Turbine-09. Proceedings of international symposium on heat transfer in gas turbine systems*, Begel House Inc.
- Wilcox, D. C., 1998. Turbulence modeling for CFD, La Canada, CA: DCW industries, 2, 103-217.
- Wu, D. K. ve Leschziner, M. A., 2009. Large-eddy simulations of circular synthetic jets in quiescent surroundings and in turbulent cross-flow, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 30, 3, 421-434.
- Xu, P., Yu, B., Qiu, S., Poh, H. J. ve Mujumdar, A. S., 2010. Turbulent impinging jet heat transfer enhancement due to intermittent pulsation, *International Journal of Thermal Sciences*, 49, 7, 1247-1252.
- Xu, P., Qiu, S., Yu, M., Qiao, X. ve Mujumdar, A. S., 2012. A study on the heat and mass transfer properties of multiple pulsating impinging jets, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 39, 3, 378-382.
- Yasaswy, N. S., Saroj, S., Hindasageri, V. ve Prabhu, S. V., 2014. Local heat transfer distribution of an impinging air jet through a crossflow, *International Journal of Thermal Sciences*, 79, 5, 250-259.
- Yong, S., Jing-zhou, Z. ve Gong-nan, X., 2015. Convective heat transfer for multiple rows of impinging air jets with small jet-to-jet spacing in a semi-confined channel, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 86, 7, 832-842.
- Zhou, T., Xu, D., Chen, J., Cao, C. ve Ye, T., 2016. Numerical analysis of turbulent round jet impingement heat transfer at high temperature difference, *Applied Thermal Engineering*, 100, 5, 55-61.

EKLER

EK A Deneysel Parametreler

EK B Boyut Analizi

EK C Hata Analizi



Ek A. Deneysel Parametreler

Çizelge A.1. Deneysel parametreler

Re=6000	Re=10000	Re=20000	Re=30000	Re=40000	Re=50000	Re=60000	Re=70000	Re=80000
Deney 1	Deney 2	Deney 3	Deney 4	Deney 5	Deney 6	Deney 7	Deney 8	Deney 9

Re=6000	ω (rad/s)	π	2π	3π	4π	5π	6π
	Wo	11	16	19	22	25	27
$X_m=70$	$A_0=0,22$	Deney 10	Deney 11	Deney 12	Deney 13	Deney 14	Deney 15
$X_m=140$	$A_0=0,44$	Deney 16	Deney 17	Deney 18	Deney 19	Deney 20	Deney 21
$X_m=210$	$A_0=0,66$	Deney 22	Deney 23	Deney 24	Deney 25	Deney 26	Deney 27
$X_m=280$	$A_0=0,88$	Deney 28	Deney 29	Deney 30	Deney 31	Deney 32	Deney 33

Re=10000	ω (rad/s)	π	2π	3π	4π	5π	6π
	Wo	11	16	19	22	25	27
$X_m=70$	$A_0=0,22$	Deney 34	Deney 35	Deney 36	Deney 37	Deney 38	Deney 39
$X_m=140$	$A_0=0,44$	Deney 40	Deney 41	Deney 42	Deney 43	Deney 44	Deney 45
$X_m=210$	$A_0=0,66$	Deney 46	Deney 47	Deney 48	Deney 49	Deney 50	Deney 51
$X_m=280$	$A_0=0,88$	Deney 52	Deney 53	Deney 54	Deney 55	Deney 56	Deney 57

Re=20000	ω (rad/s)	π	2π	3π	4π	5π	6π
	Wo	11	16	19	22	25	27
$X_m=70$	$A_0=0,22$	Deney 58	Deney 59	Deney 60	Deney 61	Deney 62	Deney 63
$X_m=140$	$A_0=0,44$	Deney 64	Deney 65	Deney 66	Deney 67	Deney 68	Deney 69
$X_m=210$	$A_0=0,66$	Deney 70	Deney 71	Deney 72	Deney 73	Deney 74	Deney 75
$X_m=280$	$A_0=0,88$	Deney 76	Deney 77	Deney 78	Deney 79	Deney 80	Deney 81

Çizelge A.1 (devam). Deneysel parametreler

Re=30000	ω (rad/s)	π	2π	3π	4π	5π	6π
	Wo	11	16	19	22	25	27
$X_m=70$	$A_0=0,22$	Deney 82	Deney 83	Deney 84	Deney 85	Deney 86	Deney 87
$X_m=140$	$A_0=0,44$	Deney 88	Deney 89	Deney 90	Deney 91	Deney 92	Deney 93
$X_m=210$	$A_0=0,66$	Deney 94	Deney 95	Deney 96	Deney 97	Deney 98	Deney 99
$X_m=280$	$A_0=0,88$	Deney 100	Deney 101	Deney 102	Deney 103	Deney 104	Deney 105

Re=40000	ω (rad/s)	π	2π	3π	4π	5π	6π
	Wo	11	16	19	22	25	27
$X_m=70$	$A_0=0,22$	Deney 106	Deney 107	Deney 108	Deney 109	Deney 110	Deney 111
$X_m=140$	$A_0=0,44$	Deney 112	Deney 113	Deney 114	Deney 115	Deney 116	Deney 117
$X_m=210$	$A_0=0,66$	Deney 118	Deney 119	Deney 121	Deney 122	Deney 123	Deney 124
$X_m=280$	$A_0=0,88$	Deney 124	Deney 125	Deney 126	Deney 127	Deney 128	Deney 129

Ek B. Boyut Analizi

Oluşturulan deney sisteminde en iyi sonuçları tespit edebilmek için birçok parametre değiştirilerek deneyler yapılmıştır. Kanal içi cebra akışla beraber daldırılmış çoklu sentetik jet çarpmasındaki ısı geçişine etki eden parametreler,

$$h = f(h, \rho, c_p, \mu, k, U_\infty, \omega, L, D_h, x_m, s, d) \quad (B 1.1)$$

eşitlik B 1.1’de verilmiştir. Bu parametreleri analiz edebilmek için öncelikle boyut matrisi oluşturulur.

Çizelge B.1. Boyut matrisi

	k_1	k_2	k_3	k_4	k_5	k_6	k_7	k_8	k_9	k_{10}	k_{11}	k_{12}
	h	ρ	c_p	μ	k	U_∞	ω	L	D_h	x_m	s	d
M	1	1	0	1	1	0	0	0	0	0	0	0
L	0	-3	2	-1	1	1	0	1	1	1	1	1
T	-3	0	-2	-1	-3	-1	0	0	0	0	0	0
Θ	-1	0	-1	0	-1	0	-1	0	0	0	0	0
Birim	W/m ² -K	Kg/m ³	J/kg-K	N-s/m ²	W/m-K	m/s	1/s	m	m	m	m	m
Boyut	MT ⁻³ Θ^{-1}	ML ⁻³	L ² T ⁻² Θ^{-1}	ML ⁻¹ T ⁻¹	MLT ⁻³ Θ^{-1}	LT ⁻¹	Θ^{-1}	L	L	L	L	L

Bu matrisin rank değerine bakıldığında r=4 olduğu görülmektedir. Değişken parametre sayısı ise n=12 dir.

Bu matristen 12-4=8 adet bağımsız boyutsuz çarpım elde edilebilir. Bu çarpımlar eşitlik B 1.2’deki gibi ifade edilir.

$$\pi = M^0 L^0 T^0 \theta^0 = h^{k_1} \rho^{k_2} c_p^{k_3} \mu^{k_4} k^{k_5} U^{k_6} \omega^{k_7} L^{k_8} D_h^{k_9} x_m^{k_{10}} s^{k_{11}} d^{k_{12}} \quad (B 1.2)$$

Burada denklemin sağ tarafındaki değişkenlerin boyut matrisindeki boyut karşılıkları yerine yazılır. Denklemden eşitlik sağlanabilmesi için üsler eşitlenir.

M' nin üsleri,

$$k_1+k_2+k_4+k_5=0$$

L' nin üsleri,

$$-3k_2+2k_3-k_4+k_5+k_6+k_8+k_9+k_{10}+k_{11}+k_{12}=0$$

T' nin üsleri,

$$-3k_1-2k_3-k_4-3k_5-k_6=0$$

Θ' nin üsleri

$$-k_1-k_3-k_5-k_7=0$$

Yukarıdaki gibi homojen ve lineer denklem sistemi elde edilir. Bu sistemde denklem sayısı temel büyüklük sayısına eşittir. Ancak parametrelerin üssü olan k değerleri değişken parametre sayısı kadar olup denklem sayısından fazladır. Çözüm yapılabilmesi için bazı k değerleri diğerlerinin cinsinden yazılarak denklem sistemi sadeleştirilir. Sadeleşmiş durumda k değerlerine 0- 1 gibi değerler verilerek denklem sistemi çözülür. Çözümler sonucunda Çözüm matrisi oluşturulur. Çözüm işleminden sonra oluşan boyutsuz sayılar şu şekildedir,

$\pi_1 = \frac{hL}{k_f}$	Nu (Nusselt sayısı)
$\pi_2 = \frac{\mu c_p}{k_f}$	Pr (Prandtl sayısı)
$\pi_3 = \frac{\rho U_\infty D_h}{\mu}$	Re (Reynolds sayısı)
$\pi_4 = \frac{x_m}{L}$	A_0 (Boyutsuz genlik)
$\pi_5 = L\sqrt{\omega/\mu}$	Wo (Womersley sayısı)
$\pi_6 = \frac{s}{d}$	Jet ile hedef yüzey arası uzaklığın jet çapına oranı
$\pi_7 = \frac{s}{D_h}$	Jet ile hedef yüzey arası uzaklığın hidrolik kanal çapına oranı
$\pi_8 = \frac{L}{D_h}$	Kanal uzunluğunun Hidrolik kanal çapına oranı

$$Nu = C (Re, A_0, Wo, Pr, s/d, s/D_h, L/D_h)$$

Bu denklemde mertebe analizi sonucu bazı boyutsuz sayıların etkilerinin çok daha az olduğu ve ihmal edilebileceği sonucuna varılmış olup daha etkili olan parametreler üzerinden hesaplamalar yapılmıştır.

EK C. Hata Analizi

Çizelge C.1. Deneysel ölçümler için hata analiz hesabı

Sentetik çoklu çarpan jet akışı											
Deney	Re	Wo	Ao	Wq"	WT _w	WT _b	Wu	WΔP	Nu,m	Wnu	%Hata
den10	6000	11	0,22	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	2235,3160	692,37	30,974
den11	6000	16	0,22	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	2786,8209	761,38	27,321
den12	6000	19	0,22	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	3552,2762	874,76	24,625
den13	6000	22	0,22	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	4462,9435	1006,0	22,543
den14	6000	25	0,22	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	5483,7121	1144,9	20,879
den15	6000	27	0,22	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	6633,0026	1296,0	19,539
den16	6000	11	0,44	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	3621,1984	794,70	21,946
den17	6000	16	0,44	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	4784,2321	976,72	20,415
den18	6000	19	0,44	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	6252,3158	1206,8	19,302
den19	6000	22	0,44	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	8971,0489	1428,3	15,921
den20	6000	25	0,44	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	13746,367	1705,2	12,405
den21	6000	27	0,44	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	19693,790	2045,1	10,384
den22	6000	11	0,66	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	4349,5253	876,63	20,155
den23	6000	16	0,66	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	6720,6113	1195,6	17,791
den24	6000	19	0,66	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	8861,0630	1406,5	15,874
den25	6000	22	0,66	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	13759,903	1707,4	12,409
den26	6000	25	0,66	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	22070,026	2047,3	9,277
den27	6000	27	0,66	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	32412,001	2285,4	7,051
den28	6000	11	0,88	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	5264,5419	900,65	17,108
den29	6000	16	0,88	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	8128,2192	1265,4	15,569
den30	6000	19	0,88	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	12603,452	1628,6	12,922
den31	6000	22	0,88	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	18804,690	1921,5	10,219
den32	6000	25	0,88	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	29972,710	2297,2	7,665
den33	6000	27	0,88	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	40789,5	2492,6	6,111
den34	10000	11	0,22	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	9333,0832	538,27	5,767
den35	10000	16	0,22	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	9426,4297	544,40	5,775
den36	10000	19	0,22	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	9788,8930	568,40	5,807
den37	10000	22	0,22	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	10474,433	614,70	5,869
den38	10000	25	0,22	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	11426,326	681,05	5,960
den39	10000	27	0,22	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	12515,103	760,07	6,073

Çizelge C.1 (devam). Deneyisel ölçümler için hata analiz hesabı

den40	10000	11	0,44	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	10198,456	531,83	5,215
den41	10000	16	0,44	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	11168,233	590,09	5,284
den42	10000	19	0,44	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	12904,716	699,44	5,420
den43	10000	22	0,44	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	14877,766	832,23	5,594
den44	10000	25	0,44	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	18443,307	1097,9	5,953
den45	10000	27	0,44	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	20440,932	1262,5	6,177

den46	10000	11	0,66	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	10896,476	530,54	4,869
den47	10000	16	0,66	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	15167,910	690,18	4,550
den48	10000	19	0,66	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	19613,571	881,40	4,494
den49	10000	22	0,66	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	25441,655	1100,1	4,324
den50	10000	25	0,66	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	32556,883	1409,8	4,330
den51	10000	27	0,66	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	39092,023	1717,2	4,393
den52	10000	11	0,88	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	14182,6491	637,47	4,495
den53	10000	16	0,88	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	22971,194	834,83	3,634
den54	10000	19	0,88	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	31750,829	1154,3	3,636
den55	10000	22	0,88	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	38484,013	1421,6	3,694
den56	10000	25	0,88	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	49039,009	1840,3	3,753
den57	10000	27	0,88	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	59431,894	2168,2	3,648

den58	20000	11	0,22	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	36493,909	493,76	1,353
den59	20000	16	0,22	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	37215,021	505,94	1,360
den60	20000	19	0,22	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	37690,783	514,05	1,364
den61	20000	22	0,22	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	38630,750	530,24	1,373
den62	20000	25	0,22	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	39350,470	542,78	1,379
den63	20000	27	0,22	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	40548,874	563,97	1,391

den64	20000	11	0,44	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	37506,994	483,25	1,288
den65	20000	16	0,44	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	39502,004	515,29	1,304
den66	20000	19	0,44	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	41426,994	547,06	1,321
den67	20000	22	0,44	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	43558,705	583,24	1,339
den68	20000	25	0,44	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	48803,792	676,95	1,387
den69	20000	27	0,44	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	53452,908	765,83	1,433

den70	20000	11	0,66	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	45781,747	588,51	1,285
den71	20000	16	0,66	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	46348,694	597,89	1,290
den72	20000	19	0,66	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	49016,292	642,97	1,312
den73	20000	22	0,66	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	53507,68	722,50	1,350
den74	20000	25	0,66	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	58799,700	822,27	1,398
den75	20000	27	0,66	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	64901,504	945,81	1,457

Çizelge C.1 (devam). Deneyisel ölçümler için hata analiz hesabı

den76	20000	11	0,88	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	46181,873	565,39	1,224
den77	20000	16	0,88	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	48562,984	602,75	1,241
den78	20000	19	0,88	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	54124,96	694,43	1,283
den79	20000	22	0,88	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	62305,416	841,06	1,350
den80	20000	25	0,88	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	70921,647	1011,6	1,426
den81	20000	27	0,88	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	79898,422	1207,7	1,512

den82	30000	11	0,22	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	105293,97	922,51	0,876
den83	30000	16	0,22	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	101068,29	872,33	0,863
den84	30000	19	0,22	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	100351,11	863,95	0,861
den85	30000	22	0,22	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	99237,025	851,03	0,858
den86	30000	25	0,22	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	98851,728	846,58	0,856
den87	30000	27	0,22	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	98859,514	846,67	0,856

den88	30000	11	0,44	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	86450,197	695,89	0,805
den89	30000	16	0,44	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	87308,670	704,72	0,807
den90	30000	19	0,44	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	89080,166	723,10	0,812
den91	30000	22	0,44	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	91294,804	746,39	0,818
den92	30000	25	0,44	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	105683,95	906,48	0,858
den93	30000	27	0,44	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	106041,52	910,65	0,859

den94	30000	11	0,66	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	91804,951	737,45	0,803
den95	30000	16	0,66	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	92772,483	747,46	0,806
den96	30000	19	0,66	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	95718,492	778,34	0,813
den97	30000	22	0,66	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	92488,751	744,52	0,805
den98	30000	25	0,66	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	112132,22	941,43	0,840
den99	30000	27	0,66	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	117505,45	982,95	0,837

den100	30000	11	0,88	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	109190,40	858,79	0,787
den101	30000	16	0,88	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	107918,73	845,83	0,784
den102	30000	19	0,88	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	111035,66	877,76	0,791
den103	30000	22	0,88	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	100531,25	772,40	0,768
den104	30000	25	0,88	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	154489,92	1385,81	0,897
den105	30000	27	0,88	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	152745,91	1363,0	0,892

den106	40000	11	0,22	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	213047,57	1427,1	0,670
den107	40000	16	0,22	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	216229,94	1454,5	0,673
den108	40000	19	0,22	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	217131,63	1462,3	0,673
den109	40000	22	0,22	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	216502,35	1456,9	0,673
den110	40000	25	0,22	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	215197,07	1445,6	0,672
den111	40000	27	0,22	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	215654,85	1449,5	0,672

Çizelge C.1 (devam). Deneyisel ölçümler için hata analiz hesabı

den112	40000	11	0,44	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	214209,29	1426,4	0,666
den113	40000	16	0,44	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	216186,19	1443,2	0,668
den114	40000	19	0,44	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	217049,18	1450,6	0,668
den115	40000	22	0,44	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	218194,09	1460,4	0,669
den116	40000	25	0,44	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	218638,43	1464,2	0,670
den117	40000	27	0,44	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	224643,55	1516,2	0,675

den118	40000	11	0,66	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	212428	1401,3	0,660
den119	40000	16	0,66	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	212653,58	1403,2	0,660
den120	40000	19	0,66	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	218760,30	1454,5	0,665
den121	40000	22	0,66	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	224497,71	1503,5	0,670
den122	40000	25	0,66	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	223851,78	1497	0,669
den123	40000	27	0,66	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	236807,18	1611,2	0,680

den124	40000	11	0,88	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	238444,37	1613,1	0,677
den125	40000	16	0,88	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	232187,60	1558,5	0,671
den126	40000	19	0,88	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	242476,18	1648,8	0,680
den127	40000	22	0,88	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	250323,03	1719,3	0,687
den128	40000	25	0,88	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	255925,24	1770,6	0,692
den129	40000	27	0,88	5	0,353553	0,2	0,1	0,2	270092,54	1903,6	0,705
									Toplam Hata Oranı (%)		4,88

ÖZGEÇMİŞ

Adı ve Soyadı : Bekir GÜNGÖR

EĞİTİM BİLGİLERİ

Lisans : Selçuk Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 2013-2018

Yüksek Lisans : Aksaray Üniversitesi, Termodinamik Anabilim Dalı, 2021-2024

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLERİ

1. Star Depo / Oryantasyon Stajı
2. Obial Çelik Silo / Üretim Stajı
3. Obial Çelik Silo / Organizasyon Stajı
4. Kaçmazlar Otomotiv / Makine Mühendisi
5. Abaklı Halı / Makine Mühendisi
6. T.C. Ziraat Bankası A.Ş. / Servis Görevlisi

TEZDEN ÜRETİLEN YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER

Kongrelerde Sunulan Makaleler

Ünal Akdağ, Bekir Güngör, Hakan Palancıoğlu, “Bir Kanaldaki cebri akışa çoklu sentetik jet ilavesinin ısı transferine etkisinin deneysel incelenmesi”, 24. Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 6-8 Eylül 2023, Başkent Üniversitesi Ankara Cilt I, Syf:26-34