



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

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**SENTETİK JET UYARICI KULLANARAK DÜZ LEVHA
YÜZEYİNİN ETKİLİ SOĞUTULMASI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Özden ÇETİN

DANIŞMAN

Doç. Dr. Ünal AKDAĞ

AKSARAY, 2013

T.C.
AKSARAY ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
KABUL ve ONAY BELGESİ

....Özden ÇETİN'in "SENTETİK JET UYARICI KULLANARAK DÜZ LEVHA YÜZEYİNİN ETKİLİ SOĞUTULMASI" başlıklı lisansüstü tez çalışması, Aksaray Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun tarih ve sayılı kararı ile oluşturulan aşağıdaki jüri tarafından **Makine Mühendisliği** Anabilim Dalında **YÜKSEK LİSANS** tezi olarak **Oy Birliği** ile kabul edilmiştir.

İmza

Danışman	: Doç.Dr. Ünal Akdağ (Aksaray Üniversitesi)	
Üye	: Doç.Dr. Y.Erkan Akansu (Niğde Üniversitesi)	
Üye	: Yrd.Doç.Dr. Doğan Demiral (Aksaray Üniversitesi)	

Tezin Savunulduğu Tarih :

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu' nun tarih ve sayılı kararı ile onaylanmıştır.

Doç.Dr. Selçuk REİS
Enstitü Müdürü

E-posta :

ÖNSÖZ

Bu çalışmada, düz bir levha üzerinden zorlanmış akışta ısı transferine levha girişinde akışa dik olarak yerleştirilen sentetik (uyarıcı) jetin etkisi deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Sentetik jet daha önceleri akış kontrolü amacıyla yaygın olarak kullanılırken son zamanlarda özellikle elektronik bileşenlerin soğutulmasında kullanılmaya başlanmıştır. Son yıllarda, yeryüzünde fosil tabanlı enerji kaynaklarının sınırlı olması, yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımıyla ilgili teknolojilerin yeterince yaygınlaşamaması nedeniyle, enerji verimliliği ön plana çıkmıştır. Enerjiyi verimli kullanan cihazların tasarımı önemli hale gelmiştir. Sıfır kütle akıllı diye tabir ettiğimiz ve ilave bir tesisat gerektirmeyen uyarıcı (sentetik) jetler kullanılarak ısı transferinde önemli bir iyileştirme sağlanmaktadır. Bu jet vasıtasıyla akışa momentum transferi yapılmakta, sağlanan momentum transferi sınır tabaka üzerinde yıkıcı bir etki yaratmakta, bu da ısı transferini iyileştirmektedir. Jet için uygun parametrelerin kullanılması ısı transferini daha da iyileştirmektedir. Bu çalışmada, levha üzerinde periyodik olarak cereyan eden akışta ısı transferi mekanizması detaylı olarak analiz edilmiştir. Yapılan çalışmada, optimum parametreler araştırılmış olup, yüksek genlik ve frekanslarda ısı transferinin arttığı gözlemlenmiştir.

Tez Çalışması, Giriş, Literatür Özeti, Deneysel Çalışma, Sayısal Çalışma, Sonuçlar ve Tartışma, olmak üzere 5 bölümden oluşmaktadır.

TEŞEKKÜR

Bu yüksek lisans tez çalışmasını yöneten, yardımları, eleştirileri ve görüşleri ile çalışmalarına büyük katkısı olan, değerli hocam Sn. Doç. Dr. Ünal AKDAĞ'a (AKSARAY ÜNİVERSİTESİ) teşekkürü bir borç bilirim. Deneysel çalışmalarına sağladığı destekler için Uzm. İskender ÖZKUL'a (AKSARAY ÜNİVERSİTESİ) teşekkür ederim.

Bu tez çalışması, Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu (TÜBİTAK) tarafından desteklenen **112M014** numaralı proje kapsamında gerçekleştirilmiş olup, sağlanan destek için TÜBİTAK'a teşekkür ederim.

Her ne kadar lisans ve yüksek lisans çalışmalarım sırasında arzu ettiğimiz kadar bir arada olamasak da, profesyonel ve kişisel yaşamımda beni daima destekleyen aileme şükranlarımı sunarım.

İÇİNDEKİLER DİZİNİ

	Sayfa No
ÖNSÖZ.....	i
TEŞEKKÜR.....	ii
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	v
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vi
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	viii
SİMGELER DİZİNİ.....	ix
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR ÖZETİ.....	2
3. DENEYSEL ÇALIŞMA	12
3.1. Giriş.....	12
3.2. Deney Tesisatı.....	12
3.3. Deneylerin Yapılışı.....	16
3.4. Deneysel Ölçmeler	16
3.5. Isıtıcı (Levha) Yüzey Sıcaklığının Belirlenmesi.....	17
3.6. Isı Geçişi Hesabı.....	20
3.7. Fiziksel Parametreler.....	22
3.8. Akış Görüntüleme.....	23
3.9. Sonuçlar.....	26
3.10. Hata Analizi.....	28
4. SAYISAL ÇALIŞMA.....	30
4. 1. Giriş.....	30
4.2. Çözüm Alanı ve Kullanılan Yöntem.....	30
4.3. Matematik Model.....	32
4.3.1. Sınır Şartları	32
4.4. Sonuçlar.....	33
4.5. DeneySEL ve Sayısal Çalışmaların Karşılaştırılması.....	36
5. SONUÇLAR	39
6. KAYNAKLAR.....	41
7. EKLER.....	46
8. ÖZGEÇMİŞ.....	52

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

SENTETİK JET UYARICI KULLANARAK DÜZ LEVHA YÜZEYİNİN ETKİLİ SOĞUTULMASI

Özden ÇETİN

T.C.

Aksaray Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman

: Doç.Dr. Ünal AKDAĞ

Bu çalışmada, düz plaka üzerinden akışta ısı transferine sentetik jet etkisi deneysel ve sayısal olarak incelenmektedir. Deneysel çalışma, rüzgâr tüneli içerisine yerleştirilmiş sabit ısı akısına sahip bakırdan yapılmış düz levha ısıtıcı ve levha girişinden akışa enjekte edilen bir uyarıcı jet içermektedir. İncelemelerde, serbest akıştaki Reynolds sayısı, uyarıcının frekansı ve genliği değiştirilirken, geometrik parametreler ve Prandtl sayısı sabit tutulmuş ve bu parametrelerin ısı transferine etkileri analiz edilmiştir. Deneyler altı farklı frekans ve dört farklı genlik için yapılmıştır. Problem aynı zamanda Fluent ticari yazılımı kullanılarak sayısal olarak da incelenmiştir. Isı transferi mekanizmasını açıklamak için anlık hız ve sıcaklık dağılımları elde edilmiştir. Sayısal sonuçlar, sentetik jet uyarıcının hidrodinamik sınır tabaka üzerinde yıkıcı bir etkisinin olduğunu göstermiştir ki, bu etkide ısı geçişinin artırmaktadır. Elde edilen sonuçlar boyutsuz sayılar cinsinden verilmektedir. Çevrim ortalama Nusselt sayısının boyutsuz genlik (A_0) ve Womersley sayısı (frekansla) (Wo) arttığı gözlenmiştir. Farklı jet parametreleri için sayısal sonuçlar deneylerle karşılaştırılmış ve aralarında iyi bir uyum olduğu görülmüştür.

2013, 52 Sayfa

Anahtar Kelimeler :Yüzey Soğutma; Sentetik Jet; Isı Transferi İyileştirme

ABSTRACT

Master of Science Thesis

EFFECTIVE COOLING OF A FLAT PLATE SURFACE USING SYNTHETIC JET ACTUATOR

Özden ÇETİN

T.R.

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

Supervisor : Assoc. Prof.Dr. Ünal AKDAĞ

In this study, the effect of a synthetic jet on the heat transfer of flow over a flat plate is investigated experimentally and numerically. The experimental study is consist of a heater made of copper plate having constant heat flux located in the wind tunnel, and including a synthetic jet actuator injected into the stream by the entrance of plate. In the investigations, the Reynolds number in the main stream, the frequency and amplitude in the actuator are changed while the geometry and Prandtl number remain constant for all cases, and the effect of these parameters on heat transfer is analyzed. The experiments are carried out at six different frequencies and four different amplitudes. The problem is also investigated numerically by using the Fluent commercial code. In order to explain the heat transfer mechanism, instantaneous velocity and temperature profiles are obtained. The numerical results reveal that there is a disruptive effect on the hydrodynamic boundary layer of synthetic jet actuator, which improves the heat transfer. The obtained results are given as dimensionless parameters. It is observed that, the cycle-averaged Nusselt number increases with both Womersley number (Wo) and dimensionless amplitude (A_0). The numerical results are compared with experiments for different jet parameters, and good agreement between experimental and numerical results is obtained.

2013, 52 Pages

Keywords : Surface Cooling; Synthetic Jet; Heat Transfer Enhancement

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa No

Şekil 2.1. Yüzeye çarpan jetin şematik görünümü.....	3
Şekil 2.2. Tipik bir sentetik jetin şematik görünümü (Zhou and Zhong, 2009).....	6
Şekil 2.3. Literatürde kullanılan sentetik jetlerin şematik görünümü.....	7
Şekil 2.4. Sentetik jetle uyarılan akışta dört farklı faz (açısı) durumu için girdap konturlarının görünümü (Mittal vd. 2001).....	8
Şekil 3.1. Rüzgâr tüneli ve ayrıntıları.....	12
Şekil 3.2. Deney düzeneği resmi.....	13
Şekil 3.3. Deneysel model kesiti.....	14
Şekil 3.4. Deneysel model resmi.....	14
Şekil 3.5. Sentetik jet üfleyici yapımı ve montajı.....	15
Şekil 3.6. Levha üzerine yerleştirilen termoelemanların konumları (ölçüler mm.dir).....	17
Şekil 3.7. Levha boyunca sıcaklığın frekansla değişimi (Strok=0.28 m).....	18
Şekil 3.8. Levha boyunca sıcaklığın frekansla değişimi (Strok=0.21 m)	19
Şekil 3.9. Levha boyunca sıcaklığın frekansla değişimi (Strok=0,14 m).....	19
Şekil 3.10. Levha boyunca sıcaklığın frekansla değişimi (Strok=0,07 m).....	20
Şekil 3.11. Daimi akışta Nu sayısının Re sayısı ile değişimi.....	22
Şekil 3.12. Farklı genlik, aynı frekans ve faz açısı için akış görüntü fotoğrafı.....	24
Şekil 3.13. Bir çevrim boyunca farklı faz açıları için akış görüntü fotoğrafı.....	25
Şekil 3.14. Yerel Nu sayısının farklı genliklerde levha boyunca değişimi.....	27
Şekil 3.15. Deneylerden elde edilen Nu sayısının boyutsuz frekans ve genliğe göre değişimi.....	27
Şekil 4.1. Tipik ağ yapısı ve çözüm alanı.....	31
Şekil 4.2a. Sabit bir frekans ve faz açısı için genliğe göre sıcaklık dağılımı ($Re=5,5 \times 10^4$).....	34
Şekil 4.2b. Şekil.4.2a daki durumlar için akım çizgileri, ($Re=5,5 \times 10^4$)	34
Şekil.4.3a. Bir çevrim boyunca farklı faz açılarında sıcaklık dağılımları ($Re=5,5 \times 10^4$).....	35
Şekil 4.3b. Şekil.4.3a'daki durumlar için akım çizgileri ($Re=5,5 \times 10^4$)	35
Şekil 4.4a. Bir çevrim boyunca deneysel olarak elde edilen akış görüntüleri ($Re=5,5 \times 10^4$).....	37

Şekil 4.4b. Bir çevrim boyunca sayısal olarak elde edilen akım çizgileri ($Re=5,5 \times 10^4$).....	37
Şekil 4.5. Deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması, ($Wo \approx 110$, $Re=5,5 \times 10^4$).....	38



ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa No
EK 1. DENEYSEL PARAMETRELER	47
Çizelge Ek 1.1. Deneysel çalışmalar için seçilen parametreler.....	47
EK 2. BOYUT ANALİZİ	48
Çizelge Ek 2.1. Boyut matrisi.....	48
Çizelge Ek 2.2. Çözüm matrisi.....	49
EK 3. HATA ANALİZİ	51
Çizelge Ek 3.1. Deneyler için hata analizi hesabı.....	51



SİMGELER DİZİNİ

A	Alan (m^2)
A_0	Boyutsuz genlik (x_m/L)
Bi	Biot sayısı ($h.L/k$)
d	Jet üfleme ağzı genişliği (m)
C_p	Özgül ısı ($kJ/kg.K$)
h	Isı taşınım katsayısı (W/m^2K)
h_m	Çevrim ortalama ısı taşınım katsayısı (W/m^2K)
$h_{(x,t)}$	Yerel anlık ısı taşınım katsayısı (W/m^2K)
k	Isı iletim katsayısı ($W/m.K$)
L	Isıtıcı aktif uzunluğu (m)
L_t	Model toplam uzunluğu (m)
Nu	Nusselt sayısı (hL/k)
$Nu_{(x,t)}$	Yerel anlık Nusselt sayısı
Nu_m	Çevrim ortalama Nusselt sayısı
P	Basınç (N/m^2)
Pr	Prandtl sayısı ($Pr=\nu/\alpha$)
q''	Isıtıcı yüzeyinden verilen ısı akısı (W/m^2)
Re	Reynolds sayısı ($U_\infty L_t / \nu$)
St	Strouhal Sayısı ($fL/U = x_m.\omega/2\pi U$)
T	Sıcaklık ($^{\circ}C$)
$\bar{T}_w$	Ortalama yüzey sıcaklığı ($^{\circ}C$)
T_∞	Serbest akış, akışkan sıcaklığı ($^{\circ}C$)
u	x yönündeki hız (m/s)
v	y yönündeki hız (m/s)
U_∞	Serbest akış hızı (m/s)
Wo	Womersley Sayısı ($Wo = L/2\sqrt{\omega/\nu}$)
x_m	Genlik (m)
x_o	Başlangıç uzunluğu (m)
x,y	Kartezyen koordinatlar
Yunan Alfabesi	
α	Isı yalıtım katsayısı (m^2/s)
ρ	Yoğunluk (kg/m^3)

μ	Dinamik viskozite (P ₀ .s)
ω	Frekans (rad/sn)
ν	Kinematik viskozite (m ² /s)
τ	Çevrim zamanı ($\tau=\omega t$)



1. GİRİŞ

Pek çok mühendislik sistemlerinde, ısınan parçaların soğutularak uygun çalışma sıcaklığına getirilmesi endüstride karşılaşılan yaygın problemlerden biridir. Özellikle, son yıllarda elektronik cihazların mikro ölçekte küçülmesiyle birlikte ısınan yüzeylerin etkili bir şekilde soğutulması en önemli araştırma konuları arasında yer almaktadır. İlk zamanlarda uzmanlar, doğal taşınım ve yüzey üzerine cebri hava üfleyerek cihazları soğutulmaya çalışmışlardır. Daha sonra araştırmacılar bir yüzeyden ısı transferini artırmak için yüzeye yivler veya pinli kanatçıklar eklemişlerdir. Bunlar daha çok doğal sirkülasyonu ve yüzey alanını artırmaya yönelik tasarımlar olarak ortaya çıkmaktadır. Özellikle cebri soğutmanın gerektiği yerlerde bu çözümler tatminkâr sonuçlar vermemiştir. Bunun yerine akış karakteri ve iş yapan akışkan değiştirilerek soğutma verimi artırılmaya çalışılmaktadır. Zaman zaman daha etkili soğutma yapmak için yüksek hızlara çıkma gereği duyulmakta ve türbülanslı akış rejimleri seçilmektedir. Özellikle dar alanda çalışacak cihazlarda akışın geçtiği kesit alanı itibariyle yüksek hızlar hem hassas donanımlara zarar vermekte hem de gürültüye sebep olmaktadır. Bu yüzden alternatif soğutma metotları güncel araştırma konusu olmaya devam etmektedir. Bunlardan en önemlisi de akışa jet ilave etmek, özellikle de sentetik jet uyarıcı kullanmaktır. Sentetik jet uyarıcı akışa çapraz olarak eklenen ve periyodik olarak ana akışın emme ve üfleme şeklinde uyarılmasından ibarettir. Herhangi bir kütleli debi (akı) ilave edilmemesine rağmen bu sayede akışa bir momentum ilavesi yapılmaktadır. Bu da sınır tabakanın kararlı yapısını bozarak hem akış kontrolü sağlamakta hem de ısı transferinde gözle görülür bir iyileşme sağlamaktadır.

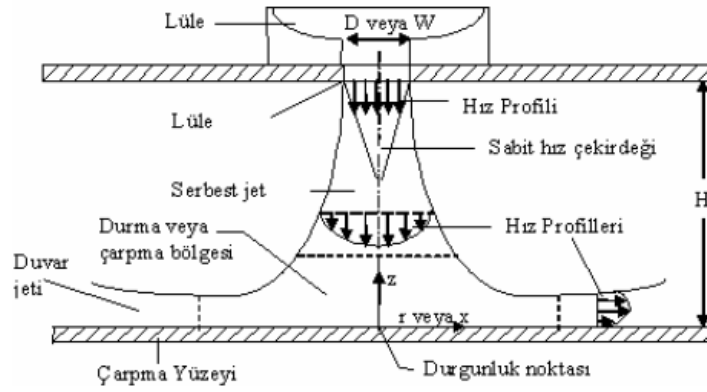
Bu çalışmada, bir yüzey üzerinden serbest akışta (zorlanmış taşınım) periyodik olarak üfleme ve emme yapan (sıfır kütleli akıya sahip) sentetik jet kullanarak, sıcak yüzeyin etkin bir şekilde soğutulması incelenmektedir. Bu araştırma laboratuvarında kurulan deney düzeneği üzerinde yapılan ölçümler ve bu girdiler esas alınarak oluşturulan sayısal model vasıtasıyla hem deneysel hem de sayısal olarak yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar, deneysel çalışmada olayı etkileyen fiziksel parametrelere bağlı boyutsuz sayılarla ifade edilmiştir.

2. LİTERATÜR ÖZETİ

Mühendislik uygulamalarında, aşırı ısınan parçaların soğutulup uygun çalışma sıcaklığına getirilmesi sık karşılaşılan problemlerden bir tanesidir. Özellikle yüksek sıcaklıklarda çalışan gaz türbini kanatları gibi parçaların etkili bir şekilde soğutulması malzeme ömrünün uzatılması açısından önem arz etmektedir. Son yıllarda teknolojiye hızlı gelişmeler benzer problemleri elektronik cihazların soğutulmasında da önemli hale getirmiştir. Bu gereksinimleri karşılayabilmek için uzmanlar, çeşitli ısı transferi iyileştirme yöntemlerine başvurumaktadırlar (Yabe, 1991; Reay, 1991).

Bazı araştırmacılar yüzey üzerinde yivler oluşturarak, bazıları da yüzeye kanat ilave ederek, veya akış hızını artırarak soğutma performansını artırmayı amaçlamışlardır (Incropera, 1980; Brigham and Vanfossen, 1984; Farhanieh et al. 1993). Bunlar pasif yöntemler olarak adlandırılmaktadır. Pasif yöntemlerin sınırlı kalması ısı transferi iyileştirmede aktif yöntemleri daha cazip hale getirmektedir. Bundan dolayı bir yüzeyden ısı geçişini artırmak için birçok aktif yöntem başvurulmaktadır. Yüzeyden ısı geçişini artırmak için sıklıkla kullanılan aktif yöntemlerden biriside, bir yüzeye jet çarpması ile yüzeyin soğutulmasıdır. Bu konuda literatür de çok sayıda çalışma bulmak mümkündür. (Jambunathan vd. 1992; Tianshu ve Sullivan, 1996; El-Gabry ve Kaminski, 2005; Zhou vd. 2009; Çelik, 2011)

Çarpan jet bir lüle veya yarıktan bir akışkanın püskürtülerek hedef bir yüzeye çarptırılması ile elde edilir. Çarpan jetin çalışma prensibi sınır tabakayı incelterek ısı transferini artırma esasına dayanır. Dolayısıyla akışkan ile yüzey arasında büyük değerlerde yerel ısı transfer katsayısı elde ederek çarptığı yüzeyde ısı ve kütle aktarımını artırır. Jetin çıkış ağzı dairesel veya dikdörtgen şeklinde olabilir. Isı transferinde jetin tipi, lülelerin şekli, eğer dizi şeklinde ise lülelerin aralarındaki mesafe, akışkanın hızı, sıcaklığı, fazı, akış karakteristiği, lüle ile yüzey arasındaki mesafe ve yüzeye çarpma açısı etkilidir. Dik açı ile çarpan jetlerde jetin eksen çizgisinin hedef yüzey ile kesiştiği noktaya geometrik çarpma noktası denir ve maksimum ısı transferinin meydana geldiği durma noktası olarak adlandırılır (Demircan ve Türkoğlu, 2007). Esas olarak düz bir yüzeye çarpan jet, serbest jet bölgesi, durma veya çarpma bölgesi ve duvar jeti bölgesi olmak üzere bölümlere ayrılabilir. Bir çarpan jete ait parametreler Şekil 2.1’de verilmektedir.



Şekil 2.1. Yüzeye çarpan jetin şematik görünümü

Bir yüzeye çarpan jet literatürde yaygın olarak incelenmiştir. Bu konuda çok sayıda deneysel ve sayısal çalışma bulmak mümkündür. Chou ve Hung (1994), genişlikli bir slot jetle yaptıkları çalışmada, sınırlı jet çarpma problemlerinde Reynolds sayısının, jet-yüzey mesafesinin jet genişliğine oranının, jet çıkış hız profiline ve durma noktasının yerel ısı transferi karakteristiğine etkilerini teorik olarak incelemiş, durma ve yerel ısı transfer karakteristiklerini bulmak için yeni Nusselt sayısı yaklaşımları önermişlerdir.

Beitemal vd. (2000), 3950 W/m^2 lik sabit ısı akısı uyguladıkları düz bir plaka üzerine, plaka ile aynı genişlikte dikdörtgen kesitli bir jetten 20°C sıcaklıkta hava göndermişler ve jetin çarpma açısının ısı transferine etkisini incelemişlerdir. Yerel Nusselt sayısını jetin eğim açısı, havanın jetten çıkış hızı ve jet-plaka arası mesafeye bağlı olarak gözlemlemişlerdir. Çalışma sonunda, artan Re sayısı ve azalan jet-plaka mesafesinde ısı transferinin arttığı, eğim açısının azalması ile Nu sayısının maksimum olduğu noktanın üfleme yapılan doğrultuya doğru kaydığını gözlemlemişlerdir.

Chirac ve Ortega (2002), düzlemsel bir levha üzerine çarpan jetin ısı transferine etkisini, kararlı ve kararsız durumlar için sayısal olarak incelemişlerdir. Reynolds sayısı 250–750 ve Prandtl sayısı 0,7 için sabit çarpma mesafesi-jet genişliği oranı ($H/W=5$) için çalışmışlardır. Reynolds sayısının 585 ile 650 arasını kararlı rejimden, kararsız rejime geçiş bölgesi olarak bulmuşlardır. Kararlı rejimde Reynolds sayısının yükselmesi ile Nusselt sayısının da arttığını gözlemlemişlerdir. Reynolds 750’de akışın tamamen kararsız hale geldiğini belirlemişler ve kararlı hale göre daha büyük ortalama ısı transfer katsayısı oluştuğunu belirlemişlerdir. Chung vd. (2002), kararsız rejim için çarpan jetlerdeki momentum ve ısı transferi karakteristiklerini incelemişlerdir. Anlık akış ve sıcaklık alanlarının detaylı analizini yapmışlardır. Kararsızlığın, akış alanında oluşan

birincil girdaplardan oluştuğunu ve bu girdapların yerinin durma noktasındaki Nusselt sayısını önemli oranda etkilediğini belirtmişlerdir.

Sagot vd. (2008), bir dairesel jetin sabit yüzey sıcaklığına sahip yuvarlak bir levhaya çarpmasını deneysel olarak incelemişler ve Nusselt sayısı için bir korelasyon önermişlerdir. İncelemelerinde, jet Reynolds sayısı, lüle çapı, lüle ile levha arasındaki mesafenin değişimini göz önüne almışlardır. Ortalama Nu sayısının artan jet Reynolds sayısı ile arttığı, diğer parametrelerin ise etkisinin çok az olduğu belirtilmiştir. Çarpan hava jetlerinde momentum ve ısı transferi mekanizmasını daha iyi anlayabilmek için daha birçok deneysel ve sayısal çalışma yapılmış olup sayısal çalışmaların yeni bir gözden geçirilmesi Zuckerman ve Lior (2005), tarafından kısaca özetlenmiştir.

Çarpan jetlere alternatif olarak bir diğer etkili soğutma yöntemi de sıcak yüzeyin üzerine soğuk akışkan enjekte edilerek, yüzeyde film oluşturup ısı transferini iyileştiren film soğutma yöntemini kullanmaktır. Özellikle çevre havası gibi soğuk bir akışkanı sıcak yüzeyin üzerinden geçirmek çok pahalı olan uygulamalar olmadığından tercih edilen soğutma yöntemleri arasında yer almaktadır. (Goldstein, 1971; Goldstein vd., 1974; Makki vd., 1986; Schmidt vd., 1996; Jung, vd., 2002; Silieti vd., 2004). Film soğutma olarak ta adlandırılan bu yöntem çok kullanılan mühendislik uygulamaları olarak göze çarpmaktadır. Bu tip uygulamada, ana akış hızı, enjekte edilecek akışkan hızı ve sıcaklığı, yüzey geometrisi, enjekte edilen delik çapı, delik geometrisi, deliğin yeri, üfleme açısı vs. gibi birçok parametre etkili olmaktadır. Parametrenin çok olması optimum parametrelerin bulunmasına yönelik çalışmaları artırmıştır (Goldstein,1971; Goldstein vd., 1974; Hyams vd., 1996; Bohn vd. 2003; Silieti, vd., 2009).

Film soğutma, daha soğuk olan akışkanın bir lüle veya yarıktan ana akış içerisine enjekte edilerek ana akış ve yüzey arasından akıtılmasıyla elde edilir. Film soğutmanın çalışma prensibi sınır tabakada daha soğuk bir film oluşturarak ısı transferini artırma esasına dayanır. Dolayısıyla akışkan ile yüzey arasında büyük değerlerde yerel ısı transfer katsayısı elde ederek üzerinden aktığı yüzeyde ısı ve kütle transferinin artmasını sağlar. Film soğutma, türbin kanatlarının soğutulmasında, elektronik devre elemanlarının soğutulmasında, tekstil, kâğıt, cam, gıda gibi birçok endüstriyel sektörde kurutma, ısıtma ve soğutma uygulamaları için kullanılmaktadır. (Wittig vd.,1996; Kassab vd., 2003; Koç vd., 2009)

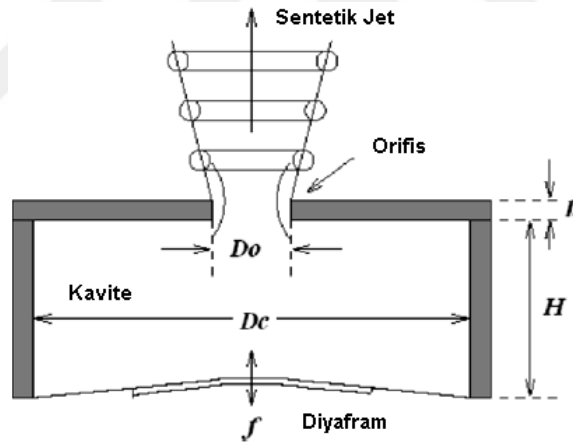
Film soğutma uygulamasında ısı geçişini daha da iyileştirmek için son yıllarda periyodik üfleme yapan jetlere rastlanmaktadır (Dan vd., 2003, Utturkar vd., 2008; Demircan ve Türkoğlu, 2010). Bu jetlere, pulsatif jet, slot jet gibi isimler verilmektedir. Bu tip jetler belirli frekans ve genliklerde akış içerisine üfleme yaparak yüzey üzerinde akış kontrolü de sağlamaktadırlar (Trávníček ve Tesar, 2003). Bir yüzeye jet çarpması ve yüzey üzerine jetin periyodik üflemesi son yıllarda üzerinde yoğun olarak çalışılan konulardır. Bu uygulamaların yüzeyden ısı ve kütle geçişini artırdığı yapılan çalışmalarla kanıtlanmıştır (Trávníček vd. 2010).

Kataoka vd. (1987), pulsatif asimetric daldırılmış çarpan jet kullanarak sınır tabaka üzerinde büyük ölçekli dönmümlü girdap yapılarının oluştuğunu bununda durma noktasındaki ısı transferinin iyileştirildiğini belirtmişlerdir. Sailor vd. (1999) pulsatif çarpan jetle oluşan akış döngülerinin ısı transferini önemli ölçüde artırdığını belirtmişlerdir. Çalışmalarında jet ile plaka arasındaki mesafe, Reynolds sayısı ve titreşim frekansı gibi bilinen jet parametrelerinin etkilerini incelemişlerdir. Pulsatif etkinin ısı transferini önemli ölçüde artırdığını gözlemlemişlerdir. Mladin ve Zumbrennen (1997), pulsatif dalga şekli, frekans ve genliğe bağlı olarak pulsatif jetin düzlemsel bir durma noktası etrafındaki davranışını detaylı sınır tabaka analiz yaparak teorik olarak incelemişlerdir. İncelemelerinde Strouhal sayısı için bir kritik değerin olduğunu ($St > 0.26$), bu değerin altında ısı transferinde bir artışın olmadığını rapor etmişlerdir. Zulkifli vd. (2009), Reynolds sayısının 16000 değeri için farklı frekanslarda pulsatif jet çarpmasını incelemiştir. Artan frekanslarda yerel Nu sayısının kayda değer bir şekilde arttığını belirtmişlerdir. Bu güne kadar yapılan çalışmalarda uygun parametreler seçildiği takdirde pulsatif jetlerin ısı ve kütle transferini önemli ölçüde artırdığı konusunda yaygın bir görüş olmasına rağmen, halen bu konuda tam olarak görüş birliğine varılamamıştır (Poh vd., 2005).

Yukarıda bahsedildiği gibi sürekli ve pulsatif jetleri sağlamak için akış içerisine bir başka akışkanın kütleli akı olarak ilave edilmesi gerekmektedir. Genellikle aynı türden bir akışkan soğutma uygulamaları için farklı bir sıcaklıkta ana akış içerisine enjekte edilir. Ya da akış kontrolü yapılacak uygulamalarda aynı sıcaklıktaki bir akışkan istenilen bölgeye periyodik olarak üflenir. Bu durum bir bakıma ikincil bir kütleli akı gerektirdiğinden bu tip uygulamalar için bir dezavantaj oluşturmaktadır. Bu tip jetler ilave bir tesisat da gerektirmektedir. Bunun da üstesinden gelmek için araştırmacılar son zamanlarda sıfır kütle akılı diye tabir edilen ve sentetik jet uyarıcı olarak adlandırılan

yöntem üzerinde çalışmaktadırlar. Sentetik jetin çalışma prensibi ana akışın bir jet ile uyarılması esasına dayanmaktadır. Bu uyarılma sınır tabakada açılan bir kavite, ya da delik, vasıtasıyla ana akıştan bir miktar akışkanın emilip tekrar üflenmesi şeklinde cereyan etmektedir (Glezer ve Amitay, 2002). Periyodik olarak uyarılan bu akışa kütsel bir akı ilave edilmemesine rağmen bir momentum akısı ilave edilmektedir. Bu momentum akısının etkisi belirlenen genlik ve frekansa göre iki katına kadar çıkabilmektedir. Bu da bu tip jetleri avantajlı hale getirmektedir. Sentetik jetlerin potansiyel uygulama alanları; akış kontrol, tahrik artırma, akışkan karıştırma işlemleri, elektronik cihazların ısıl yönetimi, mikro elektronik soğutma vs. dir.

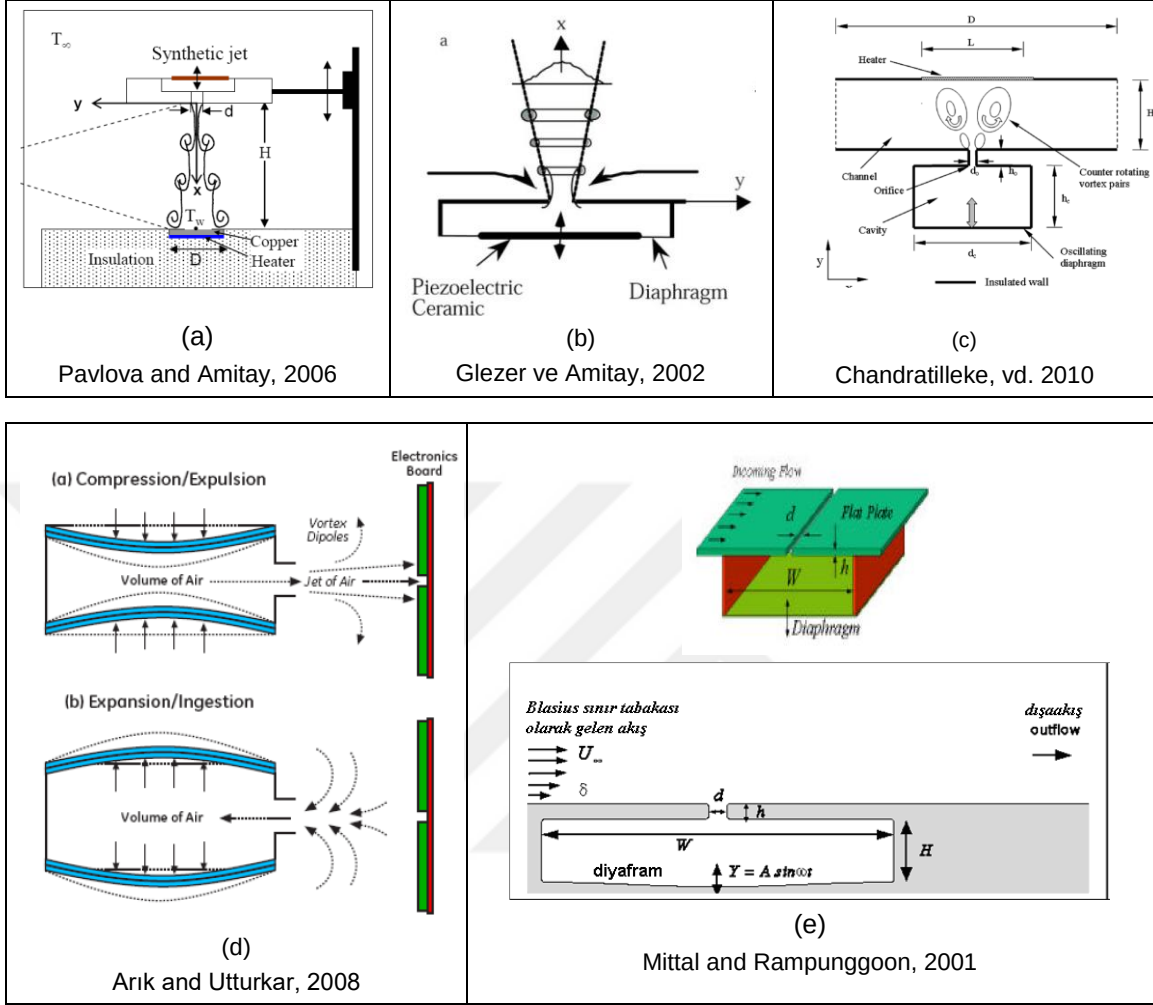
Sentetik jetleri diğer jet tiplerinden ayıran en önemli özellik karmaşık borulu bağlantılara ihtiyaç duyulmadan doğrudan sisteme monte edilebilir olması ve herhangi bir dış akış sağlayan kaynağa ihtiyaç duymamasıdır. Bu durum jetin, ağırlığının düşük olması, boyutlarının küçük olması, geliştirilmiş üretilebilirliğinin olması, düşük maliyetli olması ve artırılmış güvenliğe sahip olması gibi avantajlar sağlamakta ve böylece onu popüler bir akış kontrol cihazı yapmaktadır.



Şekil 2.2. Tipik bir sentetik jetin şematik görünümü (Zhou and Zhong, 2009)

Glezer ve Amitay (2002), sentetik jetlerin hidrodinamiği hakkında geniş bir literatür özeti vermişlerdir. Bu derleme çalışmasında özellikle çarpan sentetik jetler üzerinde yapılan çalışmalar üzerinde durulmuş ve geometrik parametrelerin etkisi detaylı olarak tartışılmıştır. Sentetik jet uygulamalarına 1940'lı yıllardan beri rastlamak mümkündür. Özellikle aerodinamik alanında, akış kontrol amacıyla kullanılan jetlere sıkça rastlanmaktadır (Perkins ve Hazen, 1953). Bu alanda küt cisimler etrafında akış kontrolü, bir silindir veya kanat üzerinden akışta, akış ayrılmasını geciktirmek için (Honohon vd. 2000), başka bir ifadeyle küt cisimler etrafındaki akışın aerodinamik

karakteristiklerinin belirlenmesinde geniş anlamada kullanılmıştır. (Kral vd. 1997; Smith ve Glazer, 1998; Amitay, 1998; Amitay, 1999; Kang vd., 2000; Amitay vd. 2001)

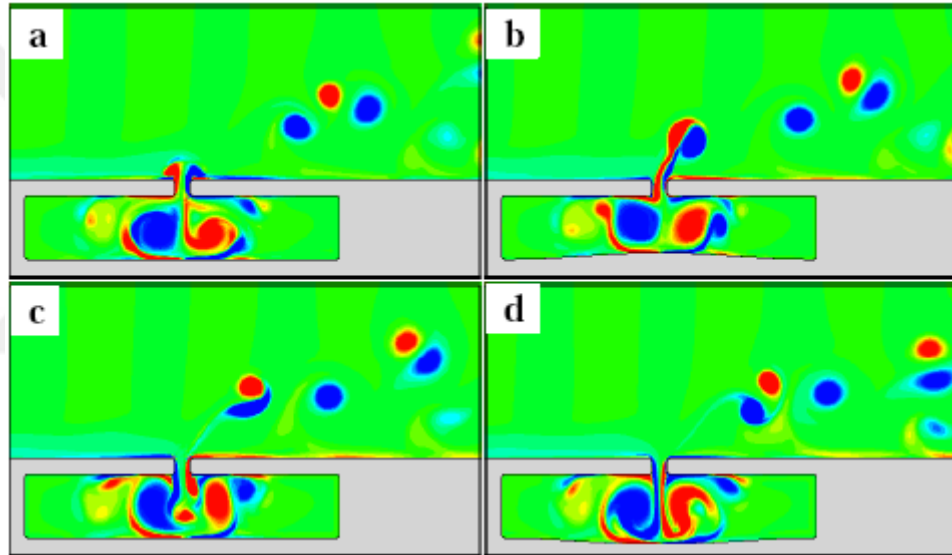


Şekil 2.3. Literatürde kullanılan sentetik jetlerin şematik görünümü

Sentetik jet oluşturmak için bir kavite ve bu kaviteyle ana akış arasında bir orifis kullanılmaktadır. Tipik bir sentetik jet Şekil 2.2 de şematik olarak görülmektedir. Kavitenin bir tarafında esnek diyafram kullanılarak bu diyaframın titreşim hareketiyle sentetik jet oluşturulmaktadır. Burada, kavitenin eni, boyu, orifisin çapı, üfleme açısı, oluşturulacak deplasman (genlik) ve titreşim frekansı gibi parametreler etkili olmaktadır. Diyafram hareketi oluşturmak için genellikle piezo-elektrik membranlar kullanılmaktadır. Bundan başka sentetik jet oluşturmak için, termal, akustik, elektromanyetik ve şekil hafızalı alaşımlar gibi birçok yöntem kullanılmaktadır. Ancak bu tip uyarıcılar içinde piezo-elektrik malzemeler, düşük maliyet, hızlı tepkime süresi, güvenilirlik ve düşük güç tüketimiyle öne çıkmaktadır. Bununla birlikte bu yöntemlerde genlik ve frekans parametreleri sınırlı kalmaktadır. Daha yüksek genliğin istendiği

yerlerde sentetik jet oluşturmak için piston-silindir düzeneği kullanılmaktadır. Şekil 2.3'de sentetik jet oluşturmak için kullanılan bazı yöntemler görülmektedir.

Mittal vd. (2001), düz bir levha üzerinden akışta sınır tabaka ile sentetik jet etkileşimini sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmalarında, dış akış Reynolds sayısı, jetin genliği ve boyutlarını parametrik olarak incelemişlerdir (Şekil-2.3e). Simülasyonlarında jet ile uyarılmış akışta oluşan girdap yapılarının ana akış sınır tabaka yapısını önemli oranda değiştirdiğini gözlemlemişlerdir. Aynı zamanda eğer jet hızı ana-akış hızından yüksek olursa sınır tabaka üzerinde büyük sirkülasyon bölgelerinin oluştuğunu belirtmişlerdir. Şekil 2.4 de görüldüğü gibi akış içerisine yayılan büyük girdap (çiftleri) döngüleri oluşmaktadır. Buda akışa büyük oranda momentum transferinin yapıldığını göstermektedir.



Şekil 2.4. Sentetik jetle uyarılan akışta dört farklı faz (açısı) durumu için girdap konturlarının görünümü (Mittal vd. 2001)

Tamburello ve Amitay (2008), sentetik jet kullanarak, bir serbest jetin kontrolünü deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmada, momentum katsayısı, Strouhal sayısı ve jet üfleme açısının etkileri üç boyutlu olarak incelenmiştir. Sentetik jetin akışı emdiği esnada serbest jetin yönünü değiştirdiği, bununda türbülans yoğunluğunu artırdığını ve bu sayede karışımı (iki farklı akışkanın karışımını) artıracaklarını öngörmüşlerdir.

Zhou and Zhong (2009), düz plaka üzerindeki laminar tam gelişmiş akışa enjekte edilen, dairesel sentetik jet ile sınır tabaka etkileşimini sayısal olarak incelemişlerdir. İki farklı durum için 3-boyutlu olarak incelenen problemde, yüzeyde oluşan vorteks yapıları analiz edilmiştir. Şekil 2.2 de şematik olarak verilen sentetik jet formu kullanılarak, aynı

genlik için yapılan çalışmada düşük frekans ve düşük Reynolds sayısında yüzeyden ısı geçişinin daha çok arttığını belirtmişlerdir.

Jain vd. (2011), sentetik jet oluşturmak için kullanılan kavite ve orifis hakkında detaylı bir nümerik çalışma yapmışlardır. Yapılan çalışmalarda sentetik jet oluşturmak için, kavitenin geometrik parametreleri ve orifisin geometrik parametreleri incelenmiş ve kaviteden ziyade orifisi oluşturan geometrik parametrelerin uyarıcı jet üzerinde çok etkili olduğu belirtilmiştir. En önemli parametrenin orifis ve kavite çapı ve aynı zamanda orifis uzunluğu olduğu üzerinde durulmuştur.

Son yıllarda sentetik jetlerin ısı transferi iyileştirme çalışmalarında yoğun bir şekilde kullanıldığı göze çarpmaktadır. Elektronik cihazların soğutulması gibi uygulamalarda gözle görülür bir şekilde ısı transferini artırması sentetik jet uyarıcılara olan ilgiyi artırmıştır. Özellikle mikro ölçekte yapılan soğutma işlemlerinde sentetik jet uyarıcılar yoğun bir şekilde kullanılmaktadır. Bu konuda çok sayıda çalışma mevcuttur. (Lee vd. 2011; Lee vd., 2012; Timchenko vd., 2007; Chandratilleke vd., 2010; Gov d. 2008). Hem Smith ve Swith (2003), hem de Pavlova ve Amitay (2006), yüzey soğutma performansı için sentetik jetlerin sürekli jetlere göre dramatik bir şekilde ısı geçişini artırdığını belirtmişlerdir. Gillspie vd. (2006), bir sınırlanmamış düz plakaya çarpan dikdörtgen sentetik jetin verimini incelemiştir. Travnicek ve Tesar (2003), basit dairesel jet yerine halkasal çarpan jetin daha cazip özelliklere sahip olduğunu belirtmişlerdir. Jabbal ve Zhong (2007), çapraz akışla sentetik jet etkileşimini anlamak için laminar bir akış içerisine enjekte edilen bir sentetik jet durumunu incelemiştir. Yaptıkları deneyler sonucunda sentetik jetin ısıl performansı artırdığına dair herhangi bir bildirimde bulunmamışlardır. Utturkar vd. 2007; bir kanal içerisindeki akışa paralel olarak enjekte edilen sentetik jet kullanarak deneyler yapmışlardır. Yapılan deneylerde sentetik jetin hızının kanal içerisindeki hızın belirli bir oranında olması durumunda kayda değer bir ısı transferi iyileşmesi sağladığı belirtilmiştir. Bu konuda yapılan az sayıda deneysel çalışmaya rağmen çok sayıda nümerik çalışmanın olması daha çok deneysel çalışmaya ihtiyaç olduğunu göstermektedir. Üstelik bu tip nümerik çalışmalarında ana akışa çapraz olarak ilave edilen çarpan sentetik jetler üzerinde yapıldığı ve genellikle iki boyutla sınırlı olduğu görülmektedir. (Erbaş ve Baysal, 2009).

Bu çalışmaların daha çok mikro ölçekte olduğu da anlaşılmaktadır. Timchenko vd. (2007), entegre elektronik devrelerinin soğutulması konusunda sentetik jet etkisini

sayısal olarak incelemişlerdir. Özellikle frekans etkisinin incelendiği çalışmada, frekans değişikliğinin ısı transferi iyileştirmede yetersiz kaldığı ve kayda değer iyileşme sağlamadığını belirtmişlerdir.

Qayoum vd. (2010), bir düz plaka üzerindeki laminar akıştan ısı transferine sentetik jet etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Plaka üzerine açılan bir orifisten akışa enjekte edilen jetin etkilerini sıvı kristal tekniği ve sıcak-tel anemometresi ile ölçmüşlerdir. Isı transferi katsayısının genliğe bağlı olarak maksimum %44 oranında arttığını belirtmişlerdir.

Chandratilleke, vd. (2010), bir mikrokanalda bulunan ısı kaynağının soğutulmasında sentetik jet etkisini sayısal olarak incelemişlerdir. İki boyutlu olarak ele alınan problem, Fluent paket programı kullanılarak çözülmüştür. Mikrokanaldaki akış hızı ve jet kontrol parametrelerinin değiştirildiği çalışmada, sentetik jetin ısı transferini uyarılmamış aynı şartlardaki zorlanmış akışa göre 4.3 kez daha artırdığı belirtilmiştir.

Lee vd. (2012), Bir mikrokanal içerisindeki mikro-çipin soğutulmasında sentetik jetin etkisini üç-boyutlu olarak incelemişlerdir. Isı akısı ve genlik değiştirilerek yüzey sıcaklığındaki düşmeler analiz edilmiş olup, artan genliklerde yüzey sıcaklığının önemli ölçüde düştüğünü gözlemlemişlerdir. Artan genliğin kanaldaki akış yapısını değiştirdiği, büyük akış karışımlarının oluştuğu, meydana gelen girdapların yüzeyden ısı taşınımını artırdığı belirtilmiştir.

Zhou vd. (2013), bir kanal içerisinde zorlanmış akışa maruz bir ısı kaynağına çarpan sentetik jet etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Sentetik jet oluşturmak için bir piston-silindir düzeneğinden faydalanmışlardır. Orifis çıkış çapı ve uyarılma frekansının etkilerinin incelendiği çalışmada, aynı çap için yüksek frekanslarda daha yüksek çıkış hızları elde edildiği belirtilmiştir. Yüksek frekansta (24Hz) tüm orifis şekillerinde %100'e kadar ısı transferinin iyileştiğini, ana akış hızı ile jet hızı arasında kritik bir değerin (1.81 m/s) olduğu, ana akış hızının bu hızın altında olduğunda zorlanmış akışın ısı transferine katkısının düştüğü, kritik hızın üzerinde ise ana akışın jet etkisini azalttığını belirtmişlerdir. En yüksek ısı transferinin kritik hız civarında olduğu belirtilmiştir.

Literatür özetinden de anlaşılacağı üzere, yapılan çalışmaların daha çok mikro ölçekte olması, sentetik jetlerin daha çok bir yüzeye çarpan jet şeklinde seçilmesi, tahrik

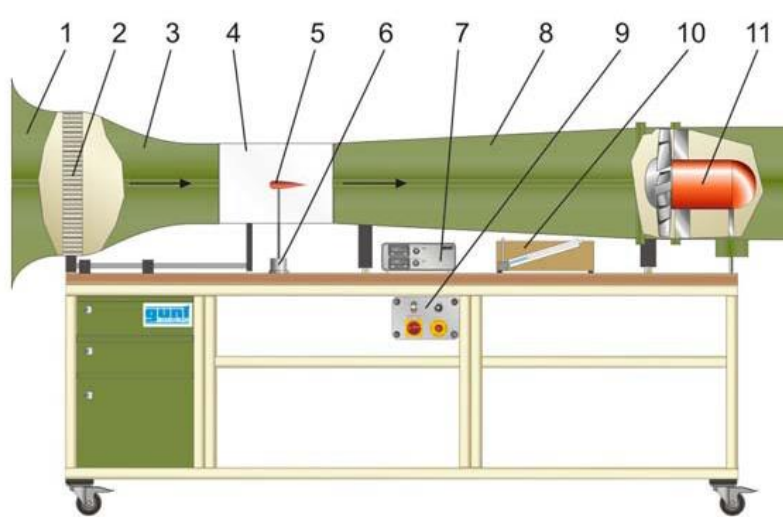
mekanizmalarının daha çok titreşen membranlarla sağlanması, seçilen parametrelerinde bu bağlamda sınırlı olması, daha geniş genlik ve frekansta, makro ölçekte ve yüzey üzerinde film oluşturacak nitelikte bir çalışmanın olmaması, aynı zamanda çalışmaların daha çok nümerik olması bu çalışmayı yapmamızın temel nedenini oluşturmaktadır.

Bu çalışmada ele alınan sentetik jet uygulaması ısıtıcı ön ucundan akışa dik yönde uygulanan düzlemsel sentetik jet olup, serbest akış belirli genlik ve frekanslarda uyarılmaktadır. Serbest akıştan dolayı ısı kaynağı üzerinde hem hidrodinamik hem de ısıl sınır tabaka oluşmaktadır. Oluşan bu sınır tabaka ısı geçişine karşı bir direnç oluşturmaktadır. Kullanılan bu jet vasıtasıyla sınır tabakanın stabil yapısı bozulmakta, sınır tabaka üzerinde büyük sirkülasyon bölgeleri oluşmakta, bu sayede sınır tabak her çevrimde periyodik olarak yenilenmektedir. Bu durum ısı geçişini artırmaktadır. Bu çalışmada ısı geçişini iyileştirmek için sentetik jet kontrol parametreleri olan frekans ve genlik değerleri analiz edilmektedir.

3. DENEYSEL ÇALIŞMA

3.1 Giriş

Bu bölümde, sentetik jet uyarıcı kullanarak düz bir yüzeyden ısı geçiş mekanizmasının anlaşılması ve ısı geçişinin hesaplanması için rüzgâr tüneline yapılan deneyler açıklanmaktadır. Deney tesisatı tanıtıldıktan sonra, sıcaklık ölçme noktaları, ölçme yöntemi ve deneysel verilerin nasıl analiz edildiği sırayla anlatılmaktadır. Isı geçişinin bağlı olduğu parametrelerin etkisinin belirlenmesi ve ısı taşınım katsayılarının hesaplanabilmesi için düzenek üzerinde farklı parametrelerde sıcaklık ölçümleri yapılmaktadır. Daha sonra Nusselt sayıları hesaplanmakta ve sonuçlar boyutsuz sayılar cinsinden verilmektedir. Daimi akış ile jet vasıtasıyla uyarılmış akış rejimleri karşılaştırılarak hangi şartlarda ısı geçişinin iyileştiği gösterilmektedir. Deneysel çalışmalarda yapılması planlanan işlemler aşağıda kısaca açıklanmaktadır.



Şekil 3.1. Rüzgâr tüneli ve ayrıntıları

(1.besleme hunisi, 2.akış düzeltici, 3.lüle, 4.test bölgesi, 5.deneysel model, 6.elektronik kuvvet ölçme, 7.multimetre, 8.yayıcı, 9.hız ayarı, 10.diferansiyel manometre, 11. aksel fan)

3.2 Deney Tesisatı

Yapılacak deneysel çalışmalar için mevcut deney düzeneği Şekil 3.1 de şematik olarak görülmektedir. Burada kullanılan rüzgâr tüneli (Gunt-HM170) Eiffel tipi olup hazır olarak temin edilmiştir. Ayrıca rüzgâr tünelinin her türlü testi yapılmış olup, uygun modeller kullanıldığında farklı deneylerde yapılabilecek niteliktedir. Rüzgâr tünelinin test bölgesi ölçüleri 300x300x450 mm dir. Rüzgar tüneli test bölgesinde üniform hız

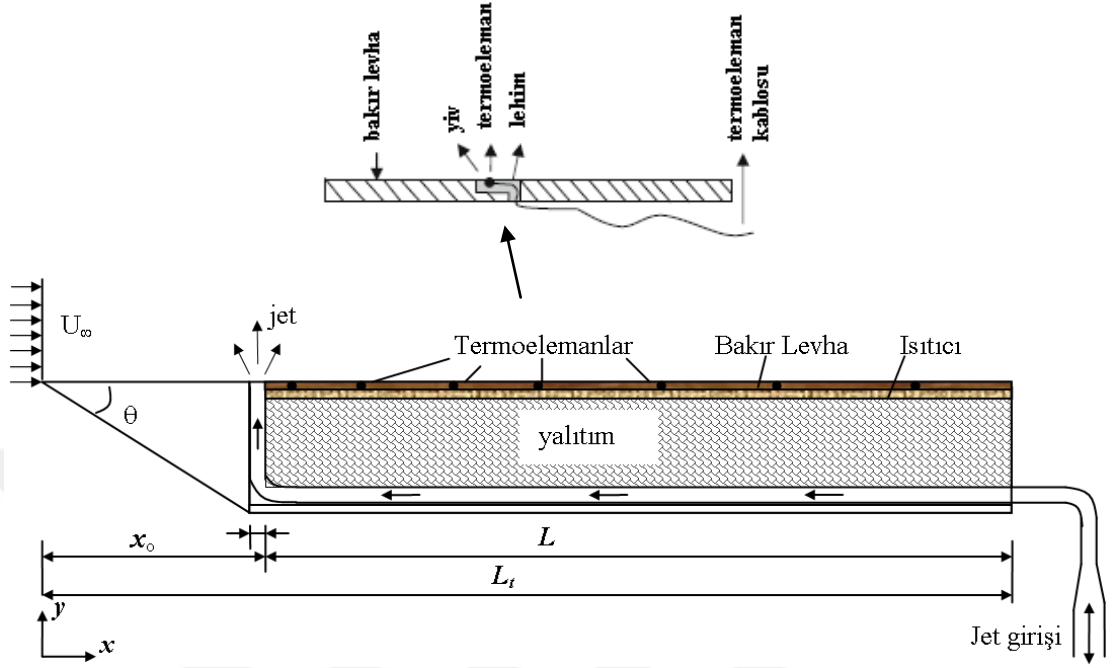
elde edilmektedir. Üzerinde bulunan sürücü vasıtasıyla hız ayarı yapmak mümkündür. Ana akış hızı (Testo-435) sıcak tel anemometresi ile ölçülmektedir.



Şekil 3.2. Deney düzeneği resmi

Test bölgesine yerleştirilen deneysel model Şekil 3.3 ve 3.4’de ayrıntılı olarak verilmektedir. Deneysel model ahşap bir çerçeve içerisine yerleştirilen 200x200x2 mm bakır levha, levha altına yerleştirilen kapton ısıtıcı, ısıtıcı altına yerleştirilen taş yünü yalıtım malzemesi ve jet için üfleyici kanaldan oluşmaktadır. Levha ön tarafında $\theta=30$ derecelik açıya sahip ısıtılmamış bir bölge mevcuttur. Bu kısmın görevi küt cisim etkisini azaltarak levha üzerine akışın üniform olarak gelmesini sağlamaktır. Toplam model uzunluğu $L_t=260$ mm, ısıtıcı aktif uzunluğu $L=200$ mm dir. Levha ön ucunda 90 derecelik açıyla ana akış içerisine üfleme yapacak 3 mm genişliğinde düzlemsel jet çıkışı vardır. Sentetik jet oluşturmak için bir piston silindir düzeneğinden faydalanılmaktadır. 2,2 KW DC motor ile hareket ettirilen piston silindir düzeneği bir volan ve biyel kolu vasıtasıyla silindire bağlanmaktadır. Motorda hız ayarı yapılarak frekans değiştirilmekte, volan üzerinde bulunan delikler vasıtasıyla da genlik ayarı yapılabilmektedir. Sentetik jet oluşturmak için 40x350 pnömatik piston kullanılmaktadır. Hava akışının daha düzgün olması için pistonun arka kısmındaki aparat değiştirilerek hava çıkışı buradan sağlanmaktadır. Motor devir sayısı kumanda panelinde dijital olarak görülmekle birlikte, bir foto tip dijital takometre ile

ölçülmektedir. Isıtıcı yüzey sıcaklıkları K-tipi (Omega) termoelemanlar vasıtasıyla ölçülmektedir. Ölçülen sıcaklıklar bir veri toplama sistemi (Keithley-2750) yardımıyla bilgisayara kaydedilmektedir.



Şekil 3.3. Deneyel model kesiti

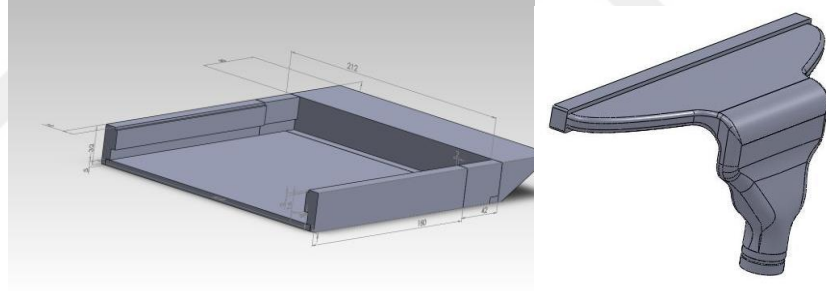
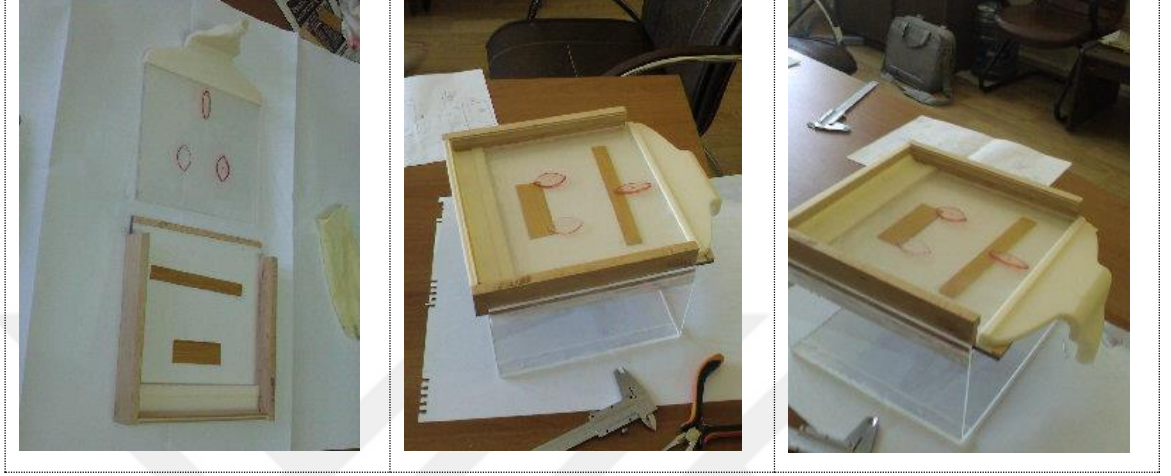
Şekil 3’de de görüldüğü gibi termoelemanlar bakır levha yüzeyine özel açılan yivler içerisine gömülmüştür. Bu yivler daha sonra sert lehimle doldurulmuştur. Bu işlem sonucunda doldurulan yivlerin akışı bozmasını engellemek için yüzey yeniden zımparalanmıştır. (Şekil 3.4). Termoelemanlar levha boyunca sıcaklığın ölçülebilmesi için levhanın orta simetrisi boyunca belirli aralıklarla yüzeye yerleştirilmiştir (Şekil3.6).

Bu çalışmada temel olarak ısı geçiş performansı inceleneceğinden kanal içerisinde hız ölçümü yapılacak olmakla birlikte, periyodik hız ölçümlerine ihtiyaç duyulmamaktadır.



Şekil 3.4. Deneyel model resmi

Rüzgâr tüneline bir sürücü vasıtasıyla ana akış hızı değiştirilebilmektedir. Ana akış hızının değiştirilmesiyle Reynolds sayısının etkisi de incelenebilmektedir. Sentetik jet devre dışı bırakılarak sistem kolayca daimi akış rüzgâr tüneline dönüştürülüp tünel içerisinde bulunan yüzey üzerinde ölçümler yapılabilir. Bu sayede daimi akış ile uyarıcı jetin aktif olduğu durum karşılaştırılabilir.



Şekil 3.5. Sentetik jet üfleyici yapımı ve montajı

Sentetik jet üfleyici Şekil 3,5’de görüldüğü gibi katı modelleme programında çizilip, üç boyutlu prototipleme cihazı yardımıyla plastik maddeden imal edilmiştir. Daha sonra pleksiglas kanalla birleştirilerek üfleme mekanizması oluşturulmuştur. Oluşturulan bu mekanizma model içerisine özenle yerleştirilmiştir. Isıtıcı güç kablosu ve termo-eleman kabloları modelin arka kısmından üfleyici kanalı takip ederek dışarı çıkarılmıştır. Isıtıcı yüzey oluşturmak için kullanılan 2 mm kalınlığındaki bakır levhanın iletim direnci ihmal edilmektedir. Bu levha için Biot sayısı ($Bi=hL/k$) hesaplandığında $Bi=0.02$ değeri bulunmaktadır. Yaygın literatürde Biot sayısının $Bi<0.1$ değeri için toplam kütle (lumped) yaklaşımı yapılabilir (Incropera and Dewitt, 1996).

3.3 Deneylerin Yapılışı

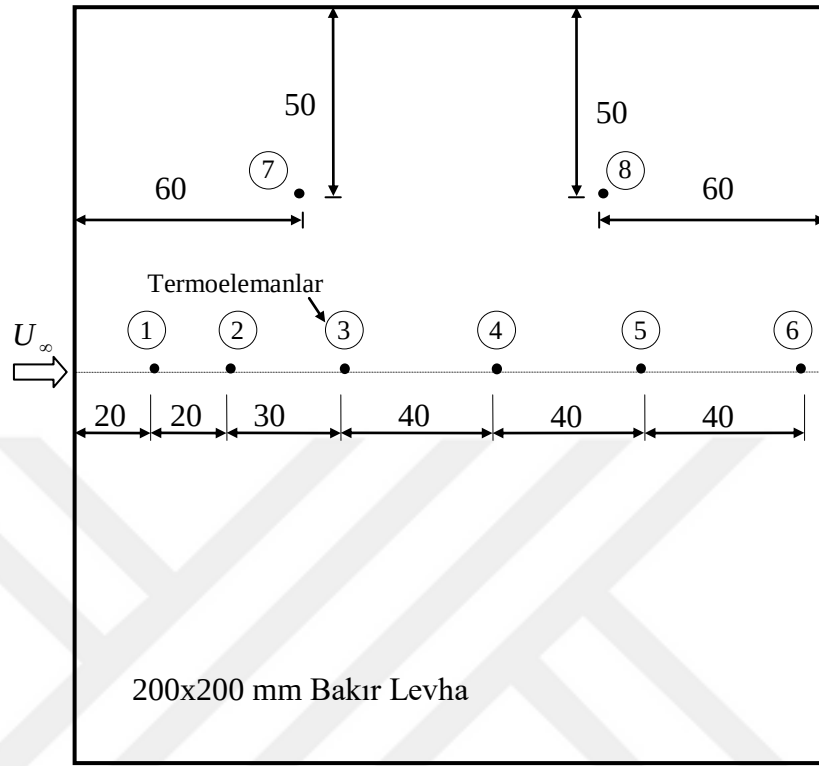
Deney düzeneği gerekli düzenlemeler yapılarak deneyleri yapabilecek hale getirilir. Isıtıcı aktif gücü belirlenen değere ayarlanarak, rüzgâr tüneline daimi akış hız ünitesi belirlenen hızda çalıştırılır. Daha sonra uyarıcı jet çalıştırılarak piston-silindir düzeneği ile kanal içerisine belirlenen genlik ve frekansta uyarıcı jet hareketi verilir. Sistem rejim haline ulaşıncaya kadar çalışmaya devam eder. Sistemin rejim haline gelip gelmediği, sıcaklık ölçmelerinden anlaşılmaktadır. Sistem rejim haline geldikten sonra belirli noktalardan (Şekil 3.6'da gösterilen levha üzerine belirli aralıklarla yerleştirilen termoelemanlar vasıtasıyla) sıcaklıklar ölçülerek kaydedilir. Belirlenen parametreler (deneysel parametreler, **Çizelge Ek 1.1**'de verilmiştir) değiştirilerek deneyler tekrarlanır. Motorun devri bir dijital takometre yardımıyla ölçülerek frekans kontrolü yapılmaktadır. Ölçülen sıcaklıklar yardımıyla yüzeyden ne kadar ısı çekildiği hesaplanmaktadır. İlk olarak sentetik jet uyarıcı kapatılarak daimi akış şartlarında farklı Reynolds sayılarında ölçümler yapılarak, yaygın literatürdeki bağıntılarla karşılaştırılmakta ve sıcaklık ölçümlerinin doğruluğu test edilmektedir.

3.4 Deneysel Ölçmeler

Bu çalışmada, sıcak bir düz plaka yüzeyinden ısı geçişini artırmak için akışa uygulanan sentetik jet uyarıcının etkisinin anlaşılabilmesi için, belirlenen parametrelerde sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Plaka yüzeyine gömülen sekiz adet termoeleman ve serbest akış havasının ve ortam sıcaklığının belirlenmesi için iki adet termoeleman olmak üzere on adet termoeleman vasıtasıyla sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Termoelemanların plaka yüzeyindeki konumları Şekil 3.6'da verilmiştir.

Levha boyunca sıcaklık dağılımının belirlenebilmesi için termoelemanlar orta eksen üzerinde aynı doğrultuda belirli aralıklarla yerleştirilmiştir. Kontrol amacıyla farklı pozisyonda iki adet termoeleman da yüzeye yerleştirilmiştir. Termoelemanlar'dan anlık okunan sıcaklık değerleri bir veri toplama sistemi vasıtasıyla bilgisayara kaydedilmektedir. Aynı zamanda serbest akış hızı ve uyarıcı jet parametreleri (genlik ve frekans) kaydedilmektedir. Deneylerde serbest akış hızı ile jet parametreleri arasında bir uyum olması gerekmektedir. Bu uyum yakaladıktan sonra, serbest akış hızı (Reynolds sayısı, $Re=55000$) sabitlenerek, jet parametreleri değiştirilmiştir. Uyarıcı jet için dört farklı genlik ve altı farklı frekansta deneyler gerçekleştirilmiştir. Uyarıcı jet oluşturmak için kullanılan DC-motor ve piston-silindir düzeneği üzerinde, genlik ve frekanslar ayarlanmıştır. Volan üzerinde bulunan delikler vasıtasıyla genlik istenilen büyüklüğe

ayarlanmakta, aynı zamanda volanın devri bir dijital takometre ile ölçülerek frekans kaydedilmektedir.



Şekil 3.6. Levha üzerine yerleştirilen termoelemanların konumları (ölçüler mm.dir)

3.5 Isıtıcı (Levha) Yüzey Sıcaklığının Belirlenmesi

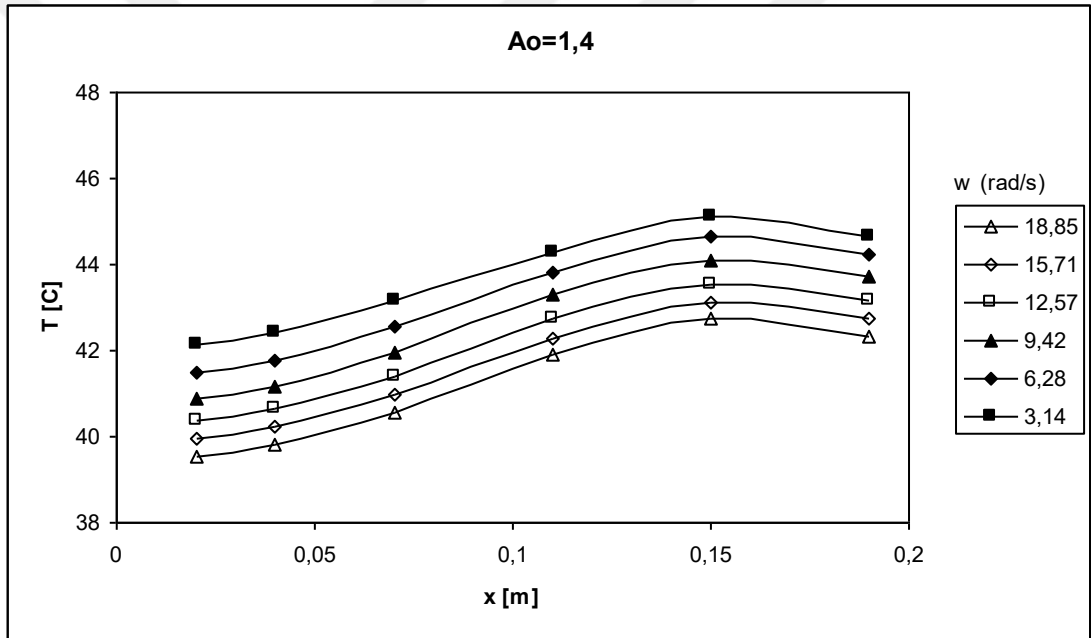
Şekil 3.3’de kesiti görülen deneysel model içerisine yerleştirilen termoeleman kabloları Kapton ısıtıcı ve üst tabaka olan 2 mm kalınlığındaki bakır levha arasından geçirilip, üfleyiciyi takip ederek arka kısımdan dışarıya çıkarılmış ve veri toplama sistemine bağlanmıştır. Bu yüzden yüzey sıcaklığını ölçmek için kullanılacak termoeleman sayısı sınırlı tutulmuştur (Daha çok termoeleman yerleştirildiğinde kapton ısıtıcı ile bakır levha arasındaki boşluk artmakta ve ısıl direnç meydana gelmektedir). Her bir termoeleman’dan alınan anlık sıcaklık değerleri zamana bağlı olarak ayrı ayrı kaydedilmektedir. Levha üzerinde periyodik akış meydana geldiği için sıcaklık değerleri zamanla değişmektedir. Ancak sistem kendi içerisinde periyodiktir. Başka bir ifadeyle akış içerisinde birbirini takip eden periyotlar meydana gelmektedir. Yüzey sıcaklığını hesaplamada bu anlık değerler kullanılmaktadır. Yüzeye yerleştirilen her bir termoelemandan alınan anlık sıcaklıkların zaman ortalaması alınarak bu noktaların ortalama sıcaklığı bulunur. Zaman aralıkları eşit olduğu için ortalama sıcaklıklar,

$$T_{w,x} = \frac{1}{N\Delta t} \sum_{i=1}^N T_{w,i}(x,t)\Delta t \quad (3.1)$$

şeklinde hesaplanmaktadır. Burada, N toplam veri sayısını $T_{w,i}$ de anlık ölçülen sıcaklıkları göstermektedir. Yerel ortalama sıcaklıklar vasıtasıyla da yüzeyin ortalama sıcaklığı aşağıdaki formülde verildiği gibi aritmetik ortalamalar alınarak bulunmektedir.

$$\bar{T}_w = \frac{1}{A} \int_A T_x(x) dA \equiv \frac{T_{w1} + T_{w2} + T_{w3} + T_{w4} + T_{w5} + T_{w6}}{6} \quad (3.2)$$

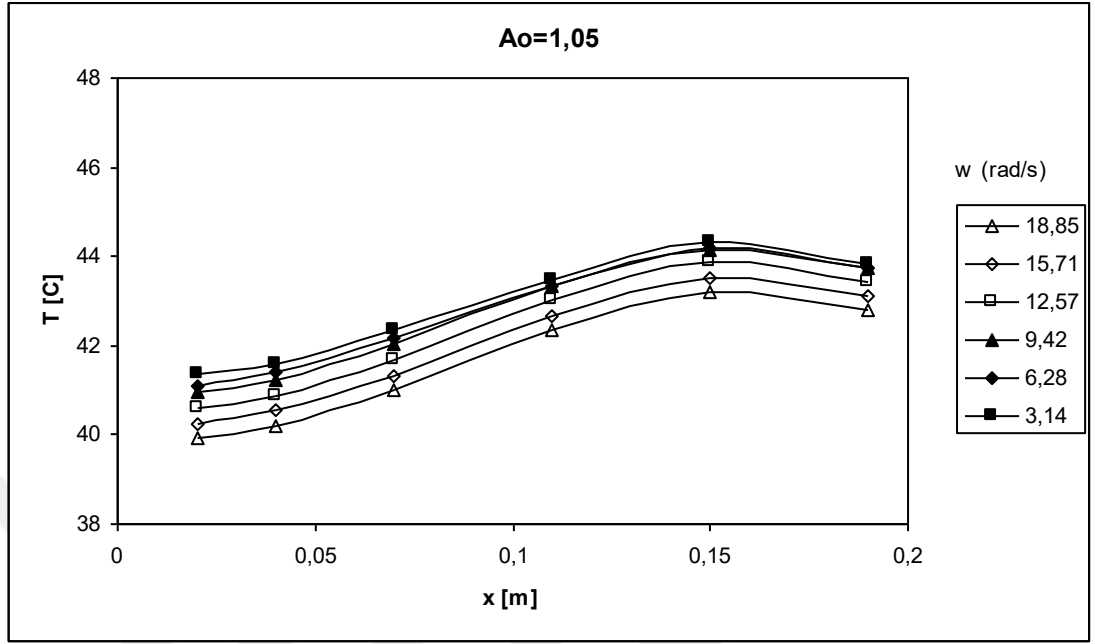
Bu ortalama yüzey sıcaklıklarının levha boyunca değişimi her bir deney grubu için Şekil3.7-3.10'da görülmektedir.



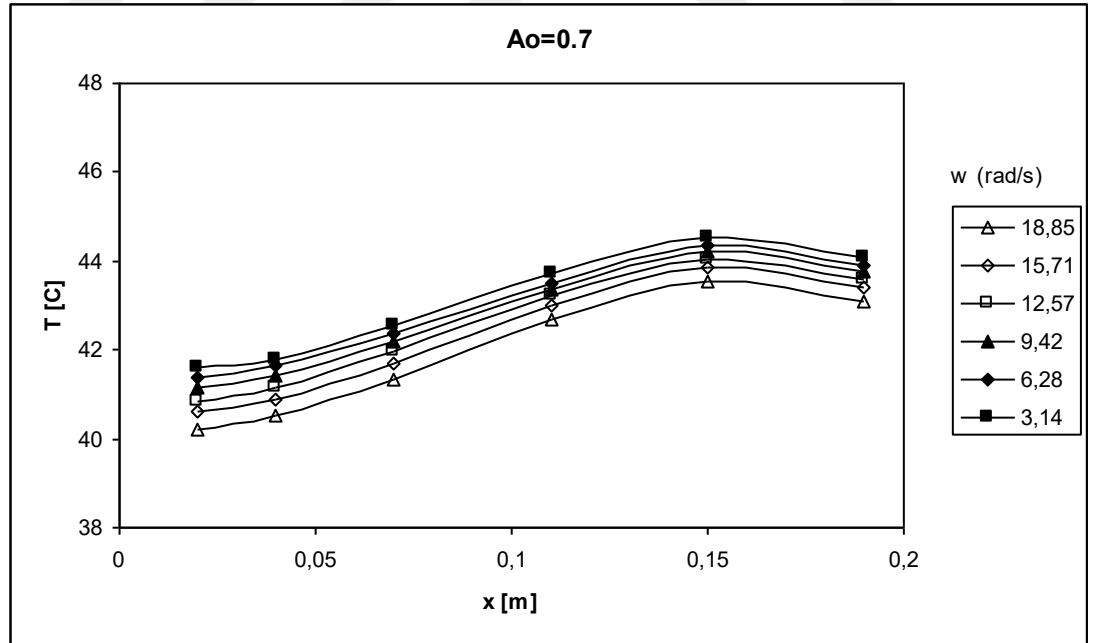
Şekil 3.7. Levha boyunca sıcaklığın frekansla değişimi (Strok=0.28 m)

Şekilde görüldüğü gibi deneylerde kullanılan en yüksek genlik olan $A_0=1,4$ de (Strok=0.28 m) artan frekansla birlikte yüzey sıcaklığı da düşmektedir. Karşılaştırmak amacıyla Şekil 3.8, Şekil 3.9 ve Şekil 3.10'da farklı genlikler için yüzey sıcaklıkları verilmiştir. Yüksek genlik ile düşük genlikler karşılaştırıldığında genlik düştükçe yüzey sıcaklıkları arasındaki farkında düştüğü görülmektedir. Yüksek genlik ile yapılan deneylerde en düşük frekansla en yüksek frekans arasındaki fark büyükken düşük genlikte bu fark azalmaktadır. Bu durum ısı transferi üzerinde genliğin etkisini açıkça göstermektedir. Artan genlik ve frekanslarda yüzey daha iyi soğutulmakta, bu da ısı

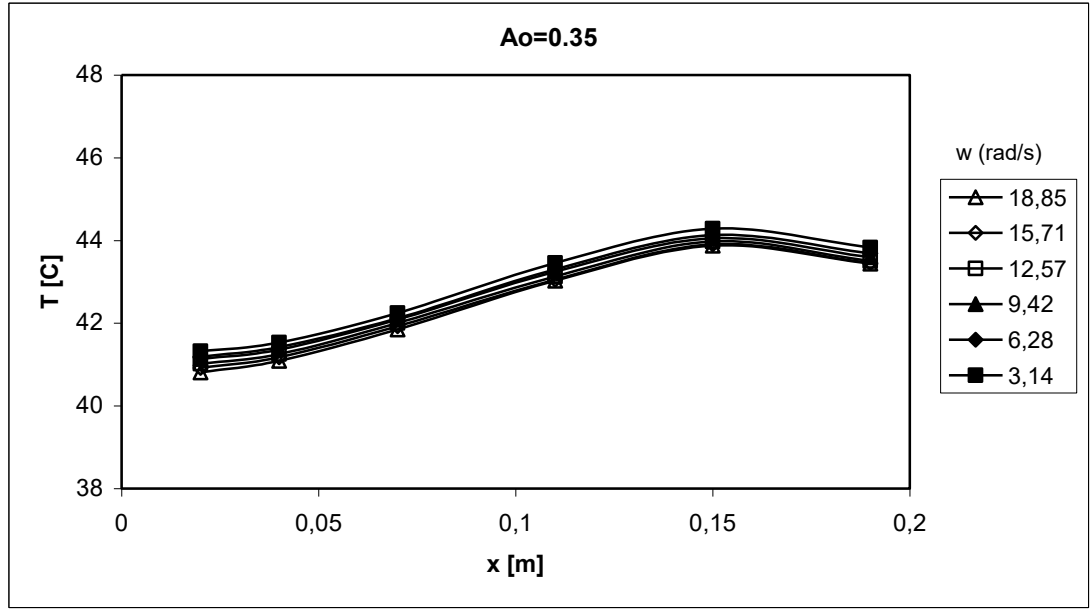
geçişini artırmaktadır. Genlik düştükçe frekanslar arasındaki fark azalmakta hatta düşük frekanslar da kayda değer farkların olmadığı da anlaşılmaktadır.



Şekil 3.8. Levha boyunca sıcaklığın frekansla değişimi (Strok=0,21 m)



Şekil 3.9. Levha boyunca sıcaklığın frekansla değişimi (Strok=0,14 m)



Şekil 3.10. Levha boyunca sıcaklığın frekansla değişimi (Strok=0,07 m)

Yüzey boyunca sıcaklık değişimine bakıldığında beklendiği gibi (sınır tabakada) levha boyunca sıcaklığın arttığı görülmektedir. En son noktadan alınan sıcaklık değerinin düşük olmasının sebebinin çıkış etkisinden kaynaklandığı düşünülmektedir.

3.6 Isı Geçişi Hesabı

Bu problemde ısı taşınım katsayısının bulunabilmesi için ölçülen parametreler yardımıyla levha yüzeyinden serbest akışa geçen net ısının tayin edilmesi gerekmektedir. Bu da sistem üzerindeki sıcaklık ölçümleriyle yapılmaktadır. Periyodik akışta, düz levha üzerindeki akışa benzer şekilde anlık (yerel) Nusselt sayısı aşağıdaki şekilde yazılabilir,

$$Nu_{x,t} = \frac{h(x,t)L}{k} \quad (3.3)$$

Burada L ısıtılan levha boyunu, k akışkanın ısı iletim katsayısını ve $h(x,t)$ de yerel anlık ısı taşınım katsayısını göstermektedir. Akış periyodik olduğu için ortalama ısı taşınım katsayısının bulunuşunda çevrim ortalama değerleri esas alınmaktadır. Bu durumda anlık ısı taşınım katsayısının zaman ortalaması alınarak h_m bulunmalıdır. Anlık ısı taşınım katsayısının

$$h_{x,t} = \frac{q''}{T_{w(x,t)} - T_{\infty}} \quad (3.4)$$

olduğu düşünülürse çevrim ortalama ısı taşınım katsayısı

$$h_m = \frac{1}{\tau L} \int_0^\tau \int_0^L h(x,t) dx dt \quad (3.5)$$

olarak ifade edilir. Burada τ bir çevrim zamanını göstermektedir. Bu eşitlik Nusselt sayısı cinsinden ifade edilirse;

$$Nu_m = \frac{1}{\tau L} \int_0^\tau \int_0^L Nu_{x,t} dx dt \quad (3.6)$$

olarak çevrim ortalama Nusselt sayısı bulunur. Bu integral alınırsa ortalama Nusselt sayısı,

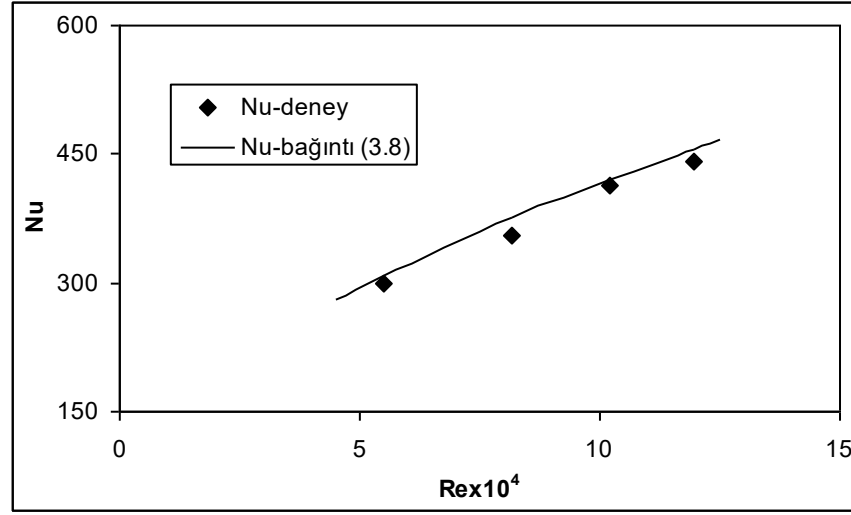
$$Nu_m = \frac{q'' L}{k(\bar{T}_w - T_\infty)} \quad (3.7)$$

olarak ifade edilir. Burada, q'' ısıtıcı yüzeyinden verilen ısı akısı (bu çalışma için sabit ve $q'' = 762 \text{ W/m}^2$ dir), L ; (aktif) ısıtıcı levha boyu, $\bar{T}_w$; çevrim ortalama yüzey sıcaklığı ve T_∞ da serbest akış ortalama akışkan sıcaklığıdır.

Çalışmalarda daha öncede bahsedildiği gibi jet uyarıcı çalıştırılmadan önce daimi akış şartları için ölçümler yapılmış ve mevcut literatürdeki düz levha için verilen ampirik bağıntılarla karşılaştırılmıştır. Isıtılmamış başlangıç uzunluğuna sahip bir problem olarak değerlendirilen bu durum için literatürde verilen bağıntı (Genceli, 2002),

$$Nu_m = \frac{h_m L_t}{k} = 0,662 \frac{[1 - (x_o / L_t)^{3/4}]^{2/3}}{L_t - x_o} Re_x^{1/2} Pr^{1/3} \quad (3.8)$$

şeklindedir. Elde edilen deneysel sonuçlarla eşitlik (3.11)'in karşılaştırması Şekil3.10'da verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi deneysel çalışmalarla literatürde verilen ampirik bağıntı arasında uyum olduğu görülmüştür. Buda sıcaklık ölçümleri ve ısı transferi hesaplamalarının doğru olduğunu göstermektedir.



Şekil 3.11. Daimi akışta Nu sayısının Re sayısı ile değişimi

Bu doğrulama yapıldıktan sonra jet uyarıcı çalıştırılmış ve periyodik rejim hali için ölçümler yapılmıştır. Sentetik jet uyarıcının etkisinin daha iyi görülebilmesi için sonuçlar daimi akış şartlarıyla karşılaştırılmıştır. Daimi akış şartları için yapılan değerlendirmeden sonra Reynolds sayısı ($Re=55000$) sabitlenmiş ve farklı frekans ve genlikler için uyarıcı jet çalıştırılarak deneyler yapılmıştır. İş-yapan akışkan olarak hava kullanılmıştır ($Pr=0,71$). Deneylerde deney düzeneğinin limitleri de göz önüne alınarak genlik dört defa, frekans altı defa değiştirilerek uyarıcı jetin ısı geçişine etkisi araştırılmıştır. (Bakınız **Çizelge 1.1** deneysel parametreler).

3.7 Fiziksel Parametreler

Sinüzoidal olarak hareket eden piston-silindir düzeneği vasıtasıyla uyarılan sıkıştırılamaz akışa, kütle, momentum ve enerjinin korunumu denklemleri uygulanır ve zorlanmış akışa göre uygun fiziksel parametrelerle boyutsuzlaştırılırsa benzerlik parametreleri elde edilir. Bu çalışmada akışı etkileyen fiziksel parametreler,

$$h = f(U_{\infty}, x_m, \omega, L, \rho, \mu, c_p, k) \quad (3.9)$$

olarak belirlenebilir. Bu parametreler göz önüne alınarak yapılan boyut analizinin detayları **Ek.2'**de ayrıntılı olarak verilmiştir. Boyutsuzlaştırma sonucunda elde edilen komple boyutsuz büyüklükler aşağıda açıklanmaktadır.

- **Reynolds sayısı:** $Re = \frac{U_{\infty} L_t}{\nu}$, Burada U_{∞} ortalama serbest akış hızını L_t de toplam uzunluğu göstermektedir. Bu tip akışta, Re sayısı akışın karakteristiğini belirleyen bir parametredir. Bu çalışmada ortalama hız oldukça düşük

tutulduğundan, laminar akış bölgesi için incelemeler yapılmıştır. Periyodik üfleminin (sentetik jetin) türbülansı tetikleyebilmesi için Re sayısının türbülanslı akış değerine yakın olması gerekmektedir. Reynolds sayısı hesabında toplam uzunluk alınmakla birlikte, diğer parametrelerin hesabında ısıtıcı aktif uzunluğu (L) karakteristik uzunluk olarak alınmıştır.

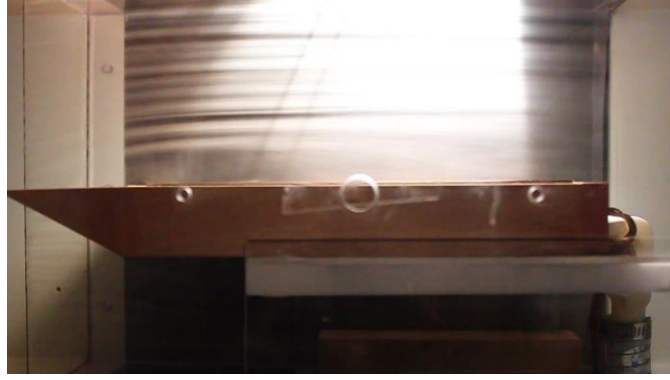
- **Womersley sayısı:** $W_0 = \frac{L}{2} \sqrt{\frac{\omega}{\nu}}$ Womersley sayısıdır ve uyarıcı jet için dışarıdan verilen frekansı (ω ; titreşimi) ifade eden en önemli parametrelerden birisidir. Boyutsuz frekans parametresi olarak da bilinen bu sayı deneysel düzeneğin limitleri dâhilinde (maksimum ve minimum devir) belirlenmiş olup çalışmalar bu aralıklarda yapılmıştır.
- **Boyutsuz genlik:** $A_0 = \frac{x_m}{L}$ boyutsuz genlik olarak bilinmektedir. Burada x_m kullanılan pistonun Stroku'nu (genliğini) göstermektedir. Titreşimli akışta ısı geçişini etkileyen önemli parametrelerden birisidir.
- **Diğer parametreler:** Bu akışta ısı geçişini etkileyen bir diğer boyutsuz parametrede ($Pr = \nu/\alpha_f$) Prandtl sayısıdır. Geometrik parametreler (L/d : Levha boyunun, üfleme ağzına oranı da bir parametre olmakla birlikte) burada sabit tutulmuştur. Bu durumda yüzeyden ısı geçişini ifade eden Nusselt sayısı boyutsuz sayıların bir fonksiyonu olarak aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$Nu = f(Re, A_0, Wo, Pr, L/d...) \quad (3.10)$$

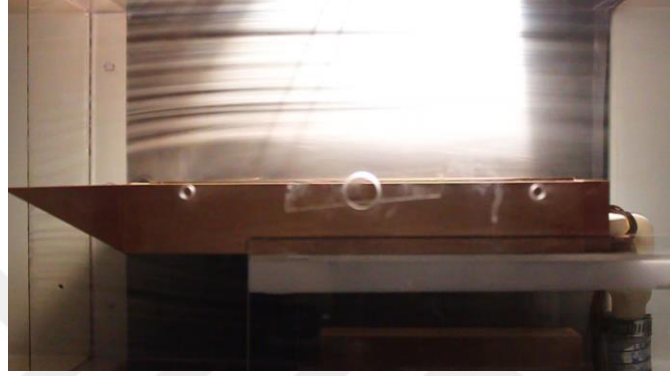
Bu çalışmada ısı transferini etkileyecek iki önemli kontrol parametresi frekans ve genliktir. Deneylerde etkileri araştırılacak temel parametre olarak Reynolds sayısı, Womersley sayısı ve (boyutsuz) genlik göz önüne alınmaktadır.

3.8 Akış Görüntüleme

Deneylerde fiziksel mekanizmanın daha iyi anlaşılabilmesi için duman-tel yöntemi kullanılarak akış görüntüleme yapılmıştır. Bu yöntem, iletken bir tel üzerine düşük sıcaklıklarda buharlaşabilen bir sıvının damlatılıp, üzerinden elektrik akımı geçirilerek sıvının buharlaşması prensibine dayanmaktadır. Buharlaşan sıvı test bölgesi içersisindeki model etrafında, (levha üzerindeki periyodik akış) hakkında bilgi vermektedir. Bu çalışmada iletken tel olarak 0,25 mm çapında direnç teli, duman sıvısı olarak ta sıvı-parafin kullanılmıştır.



$$A_0=0.35, \omega=6\pi, \omega t=270^\circ$$



$$A_0=0.7, \omega=6\pi, \omega t=270^\circ$$

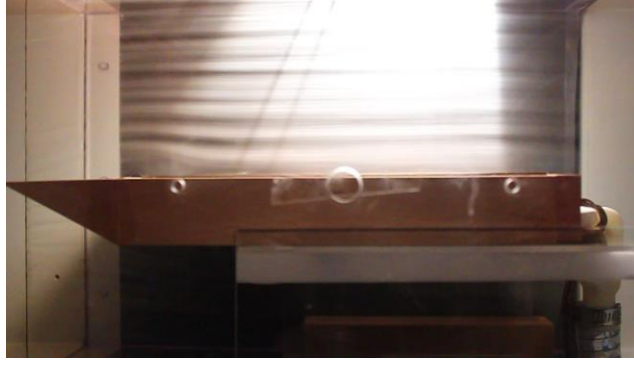


$$A_0=1.05, \omega=6\pi, \omega t=270^\circ$$

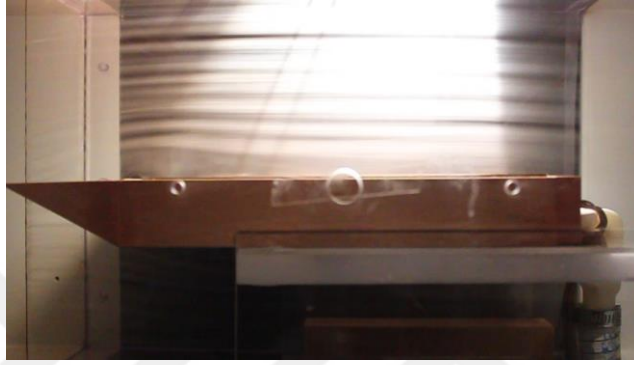


$$A_0=1.4, \omega=6\pi, \omega t=270^\circ$$

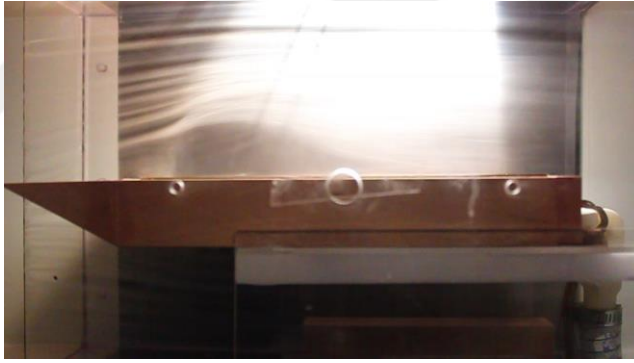
Şekil 3.12. Farklı genlik, aynı frekans ve faz açısı için akış görüntü fotoğrafı



$$A_0=1.4, \omega=6\pi, \omega t=0^\circ$$



$$A_0=1.4, \omega=6\pi, \omega t=90^\circ$$



$$A_0=1.4, \omega=6\pi, \omega t=180^\circ$$



$$A_0=1.4, \omega=6\pi, \omega t=270^\circ$$

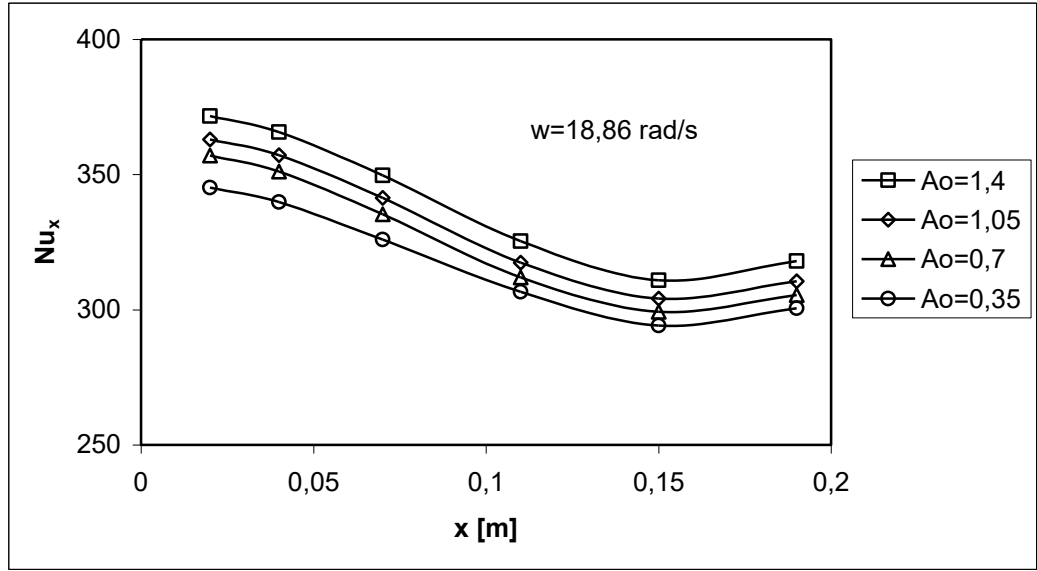
Şekil 3.13. Bir çevrim boyunca farklı faz açıları için akış görüntü fotoğrafı

Duman tel yöntemiyle elde edilen görüntüler Şekil 3.12 de sunulmuştur. Genliğin akış alanı üzerindeki etkisini belirtmek için farklı genliklerde aynı faz açısı ve frekans için akış görüntüleri verilmiştir. Resimlerde de görüldüğü gibi, genlik arttıkça jetin akış alanı üzerindeki etkisi de artmaktadır. Düşük olan genlikte jetin etkisi yeterince hissedilemezken, genlik arttıkça, özellikle yüksek olan genlikte bu etki belirgin bir şekilde gözükmemektedir. Yüksek genlikte, jet çıkışından itibaren serbest akışa doğru nüfuz eden jetin etkisi daha geniş bir alana yayılmakta ve tüm sınır tabaka üzerinde etkili olmaktadır.

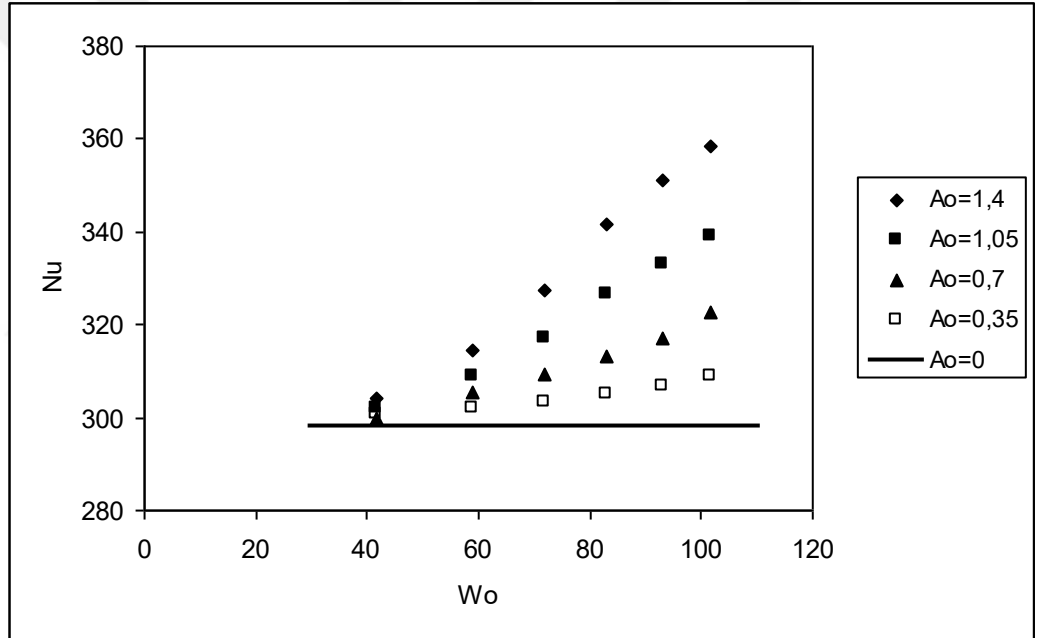
Şekil 3.13’de yüksek genlik ($A_0=1.4$) ve yüksek frekansta ($\omega=6\pi$) bir çevrim boyunca hız alanındaki değişimi göstermek için farklı faz açılarındaki akış görüntüleri verilmiştir. Jet emme fazındayken akım çizgileri levha yüzeyine paralel olarak akmakta iken, artan faz açılarındaki, jet üfleme fazına geçmekte ve ana akış içine doğru nüfuz etmektedir. Sınır tabakayla temas eden akışkan tabakası jetin etkisiyle ana akış içerisine doğru transfer edilmekte ve sınır tabaka yapısı bozulmaktadır. Ana akış ile sıcak yüzeyin teması belirli faz açılarındaki kesilmekte, çevrimin ilerleyen fazlarında yeni bir akışkan tabakası sınır tabakaya yeniden tutunmaktadır. Daha öncede bahsettiğimiz gibi jet sınır tabaka üzerinde yıkıcı bir etki yaratmakta, sıcak akışkan tabakaları ile ana akıştaki soğuk akışkan birbirine karıştırmaktadır. Levha üzerinde bir sirkülasyon bölgesi oluşmakta ve bu sayede büyük miktarlarda akışkan kütlesi birbiri ile temas etmektedir. Bu da ısı transferinin artmasına sebep olmaktadır. Her çevrimde bu durum yenilemekte ve taze akışkan tabakaları sıcak yüzeye temas etmektedir. Yenileme ne kadar hızlı olursa (yüksek frekans) transfer olan ısı miktarı da o denli artmaktadır. Hem yüksek frekansta hem de yüksek genlikte ısı transferi önemli ölçüde artmaktadır.

3.9 Sonuçlar

Deneylerde ölçülen sıcaklıklar yardımıyla ısı geçişi hesaplanmıştır. İlk olarak termoelemanlar vasıtasıyla levha üzerinde belirtilen noktalardan ölçülen sıcaklıklar kullanılarak yerel Nusselt sayısı hesaplanmıştır. Burada ölçülen sıcaklıkların zaman ortalamaları alınarak hesaplama yapılmıştır. Şekil 3.12’de, seçilen bir frekans için ($\omega=6\pi=18,86$ rad/s) farklı genliklerde yerel Nusselt sayıları verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi levha girişinden itibaren Nusselt sayısı giderek azalmaktadır. Sınır tabaka kalınlığı levha boyunca arttığından bu beklenen bir durumdur. Burada genlik arttıkça ısı geçişinin de arttığı gözlenmektedir.



Şekil 3.14. Yerel Nu sayısının farklı genliklerde levha boyunca değişimi



Şekil 3.15. Deneylerden elde edilen Nu sayısının boyutsuz frekans ve genliğe göre değişimi

Elde edilen ortalama sıcaklıklar vasıtasıyla, her bir genlik ve frekans için ortalama Nusselt sayıları hesaplanmış ve Şekil 3.13'de verilmiştir. Sentetik jetle uyarılmış akışta en önemli iki parametre olan frekans ve genliğin etkilerinin anlaşılabilmesi için daimi akış şartları da birlikte verilmiştir. Daimi akış için ($A_o=0$), hesaplanan Nu sayısı ile uyarılmış akış şartları karşılaştırıldığında ısı geçişi üzerinde jet parametrelerinin etkili olduğu gözlenmektedir. Artan genlik ve frekanslarda ısı geçişinin kayda değer bir şekilde arttığı görülmektedir. Grafikten de görüldüğü gibi düşük genliklerde jet etkisinin az olduğu, buna karşın yüksek genliklerde jetin ısı geçişi üzerinde daha etkili olduğu anlaşılmaktadır. Hem genliğin hem de frekansın artması ısı geçişini önemli miktarda

artırmaktadır. Sonuç olarak bu çalışmadan elde edilen sonuçlara göre, (daimi akışla karşılaştırıldığında), yüzeyden ısı geçişini (sentetik jetin) yüksek genlik ve frekansta %22 civarında iyileştirdiği gözlenmiştir. Deneysel sınırlar dâhilinde elde edilen bu artışın kayda değer bir iyileştirme olduğu değerlendirilmektedir.

3.10 Hata Analizi

Bu çalışmada yapılan deneylerde meydana gelebilecek hatalar daha çok ölçme hatalarından kaynaklanmaktadır. Deneylere ait hata oranlarının tespiti için pratikte bir kaç yöntem geliştirilmiştir. Bunlardan bir tanesi, araştırmacılar tarafından en sık kullanılan ve Holman (2001), tarafından sunulan hesaplama yöntemi kullanılarak yapılan “**Belirsizlik Analizi**”dir. Bu yöntemde ölçülmesi gereken büyüklük R , ve bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişkenler ise $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ olsun. Bu durumda,

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (3.11)$$

olarak ifade edilmekte ve bu sonuç değerine ait toplam belirsizlik,

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.12)$$

şeklinde belirlenmektedir. Bu çalışmada hataya sebep olan büyüklükler, serbest akış hızı U , yüzey sıcaklığı T_w ve akışkan sıcaklığı T_∞ ölçümlerinden kaynaklanmaktadır. Bu büyüklükler ile ilgili ölçme hataları kaynağından itibaren alınarak sonuçta ne kadar hataya sebep olduğu bulunmaktadır.

T_w için hata oranının bulunması,

$$T_w = \frac{T_{w1} + T_{w2} + T_{w3} + T_{w4} + T_{w5} + T_{w6}}{6} \quad (3.13)$$

formülünden her bir sıcaklık için yapılan hatanın toplam yüzey sıcaklığında ne kadarlık bir hataya sebep olduğu bu formüle denklem (3.12) i uygulanarak bulunur. Akışkan ortalama sıcaklığı T_∞ için ölçmelerden alınan anlık sıcaklıkların ortalamaları alındığından ortalama sıcaklık için belirli bir hata oranı belirlenmiştir. Benzer şekilde hız ölçümü içinde bir hata oranı belirlenmektedir.

Nusselt sayısının belirsizliği;

Deneylerde elde edilen sonuçlardan aşağıdaki bağıntı kullanılarak Nusselt sayıları hesaplanmıştır. Burada titreşimli akış özelliği ve ana akış hızının da etkisinin görülebilmesi için Nu sayısı boyutsuz Strouhal sayısı ile birlikte analiz edilmiştir.

Strouhal sayısı ($St=fD/U$) periyodik akışlarda frekans, genlik ve serbest akış hızı arasındaki ilişkiyi temsil eden boyutsuz bir sayıdır. Bu çalışmada, ($\omega=2\pi f$, olduğundan)

$$St = \frac{x_m \omega}{2\pi U} \quad (3.14)$$

şeklinde ifade edilmiş olup, burada x_m genliği, ω frekansı, U da serbest akış hızını göstermektedir. Bu durumda hata hesabına esas ortalama Nusselt sayısı aşağıdaki gibi ifade edilmiştir.

$$Nu_m = \frac{q'' L x_m \omega}{2\pi k(\bar{T}_w - T_\infty) U} \quad (3.15)$$

Burada belirsizliğe sebep olan parametreler; U , T_w ve T_∞ için hata oranları yukarıda ayrı ayrı tespit edilmiştir. Belirtilen hata oranlarının her bir deney için Nu sayısının hesabında ne kadar hataya sebep olduğu;

$$w_{Nu} = \left[\left(\frac{\partial Nu}{\partial T_w} w_{T_w} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial T_\infty} w_{T_\infty} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial U} w_U \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.16)$$

şeklinde hesaplanır. Örnek bir deney (deney-1) için yapılan hesap verilirse,

$$w_{Nu} = \left[((-0.65) (1.632993))^2 + ((0.65) (0.5))^2 + ((-3.98) (0.5))^2 \right]^{1/2}$$

$$w_{Nu} = \left[(-1.06145)^2 + (0.325)^2 + (-1.99)^2 \right]^{1/2} = 2.28$$

seçilen bu deney için hata oranı $w_{Nu} = 2.28$ olarak bulunur. Diğer deneyler için yapılan hata hesapları ekte çizelge halinde verilmiştir (Çizelge Ek.3.1). Hata hesabında en çok hataya sebep olan parametrenin hız ölçümü ve sonrasında ise yüzey sıcaklığı ölçümünden kaynaklandığı görülmektedir. Tabloda her bir deney grubu için hataların oranı verilmiştir. Buradan da anlaşılabileceği gibi frekanslar arttıkça deneylerde belirsizlikler artmakta ve bunun sonucu olarak hata oranlarında da bir artış görülmektedir. Ancak yapılan değerlendirmelerde ortalama belirsizliğin yaklaşık

$$\frac{w_{Nu}}{Nu} = \pm 5.53\%$$

olduğu görülmüştür. Bu oranda kabul edilebilir deneysel belirsizlik sınırları içerisinde kalmaktadır.

4. SAYISAL ÇALIŞMA

4.1 Giriş

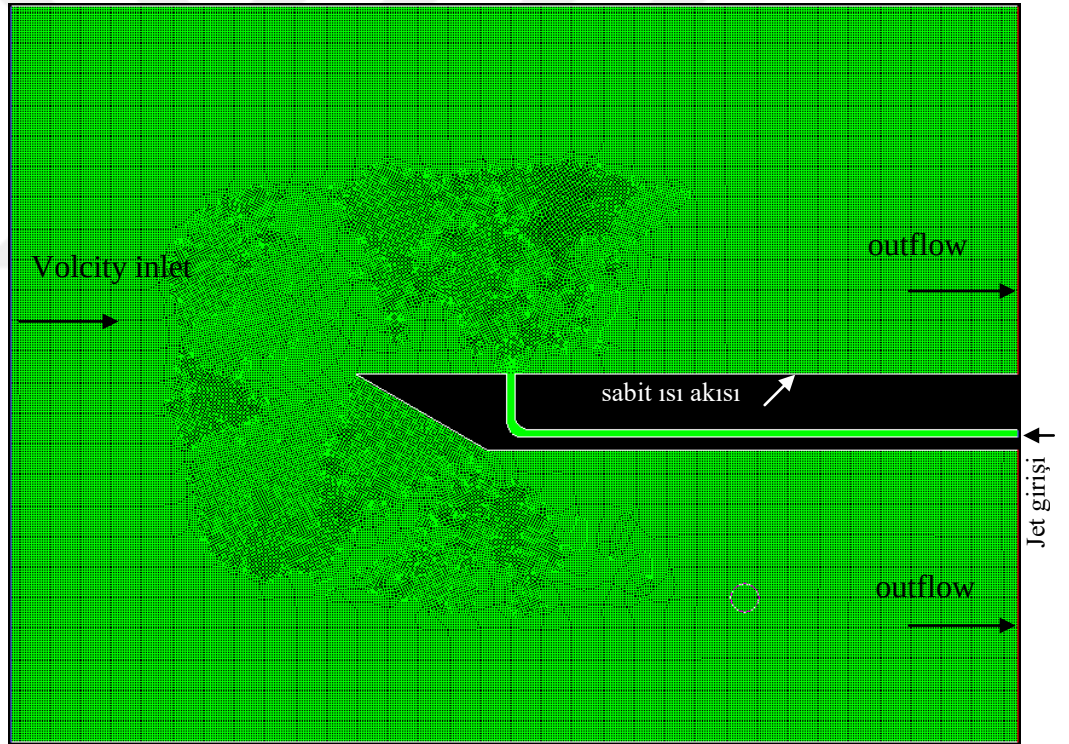
Bu bölümde, düz levha üzerinde uyarıcı jet vasıtasıyla oluşturulan periyodik zorlanmış laminar akışta ısı geçişi, deneysel parametreler esas alınarak sayısal olarak incelenmektedir. Kullanılan sayısal yöntemin prensibi, diferansiyel denklemlerin ayrıştırılarak iterasyonla çözülmesi esasına dayanmaktadır. Bunun için sonlu hacimler ayrıştırma yöntemine göre çözüm yapan FLUENT yazılımı kullanılmaktadır. Bu CFD analiz programında süreklilik, momentum ve enerji denklemleri sonlu hacimler yöntemi ile ayrıştırılmaktadır (Fluent, 2001).

Bu kısımda, bir çevrim boyunca ısıtıcı yüzeyinden serbest akışa olan ısı geçişi için sayısal bir inceleme yapılmaktadır. Yapılan incelemelerde yüzey üzerinde hız ve sıcaklık dağılımı elde edilerek ısı geçiş mekanizması açıklanmaktadır. Sayısal çözümden elde edilen sonuçlarla deneyler karşılaştırılarak çözümün doğruluğu kontrol edilmektedir.

4.2 Çözüm Alanı ve Kullanılan Yöntem

Sayısal çözümde ele alınan çözüm alanı, deneysel geometriye bağlı olarak belirlenmiştir ve Şekil 4.1’de gösterilmektedir. Çözüm alanının boyutları 300x400 mm, rüzgar tünelinin test bölgesi esas alınarak belirlenmiştir. Üçüncü boyutu yeterince geniş olduğundan problem iki boyutlu olarak ele alınmaktadır. Levhanın akış doğrultusundaki orta eksenine göre simetri mevcut olduğundan bu kesit göz önüne alınmıştır. Şekil 4.1’de çözüm alanındaki ağ dağılımı görülmektedir. Bu çalışmada TGrid tipi hücreler kullanılmaktadır. Çözüm alanının çizilmesi ve hücrelere bölünmesi (meshleme), bir 3 boyutlu çizim programı olan Gambit yazılımı ile yapılmaktadır. Çözüm alanına hücre yerleştirilmesinin uygunluğunu kontrol etmek için bazı kıstaslar bulunmaktadır. Sayısal çözümün yapılmasından önce dikkate alınan kıstaslar arasında en önemlileri, hücrelerin en-boy oranı (aspect ratio), komşu hücrelerin kenar uzunlukları arasındaki oran (successive ratio), hücrelerin kare şekline olan yakınlıkları (skewness) şeklinde sıralanabilmektedir. Türev terimlerinin lineerleştirilebilmesi için hücre boyutunun belirli bir büyüklüğün altında olması gerekmektedir. Bu büyüklük geometriye ve akışa bağlı olup, genel olarak akışla ilgili özelliklerin gradyanlarıyla ilişkilidir. Örneğin, sınır tabaka içinde, akışkan hızı cidara dik doğrultuda büyük bir değişim göstermekte, yüzeyde “sıfır”, sınır tabaka dışında ise sonlu bir değerde

olmaktadır. Bu nedenle, sınır tabakadaki hücre büyüklüğünün bu geçişi yakalayabilecek kadar küçük, bir başka deyişle sınır tabaka kalınlığının altında olması gerekmektedir. Bu sebeple, bu çalışmada çözüm alanının tamamı düzgün dağılımlı olarak sınır tabakadaki kadar küçük hücrelere bölünmüş olup üniform bir ağ (grid) dağılımı kullanılmıştır. Optimum hücre sayısı ve büyüklüğünün tespit edilmesi, çözümün hücre genişliğine bağımlılığı (grid bağımsızlığı) adıyla bilinen ayrı bir çalışma gerektirmektedir. Bu çalışmada, 2 boyutlu ön incelemeler sırasında benzer bir çalışma yapılarak elde edilen hücre büyüklükleri, 3 boyutlu çalışmalarda esas alınmaktadır. Sonuç olarak 64.000 ile 256.000 aralığında ağ sayısı için ön çalışmalar yapılmış olup, 96.000 ağ'dan fazla olduğu durumlarda Nu sayılarında %2 nin altında sapma olduğu görülerek çalışmalar 96.000 ağ için yapılmıştır. Bu çalışmada, akış olduğu tüm bölgeler de dikdörtgen ağ yapısı kullanılmaktadır. Uyarıcı jet için de homojen dikdörtgen ağ yapısı kullanılmış olup akış alanını analiz edebilecek kadar küçük ağ aralığı seçilmiştir.



Şekil 4.1. Tipik ağ yapısı ve çözüm alanı

Sayısal çözümlerde, ayrık çözüm algoritması kullanılmaktadır. Basınç hız arasındaki ilişki PISO algoritması ile ele alınmaktadır. Basınç ve momentum ifadeleri ikinci dereceden ileri fark denklemleri ile ayrıklaştırılmaktadır. Denklem setinin çözümünde ardışık iki iterasyon arasındaki bağıl hatanın azalmasıyla birlikte çözümler yakınsamaktadır. Bu çalışmada yakınsama kriteri olarak enerji denklemi için 10^{-6} diğer denklemler için ise (kütle, momentum) 10^{-3} değeri alınmaktadır.

4.3 Matematik Model

Düzlemsel bir levha üzerinden zorlanmış akışta, sinüzoidal olarak hareket eden piston-silindir düzeneği ile çalışan uyarıcı jet vasıtasıyla periyodik hız değişimlerine maruz sıkıştırılamaz bir akış için, fiziksel özellikler sabit ve viskoz yayılım etkisi ihmal edilerek kütle, momentum ve enerjinin korunumu denklemleri aşağıda verilmiştir.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (4.1)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (4.2)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (4.3)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (4.4)$$

Burada u ve v , x ve y yönündeki hız bileşenlerini göstermektedir. Sıcaklık T , ve dinamik basınç p ile gösterilmiştir. Isı yayılım katsayısı $\alpha = k/\rho c_p$, ve bu ifadedeki ρ , c_p , k ve ν sırasıyla yoğunluk, özgül ısı, ısı iletim katsayısı ve kinematik viskoziteyi göstermektedir.

4.3.1 Sınır şartları

Sayısal çözüm, Fluent paket programı ile yapıldığından jet girişinde “hız sınır şartı” verilmektedir. Rüzgar tünelineki ana akış için (Testo-435) hot-wire prob ile deneyde ölçülen ve sabitlenen serbest akış hızı verilmektedir. Çıkışta ise dışa akış (outflow) sınır şartı uygulanmaktadır. Isıtıcı yüzeyinden sabit ısı akısı ($q'' = 762 \text{ W/m}^2$) sınır şartı uygulanmakta olup diğer kısımlar adyabatik kabul edilmektedir. Uyarıcı jet girişinde sinüzoidal zamana bağlı değişen hız aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$u = x_m \omega \sin(\omega t) \quad (4.5)$$

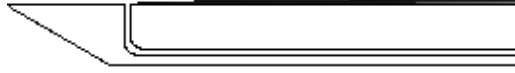
burada x_m genlik (stroku ifade eden terim) ve ω da titreşim frekansını (açısal hızı) göstermektedir. Bu sınır şartı için bir alt program yazılmakta ve başlangıçta programa tanıtılmaktadır.

Periyodik akış için kütle, momentum ve enerjinin korunumu denklemleri, sınır şartlarıyla birlikte yukarıda ifade edilmektedir. Bu çalışmada, yukarıda verilen momentum denklemi bazı basitleştirmeler altında analitik olarak çözülebilmektedir. Ancak enerji denklemi kısmi diferansiyel terimler içerdiğinden ve hız alanı ile birlikte çözülmesi gerektiğinden analitik olarak çözülememektedir. Bu bakımdan denklemler CFD paket programı vasıtasıyla sayısal olarak çözülmüş olup deneysel bulgularla karşılaştırılmıştır.

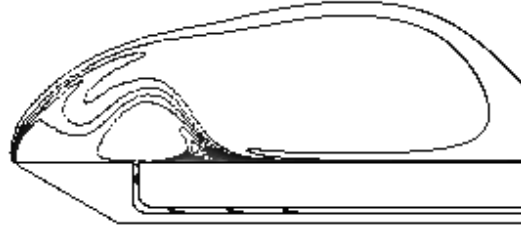
Sayısal çalışmada, deneylerde kullanılan parametreleri en iyi ifade edecek şekilde kabuller yapılmaktadır. Deneylerde kullanılan değişken sayısının fazla olmasından dolayı, sayısal çözümde zaman kazanmak için bu durumu en iyi ifade edebilecek sınırlı sayıda deney için sayısal çözümler yapılmıştır. Problemden kullanılan ağ sayısının fazla olması, zamana bağlı çözümlerde yakınsama problemleri nedeniyle düşük zaman adımlarının seçilmesiyle çözüm zamanının uzun süre almasından (hesaplama maliyetinden) dolayı bu yola başvurulmaktadır.

4.4 Sonuçlar

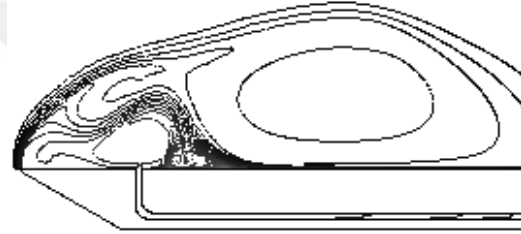
Bu kısımda, düz levha üzerinden zorlanmış akışta ısı transferine sentetik jet etkisinin fiziksel mekanizmasını anlamak üzere belirlenen parametrelerin etkisi analiz edilmektedir. Sayısal çalışmada Reynolds sayısı, Prandtl sayısı ve geometrik parametreler sabit tutularak, uyarıcı jet parametreleri olan genlik ve frekansın etkisi araştırılmıştır. Frekans ve genlik değiştiğinde ısı geçişi davranışının nasıl olduğu ayrıntılı olarak incelenmektedir. Levha üzerinde uyarıcı jetten dolayı periyodik bir akış alanı oluşmakta ve ısı geçişi de periyodik olarak cereyan etmektedir. Bundan dolayı ısı geçişi hesabında bir çevrim boyunca geçen ısı esas alınmaktadır. Çevrim boyunca gerçekleşen mekanizmayı açıklamak için faz açıları kullanılmaktadır. Bu faz açıları ωt ile ifade edilmektedir. Bir çevrim $\tau = \omega t = 2\pi$ radyan veya 360 derece olarak ifade edilmektedir. Sayısal sonuçların analizinde başlangıç (geçici) şartlarından kurtulmak için sistemin kendi içinde periyodik olması beklenmektedir. Bunun için yeterince uzun zaman dilimi için ($t=3600$ s) çözümler yapılmakta ve analiz edilmektedir. Çalışmalarda dört farklı genlik kullanıldığından, aynı frekans ve faz açılarında bu genliklerdeki akış alanı Şekil 4.2 de verilmiştir. Burada $A_0=0$, daimi akışı ifade etmektedir.



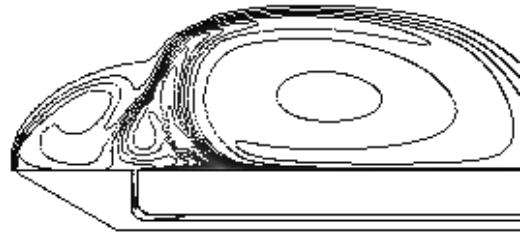
Daimi akış ($Re=55000$)



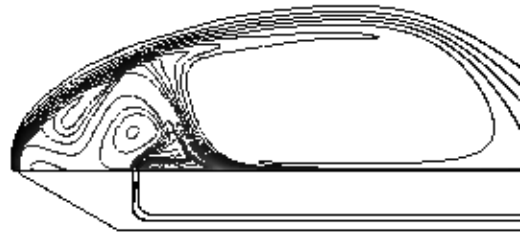
$A_0=0.35$, $\omega=6\pi$, $\omega t=180^\circ$



$A_0=0.7$, $\omega=6\pi$, $\omega t=180^\circ$

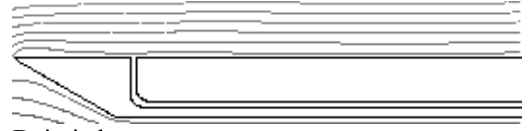


$A_0=1.05$, $\omega=6\pi$, $\omega t=180^\circ$



$A_0=1.4$, $\omega=6\pi$, $\omega t=180^\circ$

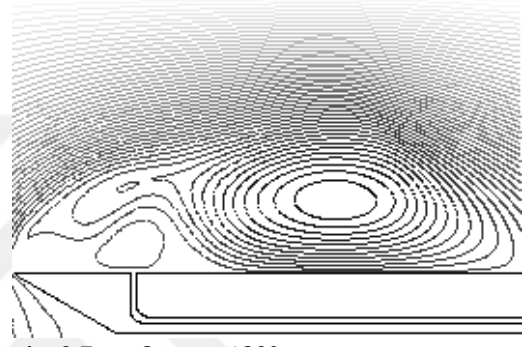
Şekil 4.2a – Sabit bir frekans ve faz açısı için genliğe göre sıcaklık dağılımı ($Re=55000$).



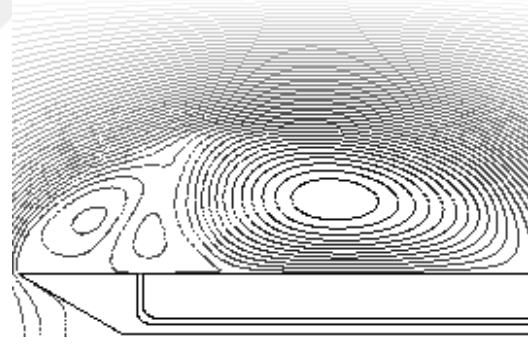
Daimi akış



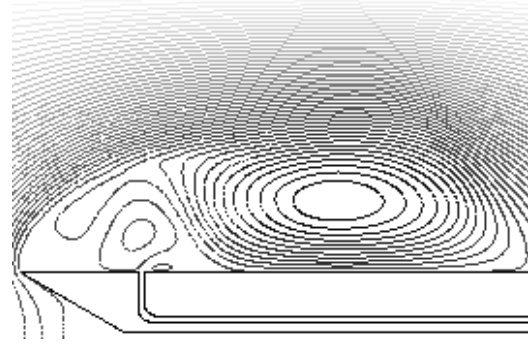
$A_0=0.35$, $\omega=6\pi$, $\omega t=180^\circ$



$A_0=0.7$, $\omega=6\pi$, $\omega t=180^\circ$

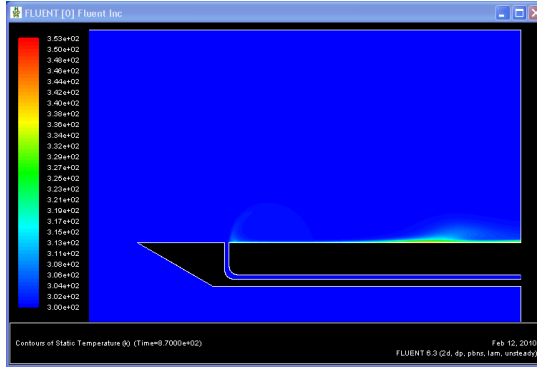


$A_0=1.05$, $\omega=6\pi$, $\omega t=180^\circ$

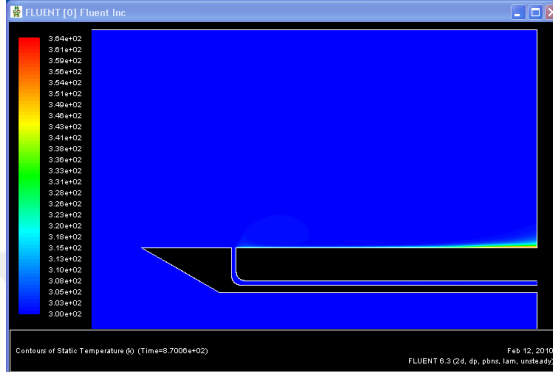


$A_0=1.4$, $\omega=6\pi$, $\omega t=180^\circ$

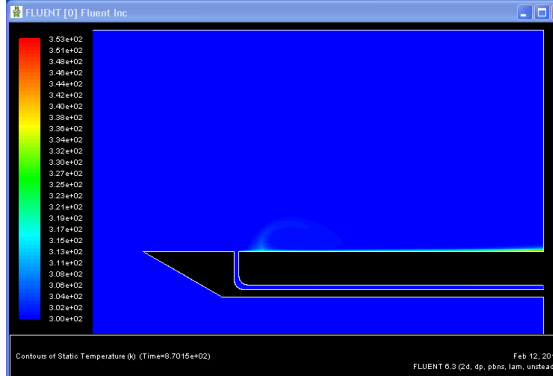
Şekil 4.2b – Şekil 4.2a daki durumlar için akım çizgileri, ($Re=55000$)



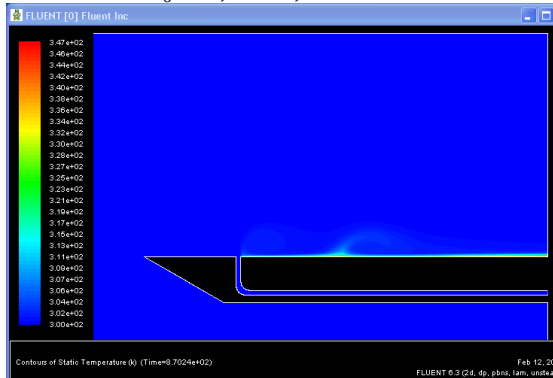
$$A_0=1.4, \omega=6\pi, \omega t=0^\circ$$



$$A_0=1.4, \omega=6\pi, \omega t=90^\circ$$

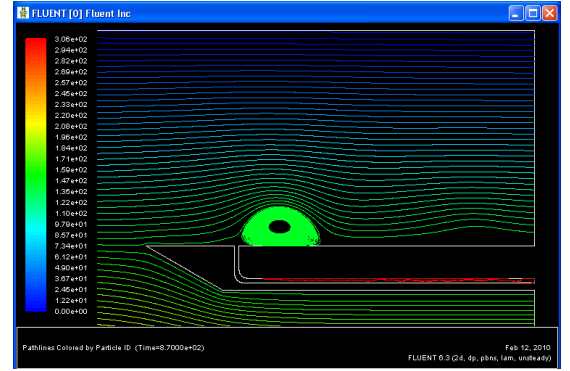


$$A_0=1.4, \omega=6\pi, \omega t=180^\circ$$

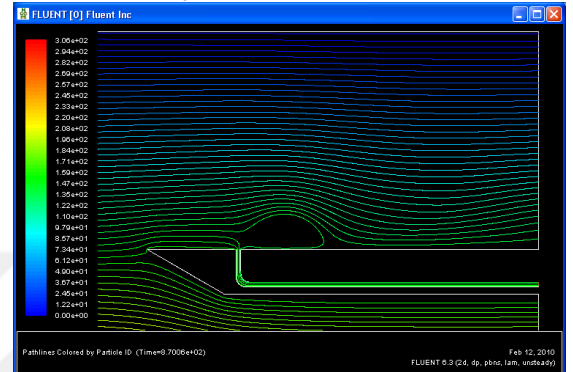


$$A_0=1.4, \omega=6\pi, \omega t=270^\circ$$

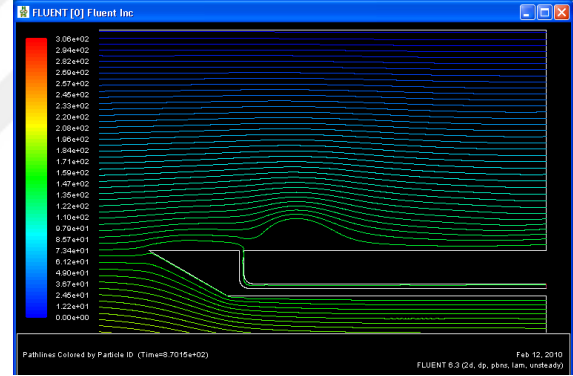
Şekil 4.3a – Bir çevrim boyunca farklı faz açılarında sıcaklık dağılımları ($Re=5,5 \times 10^4$).



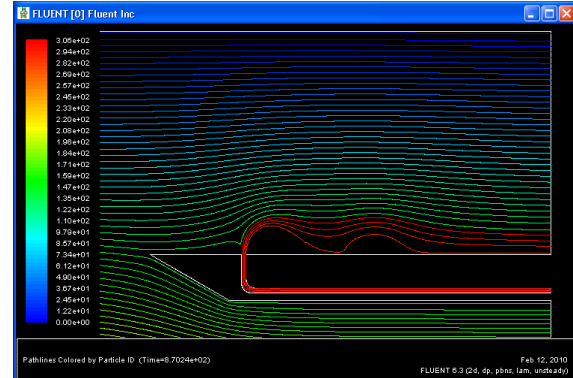
$$A_0=1.4, \omega=6\pi, \omega t=0^\circ$$



$$A_0=1.4, \omega=6\pi, \omega t=90^\circ$$



$$A_0=1.4, \omega=6\pi, \omega t=180^\circ$$



$$A_0=1.4, \omega=6\pi, \omega t=270^\circ$$

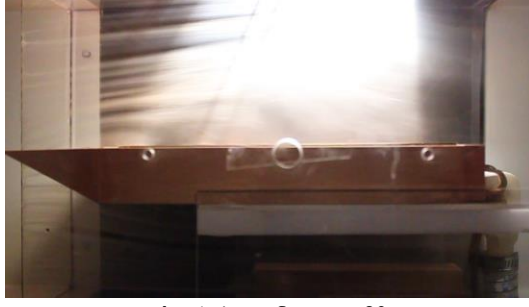
Şekil 4.3b – Şekil 4.3a'daki durumlar için akım çizgileri ($Re=5,5 \times 10^4$)

Şekil 4.2’de, her bir genlik için sıcaklık dağılımları ve akım çizgileri birlikte verilmiştir. Daimi akış için verilen durumda, akım çizgilerinin levhaya paralel ve düz olduğu görülmektedir. Isıl sınır tabakanın da beklendiği gibi yüzey boyunca giderek büyüdüğü

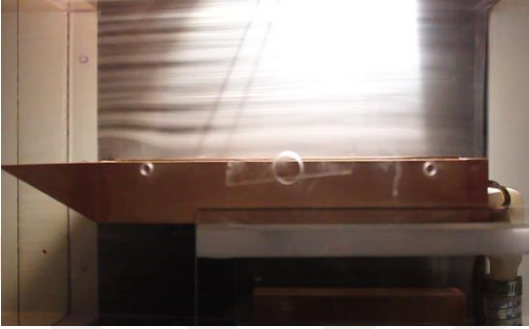
ve stabil olduğu gör÷lmektedir. Ancak, uyarılmış akışta, genlik ne olursa olsun sınır tabakanın bozulduğu, jet etkisiyle levha üzerinde bir sirkülasyon bölgesinin oluştuğu, bunun da sıcaklık alanını etkilediği gör÷lmektedir. Jetin levhanın girişinden itibaren etkisini gösterdiği, sıcak olan sınır tabakanın daha geniş bir akış alanına yayıldığı gör÷lmektedir. Artan genliklerde bu etkinin daha fazla hissedildiği gözlenmektedir. Bu durumu daha iyi anlayabilmek için, Şekil 4.3’de yüksek genlik ($Strok=0.28$ m) ve yüksek frekans ($\omega=6\pi$) için bir çevrim boyunca farklı faz açılarında sıcaklık ve akış alanındaki akım çizgileri birlikte verilmiştir. Sentetik jet tarafından akışa yapılan momentum transferi sayesinde, levha girişinden itibaren bir sirkülasyon bölgesi oluşmakta, bu döngü akış boyunca taşınmakta ve hız sınır tabakası üzerinde etkili olmaktadır. Bu da levha yüzeyi üzerindeki sıcak akışkanı süpürerek serbest akış alanına doğru taşımaktadır. Jet çıkışından itibaren oluşan girdaplar, akış içerisinde döngüler oluşturarak çıkışa doğru sürüklenmektedir. Bu esnada sınır tabakadaki ısıtıcıyla temas eden sıcak akışkan serbest akış içerisine doğru taşınmakta, daha soğuk olan akışkan sınır tabakayla çevrimsel olarak temas etmektedir. Bu durum çevrim boyunca periyodik olarak devam etmekte ve her çevrimde taze akışkan sınır tabakaya girmekte ve ısıtıcı yüzeyi ile temas etmektedir. Taze akışkan ile sınır tabaka arasında sıcaklık farkı yüksek olduğundan transfer olan ısı miktarı artmaktadır.

4.5 Deneysel ve Sayısal Çalışmaların Karşılaştırılması

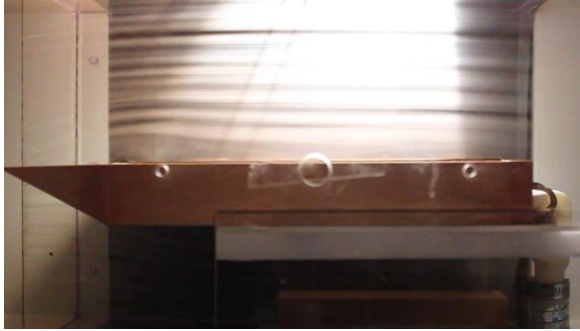
Deneysel çalışmalar, referans alınarak oluşturulan sayısal çözüm modeli ile seçilen bazı deneyler için çözüm yapılmış olup, ısı transferi performansının iyi olduğu yüksek genlik ve yüksek frekans durumu için, bir çevrim boyunca deneysel görüntülerle sayısal çözüm karşılaştırılmıştır. Duman tel yöntemiyle akış görüntüleme yapılmış olup, belirli faz açılarında elde edilen görüntülerle aynı faz açısı için elde edilen sayısal sonuçların, Şekil 4.4’de bir karşılaştırması yapılmıştır. Şekilden de gör÷ldüğü gibi deneysel ve sayısal çözüm arasında bir uyum olduğu gör÷lmektedir. Deneysel görüntülerden elde edilen pozlarda, jet çıkışından itibaren, akış alanındaki jet etkisi açıkça gör÷lmektedir. Benzer etkiler sayısal çözüm için verilen pozlarda da göz÷lmektedir. Akış görüntüleme yönteminde akım çizgileri çok net olarak görüntülenemediğinden sayısal çözümle aralarında küçük farklılıklar göz÷lmektedir. Buna rağmen, akış alanı üzerindeki jet etkisi net olarak anlaşılmakta, beklendiğı gibi sınır tabaka üzerinde dominant bir etki göstermektedir. Bu durum sayısal çözümde de net olarak gör÷lmektedir.



$$A_0=1.4, \omega=6\pi, \omega t=0^\circ$$



$$A_0=1.4, \omega=6\pi, \omega t=90^\circ$$

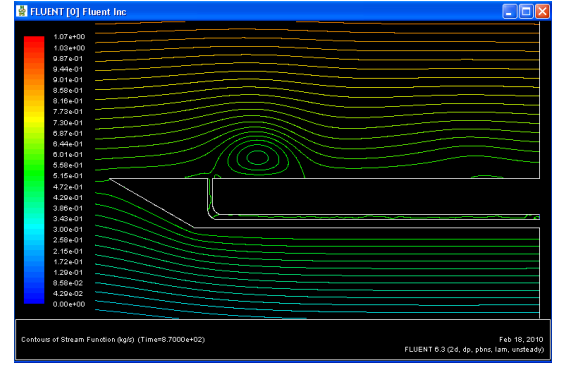


$$A_0=1.4, \omega=6\pi, \omega t=180^\circ$$

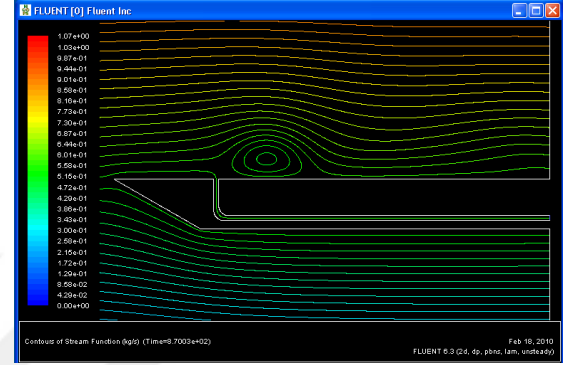


$$A_0=1.4, \omega=6\pi, \omega t=270^\circ$$

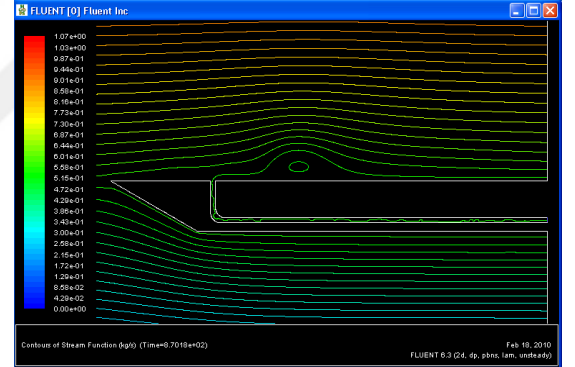
Şekil 4.4a – Bir çevrim boyunca deneysel olarak elde edilen akış görüntüleri ($Re=5,5 \times 10^4$).



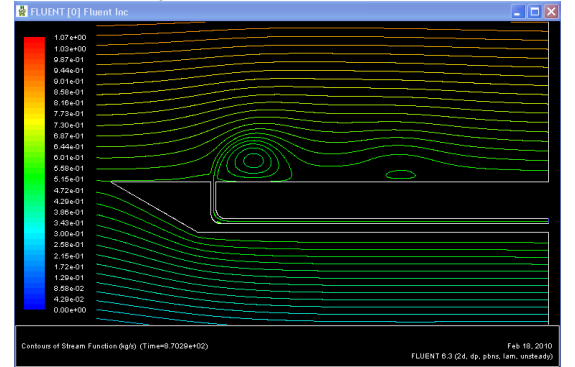
$$A_0=1.4, \omega=6\pi, \omega t=0^\circ$$



$$A_0=1.4, \omega=6\pi, \omega t=90^\circ$$



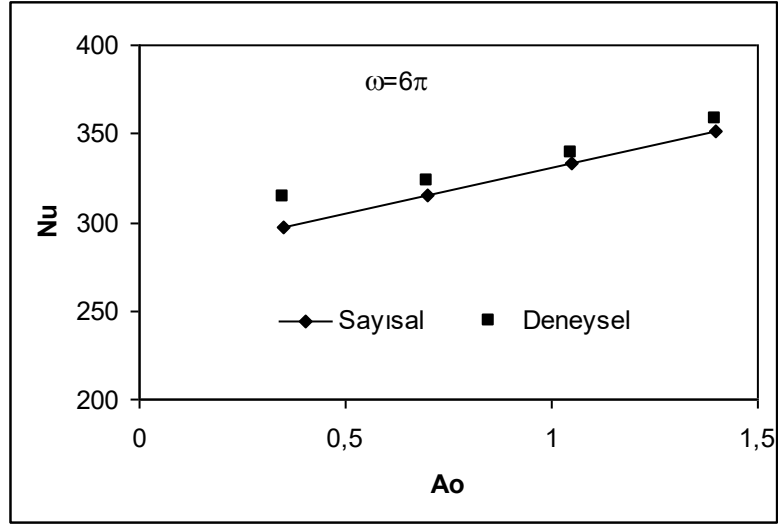
$$A_0=1.4, \omega=6\pi, \omega t=180^\circ$$



$$A_0=1.4, \omega=6\pi, \omega t=270^\circ$$

Şekil 4.4b – Bir çevrim boyunca sayısal olarak elde edilen akım çizgileri ($Re=5,5 \times 10^4$).

Şekil 4.5 de deneysel olarak elde edilen ortalama Nusselt sayıları ile sayısal çözümden elde edilen Nu sayıları karşılaştırılmıştır. Sabit bir frekans için ($\omega=6\pi$) farklı genliklerde



Şekil 4.5. Deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması, ($Wo \approx 110$, $Re = 55000$)

sayısal çözümde elde edilen Nu sayılarının deney sonuçları ile aynı karakteri gösterdiği ve aralarında bir uyum olduğu görülmektedir. Daha önce bahsedildiği gibi sınırlı sayıda deney için simülasyon yapılmış olup, karşılaştırma bu çözümler için yapılmıştır. Nusselt sayıları sayısal çözümde genellikle doğrusal olarak artarken, deneysel sonuçlarında benzer şekilde arttığı görülmektedir. Düşük genlikte, ana akış hızının daha etkili olmasından dolayı, bir miktar fark olmakla birlikte, deney sonuçlarının $\pm 5,3$ hata payının olduğuda düşünülerek uyumun oldukça iyi olduğu söylenebilir.

5. SONUÇLAR

Bu çalışmada, sabit ısı akısına sahip düz bir levha yüzeyinin soğutulmasına sentetik (uyarıcı) jet parametrelerinin etkisi deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Aksaray Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü Laboratuvarında bulunan rüzgâr tüneli içerisine yerleştirilen deneysel model vasıtasıyla, belirlenen jet parametreleri için hız ve sıcaklık ölçümleri yapılmış olup, her bir parametre için yüzeyden ısı geçişinin göstergesi olan Nusselt sayıları hesaplanmıştır. Sentetik jetle akış uyarıldığı için levha üzerinde periyodik akış alanı oluşmakta, bundan dolayı ısı geçişi de periyodik olarak gerçekleşmektedir. Isı geçişi hesaplamalarında bir çevrim esas alınarak, çevrim boyunca olan ısı geçişi bulunmuştur. Deneylerde öncelikle, jet kapalıyken farklı Reynolds sayılarında yüzeyden ısı geçişi bulunmuş ve yaygın literatürle karşılaştırılmış olup, sıcaklık ölçümlerinin doğruluğu sağlanmıştır. Daha sonra jet aktif hale getirilerek, altı farklı frekans ve dört farklı genlik için ölçümler yapılmıştır. Jet etkisinin tam olarak ortaya çıkması için ana akış hızı ile jet parametreleri arasında bir uyumun olması gerektiği anlaşılmıştır. Yapılan ön çalışmalarda bu çalışma için, $Re=55000$ de en uygun durumun olduğu belirlenmiştir. Deneyler Re sayısı, Pr ($Pr=0.71$) sayısı ve geometrik parametreler sabit tutularak yapılmıştır. Ayrıca duman-tel yöntemiyle, akış görüntüleme yapılmış olup, jetin akış alanındaki etkileri görsel olarak da ifade edilmiştir. Elde edilen ortalama Nu sayıları boyutsuz parametreler cinsinden Şekil 3.13 de verilmiştir.

Deneysel çalışmalar esas alınarak problem sayısal olarak da incelenmiştir. Sayısal çözümler sonlu hacimler yöntemiyle çözüm yapan Fluent paket programı kullanılarak yapılmıştır. Sayısal çözüm, ağ sayısının fazlalığı ve zamana adımın küçük seçilmesinden dolayı çözüm zamanı çok uzadığından sınırlı sayıda deney için yapılmıştır. Sayısal çözümler değerlendirilirken deneysel çalışmada olduğu gibi çevrim boyunca geçen ısı miktarı göz önüne alınmıştır. Problem kendi içerisinde periyodik olduğu için, öncelikle başlangıç hali etkilerinden uzaklaşmak için belirli bir zaman için çözüm yapılmış (3600sn.) ve daha sonra bir çevrimi ifade edecek şekilde yeniden çalıştırılmıştır. Çevrim boyunca her bir faz açısı için anlık sıcaklık ve hız dağılımları elde edilerek, ısı geçişi için detaylı analiz yapma imkânı elde edilmiştir. Sıcaklık ve hız alanındaki değişiklikler belirli faz açılarında elde edilerek ısı geçiş mekanizması yorumlanmıştır. Sayısal çözümlerde de akış görüntüleme yöntemiyle elde edilen hız dağılımları elde edilmiş olup, jetin etkileri net olarak ortaya konulmuştur. Sentetik jetin levha yüzeyinde akış yapısını etkili bir şekilde değiştirdiği, sınır tabaka yapısı üzerinde

yıkıcı bir etki gösterdiği ve sınır tabakayı çevrim boyunca periyodik olarak yenilediği, anlaşılmıştır. Bu sayede de ısı geçişinin iyileştiği gözlemlenmiştir. Sayısal çözümlerden elde edilen Nu sayısı ile deneysel sonuçlardan elde edilen Nu sayıları karşılaştırılmış olup aralarında iyi bir uyumun olduğu görülmüştür (Şekil 4.5).

Sonuç olarak, bu çalışmada elde edilen sonuçlar aşağıda maddeler halinde sunulmuştur.

- Ana akış hızı ile jet parametreleri arasında bir uyumun olması gerektiği anlaşılmıştır.
- Akış görüntülerinden ve sayısal çözümlerden elde edilen görüntüler, jetin sınır tabaka üzerinde yıkıcı bir etkiye sahip olduğunu göstermiştir.
- Jetin tüm levha boyunca etkili olduğu, ancak jet çıkışına yakın bölgede daha etkili olduğu gözlemlenmiştir.
- Jetin sınır tabakayı bozarak, levha yüzeyine yakın akışkan tabakalarını serbest akışın içine doğru sürüklediği, bu sayede ana akış ile sınır tabaka arasında çok hızlı ve etkili bir karışım olduğu, bunda ısı geçişini, artırdığı değerlendirilmiştir.
- Artan frekans ve genliklerde ısı transferinde doğrusal bir artışın olduğu gözlenmiştir.
- Ancak deneysel ölçmelerden genliğin daha baskın bir parametre olduğu anlaşılmıştır.
- Bu çalışmadan elde edilen sonuçlara göre, yüzeyden ısı transferinde yüksek genlik ve frekansta %22 gibi bir iyileştirme sağlanmıştır.
- Deney sonuçları için yapılan hata analizinde ortalama hata, %5,53 olarak bulunmuştur (minimum, %1 ve maksimum, %16,85). Frekans arttıkça hata miktarı da artmaktadır.
- Elde edilen sonuçlar, boyutsuz büyüklükler cinsinden verilmiştir.

Deneysel çalışmalarda deney tesisatının izin verdiği ölçüde parametreler değiştirilmiştir. Artan genlik ve frekanslarda ısı transferinin de arttığı gözlemlenmiştir. Bunların sınırlarının belirlenmesi için, daha büyük ekipmanlara ihtiyaç vardır. Daha yüksek frekanslara çıkıldığında ısı geçişinin ne oranda arttığı araştırılmalıdır.

6. KAYNAKLAR

- Akdağ Ü., Demiral D., Çetin Ö., 2012. Forced convection heat transfer from a flat plate having constant heat flux using synthetic jet actuator, *IEESE-6, 6th Ege Energy Symposium and Exhibiton*, Ege Univesity, İzmir, Bild. Kit. Sy: 881-891.
- Akdağ Ü., Çetin Ö., 2011. Yüzeylerde film soğutmaya sentetik jet etkisinin incelenmesi, 11. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, (ULIBTK'11), Karaelmas Üniversitesi, Zonguldak. Bild.Kit. syf:890-895 (Poster)
- Akdağ Ü., 2012. Sentetik jet uyarıcı kullanarak sıcak yüzeylerin etkili soğutulması, TUBITAK 112M014 Nolu Proje.
- Amitay M., Kibens V., Parekh DE., Glezer A. 1999. Flow reattachment dynamics over a thick airfoil controlled by synthetic jet actuators. 37th AIAA Aerosp. Sci. Meet. 99-1001, Reno, Nev.
- Amitay M., Smith BL., Glezer A. 1998. Aerodynamic flow control using synthetic jet technology. 36th AIAA Aerosp. Sci. Meet. 98- 0208, Reno, Nev.
- Amitay M., Smith DR., Kibens V., Parekh DE., Glezer A. 2001. Aerodynamic flow control over an unconventional airfoil using synthetic jet actuators. *AIAA J.* 39:361-70
- Beitelmal, A. H., Saad, M. A. ve Patel, C. D., 2000. The effect of inclination on the heat transfer between a flat surface and an impinging two-dimensional air jet, *Int. J. Heat Fluid Flow*, (21):156-163.
- Bohn,D. Ren, J. Kusterer, K., 2003. Conjugate heat transfer analysis for film cooling configurations with different hole geometries, ASME paper no. 2003-GT-38369.
- Brigham BA., Vanfossen GJ., 1984. Lenght to diameter ratio and row number effects in short pin fin heat transfer, *ASME J. Eng. Gas Turbines Power*, 106:241-244
- Chandratilleke TT., Jagannatha D., Narayanaswamy R., 2010. Heat transfer enhancement in microchannels with cross-flow synthetic jets, *Int. J. Thermal Sci.* 49 504-513.
- Chiriac, V. A., 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.
- Chung, Y. M, Luo, K. H. and Sandham N. D., 2002. Numerical study of momentum and heat transfer in unsteady impinging jets, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 23 (5): 592-600.
- Chou, Y.J. and Hung, YH., 1994. Impingement cooling of an isothermally heated surface with a confined slot jet. *Journal of Heat Transfer*. (116): 479-482.

- Dan S. Kercher, Jeong-Bong Lee, Oliver Brand, Mark G. Allen, 2003. "Microjet Cooling Devices for Thermal Management of Electronics" IEEE Transactions on components and packaging technologies, vol. 26, no. 2, June 2003.
- Demircan T. ve Türkoğlu, H., 2007. Bir yüzeye çarpan osilasyonlu iki boyutlu dikdörtgen hava jetinin sayısal olarak incelenmesi, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 27(1): 39-50.
- Demircan T. ve Türkoğlu, H., 2010. The Numerical Analysis of Oscillating Rectangular Impinging Jets, *Numerical Heat Transfer, Part A*, 58: 146–161.
- El-Gabry LA, Kaminski DA., 2005. Experimental investigation of local heat transfer distribution on smooth and roughened surfaces under an array of angled impinging jets. *J Turbomachinery* 127(3):532–544.
- Erbas N., Baysal O., 2009. Micron-level actuators for thermal management of microelectronic devices, *Heat Transfer Eng.* 30, 138–147.
- Farhanieh B, Herman C, Sunden B, 1993. Numerical and experimental analysis of laminar fluid flow and forced convection heat transfer in a grooved duct. *Int J Heat Mass Tr*, 36:1609-1617
- Fluent 6.3., 2001. FLUENT user's guide. Fluent, Inc., Lebanon, NH. 03766, USA.
- Genceli, O.F., 2002. Çözümlü Isı Taşınımı Problemleri, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- Glezer A, Amitay M., 2002. Synthetic jets, *Annu. Rev. Fluid Mech.* 34 503–529.
- Goldstein R.J., 1971. Film cooling, *Adv. Heat Transfer* (7): 321–379.
- Goldstein R.J., Eckert E.R.G., Burggraf F., 1974. Effects of hole geometry and density on three dimensional film cooling, *Int. J. Heat Mass Transfer* (17):595–607.
- Gillespie M.B., Black W.Z., Rinehart C., Glezer A., 2006. Local convective heat transfer from a constant heat flux plate cooled by synthetic jets, *ASME J. Heat Transfer* 128 990–1000.
- Goldstein R.J., Eckert E.R.G., Burggraf F., 1974. Effects of hole geometry and density on three dimensional film cooling, *Int. J. Heat Mass Transfer* 17 595–607.
- Go D.B., Mongia R.K., 2008. Experimental Studies on Synthetic Jet Cooling Enhancement for Portable Platforms, *IEEE*, (pp. 528–536).
- Hyams D., McGovern K., Leylek J., 1996. Effects of geometry on slot-jet film cooling performance, *ASME paper no. 96-GT-187*.
- Honohan AM., Amitay M., Glezer A., 2000. Aerodynamic control using synthetic jets. *AIAA Fluids Meet.* 2000-2401, Denver, Colo.
- Holman J.P., 2001. *Experimental Methods for Engineers*, McGraw-Hill, New York.

- Incropera FP, and Dewitt, PD., 1996. Fundamentals of Heat and Mass Transfer, third edition John Wiley & Sons Inc.
- Incropera FP, 1980. Convection heat transfer in electronic equipment cooling. J. Heat Transfer, 110:1097-1111
- Jabbal M., Zhong S., 2007. The near wall effect of synthetic jets in a boundary layer, Int. J. Heat Fluid Flow 119–130.
- Jain M., Puranik B., Agrawal A., 2011. A numerical investigation of effects of cavity and orifice parameters on the characteristics of a synthetic jet flow, Sensors and Actuators A 165: 351–366.
- Jambunathan K., Lai E., Moss MA., Button BL. 1992. A review of heat transfer data for single circular jet impingement. Int J Heat Fluid Flow 13:106–115.
- Jung IS., Lee JS., ve Ligrani PM., 2002. Effects of Bulk Flow Pulsations on Film Cooling With Compound Angle Holes: Heat Transfer Coefficient Ratio and Heat Flux Ratio, Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery, 124, 142-151.
- Kang E., Breuer KS., Tan CS., 2000. Aerodynamic control using synthetic jets. AIAA Fluids 2000 Meet. 2000-2232, Denver, Colorado.
- Kataoka K., Suguro M., Degawa H., Maruo K. and Mihata I. ,1987. The effect of surface renewal due to largescale eddies on jet impingement heat transfer, International Journal of Heat and Mass Transfer 30(3): 559-567.
- Kassab A.J., Divo E., Heidmann J.D., Steinthorsson E., Rodriguez F., 2003. BEM/FVM conjugate heat transfer analysis of a three-dimensional film cooled turbine blade, Int. J. Numer. Methods Heat Transfer Fluid Flow 13 581–610
- Koc İ. İslamoğlu, Y. ve Akdağ, Ü., 2009. Investigation of film cooling effectiveness and heat transfer coefficient and heat transfer coefficient for rectangular holes with two rows for rectangular holes, Aircraft Engineering and Aerospace Technology: An International Journal 81/2 :106–117.
- Kral LD., Donovan JF., Cain AB., Cary AW., 1997. Numerical simulation of synthetic jet actuators. 28th AIAA Fluid Dyn. Conf. 97- 1824, Reno, Nev.
- Lee A., Yeoh G.H., Timchenko V., Reizes J.A.,2011. Numerical computation and investigation of the characteristics of microscale synthetic jets, *Modelling and Simulation in Engineering*, vol. 2011, Article ID 358940, 8 pages, doi:10.1155/2011/358940.
- Lee A., Yeoh G.H., Timchenko V., Reizes J.A.,2012. Three-dimensional modelling of fluid flow and heat transfer in micro-channels with synthetic jet, International Journal of Heat and Mass Transfer, 55 198–213
- Li D., Timchenko V., Reizes J.A., Leonardi E.,2009. Effect of operating frequency on heat transfer in a microchannel with synthetic jet, Comput. Thermal Sci. 1 361–383.

- Makki Y., Jakubowski G.,1986. An experimental study of film cooling from diffused trapezoidal shaped holes, AIAA paper no. 86-1326.
- Mittal, R. Rampungoon, P, Udaykumar HS, 2001. Interaction of a Synthetic Jet with a Flat Plate Boundary Layer, AIAA, 2001-2773
- Mladin, EC and Zumbrennen, DA.,1997. Local convective heat transfer to submerged pulsating jets, International Journal of Heat and Mass Transfer, 40(14): 3305-3321.
- Pavlova A., Amitay M.,2006. Electronic cooling using synthetic jet impingement, ASME J. Heat Transfer 128 897–907.
- Perkins CD. Hazen,1953. Some recent advances in boundary layer and circulation control. 4th. Anglo-Am. Aeronaut. Conf., London UK.
- Poh HJ., Kumar K., Mujumdar AS.,2005. Heat transfer from a pulsed laminar impinging jet, International Communications in Heat and Mass Transfer (32):1317–1324.
- Qayoum A., Gupta V., Panigrahi PK., Muralidhar K.,2010. Perturbation of a boundary layer by a synthetic jet for heat transfer enhancement, Int: J. Heat and Mass Transfer, (53): 5035-5057.
- Reay, DA., 1991. Heat transfer enhancement—a review of techniques and their possible impact on energy efficiency in the U.K. Heat Recovery Systems and CHP, Volume 11, Issue 1, Pages 1-40
- Sagot B., Antonini G., Christgen A., Buron F.,2008. Jet impingement heat transfer on a flat plate at a constant wall temperature, International Journal of Thermal Sciences, (47):1610–1619.
- Sailor DJ., Rohli DJ and Fu Q.,1999. Effect of variable duty cycle flow pulsations on heat transfer enhancement for an impinging air jet, International Journal of Heat and Fluid Flow, 20(6): 574-580.
- Schmidt, D. Sen, B. Bogard D.,1996. Film cooling with compound angle holes: adiabatic effectiveness, ASME J. Turbomach. (118):807–813.
- Silieti M, Kassab, AJ, Divo, E.,2009. Film cooling effectiveness: comparison of adiabatic and conjugate heat transfer CFD models, International Journal of Thermal Sciences (48) 2237–2248.
- Silieti, M. Divo, E. Kassab, A.J.,2004. The effect of conjugate heat transfer on film cooling effectiveness, ASME paper no. 2004-HT-FED-56234.
- Smith BL., Glezer A., 1998. The formation and evolution of synthetic jets. Phys. Fluids 31:2281–97
- Smith B.L., Swift G.W.,2003. A comparison between synthetic jets and continuous jets, Exp. Fluids 34 467–472.

- Tamburello DA, and Amitay M.,2008. Active control of free jet using a synthetic jet, Int. J. Heat and Fluid Flow, (29):967-984.
- Trávníček, Z., Tesar, V.,2003. Annular synthetic jet used for impinging flow mass transfer, Intern. Journal of Heat and Mass Transfer 46, 3291–3297.
- Trávníček Z., Dancová P., Kordík J., Vít T., Pavelka Miroslav,2010. Heat and mass transfer caused by a laminar channel flow equipped with a synthetic jet array, in: Proceedings of the IHTC-14, Washington, DC, USA, pp. 609–617.
- Tianshu Liu, J.P. Sullivan,1996. Heat transfer and flow structures in an excited circular impinging jet, Intern. Journal of Heat and Mass Transfer, 39(17): 3695–3706.
- Timchenko V., Reizes J.A., Leonardi E.,2007. An evaluation of synthetic jets for heat transfer enhancement in air-cooled micro-channels, Int. J. Numer. Methods Heat Fluid Flow 17 263–283.
- Utturkar Y., Arik M., Gursoy M.,2007. Assessment of cooling enhancement of synthetic jet in conjunction with forced convection, in: Proceedings of IMECE2007, Seattle, USA, pp. 641–645.
- Utturkar Y., Arik M., Charles E., Seeley CE., Gursoy M.,2008. An experimental and computational heat transfer study of pulsating jets, Journal of Heat Transfer Vol. 130 062201/1-10.
- Wang Y., Yuan G., Bidstrup SA.,2006. Large eddy simulation (LES) for synthetic jet thermal management, Int. J. Heat Mass Transfer 49 2173–2179.
- Wittig S., Schulz A., Gritsch M.,1996. Thole K., Transonic film-cooling investigations: effects of hole shape and orientations, ASME paper no. 96-GT-222.
- Yabe A.,1991. Active heat transfer enhancement by applying electric fields. Proc ASME/JSME Therm Eng;3:15–23.
- Zhou JW., Wang YG., Geng LP.,2009. Effect of surface roughness on unsteady impinging jet heat transfer characteristics. J.Engineering Thermophysics 30(4):687–690.
- Zhou J., Zhong S.,2009. Numerical simulation of the interaction of a circular synthetic jet with a boundary layer, Computers & Fluids 38: 393–405.
- Zuckerman N. ve Lior N.,2005. Impingement heat transfer: Correlations and numerical modeling, ASME J.Heat Transfer, (127):544-552.
- Zulkifli R., Sopian K., Abdullah S. and Takriff MS.,2009. Comparison of local Nusselt number for steady and pulsating circular jet at Reynolds number of 16000, European Journal of Scientific Research, 29(3):369-378.

7. EKLER

EK 1. DENEYSEL PARAMETRELER

EK 2. BOYUT ANALİZİ

EK 3. HATA ANALİZİ



EK 1

DENEYSEL PARAMETRELER

Çizelge Ek 1.1. Deneysel çalışmalar için seçilen parametreler

Serbest-akış hızı	Frekans	ω_1	ω_2	ω_3	ω_4	ω_5	ω_6
$U=3.27$ m/s	<i>rpm</i>	30	60	90	120	150	180
$Re=55000$	<i>rad/s</i>	π	2π	3π	4π	5π	6π
	$L=0.20$ m	Wo	Wo	Wo	Wo	Wo	Wo
<i>Strok</i> [mm]	<i>Genlik</i> ↓	45,10	63,78	78,12	90,20	100,85	110,47
$x_m=280$	$A_0=1.4$	Deney-1	Deney-2	Deney-3	Deney-4	Deney-5	Deney-6
$x_m=210$	$A_0=1.05$	Deney-7	Deney-8	Deney-9	Deney-10	Deney-11	Deney-12
$x_m=140$	$A_0=0.7$	Deney-13	Deney-14	Deney-15	Deney-16	Deney-17	Deney-18
$x_m=70$	$A_0=0.35$	Deney-19	Deney-20	Deney-21	Deney-22	Deney-23	Deney-24

EK 2

BOYUT ANALİZİ

Sentetik jetle uyarılmış düz levha üzerinden periyodik akışta ısı geçişine etki eden parametreler,

$$h = f(U, \omega, c_p, x_{max}, L, d, \rho, \mu, k_f)$$

olarak belirlenebilir. Bu parametrelerden yararlanarak sistematik yöntemle boyut analizi yapmak için, önce boyut matrisi oluşturulur.

Çizelge Ek 2.1. Boyut matrisi

	k_0	k_1	k_2	k_3	k_4	k_5	k_6	k_7	k_8	k_9
	U	ω	c_p	h	x_m	L	d	ρ	μ	k_f
M	0	0	0	1	0	0	0	1	1	1
L	1	0	2	0	1	1	1	-3	-1	1
T	-1	-1	-2	-3	0	0	0	0	-1	-3
θ	0	0	-1	-1	0	0	0	0	0	-1
Birim	m/s	1/s	J/kg-K	W/m ² -K	m	m	m	Kg/m ³	N-s/m ²	W/m-K
Boyut	LT^{-1}	θ^{-1}	$L^2T^{-2}\theta^{-1}$	$MT^{-3}\theta^{-1}$	L	L	L	ML^{-3}	$ML^1\theta^1$	$MLT^3\theta^{-1}$

Bu matrisin rank'ı $r = 4$ dür. Boyutsuz parametre sayısı $n = 10$ dur böylece bu problemde $(10 - 4 = 6)$ 6 adet bağımsız boyutsuz çarpan elde edilecektir. Herhangi bir boyutsuz çarpım;

$$\pi = M^0 L^0 T^0 \theta^0 = U^{k_0} \omega^{k_1} C_p^{k_2} h^{k_3} x_{max}^{k_4} L^{k_5} d^{k_6} \rho^{k_7} \mu^{k_8} k_f^{k_9}$$

şeklinde olacağı için, her iki taraftaki temel boyutların üsleri birbirine eşit olacaktır. Boyut matrisi yardımıyla ikinci tarafın boyut ifadesi bulunup bu işlem yapılırsa,

M nin üsleri için,

$$k_3 + k_7 + k_8 + k_9 = 0$$

L nin üsleri için,

$$k_0 + 2k_2 + k_4 + k_5 + k_6 - 3k_7 - k_8 + k_9 = 0 \quad (A)$$

T nin üsleri için,

$$-k_0 - k_1 - 2k_2 - 3k_3 - k_8 - 3k_9 = 0$$

θ nin üsleri için,

$$-k_2 - k_3 - k_9 = 0$$

şeklinde homojen ve lineer bir denklem sistemi elde edilir. Bu denklem sisteminde daima temel büyüklük sayısı kadar denklem olacaktır. Oysa k değerlerinin sayısı değişken sayısı kadardır ve denklem sayısından fazladır. Bu durumda çözüm yöntemi gereği bazı k değerleri biliniyormuş gibi kabul edilecek ve diğer k değerleri bunların cinsinden bulunacaktır. Problemden $k_0, k_1, k_2, k_3, k_4, k_5$ ve k_6 keyfi olarak seçilir ve diğer k lar bunların cinsinden elde edilirse, bilinen k lar bilinmeyen k lar cinsinden ifade edilir ve toplam on adet denklem takımı elde edilir. Sayısal değerleri elde etmek için bilinen k lara (0) ve (1) gibi basit değerler verilir ve denklem takımı çözülür, elde edilen k değerlerinden bir matris oluşturur. Buna Çözüm veya çözümler matrisi denir.

Çizelge Ek 2.2. Çözüm matrisi

	k_0	k_1	k_2	k_3	k_4	k_5	k_6	k_7	k_8	k_9
	U	ω	c_p	h	x_{max}	L	d	ρ	μ	k_f
π_1	1	0	0	0	0	1	0	1	-1	0
π_2	0	1	0	0	0	2	0	1	-1	0
π_3	0	0	1	0	0	0	0	0	1	-1
π_4	0	0	0	1	0	1	0	0	0	-1
π_5	0	0	0	0	1	-1	0	0	0	0
π_6	0	0	0	0	0	1	-1	0	0	0

Çözüm matrisinin her satırı bir boyutsuz çarpımın üslerini verir. Bu durumda aranan komple boyutsuz çarpım serisi aşağıdaki şekilde bulunur.

$$\pi_1 = \frac{\rho UL}{\mu}$$

Re , Reynolds sayısı

$$\pi_2 = \frac{\omega \rho L^2}{\mu} = \frac{\omega L^2}{\nu} = L / 2\sqrt{\omega/\nu}$$

Wo , Womersley sayısı

$$\pi_3 = \frac{\mu C_p}{k_f}$$

Pr, Prandtl sayısı

$$\pi_4 = \frac{hL}{k_f}$$

Nu, Nusselt sayısı

$$\pi_5 = \frac{x_{max}}{L} = A_0$$

A_0 , Boyutsuz genlik

$$\pi_6 = \frac{L}{d}$$

levha uzunluğunun, üfleyici çapına oranı.

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

Burada mertbe analizi yapılırsa bazı boyutsuz çarpımların olaydaki etkisi ihmal edilebilir.

HATA ANALİZİ

Çizelge Ek 3.1. Deneyler için hata analizi hesabı

Deney	ω	x_m	Wo	A_o	q (W/m ²)	W_{Tw}	$W_{T\infty}$	W_U	Nu	W_{Nu} , %hata
deney-1	3,14159	0,28	45,10	1,4	762	1,632993	0,5	0,5	13,01	2,28
deney-2	6,2832	0,28	63,78	1,4	762	1,632993	0,5	0,5	26,94	4,75
deney-3	9,4248	0,28	78,12	1,4	762	1,632993	0,5	0,5	42,06	7,50
deney-4	12,5664	0,28	90,20	1,4	762	1,632993	0,5	0,5	58,50	10,55
deney-5	15,7079	0,28	100,85	1,4	762	1,632993	0,5	0,5	75,14	13,66
deney-6	18,8496	0,28	110,47	1,4	762	1,632993	0,5	0,5	92,12	16,85
deney-7	3,14159	0,21	45,10	1,05	762	1,632993	0,5	0,5	9,69	1,69
deney-8	6,2832	0,21	63,78	1,05	762	1,632993	0,5	0,5	19,83	3,48
deney-9	9,4248	0,21	78,12	1,05	762	1,632993	0,5	0,5	30,55	5,40
deney-10	12,5664	0,21	90,20	1,05	762	1,632993	0,5	0,5	41,94	7,47
deney-11	15,7079	0,21	100,85	1,05	762	1,632993	0,5	0,5	53,46	9,58
deney-12	18,8496	0,21	110,47	1,05	762	1,632993	0,5	0,5	65,34	11,76
deney-13	3,14159	0,14	45,10	0,7	762	1,632993	0,5	0,5	6,58	1,15
deney-14	6,2832	0,14	63,78	0,7	762	1,632993	0,5	0,5	13,34	2,35
deney-15	9,4248	0,14	78,12	0,7	762	1,632993	0,5	0,5	20,28	3,58
deney-16	12,5664	0,14	90,20	0,7	762	1,632993	0,5	0,5	27,51	4,88
deney-17	15,7079	0,14	100,85	0,7	762	1,632993	0,5	0,5	34,54	6,14
deney-18	18,8496	0,14	110,47	0,7	762	1,632993	0,5	0,5	41,47	7,37
deney-19	3,14159	0,07	45,10	0,35	762	1,632993	0,5	0,5	3,33	0,59
deney-20	6,2832	0,07	63,78	0,35	762	1,632993	0,5	0,5	6,69	1,18
deney-21	9,4248	0,07	78,12	0,35	762	1,632993	0,5	0,5	10,32	1,83
deney-22	12,5664	0,07	90,20	0,35	762	1,632993	0,5	0,5	13,06	2,29
deney-23	15,7079	0,07	100,85	0,35	762	1,632993	0,5	0,5	16,41	2,88
deney-24	18,8496	0,07	110,47	0,35	762	1,632993	0,5	0,5	19,83	3,48
									ortalama	5,529273

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Özden ÇETİN

Doğum Yılı :1981

Eğitim Bilgileri (Kurum ve Yıl)

Lisans : Cumhuriyet Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina
Mühendisliği Bölümü 2000-2008

Y. Lisans : Aksaray Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine
Mühendisliği Anabilim Dalı 2009-2013

İletişim Bilgileri

Adres :Zafer mah. Yıldırım Sok. No:55 Ortaköy / AKSARAY

Telefon : 0 544 604 04 63

E-posta : ozdn.cetin@gmail.com

