



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

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

**PULSATİF JET KULLANARAK DÜZ LEVHA YÜZEYİNDEN ISI
TRANSFERİNİN İYİLEŞTİRİLMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Selma AKÇAY

DANIŞMAN

Doç. Dr. Ünal AKDAĞ

AKSARAY, 2015



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

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

**PULSATİF JET KULLANARAK DÜZ LEVHA YÜZEYİNDEN ISI
TRANSFERİNİN İYİLEŞTİRİLMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Selma AKÇAY

DANIŞMAN

Doç. Dr. Ünal AKDAĞ

AKSARAY, 2015

AKSARAY ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
ONAY BELGESİ

Aksaray Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 122304404 numaralı Yüksek Lisans öğrencisi, “Selma AKÇAY”, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “Pulsatif Jet Kullanarak Düz Levha Yüzeyinden Isı Transferinin İyileştirilmesi” başlıklı tezini, aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı :	Doç. Dr. Ünal AKDAĞ	
	Aksaray Üniversitesi	
Jüri Üyeleri :	Doç. Dr. Y. Erkan AKANSU	
	Niğde Üniversitesi	
Jüri Üyeleri :	Yrd. Doç. Dr. Doğan DEMİRAL	
	Aksaray Üniversitesi	

Teslim Tarihi:

Savunma Tarihi:

DOĞRULUK BEYANI

Yüksek lisans tezi olarak sunduğum bu çalışmayı, bilimsel etik, ahlak ve geleneklere aykırı düşecek bir yol ve yardıma başvurmaksızın yazdığımı, yararlandığım eserlerin kaynakçada gösterilenlerden oluştuğunu ve bu eserleri her kullanışımında alıntı yaparak yararlandığımı belirtir; bunu şerefimle doğrularım.

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

Selma AKÇAY

TEŞEKKÜR

Mesleğimin ayrıntılarını öğrenmek ve insanlığa daha faydalı olabilmek için önümde aşmam gereken birçok engel olduğunun bilincinde olarak başladığım Yüksek Lisans eğitimimin sonuna gelmiş bulunuyorum.

Eğitim süresince bilgisinden faydalandığım, insani ve ahlaki değerleri ile de örnek aldığım, birlikte çalışmaktan onur duyduğum ve ayrıca tecrübelerinden yararlanırken göstermiş olduğu sonsuz hoşgörü ve sabrından dolayı değerli danışman hocam Sayın Doç. Dr. Ünal AKDAĞ' a şükranlarımı sunarım.

Tez çalışmasının finansal desteği, 213M580 numaralı "Pulsatif Jet Kullanarak Düz Yüzeylerde Film Soğutmanın İyileştirilmesi" adlı proje ile TÜBİTAK tarafından karşılanmıştır. Bu anlamlı desteğinden dolayı TÜBİTAK 'a teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca tezin deneysel çalışmaları aşamasında emeğini esirgemeyerek bana yardımcı olan diğer hocalarıma, arkadaşlarıma, bu günlere gelmemde büyük pay sahibi olan aileme ve desteğinden dolayı eşim Nihat AKÇAY'a teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

DOĞRULUK BEYANI.....	i
TEŞEKKÜR.....	ii
İÇİNDEKİLER.....	iii
ÖZET.....	v
ABSTRACT	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ	x
SİMGELER DİZİNİ.....	xi
KISALTMALAR DİZİNİ.....	xiii
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ÖZETİ	3
2.1. Isı Transferi İyileştirme Yöntemleri.....	3
2.2. Isı Transferinde Jet Uygulamaları.....	4
2.2.1. Sürekli jetler	4
2.2.2. Çarpan jetler	4
2.2.3. Sentetik jetler.....	5
2.2.4. Pulsatif jetler	7
2.3. Isı Transferinde Film Soğutma	17
2.4. Film Soğutma Yönteminde Pulsatif Jetler.....	25
3. DENEYSEL ÇALIŞMA.....	34
3.1 Giriş	34
3.2 Deney Düzeneği.....	35
3.3 Deneylerin Yapılışı	40
3.4 Deneysel Ölçümler	42
3.5. Levha Yüzey Sıcaklığının Belirlenmesi.....	43
3.6 Isı Geçiş Hesabı	52
3.7 Fiziksel Parametreler	54
3.8 Akış Görüntüleme	56

3.9 Sonuçlar	59
3.10 Hata Analizi	65
4. SAYISAL ÇALIŞMA.....	68
4.1 Giriş	68
4.2 Çözüm Alanı ve Kullanılan Yöntem.....	68
4.3 Matematik Model	70
4.4 Sonuçlar	71
4.5 Deneysel ve Sayısal Çalışmaların Karşılaştırılması.....	76
5. SONUÇLAR.....	80
KAYNAKLAR.....	83
EKLER.....	92
ÖZGEÇMİŞ	99

ÖZET

PULSATİF JET KULLANARAK DÜZ LEVHA YÜZEYİNDEN ISI TRANSFERİNİN İYİLEŞTİRİLMESİ

Bu çalışmada, düz levha üzerinden akışta ısı transferine pulsatif jet etkisi, deneysel ve sayısal olarak incelenmektedir. Deneysel çalışma, rüzgâr tüneli içerisine yerleştirilmiş sabit ısı akısına sahip düz bakır levha ve levha ön ucundan akışa dik olarak enjekte edilen bir pulsatif jet içermektedir. İncelemelerde, üfleme oranı, jet frekansı ve genliği değiştirilirken, geometrik parametreler ve Prandtl sayısı sabit tutulmuş ve bu parametrelerin ısı transferine etkileri analiz edilmiştir. Deneyler, dört farklı üfleme oranında, altı farklı frekans ve dört farklı genlik için yapılmıştır. Problem aynı zamanda Fluent paket programı kullanılarak sayısal olarak da incelenmiştir. Isı transferi mekanizmasını açıklamak için anlık hız ve sıcaklık dağılımları elde edilmiştir. Sayısal sonuçlar, pulsatif jetin hidrodinamik sınır tabaka üzerinde yıkıcı bir etkisinin olduğunu göstermiştir ki, bu etki de ısı geçişini artırmaktadır. Elde edilen sonuçlar boyutsuz sayılar cinsinden verilmektedir. Yüksek üfleme oranlarında, artan boyutsuz genlik (A_o) ve boyutsuz frekansla (W_o) birlikte ısı transferindeki iyileşmenin de arttığı gözlenmiştir. Farklı jet parametreleri için sayısal sonuçlar deneylerle karşılaştırılmış ve aralarında iyi bir uyum olduğu görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Pulsatif Jet, Periyodik Akış, Film Soğutma, Isı Transferi İyileştirme, Nusselt Sayısı

ABSTRACT

HEAT TRANSFER ENHANCEMENT ON THE FLAT PLATE BY USING PULSATING JET

In this study, the effect of a pulsating jet on the heat transfer of flow over a flat plate is investigated experimentally and numerically. The experimental study is consist of a copper flat plate having constant heat flux located in the wind tunnel, and including a pulsating jet injected into the stream by the entrance of plate. In the investigations, the blowing ratio, the pulsating frequency and pulsating amplitude 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 performed at six different frequencies and four different amplitudes for four different blowing ratios. The problem is also investigated numerically by using the Fluent package programme. 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 pulsating jet, which improves the heat transfer. The obtained results are given as dimensionless parameters. It is observed that, the heat transfer enhancement increases with increasing both Womersley number (Wo) and dimensionless amplitude (A_o) at the high blowing ratio. The numerical results are compared with experiments for different jet parameters, and good agreement between experimental and numerical results is obtained.

Keywords: Pulsating Jet, Periodic Flow, Film Cooling, Heat Transfer Enhancement, Nusselt Number

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 2.1: Yüzeye çarpan jetin şematik görünümü	3
Şekil 2.2: Tipik bir sentetik jet görünümü.....	6
Şekil 2.3a: Pulsatif jet uygulamaları (Akalanne ve MacGregor, 2011).....	8
Şekil 2.3b: Pulsatif jet uygulamaları (Chen vd., 2011).....	8
Şekil 2.3c: Pulsatif jet uygulamaları (Huang ve Hsu, 2012).....	8
Şekil 2.3d: Pulsatif jet uygulamaları (Foldyna vd., 2009)	8
Şekil 2.4: Çarpan çoklu jetin deney şematiği	12
Şekil 2.5: Çapraz pulsatif jetin sayısal modeli.....	14
Şekil 2.6: Film soğutma uygulamasına ait deney şeması.....	18
Şekil 2.7: Film soğutma uygulamasında farklı delik yerleşimleri.....	19
Şekil 2.8: Film soğutma uygulaması için sayısal model	20
Şekil 2.9: Film soğutma uygulaması.	21
Şekil 2.10: Film soğutma uygulamasında pulsatif jetler	25
Şekil 2.11: Film soğutma uygulamalarında pulsatif jetler	28
Şekil 2.12: Film soğutma yönteminde bileşik açılı delik geometrisi.	29
Şekil 2.13: $M=1.5$ üfleme oranı için farklı zamanlarda sıcaklık alanları.	31
Şekil 3.1a: Deney düzeneği resmi.	34
Şekil 3.1b: Deney düzeneği resmi.	34
Şekil 3.2: Deneysel model şekli.....	35
Şekil 3.3: Deneysel model resmi.	36
Şekil 3.4: Levha üzerine yerleştirilen termoelemanların konumları (ölçüler mm.dir).	36
Şekil 3.5: Swirl tip hız ölçer.	37
Şekil 3.6: Swirl tip hız ölçerin çalışma prensibinin şeması.....	38
Şekil 3.7: Deneysel Test Düzeneği Şeması	39
Şekil 3.8: Daimi akış şartlarında levha boyunca sıcaklığın Re sayısı ile değişimi. ...	43
Şekil 3.9: Sürekli jet için levha boyunca sıcaklığın üfleme oranıyla değişimi.....	43
Şekil 3.10: $M=1.35$ ve $A_o=1.4$ için levha boyunca sıcaklığın frekansla değişimi.	44

Şekil 3.11:	$M=1.35$ ve $A_o=1.05$ için levha boyunca sıcaklığın frekansla değişimi.	45
Şekil 3.12:	$M=1.35$ ve $A_o=0.7$ için levha boyunca sıcaklığın frekansla değişimi.	46
Şekil 3.13:	$M=1.35$ ve $A_o=0.35$ için levha boyunca sıcaklığın frekansla değişimi.	46
Şekil 3.14:	$M=1$ ve $A_o=1.4$ için levha boyunca sıcaklığın frekansla değişimi.	47
Şekil 3.15:	$M=1$ ve $A_o=1.05$ için levha boyunca sıcaklığın frekansla değişimi.	47
Şekil 3.16:	$M=1$ ve $A_o=1.0.7$ için levha boyunca sıcaklığın frekansla değişimi.	48
Şekil 3.17:	$M=1$ ve $A_o=0.35$ için levha boyunca sıcaklığın frekansla değişimi.	48
Şekil 3.18:	$M=0.75$ ve $A_o=1.4$ için levha boyunca sıcaklığın frekansla değişimi	49
Şekil 3.19:	$M=0.75$ ve $A_o=0.35$ için levha boyunca sıcaklığın frekansla değişimi	49
Şekil 3.20:	$M=0.5$ ve $A_o=1.4$ için levha boyunca sıcaklığın frekansla değişimi	50
Şekil 3.21:	$M=0.5$ ve $A_o=0.35$ için levha boyunca sıcaklığın frekansla değişimi	50
Şekil 3.22:	Daimi akışta Nu sayısının Re sayısı ile değişimi	52
Şekil 3.23:	Farklı genliklerde, aynı frekans ve faz açısı için akış görüntüleri ($M=1.35$).	56
Şekil 3.24:	Bir çevrim boyunca farklı faz açıları için akış görüntüleri ($M=1.35$).	57
Şekil 3.27:	Yerel ısı transfer etkinliğinin frekansla levha boyunca değişimi.	59
Şekil 3.28:	$M=1.35$ için ısı transfer etkinliğinin farklı genliklerde frekansa göre değişimi.....	59
Şekil 3.29:	$M=1$ için ısı transfer etkinliğinin farklı genliklerde frekansa göre değişimi.....	60
Şekil 3.30:	$M=0.75$ için ısı transfer etkinliğinin farklı genliklerde frekansa göre değişimi.	61
Şekil 3.31:	$M=0.5$ için ısı transfer etkinliğinin farklı genliklerde frekansa göre değişimi.	62
Şekil 3.32:	Isı transfer etkinliğinin Re sayısı ve frekansa göre değişimi ($A_o=1.4$).	63
Şekil 3.33:	Isı transfer etkinliğinin Re sayısı ve genliğe göre değişimi.	64
Şekil 4.1:	Tipik ağ yapısı ve sayısal çözüm alanı.	68
Şekil 4.2a:	Sabit bir frekans ve faz açısı için genliğe göre sıcaklık dağılımı ($M=1.35$).	72
Şekil 4.2b:	Şekil 4.2a'daki durumlar için akım çizgileri ($M=1.35$).	72
Şekil 4.3a:	Sabit bir genlik, frekans ve faz açısı için farklı üfleme oranlarına göre sıcaklık dağılımı.	73
Şekil 4.3b:	Sabit bir genlik, frekans ve faz açısı için farklı üfleme oranlarına göre akım çizgileri.	73

Şekil 4.4a:	Bir çevrim boyunca farklı faz açılarında sıcaklık dağılımları ($M=1.35$).	74
Şekil 4.4b:	Şekil 4.4a'daki durumlar için akım çizgileri ($M=1.35$)	74
Şekil 4.5a:	Bir çevrim boyunca deneysel olarak elde edilen akış görüntüleri ($M=1.35$).	76
Şekil 4.5b:	Bir çevrim boyunca sayısal olarak elde edilen akım çizgileri ($M=1.35$).	76
Şekil 4.6:	Deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması, ($A_o=1.4$, $Re=60000$).	77
Şekil 4.7:	Deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması, ($Wo\approx 110$, $Re=60000$). ...	77
Şekil 4.8:	Deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması, ($A_o=1.4$, $Wo\approx 110$).	78

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge A.1: Deneysel çalışmalar için seçilen parametreler	85
Çizelge B.1: Boyut matrisi	86
Çizelge C.1: Deneyler için hata analiz hesabı	89

SİMGELER DİZİNİ

Θ	Ahşap model ön açısı
A_o	Boyutsuz genlik
Bi	Biot Sayısı
c_p	Sabit basınçta özgül ısı (kJ/kg°C)
d	Üfleme kanal genişliği (m)
D_j	Fan çıkışındaki boru çapı
f	Frekans (Hz)
h	Isı taşınım katsayısı (W/m ² K)
h_m	Zaman ortalamalı anlık ısı taşınım katsayısı (W/m ² K)
$h_{x,t}$	Anlık (yerel) ısı taşınım katsayısı (W/m ² K)
k	Isı iletim katsayısı (W/mK)
L	Bakır levha uzunluğu (m)
L_o	Model genişliği (m)
L_t	Toplam model uzunluğu (m)
M	Üfleme oranı
N	Toplam veri sayısı
Nu	Nusselt Sayısı
Nu_p	Pulsatif Nusselt Sayısı
Nu_s	Daimi akış Nusselt Sayısı
$Nu_{x,t}$	Anlık (yerel) Nusselt Sayısı
p	Dinamik basınç (Pa)
Pr	Prandtl Sayısı
q''	Isı akısı (W/m ²)
Re	Reynolds Sayısı
St	Strouhal Sayısı
T_∞	Ortalama daimi akışkan sıcaklığı (°C)
T_w	Levhanın ortalama yüzey sıcaklığı (°C)
$T_{w,i}$	Termoelemandan alınan anlık yerel sıcaklık (°C)

$T_{w,x}$	Termoelemandan alınan ortalama yerel sıcaklık ($^{\circ}\text{C}$)
U_{∞}	Ortalama daimi akışkan hızı (m/s)
U_j	Ortalama jet hızı (m/s)
w_{Nu}	Nusselt sayısı ölçme hatası
Wo	Womersley Sayısı
$w_{T_{\infty}}$	Daimi akışkan sıcaklığı ölçme hatası
w_{T_w}	Yüzey sıcaklığı ölçme hatası
$w_{U_{\infty}}$	Serbest akışkan hızı ölçme hatası
w_{U_j}	Jet hızı ölçme hatası
x_m	Piston stroku (m)
x_o	Isıtılmamış model uzunluğu (m)
α	Isıl yayılım katsayısı (m^2/s)
μ	Dinamik viskozite (Pa/s)
ν	Kinematik viskozite (m^2/s)
ρ_{∞}	Serbest akışkan yoğunluğu (kg/m^3)
ρ_j	Jet yoğunluğu (kg/m^3)
τ	Bir çevrim zamanı (s)
ω	Açısal hız (rad/s)
Δt	Zaman aralığı (s)

KISALTMALAR DİZİNİ

BFM	Boundary Fitting Method
CFD	Computational Fluid Dynamics
DC	Duty Cycle
DNS	Direct Numeric Simulation
HAD	Hesaplamaalı Akışkanlar Dinamiği
LBM	Lattice Boltzman Method
PISO	Pressure Implicit with Splitting of Operators
PIV	Particle Image Velocimetry
RNG	ReNormalization Group
SST	Shear-Stress Transport
TLC	Thin Layer Chromatography

1. GİRİŞ

Sanayi, havacılık, elektrik üretim ve elektronik sektörü gibi çeşitli mühendislik uygulamalarında kullanılan çoğu parçalar, çalışma şartları sırasında yüksek sıcaklıklara maruz kalmaktadır. Sıcaklığın aşırı yükselmesi parçaların mekanik dayanımının zayıflamasına, metallerin sertliğinin bozulmasına, aşırı genleşmelere, sistemin performansının düşmesine ve bunların sonucunda da sistemin ömrünün azalmasına neden olmaktadır. Bu olumsuzlukların ortadan kaldırılması için aşırı ısınan parçaların kabul edilebilir bir sıcaklığa kadar soğutulması gerekir. Bu nedenle ısınan parçaların etkin soğutulması, pek çok mühendislik uygulamalarında sürekli gelişen araştırma konuları arasında yer almaktadır. Özellikle son yıllarda araştırmacılar, soğutma teknolojileri üzerinde yoğun olarak çalışmalar yapmaktadırlar. Doğal taşınım ve yüzey alanı artırılarak yapılan pasif ısı transfer yöntemlerinin yetersiz kalması uzmanları alternatif soğutma yöntemlerini araştırmaya yöneltmiştir. Cebri soğutmanın gerekli olduğu yerlerde akış karakteri değiştirilerek türbülanslı akış rejimleri seçilmiş ve soğutma verimi artırılmaya çalışılmıştır. Ancak dar alanda çalışacak cihazlarda akışın geçtiği kesit alanı itibariyle yüksek hızlar, hem hassas donanımlara zarar vermekte hem de gürültüye sebep olmaktadır. Bu nedenle, etkin ısı transferi sağlamak için film soğutma, çarpan jet ile soğutma, periyodik akışla soğutma gibi aktif ısı transfer yöntemleri ön plana çıkmaktadır. Etkili soğutma yöntemlerinden biri, sıcak yüzey üzerine soğuk akışkan enjekte edilerek, yüzeyde film oluşturup ısı transferini iyileştiren aktif yöntemler kullanmaktır. Film soğutma en etkili soğutma yöntemlerinden biridir ve genellikle hava kullanılarak yapılan cebri taşınımına göre daha verimlidir. Film soğutmada, soğuk hava bir sıra delikten akışa enjekte edilerek, ısınan yüzey (türbin kanadı vb) ile sıcak gazlar arasında bir tampon bölge oluşturulur. Bu teknik uygulandığında verim bir çok parametreye bağlıdır. Bunlardan en önemlileri, üfleme oranı, üfleme açısı, delik geometrisi, yüzey geometrisi, yoğunluk ile sıcaklık oranıdır ve optimum dizayn için en uygun tahminin yapılmasını gerektirir. Uygulamada, soğutulacak yüzeyi tamamen filmle kaplayacak üfleme yöntemleri araştırılmaktadır. Bu yöntemlerden biri olan pulsatif jet, ana akışın ikincil bir kütleli akıyla periyodik olarak

uyarılmasından ibarettir. Değişik geometrilerdeki pulsatif jetle ana akışa periyodik bir kütleli akı ilave edilerek sınır tabakanın kararlı yapısı bozulmakta ve yüzey üzerinde film oluşturarak ısı transferinde gözle görülür bir iyileşme sağlanmaktadır. Bu güne kadar yapılan film soğutma ile ilgili çalışmalarda, yüzey üzerine yerleştirilmiş farklı geometrilerde ve farklı diziliş biçimlerinde üfleme delikleri kullanılmış olup, yüzeyi tamamen kaplayacak şekilde jet geometrilerine rastlanmamaktadır. Bu nedenle, bu çalışmada, çoklu delik yerleşiminde üfleme delikleri arasında kalan bölgede, akışın ısı transferi üzerindeki olumsuz etkilerini gidermek amacıyla levha ön ucunda yüzeyi tamamen kaplayan düzlemsel jet çıkışı kullanılmıştır.

Yapılan çalışmada, düz bir yüzey üzerinden geçen serbest akışta (zorlanmış taşınım), ana akışı periyodik olarak uyan bir pulsatif jetin kullanılması ile yüzey üzerinde bir film tabaka oluşturup sıcak yüzeyin etkin bir şekilde soğutulması incelenmiştir. Bu araştırma, laboratuardaki deney düzeneği üzerinde yapılan ölçümler ve bu girdiler esas alınarak oluşturulan sayısal model vasıtasıyla hem deneysel hem de sayısal olarak incelenmiş ve her ikisinin de karşılaştırılması şeklinde yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar, deneysel çalışmada olayı etkileyen fiziksel parametrelere bağlı boyutsuz sayılarla ifade edilmiştir.

2. LİTERATÜR ÖZETİ

2.1. Isı Transferi İyileştirme Yöntemleri

Son yıllarda endüstrileşme ve teknolojik gelişmelerin artmasıyla birlikte, çalışan parçaların ısınma problemleri de hızla artmaktadır. Özellikle yüksek sıcaklıklarda çalışan gaz türbini kanatları, jet motoru parçaları gibi yüzeylerin etkili bir şekilde soğutulması, malzeme ömrünün uzatılması ve çalışma performansının yüksek düzeyde tutulması açısından önemlidir. Özellikle elektronik cihazların her geçen gün küçülmesi ve buna paralel olarak da güç yoğunluklarının artması, bu parçaların uygun çalışma sıcaklığına kadar soğutulmasını gerektirmektedir. Bu nedenle, ısınan parçaların soğutulması, mühendislik açısından çözülmesi gereken önemli problemlerden birini oluşturmaktadır. Bu problemleri çözebilmek için uzmanlar, çeşitli ısı transferi iyileştirme yöntemlerine başvurumaktadırlar (Yabe 1991, Reay 1991, Yusop vd. 2013).

Araştırmacılar, yüzey üzerinde çeşitli geometrik düzenlemeler yaparak, akış ya da yüzey titreşimleri oluşturarak soğutma performansını artırmaya çalışmışlardır (Incropera 1980, Brigham ve Vanfossen 1984, Farhanieh vd. 1993). Isı transferi iyileştirmede pasif yöntemler olarak bilinen bu uygulamaların yetersiz kalması nedeniyle ısı geçişini artırmak için birçok aktif yöntem başvurulmaktadır.

Cebri soğutmanın gerekli olduğu yerlerde akış karakteri değiştirilerek türbülanslı akış rejimleri seçilmiş ya da iş yapan akışkan değiştirilerek soğutma verimi artırılmaya çalışılmıştır. Ancak, bazı cihazlarda, akışın geçtiği kesit alanının dar olması nedeniyle yüksek hızlar, hassas donanımlara zarar vermekte aynı zamanda gürültüye de sebep olmaktadır. Bu yüzden, alternatif soğutma metotları güncel araştırma konusu olmaya devam etmektedir.

Yüzeyden ısı geçişini artırmak için sık kullanılan aktif yöntemlerden biri, akışa jet ilavesi şeklinde yapılan uygulamalardır. Jetler ısıtma, soğutma, kurutma, gibi endüstriyel uygulamaların geniş bir aralığında sıkça kullanılmaktadır. Bu konuda literatürde çok sayıda çalışma bulmak mümkündür (Jambunathan vd. 1992, Tianshu ve Sullivan 1996, El-Gabry ve Kaminski 2005, Zhou ve Zhong 2009, Celik 2011).

Diğer bir aktif ısı transferi iyileştirme yöntemi, film soğutma olarak bilinen, sıcak yüzey üzerine soğuk akışkan enjekte edilerek, yüzeyde film oluşturup yüzeyin etkili şekilde soğutulmasını sağlayan uygulamalardır. Film soğutma ile çeşitli jet uygulamaların birlikte kullanıldığı durumlarda ısı transferindeki iyileşme oranı önemli derecede artmaktadır (Ekkad vd. 2006, Lalizel vd. 2012).

2.2. Isı Transferinde Jet Uygulamaları

Etkin ısı transferi sağlamak için akışa jet ilavesi şeklinde yapılan uygulamalarda, ısı transferinde önemli iyileşme sağlanmaktadır. Akışa ilave edilen jetlere literatürde, sürekli jetler, çarpan jetler, sentetik jetler ve pulsatif jetler gibi değişik adlar verilmektedir.

2.2.1. Sürekli jetler

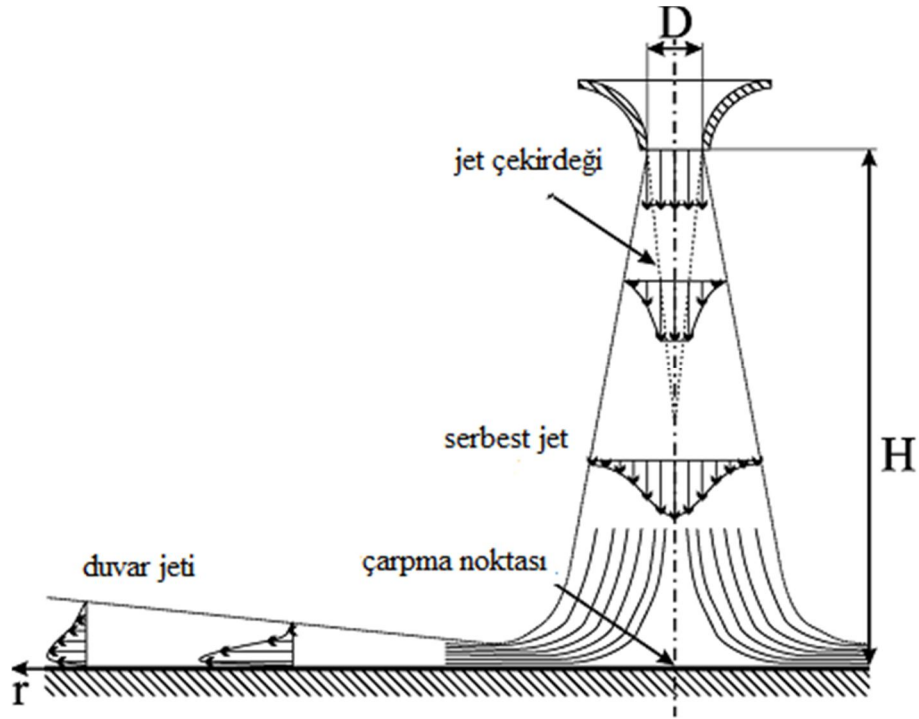
Bu jetler, ana akış içerisine bir başka akışkanın kütsel akı olarak ilave edilmesi ile elde edilir. Genellikle, ana akış ile aynı türden bir akışkan, soğutma uygulamaları için farklı bir sıcaklıkta, ana akış içerisine enjekte edilir. Sürekli jetlerin kullanılması ile ısı transferindeki iyileşmenin istenilen seviyede olmaması araştırmacıları farklı jet uygulamalarına yöneltmiştir. Farklı jet uygulamaları ile ilgili yapılan deneysel ve sayısal çalışmalar sürekli jetlerle karşılaştırılmış ve sürekli jetlerin, daha az ısı transferi iyileşmesi sağladığı belirtilmiştir (Farrington ve Clounch 1994, Smith ve Swith 2003, Pavlova ve Amitay 2006).

2.2.2. Çarpan jetler

Isı geçişini artırmak için akışa jet ilavesi şeklinde uygulanan aktif yöntemlerden biri, çarpan jet ile yüzeyin soğutulmasıdır. Bu yöntem üzerinde literatürde çok sayıda deneysel ve sayısal çalışma bulmak mümkündür (Chou ve Hung 1994, Beitemal vd. 2000, Chung vd. 2002, Sagot vd. 2008, Trávníček vd. 2010, Afroz ve Sharif 2013). Çarpan hava jetleri, elektronik ekipmanların ve uçak motorlarının soğutulması, tekstilde kurutma, metallerin tavlanması ve camların temperlenmesi gibi çeşitli alanlarda kullanılmaktadır. Yüzeye jet çarpması veya yüzey üzerine jet üflemesi şeklindeki uygulamaların yüzeyden ısı ve kütle geçişini önemli miktarda artırdığı yapılan çalışmalarla kanıtlanmıştır (Zulkifli vd., 2009).

Çarpan jet, değişik geometrilere (delik, kanal vs) jet çıkışı kullanılarak ana akış içerisine püskürtülen bir akışkanın, hedef yüzeye çarptırılması ile elde edilir. Çarpan jetler, sınır tabaka kalınlığını incelterek ısı transferini iyileştirme esasına göre çalışır.

Dolayısıyla akışkan ile yüzey arasında büyük değerde yerel ısı transfer katsayısı elde ederek çarptığı yüzeyde ısı ve kütle aktarımını artırır. Jetin çıkış ağzı için farklı geometriler kullanılabilir. Çarpan jette, jetin tipi, jet çıkış geometrisi, çoklu jet kullanımı halinde lüleler aralarındaki mesafe, akışkanın hızı, sıcaklığı, fazı, akış karakteristiği, jet çıkışı ile yüzey arasındaki mesafe ve yüzeye çarpma açısı, ısı transferini etkileyen parametrelerdir. 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 Turkoglu, 2007). 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 gösterilmektedir.



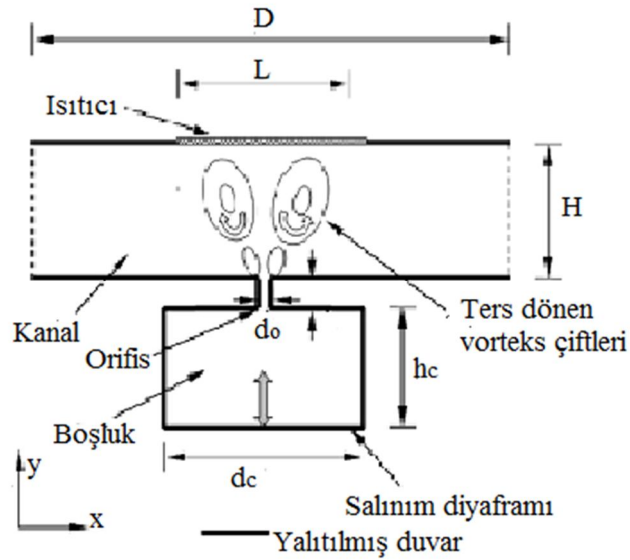
Şekil 2.1: Yüzeye çarpan jetin şematik görünümü (Hoffman vd., 2007).

2.2.3. Sentetik jetler

Isı geçişini daha da iyileştirmek için son yıllarda periyodik üfleme yapan jetlere rastlanmaktadır (Kercher vd. 2003, Gillspie vd. 2006, Utturkar vd. 2008, Akdag vd. 2012). Sıfır kütleli akıya sahip sentetik jetler bunlardan biridir. Sentetik jet uygulamaları, ana akışın bir jet ile periyodik olarak uyarılması esasına dayanmaktadır. Bu uyarılma sınır tabakada açılan bir kavite ya da delik vasıtasıyla ana akıştan bir miktar akışkanın emilip tekrar üflenmesi şeklinde periyodik olarak

meydana gelmektedir (Glezer ve Amitay, 2002). Bu jetler, akış kontrolünde, türbin kanatlarının soğutulmasında, elektronik devre elemanlarının soğutulmasında, tekstil, kâğıt, cam, gıda gibi birçok endüstriyel sektörde, kurutma, ısıtma ve soğutma uygulamalarında yaygın olarak kullanılmaktadır (Kassab vd. 2003, Koc vd. 2009). Akcayoz, (2008) yaptığı çalışmada, kanat kesiti üzerine uygulanan sentetik jet ile aktif akış kontrolünü sayısal olarak incelemiş ve eniyileştirme çalışmaları sonucunda, jet hızının ve jet konumunun diğer jet parametrelerine göre daha baskın olduğunu belirtmiştir.

Özellikle mikro ölçekte yapılan soğutma uygulamalarında, sentetik jet uyarıcıların kullanılması ile ilgili çok sayıda çalışma yapılmıştır (Timchenko vd. 2007, Chandratilleke vd. 2010, Lee vd. 2011, Lee vd. 2012).



Şekil 2.2: Tipik bir sentetik jet görünümü (Chandratilleke vd., 2010).

Şekil 2.2’de tipik bir sentetik jet, şematik olarak görülmektedir. Sentetik jette, salınım hareketi oluşturmak için genellikle piezo-elektrik membranlar, termal, akustik, elektromanyetik ve şekil hafızalı alaşımlar gibi birçok yöntem kullanılmaktadır. Ancak, bu yöntemlerde, genlik ve frekans parametreleri sınırlı kalmaktadır.

Yüzey soğutma performansı için sentetik jetlerin, sürekli jetlere göre ısı geçişini artırdığı yapılan çalışmalarla kanıtlanmıştır (Smith ve Swith 2003, Pavlova ve Amitay 2006, Gao vd. 2012).

Akdag vd., (2013) ve Çetin, (2013) yaptıkları deneysel ve sayısal çalışmalarında, sentetik jetlerin, düz yüzeylerde artan genlik ve frekanslarda ısı transferini artırdığını bildirmişlerdir.

Ancak, sentetik jetler, sınırlı momentum akısı ilavesi nedeniyle daha çok mikro ölçekli uygulamalar için etkin ısı transferi sağlarken daha fazla ısı transferinin gerekli olduğu uygulamalarda yetersiz kalmakta ve dolayısıyla bu durum sentetik jetlerin kullanım alanını sınırlı kılmaktadır.

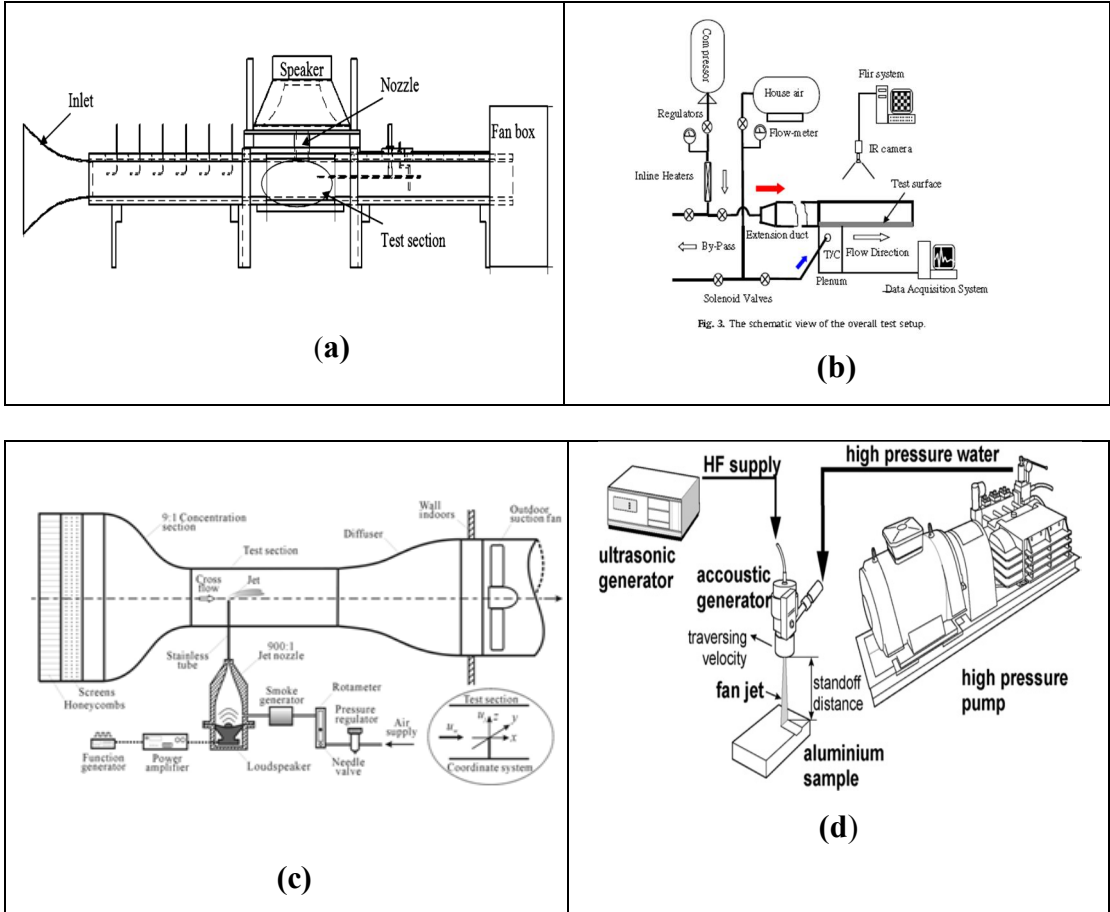
2.2.4. Pulsatif jetler

Daha büyük yüzeylerin soğutulmasında, sentetik jet yerine pulsatif çarpan jetler tercih edilmektedir. Isı transferi iyileştirme problemlerinde etkili bir çözüm potansiyeli olduğu kabul edilmesi nedeniyle çarpan pulsatif jetlerde ısı transferi, önemli araştırma konuları arasındadır ve bu konuda literatürde çok sayıda çalışma yapılmıştır (Poh vd. 2005, Gillespie vd. 2006, Hofmann vd. 2007, Utturkar vd. 2008, Xu vd. 2012, Jiang vd. 2012). Pulsatif jetleri oluşturmak için ana akış içerisine ikincil bir akışkanın kütleli akı olarak ilave edilmesi gerekmektedir. Genellikle aynı türden bir akışkan, soğutma uygulamaları için farklı bir sıcaklıktaki ana akış içerisine, periyodik olarak enjekte edilir, ya da akış kontrolü yapılacak uygulamalarda, aynı sıcaklıktaki bir akışkan, istenilen bölgeye periyodik olarak üflenir. Periyodik olarak uyarılan akışa, belirli hızlarda kütleli akı ilavesi ile pulsatif bir etki oluşturulması, momentum akısında önemli miktarda bir artışa neden olmaktadır. Bu momentum akısının etkisi, belirlenen parametrelere bağlı olarak değişecektir. Bu da, bu tip jetleri avantajlı hale getirmektedir.

Pek çok alanda kullanılan bu tür jetler, birçok avantaja sahiptir. Örneğin akış kontrolü, basınç gradyanı, kayma gerilmesi dağılımı, sınır tabaka ayrılması, iki akışkanın karıştırılması, laminardan türbülansa geçişin hızlandırılması ve akış içerisinde girdap oluşum mekanizmasının yönlendirilmesi gibi çeşitli fonksiyonlar üstlenmektedir (Eroglu ve Breidenthal 2001, Naranayan vd. 2003, Laval vd. 2010). Pulsatif jetler, ısı transferinde de gözle görülür bir iyileşme sağlamaktadır. Ancak, uygulamalarda uygun parametrelerin ve konumun seçilmesi, halen önemli problemlerden birisidir ve bu konuda yapılacak yeni çalışmalara ihtiyaç duyulmaktadır. Yapılacak uygulamanın şekline göre optimum parametrelerin seçilmesi, elde edilecek verimi artıracaktır.

Pulsatif jet uygulamaları, insanların solunum ve dolaşım sistemlerindeki biyolojik akışlar, elektronik sistemlerin soğutulması, elektrik alanla kontrol edilebilen akışlar, pulsatif jet soğutucular, pulsatif yakıcılar, içten yanmalı motorların doldurma-boşaltma işlemleri, hidrolik ve pnömatik hatlardaki akışlar, ısı boruları ve özel tip ısı değiştiricileri (kriyojenik soğutucular), stirling çevrimine göre çalışan makinalar gibi pek çok mühendislik sistemlerinde de yoğun bir şekilde kullanılmaktadır.

Şekil 2.3a, Şekil 2.3b, Şekil 2.3c, Şekil 2.3d 'de pulsatif jetler ile ilgili literatürde yapılan bazı çalışmaların şekilleri görülmektedir. Pulsatif jet hareketi oluşturmanın birçok yolu vardır. Bunlardan en yaygın olanları, selenoid vana kullanımı, kendi kendini uyarıcı bir akustik sistemin kullanımı, döner silindir valf ve döner küresel valf gibi döner valflerin kullanımı ile kompresörden gelen yüksek basınçlı havanın kullanımı sayılabilir.



Şekil 2.3: Pulsatif jet uygulamaları, a) Akalanne ve MacGregor, 2011 b) Chen vd., 2011, c) Huang ve Hsu, 2012, d) Foldyna vd., 2009.

Bu ve benzer yöntemlerden biri kullanılarak değişik hızlarda, ilave bir kütleli akışa sahip, ikinci bir akışkan, lüle veya kanal vasıtasıyla ana akış içine çapraz olarak ya

da çarpan jet şeklinde üflenir. Pulsatif jetlerde bu işlem, ard arda periyodik olarak devam eder (Zulkifli vd., 2009).

Pulsatif jetlerde, periyodik bir salınım hareketi oluşturmak için mikro yapılar içerisinde, piezoelektrik alanla hareket ettirilen diyaframlar ve akustik uyarıcılar, orta büyüklükteki yapılarda, manyetik veya mekanik titreştiriciler kullanılırken makro yapılarda ise bu çalışmada olduğu gibi piston-silindir düzenekleri kullanılmaktadır. Periyodik olarak devam eden salınım hareketinde, salınımın genliği ve frekansı, iki önemli parametreyi oluşturmaktadır.

Kataoka vd., (1987) pulsatif asimetric daldırılmış çarpan jet kullanarak yaptıkları çalışmada, sınır tabaka üzerinde büyük ölçekli dönümlü girdap yapılarının oluştuğunu, bunun da durma noktasındaki ısı transferini iyileştirdiğini belirtmişlerdir. Zumbrennen ve Aziz, (1993) yaptıkları deneysel çalışma ile sabit ısı akısına sahip düzlemsel bir plakaya çarpan su jetinin, konvektif ısı transferi üzerinde periyodik akışın etkilerini incelemişlerdir. Strouhal sayısının (St) belirli bir değerin üzerinde olduğu ($St > 0.26$) deneylerde, yerel Nusselt sayısının (Nu) %100'ün üzerinde arttığını bulmuşlardır.

Sheriff ve Zumbrennen, (1994) jet dizileri kullanarak soğutma performansı üzerinde pulsatif akışın etkilerini sayısal olarak incelemişlerdir. Uyumlu yapıların olduğunu fakat ısı transferi ile ilgili önemli hiçbir iyileşme kaydedilmediğini bildirmişlerdir. Azevedo vd., (1994) belirli bir pulsatif frekansta, döner silindir bir valf kullanarak ısı transferinde, çarpan pulsatif akışın etkilerini incelemişler ve bütün frekanslar için ısı transferinin düştüğünü göstermişlerdir.

Farrington ve Clounch, (1994) Reynolds Sayısı (Re) = 7200 ve $0 < St < 0.324$ için akış yapıları üzerinde pulsatif akışın etkilerini inceleyen deneysel bir çalışma yapmışlardır. Deney sonucunda, akışın infrared ve duman tel yöntemiyle görüntülenmesi sağlamışlar ve pulsatif jetler için sürekli jetlerden daha büyük vorteks yapılarının olduğunu ve bu yapıların nozul yakınında meydana geldiğini göstermişlerdir. Bu büyük vortekslerin, sürüklenmenin artmasına ve geniş açılı potansiyel çekirdeklerin varlığına sebep olduğunu bildirmişlerdir. Jetlerin büyük genlikli darbelenmeler ile sıvı etrafını çok hızlı çevreleyerek sürüklediğini ve akışın sabit jetlerden daha hızlı bozulduğunu ve bu bozulma ile ilgili olarak türbülans yoğunluğunda bir artma olduğunu bildirmişlerdir. Ayrıca, pulsatif akışta, uyumlu

yapıların şeklinin ve büyüklüğünün frekans ve genlikten etkilendiğini de belirtmişlerdir.

Mladin ve Zumbrennen, (1997) pulsatif dalga şekli, frekans ve genliğe bağlı olarak pulsatif jetin düzlemsel bir durma noktası etrafındaki davranışını, detaylı sınır tabaka analizi yaparak sayısal olarak incelemişlerdir. İncelemelerinde, Strouhal sayısı için bir kritik değerin olduğunu ($St > 0.26$), bu değerin altında ısı transferinde bir iyileşmenin olmadığını bildirmişlerdir.

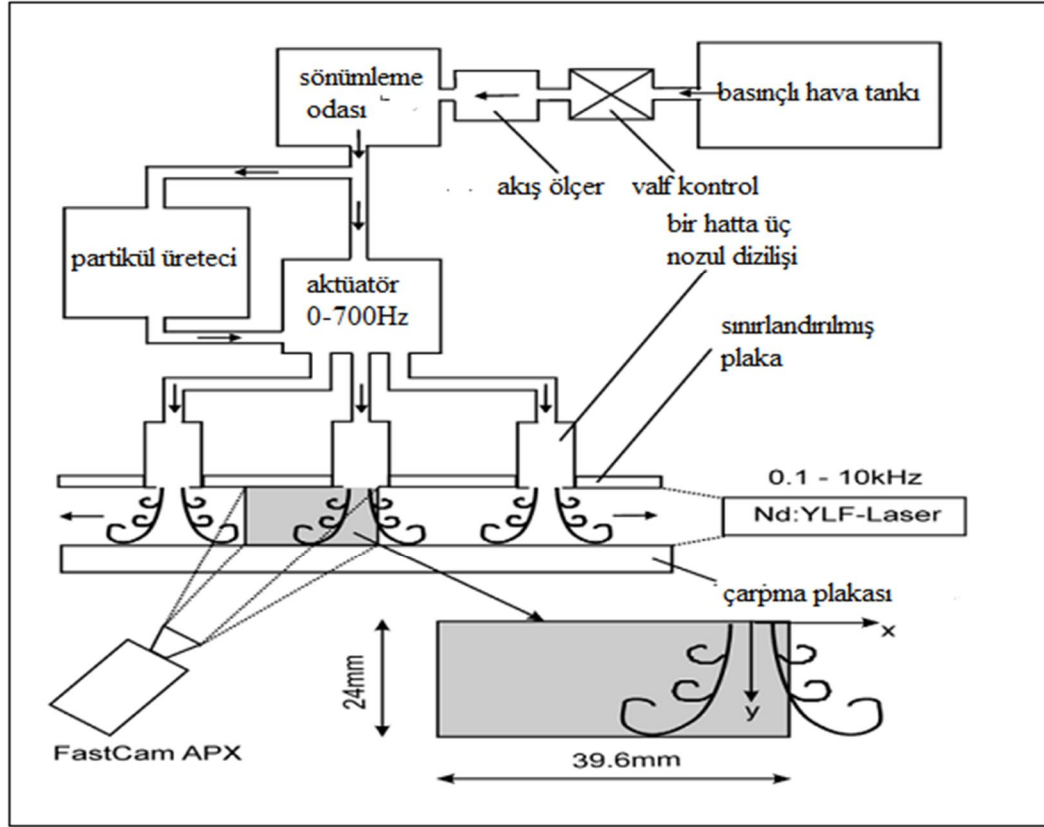
Sailor vd., (1999) çalışmalarında, jet ile plaka arasındaki mesafe, Reynolds sayısı ve titreşim frekansı gibi bilinen jet parametrelerinin etkilerini incelemişler ve pulsatif çarpan jetle oluşan akış döngülerinin, ısı transferini önemli ölçüde artırdığını belirtmişlerdir.

Poh vd., (2005) Laminer çarpan bir su jeti kullanarak zaman ortalamalı Nu sayısı üzerinde, pulsatif akışın etkilerini sayısal olarak incelemişlerdir. Pulsatif jet için sinüzoidal hız profili kullanmışlar ve zaman ortalamalı jet Re sayısı ($100 < Re < 1000$), pulsatif frekans ($1 < f < 20$ Hz) ve nozul ve çarpma yüzeyi arası mesafe ($4 < H/d < 9$) için incelemelerini yapmışlardır. Çalışmalarında, duvar jet bölgesinde, ayrılma bölgesinin aşağısındaki akışta, Nu sayısı dalgalanma şeklinin, faz dışında, giriş hızı ile değiştiğini bildirmişlerdir. $H/d=5$, $f=1$ Hz değeri için radial konumlarda, laminer pulsatif çarpan jette, Re sayısı 100'den 1000'e artarken ısı transferinde herhangi bir iyileşme olmadığını, lokal Nu sayısındaki dalgalanma, durgunluk noktasından itibaren radyal mesafeler ile artarken $r/d=3$ 'de istisnai bir durumun meydana geldiğini ve $r/d=3$ 'de Nu sayısının, salınım çevrimi boyunca neredeyse aynı kaldığını bildirmişlerdir. Çalışmalarının sonucunda, çarpan pulsatif jetin, salınım çevrimi boyunca sabit Nu sayısının, duvar jet bölgesindeki ayrılmanın başlangıç noktasıyla ilgili olduğunu bulmuşlardır. Bu durumun, lokasyonlar üzerindeki vortekslerin varlığından kaynaklandığını ve çevrim boyunca akışın hızlanma ve yavaşlama olaylarını baskılama eğilimlerinde olduğunu bildirmişlerdir. Bir osilasyon çevrimi içerisinde, minimum hız durumunda oluşan büyük vortekslerin, akış maksimum hıza ulaşana kadar arttığında, iki küçük vortekse ayrıldığını, daha sonra akış minimum hıza geri döndüğünde, iki küçük vorteksin tekrar birleştiğini gözlemlemişlerdir. Ayrıca, $Re=300$, $f=5$ Hz, $H/d=9$ kombinasyonunun, en iyi ısı transferini verdiğini bulmuşlardır.

Hoffman vd., (2007) pulsatif çarpan jetler ile ilgili yaptıkları sayısal çalışmalarında, farklı Re sayısı ve farklı nozul plaka arası mesafelerde ısı transferi ve akış yapısının değişimini incelemişlerdir. Hesaplamalarında, dört ayrı test durumu ve on üç yaygın türbülans modelleri kullanmışlardır. $Re=34000$, $Re=124000$ Reynolds sayısı ve $H/D=2.5$, $H/D=10$ nozul plaka arası mesafe için ısı transferi değerini hesaplamışlardır. Önceki çalışmalarda elde edilen deneysel veriler ile $k-\epsilon$ modellerinin türlerini karşılaştırmışlardır. Duvar jet bölgesinde, tüm modellerde birbirine yakın tahminler çıkarken durgunluk bölgesindeki sapmaların açıkça belirgin olduğunu göstermişlerdir. Ayrıca, farklı türbülans yoğunluklarında, SST $k-\omega$ modelin ısı transferine etkilerini incelemişlerdir. Büyük nozul plaka arası mesafelerinde, güçlü bir sürüklenme, genişleyen bir açı ve küçük bir jet çekirdeğinin olduğunu ve yine büyük nozul plaka mesafelerinde, ısı transferinde pulsatif jetlerin kullanılmasıyla %30 oranında düşme olduğunu gözlemlemişlerdir. Küçük nozul plaka arası mesafelerinde, sürüklenmenin ısı transfer katsayısını etkilemediği, orta büyüklükteki frekanslar için sürekli jetler ve pulsatif jetler arasında herhangi bir farklılık gözlemlenmediğini belirtmişlerdir. Strouhal sayısı 0.05, frekans 40 Hz iken pulsatif jetler ile sürekli jetlerin ısı transferi birbirine yakın değerde iken, $f=10$ Hz’de aynı Strouhal sayısında, durgunluk noktası yakınında, sürekli jetlere göre pulsatif jetlerde, ısı transfer katsayısında büyük bir artış olduğunu bildirmişlerdir.

Liewkongsataporn vd., (2008) slot tipi çarpan pulsatif jetlerin ısı transferi üzerindeki etkilerini sayısal olarak incelemişler ve aynı ortalama jet hızı için hız genliğinin artmasıyla yüzey üzerindeki ısı transferinin arttığını göstermişlerdir.

Janetzke ve Nitsche, (2009) Şekil 2.4’de şematik olarak gösterilen deneysel çalışmalarında, sınırlandırılmış bir duvarda dizili üç daldırılmış hava jetinin, hedef yüzeye çarptırılması ile akış alanı üzerinde oluşan vorteks etkilerini, PIV (Particle Image Velocimetry) yöntemi kullanarak görüntülemişlerdir. Çalışmanın sonucunda, vorteks hareketlerinin genlik ve frekanstan önemli ölçüde etkilendiğini, Strouhal sayısının 0.82 değeri ile buna karşılık gelen genlikte, vortekslerin etkisinin maksimum olduğunu, düşük frekanslarda, vorteks ve yüzey sınır tabaka etkileşiminin azalmasıyla ısı transferinde düşme olduğunu bildirmişlerdir.



Şekil 2.4: Çarpan çoklu jetin deney şematığı (Janetzke ve Nitsche, 2009).

Koc vd., (2009) düz bir levha üzerine yerleştirilmiş, iki sıralı, dikdörtgen kesitli delikler kullanarak üfleme oranına bağlı olarak ısı taşınım katsayısının değişimini, deneysel olarak incelemişler ve düşük üfleme oranında, ısı taşınım katsayısının daha yüksek olduğunu belirtmişlerdir.

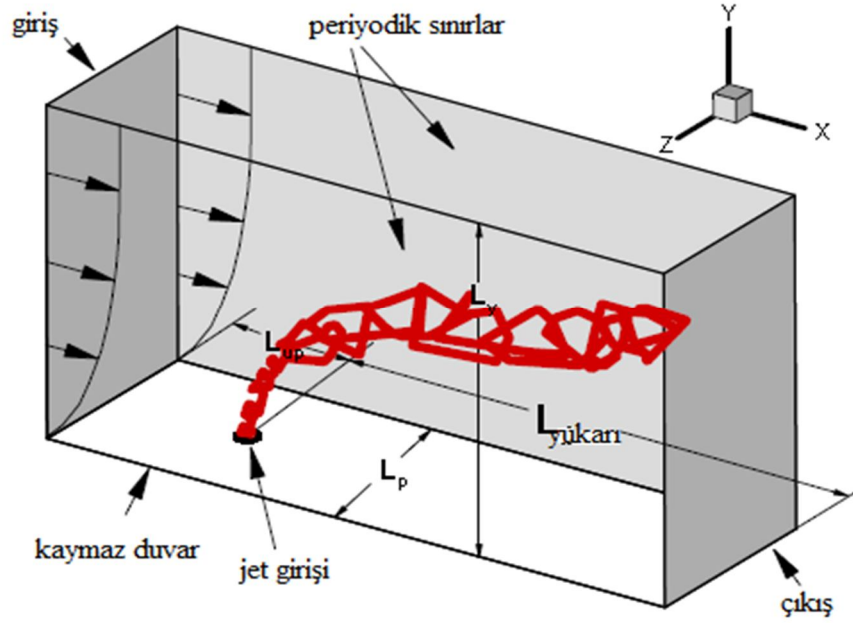
Zulkifli vd., (2009) dairesel hava jetinin, pulsatif ve sürekli akış için durgunluk noktasından uzaktaki radyal mesafelerde ve durgunluk noktasında Nu sayısını belirlemek için deneysel bir çalışma yapmışlardır. Bu çalışmada, düz bir alüminyum levha üzerine çarpan 10, 30, 50 ve 70 Hz frekanslarında pulsatif ve ısıtılmış sürekli hava jetinin sağladığı ısı transferini ölçmüşlerdir. Deney sonucunda, çalışılan tüm pulsatif frekanslar için 6 cm ve üzerindeki radyal mesafelerdeki pozisyonlarda, pulsatif akışın yerel ısı transferinde kayda değer iyileşmeler sağladığını ve durgunluk noktasında, incelenen Re sayısı için ısı transferinde herhangi bir iyileşmenin olmadığını göstermişlerdir. Pulsatif jet frekansının 10 Hz değeri için, sürekli jetlere göre ısı transferinde %166'dan daha yüksek bir artış olduğunu ve düşük pulsatif frekanslarda ısı transferindeki yüzdelik artış oranının daha yüksek olduğunu göstermişlerdir. Pulsatif jetler nedeniyle oluşan önemli türbülans yoğunluğunun,

belirli radyal mesafelerde, ısı transferinde artışa neden olduğunu ve pulsatif akış için durgunluk noktasında, ısı transferinde görülen bozulmanın sebebinin ise daha büyük bir radyal mesafe boyunca daha yüksek bir hız dağılımı nedeniyle olduğunu belirtmişlerdir.

Xu vd., (2010) slot tipi tekil çarpan pulsatif jetin, türbülanslı akışta, büyük sıcaklık farklarında, Nusselt sayısı üzerindeki etkisini ısıtma ve soğutma durumu için, iki boyutta sayısal yöntemle incelemişlerdir. Sonuç olarak, artan Re sayısı ile Nu sayısının iyileştiğini, artan sıcaklık farklılıklarında, Nu sayısının azaldığını ve durgunluk noktasından uzaktaki mesafelerde ise herhangi bir iyileşmenin olmadığını bildirilmişlerdir.

Demircan ve Türkoğlu, (2010) paralel olarak yerleştirilen iki yatay sonsuz levhadan, üst levhada bulunan dikdörtgen kesitli bir lüleden püskürtülen salınlı hava jetinin, alt levhaya çarptırılması sonucunda, levhalar arası mesafenin, lüle genişliğine oranının, jet hızının, salınım genliğinin ve frekansının, akış ve ısı transferi üzerindeki etkilerini incelemek için sayısal bir çalışma yapmışlardır. Levhalar arası mesafe arttıkça durma noktasında Nu sayısının azaldığını ancak levhalar arası mesafenin lüle genişliğine oranının 2'den büyük olduğu değerlerde, Nu sayısındaki değişimin çok az olduğunu göstermişlerdir.

Muldoon ve Acharya, (2010) çapraz bir ana akış içerisinde silindirik üfleme deliğinden dik olarak enjekte edilen pulsatif bir jetin, akış üzerindeki etkilerini DNS (Direct Numerical Simulation) yöntemini kullanarak incelemişlerdir (Şekil 2.5). Çalışmalarını üfleme oranı 6, jet Re sayısı 5000 ve 0.2, 0.4, 0.6 olmak üzere üç farklı Strouhal sayısı için yapmışlardır.



Şekil 2.5: Çapraz pulsatif jetin sayısal modeli (Muldoon ve Acharya, 2010).

Pulsatif frekans, 0.35 civarında iken jetin ön kenarı üzerinde kayma tabakası vortekslerinin var olduğunu, pulsatif frekans 0.2 iken jetin dikey doğrultuda iki kola ayrıldığını, pulsatif frekans 0.4 olduğunda jetin dikey doğrultuda üç kola ayrıldığını, pulsatif frekans 0.6'da ise yatay doğrultuda iki kola ayrıldığını gözlemlemişlerdir. Ayrıca, U çevrili yapıları ile ardışık vortekslerin 0.6 pulsatif frekans hariç incelenen tüm durumlarda görüldüğünü bildirmişlerdir. 0.2 pulsatif frekansta ve pulsasyonların olmadığı durum için ters dönen böbrek çifti vorteks yapılarının da görüldüğünü bildirmişlerdir.

Pulsatif akışlarda akış durumu, hızlanma aşamasında genelde laminere yakındır, yavaşlama aşamasında ise türbülans meydana gelecektir. Eğer çalışma şartları kritik Re sayısına yakınsa bu durum, laminar akıştan türbülanslı akışa periyodik geçişe yol açacak veya tersi de sözkonusu olabilecektir. Sürekli çarpan jetlerle karşılaştırıldığında, pulsatif çarpan jetlerdeki vorteksler daha uzun olur ve jet çıkışına yakın bölgede gelişir, sonuçta jetin potansiyel çekirdeğinin kısılması ve genişlemesiyle sürüklenme artacak ve bu durum durgunluk bölgesi etrafındaki yüksek ısı transfer alanını genişletecektir (Poh vd., 2005).

Jiang vd., (2012) çarpan çoklu pulsatif jetler ile ıslak yüzeyin kurutulmasını iki boyutta sayısal olarak incelemişlerdir. Farklı genlik ve frekanslar için ortalama Nu sayısının değişimini görüntülemişlerdir. Düşük genliklerde, Nu sayısının sürekli

duruma yakın değerlerde olduğunu ancak artan genliklerde ortalama yerel Nu sayısının da arttığını ve pulsatif frekansın yerel Nu sayısını çok az etkilediğini bildirmişlerdir.

Xu vd., (2012) termofiziksel özelliklerin değiştirilebildiği belirgin bir akış bölgesi içerisindeki jet akışları ve çarpma duvarı arasında, yüksek sıcaklık farklılıkları altında düzenlenen çarpan pulsatif jetler üzerinde, sayısal bir çalışma yapmışlardır. Çarpan çoklu pulsatif jetlerin ısı ve kütle transferi üzerindeki potansiyel etkilerini, iki boyutta incelemişler ve aralıklı pulsatif jetlerin ısı transferi iyileştirmede, sinüzoidal jetlere göre daha avantajlı olduğunu göstermişlerdir. Ayrıca, çarpan çoklu jetlerin ısı ve kütle oranının, zamanla gelişen termal ve hız sınır tabakaya büyük oranda bağlı olduğunu ve aralıklı pulsatif salınımın ısı transferini belirgin bir şekilde iyileştirdiğini göstermişlerdir.

Jafari vd., (2013) çalışmalarında, BFM (Boundary Fitting Method)'a bağlı LBM (Lattice Boltzmann Method) yaklaşımıyla, dalgalı cidarlı bir kanal içinde zorlanmış taşınımında, pulsatif akışın etkilerini incelemişlerdir. Sonuçta, hedef yüzey üzerinde ısı transferinin iyileştirilmesinde pulsatif akışın etkisinin büyük ölçüde pulsatif hız parametrelerine bağlı olduğunu göstermişlerdir. Yaptıkları kısa literatür taraması sonucunda, konvansiyonel kanallar veya tüplerde pulsatif akışın ısı transferi üzerindeki etkileri ile ilgili olarak çelişkili sonuçlar mevcut olduğunu bildirmişlerdir.

Isıtılmış yüzey üzerinde oluşan sınır tabakalarda üretilen büyük ölçekli yapıların birbiriyle etkileşimleri veya vorteks halkaları gibi ikincil akış yapıları nedeniyle ısı transferinde önemli iyileşme sağlanmaktadır. Ancak, pulsatif jet içeren bazı araştırmalarda, ısı transferi çok az iyileşme göstermekte hatta pulsatif etkilerden dolayı ısı transferinde bozulmalar meydana gelmektedir. Pulsatif etkiler küçük yapılarda karışımı iyileştirirken, büyük yapılarda ısı transferinde iyileşme sağlamaktadır (Poh vd., 2005).

Mohammadpour vd., (2014) konkav bir yüzeye çarpan slot jetten, ısı transferi üzerinde pulsasyonların etkilerini, iki boyutta, RNG (ReNormalization Group) $k-\epsilon$ model kullanarak incelemişlerdir. Re sayısı (4740-7200), pulsatif frekans (20-80 Hz), genlik ve nozul-plaka arasındaki mesafenin etkilerini ve Nu sayısının dağılımlarını araştırmışlardır. Sürekli jet durumuyla karşılaştırıldığında pulsatif jetlerin, artan Re sayısı, frekans ve genlik ile Nu sayısını artırdığını belirtmişlerdir.

Bugüne kadar yapılan çalışmalarda, uygun parametreler seçildiği takdirde akışa ilave edilen jetlerin ısı ve kütle transferini önemli ölçüde artırdığı konusunda yaygın bir görüş olmasına rağmen, zamana bağlı jet uygulamalarının ısı transfer karakteristikleri üzerindeki etkileri tam olarak anlaşılamadığından bu konuda, tam olarak görüş birliğine varılamamıştır (Farrington ve Clounch 1994, Poh vd. 2005, Xu vd. 2010, Jafari vd. 2013). Bu nedenle yeni araştırmalara ihtiyaç duyulmaktadır.

2.3. Isı Transferinde Film Soğutma

Aktif ısı transferi iyileştirme yöntemlerinden bir diğeri, sıcak yüzey üzerine soğuk akışkan enjekte edilerek, yüzeyde film oluşturup yüzeyin etkili şekilde soğutulmasını sağlayan uygulamalardır. Özellikle, 2000 °C'yi aşan türbin giriş sıcaklıklarında çalışan gaz türbini motorlarının soğutulmasında, film soğutma en etkili soğutma yöntemlerinden biridir. Genellikle, çevre havası gibi soğuk bir akışkanın sıcak yüzey üzerinden geçirilerek yapılan soğutma uygulamaları tercih edilmektedir (Goldstein 1971, Goldstein vd. 1974, Makki vd. 1986, Schmidt vd. 1996, Jung vd. 2002, Johnson vd. 2013). Film soğutma olarak adlandırılan bu yöntem, mühendislik uygulamalarında oldukça sık kullanılmaktadır.

Film soğutma, daha soğuk olan akışkanın bir delik veya kanaldan ana akış içerisine enjekte edilerek ana akış ve yüzey arasından geçirilmesiyle elde edilir. Bu uygulamada, yüzey sıcaklıkları iki farklı sıcaklıktaki akışkanın etkileşiminden etkilenir. Film soğutmanın temel prensibi kompresör, fan gibi sistemlerden gelen ikinci bir akışkanın türbin kanatları gibi yüksek sıcaklıktaki sınır tabaka içine enjekte edilerek sınır tabakada daha soğuk bir film oluşturarak ısı transferini artırma esasına dayanır. İki akışkanın etkileşimi, karışım miktarına bağlı olarak değişen üçüncü bir sıcaklıkla sonuçlanır ve taşınım katsayısı, yerel akış yapısından etkilenir. Dolayısıyla, akışkan ile yüzey arasında büyük değerde yerel ısı transfer katsayısı elde ederek üzerinden aktığı yüzeyde, ısı ve kütle transferinin artmasına sebep olur.

Film soğutma, elektronik devre elemanlarının soğutulmasında, tekstil, kâğıt, cam, gıda gibi birçok endüstriyel sektördeki uygulamalarda kullanılmakla birlikte gaz türbini bileşenleri ve hipersonik uçakların parçalarının soğutulması için de yaygın olarak kullanılmaktadır (Wittig vd. 1996, Kassab vd. 2003, Koc vd. 2009, Engels vd. 2001, Peng ve Jiang 2012, Xu vd. 2013, Zhang vd. 2013). Gaz türbini ve yüksek hızlı (hipersonik) uçakların geliştirilmesi için film soğutmanın akış ve ısı transferi

mekanizmasının araştırılması çok önemlidir. Sidik vd., (2013) türbin kanatlarının soğutulmasında kullanılan film soğutma uygulamalarını içeren geniş bir literatür taraması sunmuşlardır.

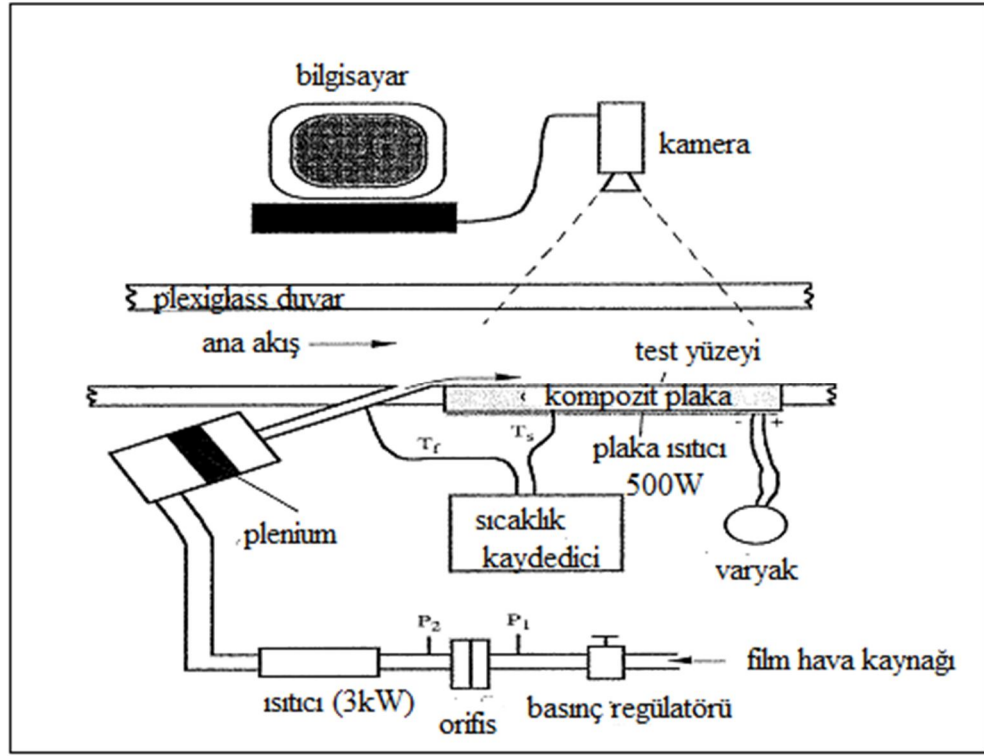
Bu tip uygulamada, $M = \rho_j U_j / \rho_\infty U_\infty$ olarak tariflenen üfleme oranı, film soğutma performansını etkileyen en önemli parametredir. Film soğutma performansını etkileyen diğer önemli parametreler, püskürtme açısı, enjekte edilen delik çapı, delikler arası mesafe, delik şekli ve dizilişi, yüzey geometrisi, film ile ana akışkanın yoğunluk oranları, türbülans seviyesi, püskürtme noktasında ana akış sınır tabaka kalınlığıdır. Parametrenin çok olması optimum parametrelerin bulunmasına yönelik çalışmaları artırmıştır (Hyams vd. 1996, Engels vd. 2001, Silieti vd. 2009, Yang vd. 2012, Heneka vd. 2012, Hassan ve Hassan 2013, Liu vd. 2013).

Lakehal vd., (1998) sayısal çalışmalarında, düz bir plaka üzerindeki tek sıralı üfleme deliklerinden üflenerek akışkanın film soğutma etkinliğini, iki katmanlı $k-\varepsilon$ ve standart $k-\varepsilon$ türbülans modellerini kullanarak incelemişler ve standart $k-\varepsilon$ modelle karşılaştırıldığında iki katmanlı $k-\varepsilon$ modelde film soğutma etkinliğinde kayda değer bir iyileşme sağlandığını bildirmişlerdir.

Lutum vd., (2001) bir dış bükey eğri yüzey üzerinde zorlanmış serbest akışta, film soğutma performansını beş farklı delik geometrisi için deneysel olarak incelemişlerdir. Sıralı silindirik enjeksiyon delik dizilişleri için delik yakınındaki bölgelerde, yüksek üfleme oranları için adyabatik film soğutma etkinliğinde artış elde edildiğini, bu etkilerin hızlanmış serbest akışta jet ayrılma eğiliminin düşük olmasından kaynaklandığını bildirmişlerdir. Sonuçta, dış bükey bir yüzey boyunca, uyumlu basınç gradyanı ile elde edilen film soğutmada, şekilli deliklerde özellikle $M > 1$ üfleme oranları için daha yüksek adyabatik film soğutma etkinlik değerleri elde etmişler, $0.5 < M < 2.0$ aralığı için üfleme oranları arttıkça adyabatik film soğutma etkinliğinin de arttığını rapor etmişlerdir. Silindirik delikler için elde edilen adyabatik film soğutma etkinlik değerlerinin, soğutucu akışkanda jet ayrılmaları nedeniyle daha yüksek üfleme oranları için azaldığını ve momentum akı oranı 0.6'dan büyük olduğunda, konveks yüzeyde jet ayrılmalarının meydana geldiğini gözlemlemişlerdir.

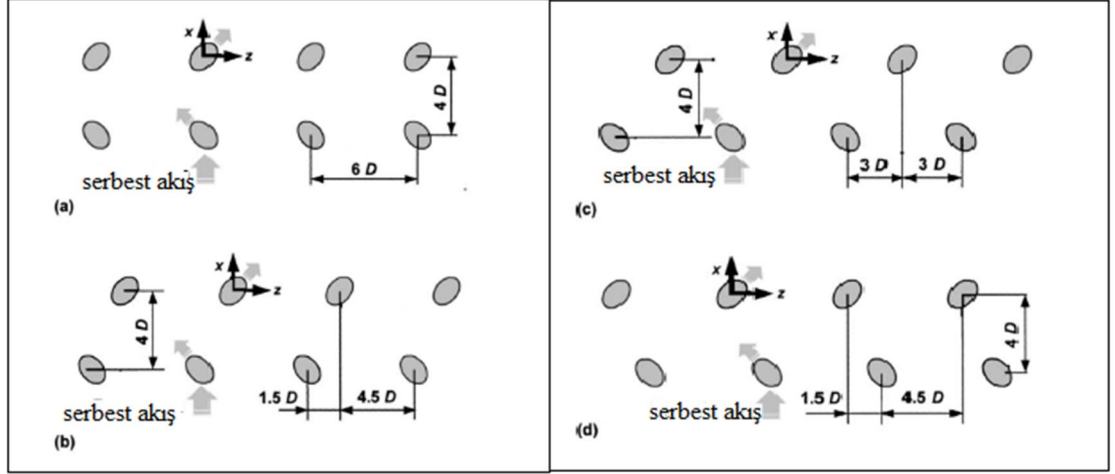
Engels vd., (2001) yaptıkları çalışmada, film soğutma olan yüzeylerde, soğutma etkinliği ve lokal ısı transfer katsayısını, aynı anda ölçmek için yarı kararlı bir teknik kullanarak film soğutma durumlarını hem deneysel hem de sayısal olarak

incelemişlerdir. Deneylerinde, düz plaka üzerinde, ana akışa 35° eğimli, tek sıralı ayrı delikler kullanmışlar ve TLC (Thin Layer Chromatography) yöntemi ile akışın detaylı olarak görüntülenmesini sağlamışlardır (Şekil 2.6). TLC uygulamasında, test yüzeyi üzerine ince bir tabaka ($50\ \mu\text{m}$ 'den daha az) olarak püskürtülen TLC, anlık yüzey sıcaklık bilgisi sağlar. Sıcaklığın düşmesi sonucunda kristal yapıların değişmesiyle TLC farklı dalga boylarında ışığı yansıtır. TLC ısıtıldığında ya da soğutulduğunda ışık yoğunluğunun belli bir sıcaklıkta maksimum yoğunluğa ulaştığında yada düştüğünde ışığı yansıtır. Sonuç olarak, $M=0.5, 1, 1.5, 2$ üfleme oranlarında yaptıkları çalışmaları, önceki çalışmalarla karşılaştırarak aralarında iyi bir uyum olduğunu bildirmişlerdir.



Şekil 2.6: Film soğutma uygulamasına ait deney şeması (Engels vd., 2001).

Ahn vd., (2003) zıt oryantasyon açıları ile farklı dizilişlerindeki film soğutma deliklerinden geçen enjektan davranışlarını incelemek için deneysel bir çalışma yapmışlardır (Şekil 2.7). Sıranın aşağısından ve sıra üzerindeki deliklerden enjektan arasındaki etkileşimi göstermek için normal planda, akış doğrultusunda, sınır tabaka sıcaklık dağılımlarını ve detaylı adyabatik film soğutma etkinlik dağılımlarını ölçmüşlerdir.

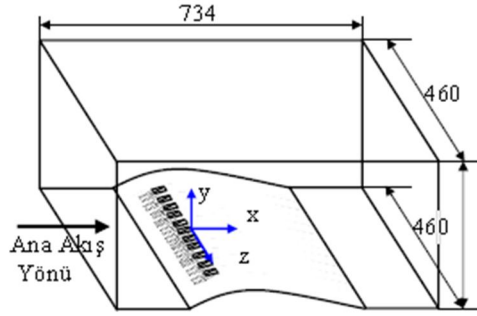


Şekil 2.7: Film soğutma uygulamasında farklı delik yerleşimleri (Ahn vd., 2003).

Enjektanın film soğutma yüzeyini ne kadar iyi kapladığını araştırmak için ölçümlerinde TLC tekniğini kullanmışlardır. Sıralı ve kademeli olmak üzere dört farklı film soğutma delik düzenlemelerinde ve üç farklı üfleme oranı ($M=0.5, 1.0, 2.0$) için çalışmalarını yapmışlardır. Üfleme oranı 0.5 olduğunda delik yerleşiminden bağımsız olarak yüksek film soğutma etkinliğinin elde edildiğini ve üfleme oranı 1 birimi aştığında ise normal momentum duvarının artması nedeniyle enjektanın duvardan kalkma eğilimi gösterdiğini belirtmişlerdir. Sıralı dizilişlerde, diğerlerinden farklı olarak, enjektan, delik aşağısında oluşan akış oluşumlarının yardımıyla duvara bağlı kaldığını göstermişlerdir. Sonuç olarak; a-) 0.5 üfleme oranında, yüksek adyabatik etkinlik seviyesi sağlamada, dizilişlere bakılmaksızın, enjektanın yüzey yakınında odaklandığını ve bu nedenle konumsal üniformluk, genel film soğutma etkinliğini belirlemek için lokal film soğutma etkinlik seviyesinden daha önemli bir faktör olduğu belirtilmiştir. b-) Daha yüksek üfleme oranlarında ($M=1.0$ ve 2.0), deliklerin aşağısı ve üzerindeki akıştan enjektan arasındaki etkileşimin, film soğutma etkinliği için daha önemli olduğunu bildirmişlerdir. c-) Delik dizilişlerinin, adyabatik film soğutma etkinlik değerini etkilediğini bildirmişlerdir. İki sıralı delikler ile film soğutma için, delik yakınındaki bölgede, daha düşük üfleme oranlarında $M=0.5$, en yüksek adyabatik film soğutma etkinliği sağlandığını, daha yüksek üfleme oranlarında ise deliklerin aşağısındaki daha uzak akış bölgelerinde daha iyi koruma sağlandığını belirtmişlerdir.

Koç ve Parmaksızoğlu, (2006) dört farklı eğrisel yüzey ile bir düz yüzey üzerinde film soğutma etkinliğini incelemek için sayısal bir çalışma yapmışlardır. Modellerde,

bir sırada onbir enjeksiyon deliği kullanmışlar, delik geometrilerini tüm modellerde aynı kesit alanına sahip dikdörtgen seçmişlerdir (Şekil 2.8).



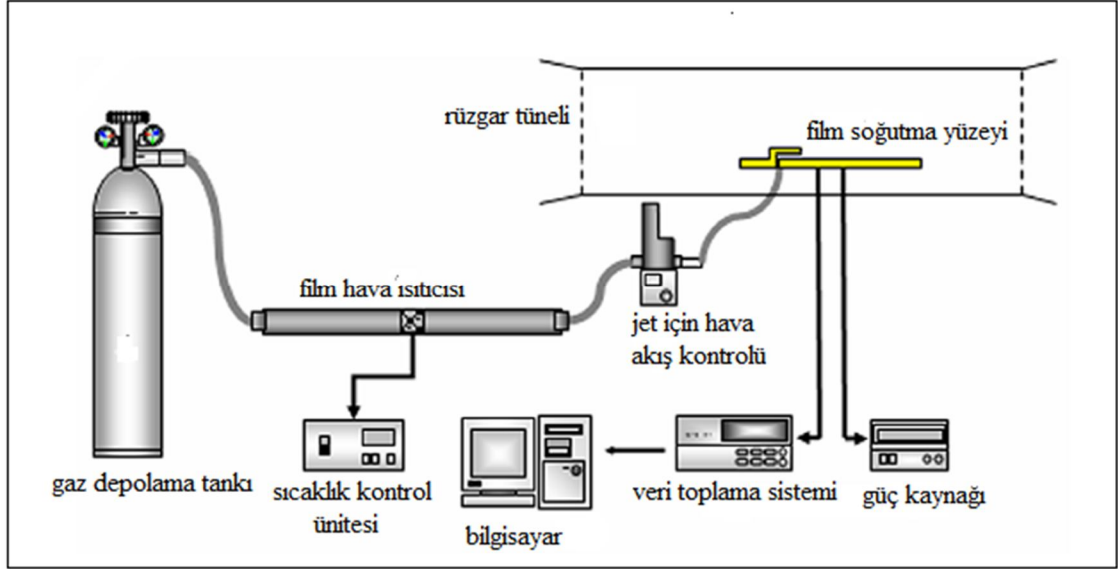
Şekil 2.8: Film soğutma uygulaması (Koç ve Parmaksızoglu, 2006).

Çalışmalarında, üfleme oranlarını 0.5 ile 2.0 arasında ve delik enjeksiyon açılarını, ana akış yönü ile 30° olarak almışlardır. Ana akış ve soğutucu akışkan olarak hava kullanmışlar ve akış rejimi için $k-\varepsilon$ türbülans modeli seçmişlerdir. Ana akışın düşük üfleme oranlarında, jeti daha kolay bükebildiğini ve böylece jetin yüzey üzerine yapışabilmesi nedeniyle düşük üfleme oranlarında film soğutma etkenliklerinin daha yüksek olduğunu rapor etmişlerdir. Sonuçta, üfleme oranı 0.5’den 1’e çıktığında z yönünde film soğutma etkinliği azalırken, üfleme oranı 1’den 2’ye çıktığında yine z yönünde film soğutma etkinliğinin arttığını ve film soğutma etkenliğinin, delik geometrisine, eğrisel yüzeyin eğimine ve üfleme oranına bağlı olarak değiştiğini bildirmişlerdir.

Womack vd., (2008) düz bir plaka üzerindeki akışta pulsatif film soğutma jetlerini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmalarında, yüzey ile 35° eğimli, tek sıralı, silindirik film soğutma delikleri kullanmışlardır. Üfleme oranını 0.5 ve 1, Strouhal sayısını 0.15, 0.30, 0.60 değerlerini kullanarak yaptıkları deneysel çalışma sonucunda, film soğutma etkinliğinin ve ısı transfer katsayısının pulsatif jet tarafından etkilendiğini belirtmişlerdir. Kanani vd., (2008) düz bir plaka üzerinde yaptıkları sayısal bir çalışmalarında, film soğutma etkinliğinin, deliklerin şeklinden etkilendiğini belirtmişlerdir.

Li vd., (2009) mikro film soğutma performansını, farklı üfleme oranları ve farklı delik geometrileri için deneysel olarak incelemişlerdir. Yaptıkları çalışmaya ait deneysel şema, Şekil 2.9’da görülmektedir. Mikro film soğutma performansının, daha az kullanılan soğutma havası miktarında daha yüksek elde edildiğini, büyük

ölçekli film soğutma sisteminden yaklaşık olarak iki veya üç katı daha az miktarda hava kullanıldığını, bunun da daha fazla verimlilik ve daha fazla enerji tasarrufu anlamına geldiğini bildirmişlerdir.



Şekil 2.9: Film soğutma uygulaması (Li vd., 2009).

İslami vd., (2010) türbin kanatları için, bir sırada yedi farklı delik dizilişleri kullanarak film soğutma etkinliği üzerinde, soğutucu enjektan deliklerinin etkilerini sayısal olarak incelemişler ve film soğutmanın, deliklerin yerleşiminden etkilendiğini bildirmişlerdir.

Xu vd., (2010) dönen bir şaftta film soğutma uygulamasında, anizotropik türbülanslı modellerin, klasik izotropik türbülanslı modeller üzerindeki avantajlarını değerlendirmek için deneysel ve sayısal bir çalışma yapmışlardır. Anizotropik türbülanslı model için TLVA modelini kullanmışlar, izotropik türbülans modelleri için ise standart $k-\epsilon$, $k-\omega$, SST (Shear-Stress Transport) modellerini kullanmışlardır. Sayısal değerlerin doğruluğu için deneysel olarak da incelemeler yapmışlardır. Çalışmalarında, 0, 500, 800 ve 1000 rpm olmak üzere dört farklı dönme hızı seçmişlerdir. 30° eğimli delikten üfleme yapmışlar ve momentum oranı 0.285, Re sayısı için 145000 sabit değerini almışlardır. Karşılaştırma sonucunda, tüm şartlar için deneysel sonuçların lokal film soğutma etkinliğinin, TLVA türbülans modele en yakın değerde bulunduğunu, izotropik türbülanslı modellere göre de en iyi bulunduğunu göstermişlerdir.

Liu vd., (2011) film soğutmada, ısı transferi üzerinde üniform olmayan başlangıç sıcaklıklarının etkilerini deneysel ve sayısal olarak incelemişler ve düşük başlangıç

sıcaklıklarında daha yüksek ısı transfer katsayısı ve film soğutma etkinliği elde edildiğini bildirmişlerdir.

Chen vd., (2011) tek sıralı film soğutma delikleri önüne yerleştirilen rampaların, soğutma performansına etkilerini araştırmak için yaptıkları deneysel çalışmalarının sonucunda, 24° rampa eğimi ve 1.4 üfleme oranında film soğutma etkinliğinin rampasız duruma göre %50'ye yakın arttığını belirtmişlerdir.

Ligrani vd., (2012) deneysel ve sayısal çalışmalarında, farklı üfleme oranları için düz bir plaka üzerindeki film soğutma etkinliğini incelemişler ve film soğutma etkinliğinin üfleme oranlarından önemli derecede etkilendiğini belirtmişlerdir.

Elnady vd., (2012) gaz türbini kanatlarındaki film soğutma etkinliğini, fan şeklinde soğutma delikleri kullanarak farklı üfleme oranları için incelemişlerdir. Çapraz soğutucu akışı, delik eksenine dik olacak şekilde yönlendirmişler ve soğutucu çapraz akışın dikey hareketinin film soğutma performansını etkilediğini belirtmişlerdir.

Peng ve Jiang, (2012) tarafından yapılan çalışmada, çapraz akışlı soğutma sıvısının film soğutma etkinliği üzerindeki etkilerini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Üç farklı delik geometrisi için (silindirik, fan, oyuk şeklinde), plenum model ve çapraz akış modelleri kullanılarak, türbülanslı akış rejimlerinde (RNG $k-\epsilon$, STT $k-\omega$) çalışmalar yapmışlardır. Sonuç olarak; a) Silindirik delikler için çapraz akışta film soğutma etkinliğinin plenum modele göre daha yüksek olduğunu ve her iki model için üfleme oranı arttıkça film soğutma etkinliğinin azaldığını bildirmişlerdir. b) Fan şekilli delikler için film soğutma etkinliğinin çapraz akış için daha düşük bulunduğunu, üfleme oranı arttıkça her iki modelde de film soğutma etkinliğinin arttığını deneysel olarak göstermişlerdir. c) Çukur şekilli delikler için ise çapraz akışlı modellerde film soğutma etkinliğinin, plenum modele göre daha yüksek olduğunu, üfleme oranı artarken film soğutma etkinliğinin plenum model için azaldığını fakat çapraz akışlı modeller için arttığını göstermişlerdir.

Yang ve Zhang, (2012) dairesel ve çıkıntılı bir sıralı deliklerden, farklı üfleme oranları için film soğutma karakteristikleri üzerinde deneysel bir çalışma yapmışlardır. Silindirik delikler için daha düşük üfleme oranlarında, daha yüksek soğutma etkinliği elde edildiğini, çıkıntılı deliklerde ise daha yüksek üfleme oranlarında, daha yüksek soğutma etkinliği elde edildiğini ancak bunun da basınç düşümünün artmasına neden olduğunu belirtmişlerdir.

Murata vd., (2012) türbin kanatlarında film soğutma performansını deneysel olarak incelemişler ve en iyi soğutma etkinliğinin yüksek üfleme oranlarında elde edildiğini bildirmişlerdir.

Yang vd., (2012) farklı delik çapı ve dizilişlerinin, film soğutma etkinliği ve ısı transfer katsayısı üzerindeki etkilerini incelemek için deneysel bir çalışma yapmışlardır. Çalışmalarında, tek sıralı, iki sıralı aşamalı, iki sıralı hizalı, üç sıralı hizalı delik dizilişlerini kullanmışlardır. Film delik sıralanışı ile üfleme oranının, film soğutma etkinliğini ve ısı transferini büyük ölçüde etkilediğini belirtmişlerdir. Üfleme oranının artması ile film soğutma etkinliğinin arttığı ancak üfleme oranının artmasıyla ısı transfer katsayısının azaldığını bildirmişlerdir. Tüm testler içinde, tek sıralı film delik dizilişinde, film soğutma etkinliğinin en iyi olduğunu, aşamalı delik dizilişleri için ısı transfer katsayısı aynı pozisyonlarda, hizalı sıralamalardan daha büyük olduğunu bulmuşlardır. Tüm film delik düzenlemeleri için çap azaldıkça ısı transfer katsayısının arttığını, film soğutma için ise en iyi film soğutma etkinliğinin daha küçük ısı transfer katsayısında elde edildiğini bildirmişlerdir.

Zhang vd., (2013) türbin kanatlarındaki film soğutma etkinliğini, sıralı altı film soğutma deliği kullanarak farklı üfleme oranları ($M=0.5, 1.0, 1.5$) ve farklı eğim açıları ($\beta=40^\circ, 50^\circ, 60^\circ, 70^\circ, 80^\circ, 90^\circ$) için deneysel olarak incelemişler ve film soğutma etkinliğinin, açılarının eğiminden ve üfleme oranından etkilendiğini bildirmişlerdir.

Yusop vd., (2013) sayısal çalışmalarında, bir dış bükey yüzey üzerinde tek sıralı, iki sıralı çapraz, üç sıralı çapraz dizilmiş kalp şeklindeki film soğutma deliklerinin, film soğutma etkinliği üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Üç boyutlu hesaplama alanında tepe açıları 60° ve 90° olan kalp şeklinde iki delik geometrisi için çalışmalar yapmışlar ve basit silindirik bir delik baz alınarak sonuçları karşılaştırmışlardır. 60° tepe açısı olan çapraz yerleşimli kalp şeklindeki deliklerin, 90° tepe açısı olan çapraz yerleşimli kalp şeklindeki deliklere göre daha büyük film soğutma etkinliği sağladığını belirtmişlerdir.

Liu vd., (2013) değişken kesitli, iki geçişli, film soğutma delikleri ile kombine yivlerin olduğu bir kanalda, film soğutmanın olduğu ve olmadığı durumlar için ısı transfer karakteristiklerini inceleyen deneysel bir çalışma yapmışlardır. Deneysel çalışmaları, şematik olarak Şekil 2.13'de görülmektedir. Film soğutma deliklerinin

varlığı ile ısı transferinde iyileşme gözlemlendiğini belirtmişlerdir. Nu sayısının %30 çıkış debisinde maksimuma ulaştığı ancak %30'dan daha yüksek debilerde ise Nu sayısının azaldığını gözlemlemişlerdir. Ayrıca, farklı delik yerleşimlerinde, farklı ısı transfer etkileri sağlandığını, daha büyük delik açıklıklarında ise daha iyi ısı transferi elde edildiğini bildirmişlerdir. Isı transferi iyileştirmeye yönelik farklı modeller üzerinde gerçekleştirilen film soğutma uygulamalarında, daha çok türbülanslı akış rejimlerinin seçildiği görülmektedir. Özellikle, dar alanda çalışan parçalarda akışın geçtiği kesit alanı itibarıyla yüksek hızlar hassas donanımlara zarar vereceğinden dolayı film soğutma yönteminde türbülanslı rejimlerin kullanılması uygulama alanını sınırlandırmaktadır.

Fawcett vd., (2013) bir türbin kanadının basınç yüzeyinin üzerine yerleştirilen film soğutma deliklerinden, çapraz akışlı uyumlu çalkantıların etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Deneylerinde, iki farklı üfleme deliği kullanarak, 0.7- 1.8 aralığındaki üfleme oranları ve 0.6-1.2 aralığındaki Strouhal sayıları için incelemelerini yapmışlardır. Soğutma delik borusunun içinde ve delik çıkışının aşağısındaki anlık akışı görüntülemişler ve sonuç olarak, soğutma deliklerinin içinde saç teli vortekslerin oluştuğunu ve bunların, soğutucu delik girişinde, çapraz akışlı anlık değişen yapılardan etkilediğini bildirmişlerdir.

Lee ve Kim, (2014) enlemesine bir çukurda gömülü silindirik deliklerden, değişik üfleme oranları ve çukur şekli için film soğutma performansını sayısal olarak incelemişlerdir. Film soğutma performansı ve türbülanslı akış analiz etmek için üç boyutlu Re ortalama Navier-Stokes eşitliklerini kullanmışlardır. İki değişken olarak çukurun yüksekliği ve genişliği alınarak parametrik bir çalışma yapmışlardır. Çalışma sonucunda film soğutma performansı için optimum bir geometri önermişlerdir.

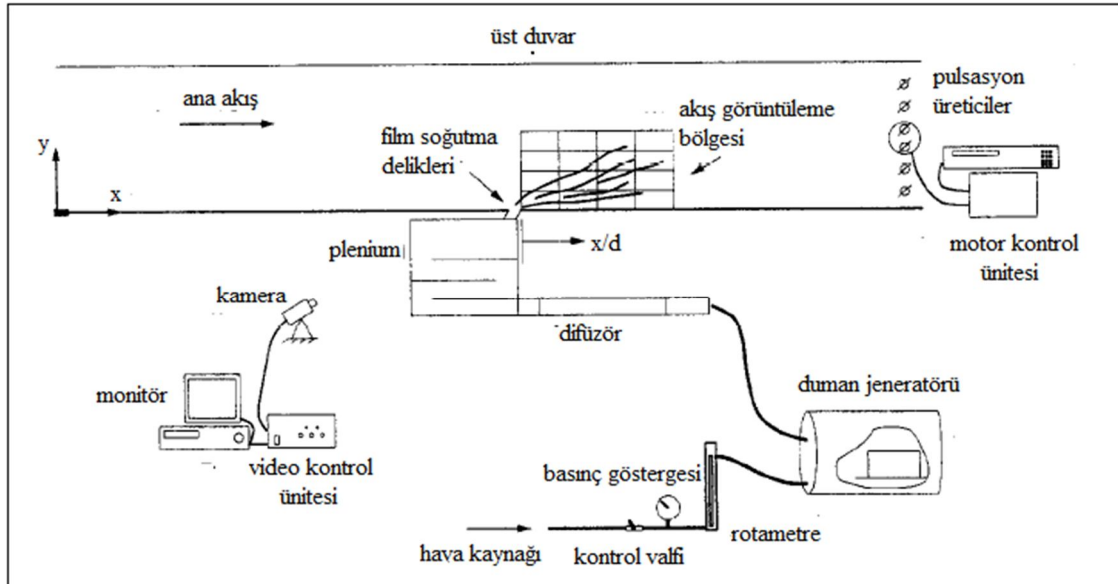
2.4. Film Soğutma Yönteminde Pulsatif Jetler

Film soğutma uygulamasında, ısı geçişini daha da iyileştirmek için son yıllarda periyodik üfleme yapan pulsatif jetlere rastlanmaktadır (Bernsdorf 2005, Bidan vd. 2012, Bidan vd. 2013, Babaei 2013). Bu tip jetler, belirli frekans ve genliklerde akış içerisine periyodik olarak üfleme yapmaktadır. Pulsatif jetle ana akışa periyodik bir kütsel akı ilave edilerek sınır tabakanın kararlı yapısı bozulmakta ve yüzey üzerinde film oluşturarak ısı transferinde gözle görülür bir iyileşme sağlanmaktadır.

Bu uygulamaların, yüzeyden ısı ve kütle geçişini artırdığı yapılan çalışmalarla kanıtlanmıştır.

Pulsatif film soğutma yönteminde, enjektan akış oranının ve deliklerin içinden enjektan akışlarının karakterlerinin anlık değişimleri nedeniyle faz ortalamalı enjektan sıcaklık dağılımları, periyodik değişiklikler gösterir. Film korumasındaki azalma, birçok karakteristiklere bağlıdır, bunlar, enjektan St sayısı, delik uzunluğunun çapa oranı L/D ve enjektanın deliklerden geçerken filmin davranışını kapsar (Seo vd., 1998).

Ligrani vd., (1996a) basit açılı, tek sıralı film soğutma delikleri kullanarak akış pulsasyonlarının film soğutma üzerinde etkisini belirlemek için deneysel bir çalışma yapmışlardır (Şekil 2.10). Film sınır tabaka üzerinde meydana gelen pulsasyonlar nedeniyle film soğutma dağılımlarının görüntülerinin ve yörüngelerinin çarpıcı değişiklikler gösterdiğini, özellikle soğutucu Strouhal sayısı 1-2'den büyük olduğunda önemli değişikliklerin meydana geldiğini ve filmin yarı kararlı durumdan, yarı kararlı olmayan duruma geçtiğini belirtmişlerdir. Zamana bağlı enjektan dağılımlarını değişik akış yerleşimlerinde, pulsatif etkinin olduğu ve olmadığı durumlar için incelemişler ve film soğutma yöntemi ile ısı transferinde, akış pulsasyonlarının çarpıcı etkilerinin olduğunu göstermişlerdir.



Şekil 2.10: Film soğutma uygulamasında pulsatif jetler (Ligrani vd., 1996 a).

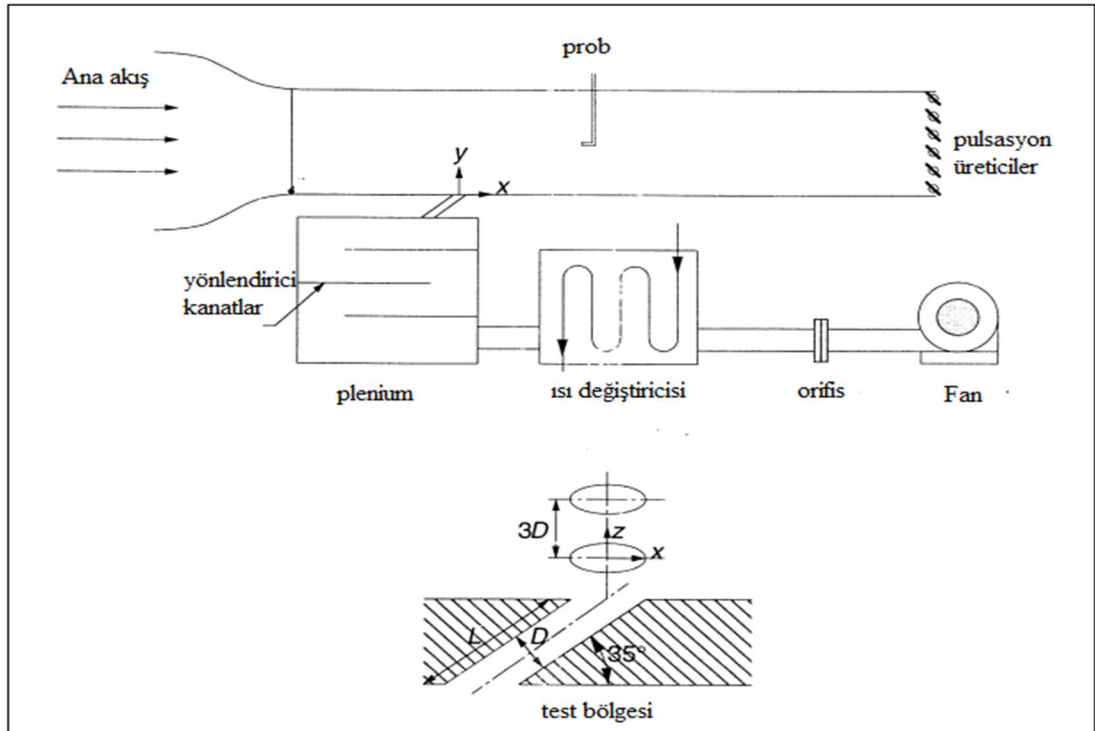
Çalışmalarını, rüzgar tüneline, farklı hız, Re sayıları ve üfleme oranları için yapmışlardır. Pulsasyonları, rüzgar tüneli test bölgesinde, akış sonuna yerleştirilen

döner kepenklerin kullanımı ile elde etmişler ve film soğutmanın üfleme oranını kontrol etmek için regülatör vana ve rotametre kullanmışlardır. Deneysel sonuçlar, pulsasyonların, akış yapısında önemli değişiklikler sağladığını ve her bir pulsatif periyotta, sınır tabaka içinde filmin pozisyonunun ve momentumunun anlık değiştiğini belirtmişlerdir. Pulsatif etkinin olmadığı durum için, en yüksek enjektan birikiminin sadece üfleme oranı $M=0.25$ 'de, plenum genişliğinin delik çapına oranı $x/d=4.5$ 'de deliklerin altında olduğunu ve her bir yoğunlaşmanın kabaca dairesel veya oval şeklinde, sadece enjektan delik çıkışlarından sonra duvar yakınlarında bulunduğunu göstermişlerdir. Pulsasyonlarda film soğutmanın yarı kararlı film davranışı ve yarı kararlı olmayan film davranışı şeklinde, tamamen farklı iki rejimi bulunduğunu ve akış pulsasyonlarında yarı kararlı olmayan filmlerde, zaman ortalamalı sıcaklıkların değişiminin pulsatif olmayan filmle karşılaştırıldığında en büyük değişiklikler gösterdiğini belirtmişlerdir.

Ligrani vd., (1996b) basit açılı, tek sıralı film soğutma delikleri kullanarak akış pulsasyonlarının film soğutma üzerinde etkisini belirlemek için deneysel bir çalışma yapmışlardır. Önceki araştırmalarında, enjektan davranışı incelenirken aynı deneysel düzeneği kullandıkları, bu çalışmalarında ise sınır tabakada film soğutma etkinliği ve akış yapısındaki pulsasyonların etkilerini incelemişlerdir. Plenum genişliğinin delik çapına oranı olan $x/d=4.5, 9.8, 16.4, 24.1$ değerlerindeki, zaman ortalamalı Re kayma gerilmesi dağılımlarını ve ortalama hız dağılımlarını yarı kararlı film şartlarında sunmuşlardır. Çalışmalarını; a) film soğutma ve pulsasyonların olmadığı durum, b) film soğutmanın olduğu, pulsasyonların olmadığı durum ve c) film soğutma ve pulsasyonların her ikisinin de olduğu durum için olmak üzere üç farklı durum için yapmışlardır. Yarı kararlı olmayan pulsasyonlarda, Soğutucu Strouhal sayısı $St_c = 8.85$ değerinde, adyabatik film soğutma etkinliğinde önemli değişikliklerin meydana geldiğini, özellikle x/d oranı 4.5'dan 24.1'e artarken sınır tabaka film soğutma etkinliğinin, pulsasyonların olmadığı duruma göre %12 azaldığını bildirmişlerdir. Sınır tabaka, akış pulsasyonlarına maruz kaldığında, filmin sınır tabakadaki pozisyonunun ve momentumunun anlık değiştiğini ve pulsasyonların olduğu durumda, aynı miktardaki enjektanın pulsasyonların olmadığı duruma göre daha büyük hacime yayıldığını belirtmişlerdir. Yarı kararlı pulsasyonlar nedeniyle film soğutma sınır tabakada, zaman ortalamalı Re kayma gerilmesi profillerindeki önemli değişiklikleri göstermişler ve özellikle $x/d=4.5$ 'de kayma tabakasının

konumsal uzunluğunun arttığını, yüksek gerilmeler ile akışın, konumun dışına daha hızlı yayıldığını ve maksimum Re kayma gerilmesinin zaman ortalamalı büyüklüğünün düştüğünü belirtmişlerdir.

Seo vd., (1998) 0.1 ile 10.1 aralığındaki enjektan Strouhal sayılarında, statik basınç ve hızın, sinüzoidal varyasyon şekillerinde, tek sıralı, basit açılı deliklerden film soğutma etkinliğine akış pulsasyonlarının etkilerini araştırmışlardır. Zaman ortalamalı sıcaklık dağılımlarının, faz ortalamalı sıcaklık dağılımlarının ve adyabatik film soğutma etkinlik değerlerinin, boyutsuz enjeksiyon delik uzunluğu değiştirildiğinde, farklı soğutucu Strouhal sayısı ve frekans oranlarında, film soğutma koruması için önemli değişiklikler meydana getirdiğini göstermişlerdir. Bu çalışmalarında, Ligrani vd., (1996a,b) tarafından yapılan araştırmadan farklı olarak, üfleme oranını 0.5'e sabitleyerek değişik pulsatif genliklerin, pulsatif frekansın daha büyük ve daha geniş aralığındaki değerlerini (2, 16, 32 Hz) içeren deneysel şartları uygulamışlardır. Film soğutma performansı ve üç farklı L/D (delik uzunluğunun çapa oranı) değerlerinde (1.6, 4, 10) deliklerin aşağısındaki akışın davranışını incelemişlerdir. Yaptıkları çalışmaya ait deneysel şema, Şekil 2.11'de gösterilmiştir.



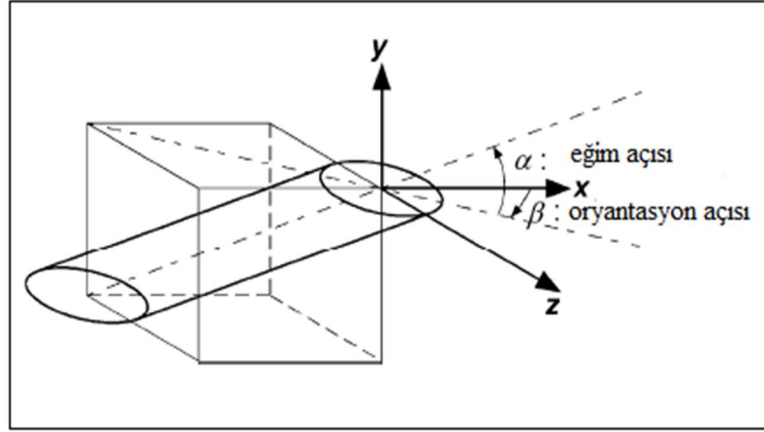
Şekil 2.11: Film soğutma uygulamalarında pulsatif jetler (Seo vd., 1998).

Deneysel çalışmalarında, test bölgesindeki büyük ölçekli düz bir plaka üzerine, beş film soğutma deliğini, 3d aralıklarla, tek sıra halinde yerleştirmişlerdir. Test

yüzeyinden her bir delik, normal düzlemle 35° eğimli olarak yönlendirilmiş ve enjektan olarak hava kullanmışlardır. Orifisi geçen akışkan, bir ısı değiştiricisinde ortam sıcaklığının üzerinde ısıtılarak plenum odasına yönlendirilmiş ve enjektan kütle akış oranlarının belirlenmesi için orifis ile plaka boyunca basınç düşüşlerini ölçmüşlerdir. Faz ortalama değerlerinin belirlenmesinde kullanılan zaman periyodunda, pulsatif akış uygulaması için kullanılan döner kepenk kanatlarının çalışmasında kullanılan motorun enkodurun açısal hızını baz almışlardır. Deneysel çalışma sonucunda, 16 Hz ile 32 Hz'de dalga formu karakteristiklerinin 2 Hz'den farklı dalga formunda olduğunu, uygulanan daha yüksek frekanslarda daha düşük genliklerin meydana geldiğini, 32 Hz'de serbest akış hızının dalga formunun davranışının sinüzoidal formda olmadığını göstermişlerdir. Yine plenum odasındaki basınç değişimlerinin büyüklüğünün, pulsatif frekans artarken azaldığını ve 16 Hz ve 3 Hz'de basınç değişimlerinin oldukça küçük olduğunu göstermişlerdir. Zaman ortalama, faz ortalama, sürekli durum için enjektan dağılımları, pulsasyonların olmadığı durum da değerlendirilerek elde edilmiş ve $x/D=5$ 'de (enlemesine/normale düzlemde) enjektan dağılımları için uygulanan pulsatif frekanslar arttığında ve delik uzunluğunun çapa oranı (L/D) azaldığında daha büyük değişiklikler meydana geldiğini ve sürekli dağılımlar ile karşılaştırıldığında en büyük değişiklikler 32 Hz pulsatif frekansta $L/D = 1.6$ olduğunda meydana geldiğini bildirmişlerdir. Ayrıca, daha kısa enjeksiyon delik uzunluklarında, uygulanan pulsatif frekans arttığında meydana gelen değişikliklerin daha büyük olduğunu göstermişlerdir.

Bell vd., (1999) türbülanslı sınır tabakada, yuvarlak, basit açılı delikler ile pulsatif frekans, üfleme oranı ve ana akış hızının pulsatif film soğutma üzerindeki etkilerini incelemek için deneysel bir çalışma yapmışlardır. Deneysel çalışma için her bir delik test yüzeyi ile 35° eğime sahip, belirli aralıklarla yerleştirilmiş, tek sırada beş film soğutma deliği kullanmışlardır. $2800 < Re < 6800$ aralığındaki değerler için 0, 8, 20 Hz frekanslarda incelemelerini yapmışlardır. Farklı pulsatif frekans, üfleme oranı, ana akış hızı, delik uzunluğunun çapa oranları (L/d) için ayarlatık film soğutma etkinliği, Stanton sayısı oranı ve film soğutma performans parametrelerinin dağılımlarını göstermişlerdir. Sonuç olarak, uygulanan testler içinde, film soğutma koruması için en önemli düşüşlerin, pulsatif frekans artarken en küçük L/d oranında ve en düşük üfleme oranında bulunduğunu belirtmişlerdir.

Lee ve Jung, (2002) bileşik açılı delikler kullanarak film soğutma üzerinde akış pulsasyonlarının etkilerini araştırmak için deneysel bir çalışma yapmışlardır (Şekil 2.12).



Şekil 2.12: Film soğutmada bileşik açılı delik geometrisi (Lee ve Jung, 2002).

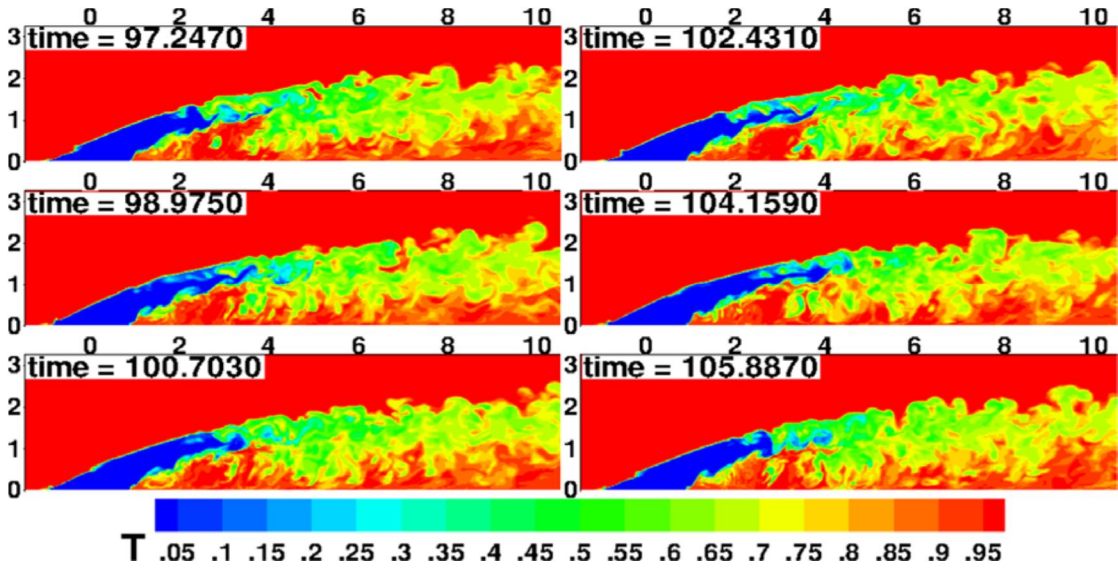
Rüzgar tüneline yaptıkları çalışmalarında, bir sırada 20 mm enjeksiyon delik çapında (D) ve 4D delik uzunluğunda, beş adet film soğutma delikleri kullanmışlar ve oryantasyon (yönlendirme) açıları 0, 30°, 60°, 90° alınarak eğim açısı 35°'ye sabitlemişlerdir. Statik basınç pulsasyonlarını, rüzgar tüneline çıkış açıklığı boyunca bir sıra halinde yerleştirilen, altı adet döner kepenk kanatları kullanarak üretmişlerdir. Çalışmalarında, pulsasyon frekansını 36 Hz'e sabitleyerek üfleme oranlarını 0.5 , 1.0 , 2.0 olarak almışlar ve 3.6, 1.8, 0.9 değerindeki üç farklı Strouhal sayısı için üfleme oranlarını değiştirmişlerdir. Detaylı film soğutma sınır tabaka sıcaklık dağılımlarını, soğuk tel vasıtasıyla ve adyabatik film soğutma etkinliğini ise TLC tekniğini kullanarak ölçmüşlerdir. Sınır tabaka sıcaklık ölçümleri sonucunda, pulsasyonların filmin içinde ve sınır tabaka sıcaklık dağılımında büyük bozulmalara neden olduğunu, yönlendirme açıları artarken, pulsasyonlar nedeniyle enjektan yoğunluğu akış yönünden sürekli duruma göre daha da ileriye yayıldığını göstermişlerdir. Pulsasyonlar ile adyabatik film soğutma etkenlik değerlerinin yönlendirme açıları ne olursa olsun düşüş gösterdiğini ancak düşüşün miktarının, yönlendirme açılarının büyüklüğüne bağlı olarak, daha büyük yönlendirme açılarında daha az olduğunu bildirmişlerdir. Adyabatik film soğutma etkinlik dağılımlarının detaylı incelenmesinde, 0.5-2 üfleme oranı aralığında, yönlendirme açısının artması ile daha yüksek ve daha üniform etkinlik elde edildiğini ve genellikle daha düşük üfleme oranlarında film korumanın daha iyi olduğunu belirtmişlerdir.

Ekkad vd., (2006) küt bir cismin dairesel ön kenarından 22° eğimle tek film soğutma deliği yerleştirilerek ısı transfer katsayısı ve film soğutma etkinliği üzerinde görev döngüsü ve jet pulsasyonlarının etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Pulsatif jet frekansı için 5, 10 ve 20 Hz olmak üzere üç farklı değer kullanmışlardır. $0.25 < M < 2$ farklı üfleme oranındaki aralıklar için % 10, %25, %50 ve %75 oranlarında valf açma ve kapama zamanları tarafından oluşturulan görev döngüsünün etkilerini incelemişlerdir. Deneylerinin sonucunda, düşük üfleme oranlarında ve azaltılmış görev döngüsünde, daha yüksek etkinlik ve daha düşük ısı transfer katsayılarının elde edildiğini göstermişlerdir.

Coulthard vd., (2007) film soğutma etkinliği üzerinde pulsasyonların etkilerini araştırmak için deneysel bir çalışma yapmışlardır. Deneylerini, düz bir plaka üzerinde, 35° eğimli, bir sıralı, silindirik film soğutma deliği için uygulamışlar ve pals hareketini oluşturmak için selenoid valfler kullanmışlardır. Sıcaklık ölçümlerini, soğuk tel anemometresi, termoelemanlar ve infrared kamera ile, hız ölçümlerini ise sıcak tel anemometresi kullanarak yapmışlardır. Ölçtükleri sıcaklıklara bağlı olarak film soğutma etkinlik değerini hesaplamışlar ve sonuçları pulsasyonların olmadığı durumla karşılaştırmışlardır. Yüksek frekanslarda pulsasyonlar, jet üfleme genliğini azaltarak bazı durumlarda soğutma etkinliğini artırmaya yardım ettiğini, daha düşük frekanstaki pulsasyonların ise zıt etkiye sahip olduğunu bildirmişlerdir. Ayrıca, en yüksek toplam etkinliğin 0.5 üfleme oranında ve sürekli jet durumunda elde edildiğini belirtmişlerdir.

Muldon ve Acharya, (2009) film soğutma etkinliği üzerinde pulsatif jetlerin etkilerini üç boyutlu sayısal olarak incelemişlerdir. Denklem sistemlerinin çözümü için yüksek dereceden sonlu fark ayrıklaştırmasını (düşük kesme hataları ile) ve yüksek çözümlü ağ yapısını içeren DNS (Direct Numerical Simulation) yöntemini kullanmışlardır. Çalışmalarında, yüzeyle 35° eğime sahip silindirik bir jet kullanmışlar, 0.004-0.32 aralığındaki St sayısı değerleri ve $M=1.5$ ortalama üfleme oranı için incelemelerini yapmışlardır. Toplam zaman içindeki jet zamanı olarak tariflenen görev döngüsü (DC) ile frekansı bağımsız parametre olarak kabul etmişlerdir. Akış içerisinde meydana gelen ters dönen vorteks çiftleri, böbrek şekilli vorteksler, at nalı vorteksler, kayma tabakası vorteksler, çevrinti vorteksler gibi oluşumların etkilerini incelemişlerdir. Pulsasyonların olmadığı durum için üç farklı sürekli üfleme oranı ($M= 1.5, 0.75$ ve 0.375) kullanmışlar ve pulsatif etkileri pulsasyonların olmadığı

durumla karşılaştırmışlardır. $M=1.5$ üfleme oranında, pulsasyonların olmadığı duruma göre pulsatif film soğutma etkinliğinde iyileşme olduğunu ve film soğutma etkinliğindeki bu iyileşmenin, soğutucu akışkan kullanımının %50 azalması ile birlikte gerçekleştiğini ve en iyi sonucun St sayısının 0.32 değerinde elde edildiğini belirtmişlerdir. Yaptıkları çalışma sonucunda elde ettikleri sıcaklık alanları, Şekil 2.13'de gösterilmiştir. Ayrıca, yaptıkları çalışmaları pulsatif durumların küçük sayılarında incelediklerini ve zorlanmış parametreleri içeren optimizasyona ihtiyaç olduğunu belirtmişlerdir.



Şekil 2.13: $M=1.5$ için sıcaklık alanları (Muldon ve Acharya, 2009).

Lalzel vd., (2012) film soğutma etkinliği üzerinde akış pulsasyonlarının etkilerini deneysel olarak farklı üfleme oranları ($M=0.65, 1, 1.25$) ve frekanslar ($St= 0.2, 0.3, 0.5$) için incelemişlerdir. Sonuç olarak, $M=1.25$ üfleme oranında, $St= 0.2$ için % 116, $St= 0.3$ için % 117, $St= 0.5$ için % 53 oranında film soğutma performansında artış olduğunu bildirmişlerdir.

Pulsatif jetin etkisiyle sınır tabakada oluşan akış karmaşık bir yapıya sahiptir ve non-linear davranışından dolayı bu jetler, önemli araştırma konusu olmaya devam etmektedir. Ayrıca, yerel ve ortalama ısı transferi üzerinde pulsatif parametrelerin etkilerini gösteren kapsamlı verilerin sınırlı olması yeni araştırmalara ihtiyaç duyulduğunu göstermektedir.

Literatür özetinden de anlaşılacağı üzere, jet uygulamaları ile ilgili yapılan çalışmalar genelde mikro ölçekte yapılmış, pulsatif jetler daha çok bir yüzeye çarpan jet şeklinde seçilmiştir. Salınım hareketindeki tahrik mekanizmalarının daha çok titreşen

membranlar, selenoid valf ile sağlanmış olması nedeniyle seçilen parametreler de sınırlı olmuştur. Dolayısı ile daha geniş genlik ve frekansta, makro ölçekte çalışmalar oldukça azdır. Jet ıkışı olarak genellikle lle veya değişik geometrilere delikler kullanılmış ve bu delikler, tek sırada veya farklı diziliş biçimlerinde yerleştirilmiştir. Çoklu delik yerleşiminde, delikler arasında kalan bölgede akışın ısı transferi üzerinde olumsuz etkileri söz konusu olmuştur. Çalışmalarda yüzeyi tamamen kaplayacak şekilde jet geometrisinin kullanılmadığı görülmektedir. Pulsatif jet kullanımı ile yüzey üzerinde film oluşturacak nitelikte yapılan çalışmalar çok azdır ve bu çalışmalarda daha çok türbülanslı akış rejimi seçilmiştir. Makro ölçekte yapılan çalışmalarda ise daha çok eğrisel yüzey geometrileri kullanılmıştır.

Yapılan bu çalışma ile düz bir yüzey üzerinden akan ana akışa ilave edilen pulsatif jetin, soğutma uygulaması üzerindeki etkisi hem deneysel hem de sayısal olarak incelenmiştir. Çalışmada ele alınan pulsatif jet uygulaması, düz levhanın n ucundan akışa dik yönde uygulanan düzlemsel pulsatif jet olup, serbest akışın belirli genlik ve frekanslarda periyodik olarak uyarılmasından ibarettir. Özellikle, oklu delik yerleşiminde üfleme deliklerinin arasında kalan bölgede akışın ısı transferi üzerindeki olumsuz etkilerini önlemek için bu çalışmada düzlemsel jet çıkışı kullanılmıştır. Serbest akıştan dolayı sıcak yüzey üzerinde hem hidrodinamik hem de ısı sınır tabaka oluşmaktadır. Oluşan bu sınır tabaka ısı geçişine karşı bir direnç oluşturmaktadır. Uygulananan bu jet vasıtasıyla sınır tabakanın kararlı yapısı bozularak, kalınlığı azalmış ve her çevrimde periyodik olarak yenilenmiştir. Bu sayede de ısı geçişinde önemli derecede artma gözlemlenmiştir.

Bu çalışmada, periyodik bir akışa ilave edilen pulsatif jet uyarıcının ısı transferi üzerindeki etkisi, değişik üfleme oranı, pulsatif frekans ve genlik gibi parametrelerle zamana bağlı laminar rejim için hem deneysel hem de sayısal olarak analiz edilmiştir. Sayısal sonuçlar ile deneysel verilerden elde edilen sonuçlar karşılaştırılarak aralarındaki uyum gösterilmiştir.

3. DENEYSEL ÇALIŞMA

3.1 Giriş

Bu çalışmada, sabit ısı akısına sahip düz bir yüzey üzerinden ana akışa ilave edilen pulsatif jetin ısı transferi üzerindeki etkisi deneysel ve sayısal olarak incelenmiş olup deneysel çalışma için yapılan işlemler aşağıda açıklanmıştır. Sentetik jet sıfır kütle akısına sahip jet olarak tariflenirken, pulsatif jette ikinci bir kütleli akıya ihtiyaç duyulmaktadır. Ana akışa periyodik olarak ilave edilen ikincil kütleli akıyla yüzeyde oluşturulan film ile ısı transferi performansındaki değişimler farklı parametreler için analiz edilmiştir.

Çetin, (2013) ve Akdag vd., (2013) sentetik jet uyarıcı kullanılarak sabit ısı akısına sahip düz bir yüzeyin soğutulmasını deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Deneysel çalışmalarında, rüzgâr tüneline yerleştirilmiş sabit ısı akısına sahip düz bir levha ve levha girişinden ana akışa enjekte edilen sıfır kütleli akıya sahip sentetik jet kullanmışlardır. İncelemelerinde, serbest akıştaki Re sayısı, uyarıcının frekansı ve genliği değiştirilerek diğer parametreleri sabit tutmuşlar ve bu parametrelerin ısı transferi üzerindeki etkilerini analiz etmişlerdir. Sayısal çalışmalarında ise Fluent HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) yazılımı kullanarak, anlık hız ve sıcaklık dağılımlarını elde etmişlerdir. Çalışmalarında altı farklı frekans ve dört farklı genlik için sonuçları boyutsuz sayılar cinsinden vermişlerdir. Yaptıkları çalışmalardan elde ettikleri sonuçlara göre artan frekans ve genliklerde, ısı transferinin de arttığını gözlemlemişler ve genliğin diğer parametrelere göre daha baskın bir parametre olduğunu belirtmişlerdir. Duman-tel yöntemi ile jetin akış alanındaki etkileri görüntülemişler ve hem akış görüntülerinden hem de sayısal çözümlerden elde edilen görüntülerde, jetin sınır tabaka üzerinde yıkıcı bir etkisinin olduğunu göstermişlerdir.

Bu bölümde, deney tesisatı detaylı bir şekilde tanıtıldıktan sonra, levha üzerindeki sıcaklık ölçme noktaları, ölçme yöntemi ve deneysel verilerin nasıl analiz edildiği sırasıyla açıklanmaktadır. Isı transferinin bağlı olduğu parametrelerin etkisinin belirlenmesi ve ısı taşınım katsayılarının hesaplanabilmesi için deney düzeneği üzerinde farklı parametrelerde sıcaklık ölçümleri yapılmaktadır. Daha sonra Nusselt

sayıları hesaplanmakta ve sonuçlar boyutsuz sayılar cinsinden verilmektedir. Farklı Reynolds sayıları için daimi (serbest) akış, sürekli jet akışı ve pulsatif jet vasıtasıyla uyarılmış akış rejimleri karşılaştırılarak hangi şartlarda film soğutmanın iyileştiği gösterilmektedir.

3.2 Deney Düzeneği

Deneysel çalışmalar için laboratuarda mevcut düzenek bazı ilavelerle Şekil 3.1a ve Şekil 3.1b'de görüldüğü gibi deneylerin yapılabileceği duruma getirilmiştir. Rüzgar tüneli, Eiffel tipi olup hazır olarak temin edilmiştir. Rüzgâr tüneli test bölgesinin ölçüleri 300x300x450 mm'dir. Test bölgesinde üniform hız elde edilmektedir. Üzerinde bulunan sürücü vasıtasıyla hız ayarı yapmak mümkündür. Daimi (serbest) akış hızı, Testo-435 sıcak tel anemometresi (hot-wire prob) ile ölçülmektedir

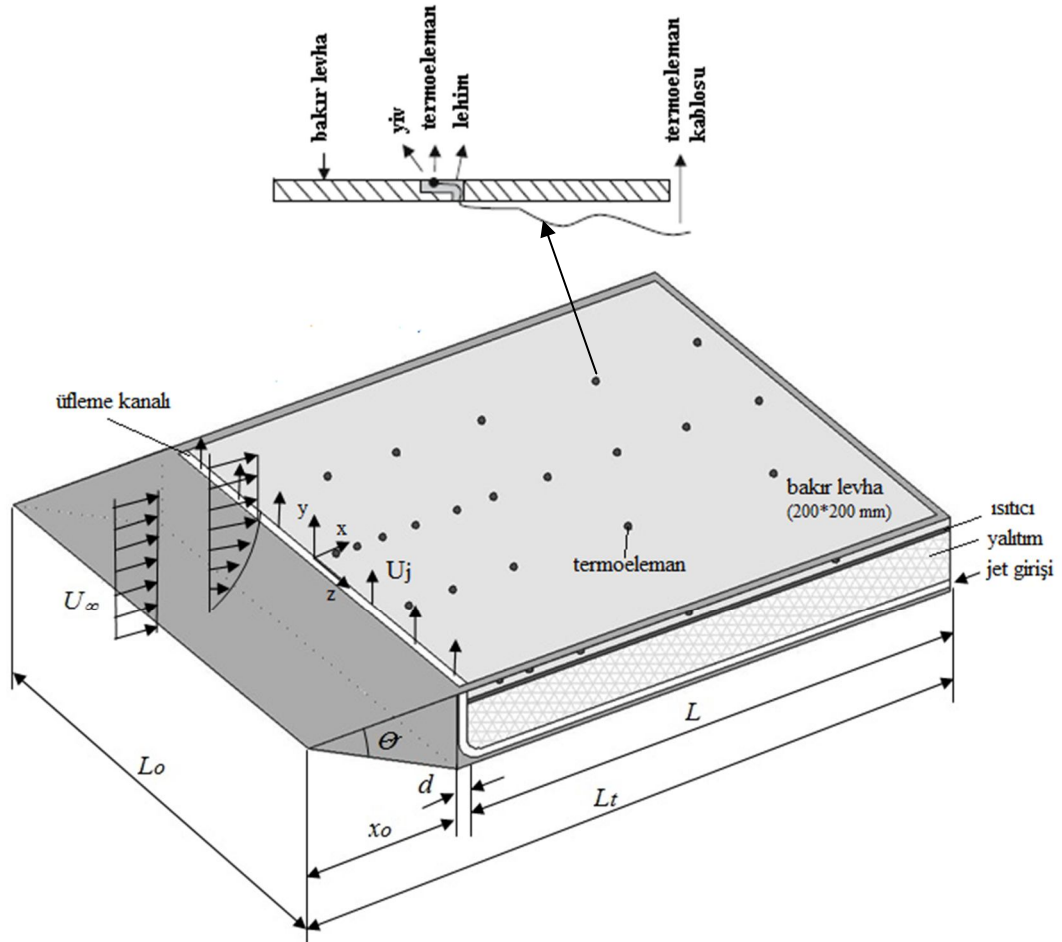


Şekil 3.1a: Deney düzeneği resmi.



Şekil 3.1b: Deney düzeneği resmi.

Test bölgesine yerleştirilen deneysel model, Şekil 3.2’de ayrıntılı olarak verilmektedir. Deneysel model, ahşap bir çerçeve içerisinde yerleştirilen 200x200x2 mm ebatlarında düz bakır levha, levha üzerine gömülmüş termoelemanlar, levha altına yerleştirilen Kapton ısıtıcı, ısıtıcı altına yerleştirilen taş yünü yalıtım malzemesi ve jet için üfleme kanalından oluşmaktadır. Levha ön tarafında küt cisim etkisini azaltarak levha üzerine akışın üniform olarak gelmesini sağlamak için $\theta=30^\circ$ açıya sahip ısıtılmamış bir bölge mevcuttur. Toplam model uzunluğu $L_t=260$ mm, modelin eni $L_o=212$ mm, ısıtıcı aktif uzunluğu $L=200$ mm’dir. Levha ön ucunda 90° açıyla ana akış içerisinde üfleme yapacak 3 mm genişliğinde düzlemsel jet üfleme kanalı vardır. Deneysel model resmi Şekil 3.3’de görülmektedir.

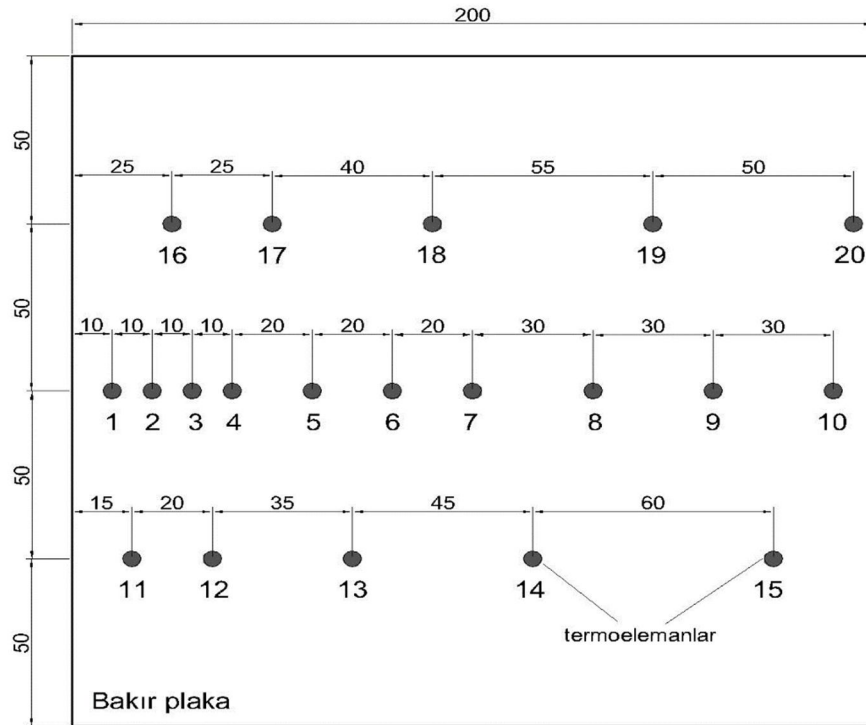


Şekil 3.2: Deneysel model şekli.



Şekil 3.3: Deneysel model resmi.

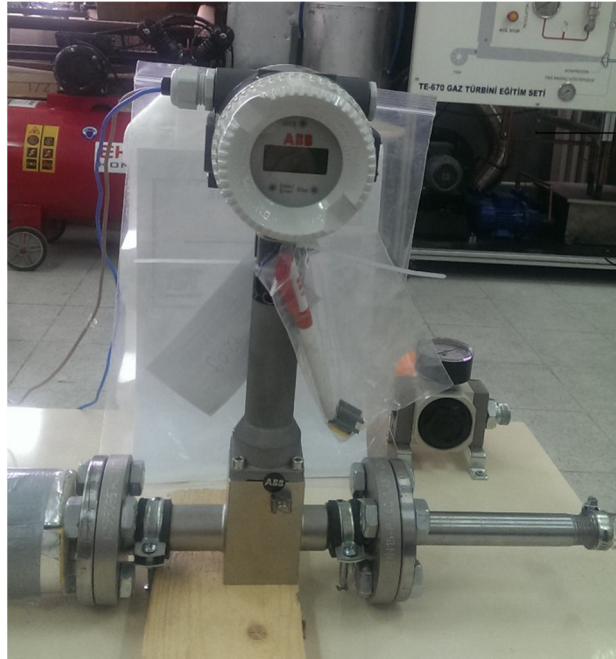
Şekil 3.4’de görüldüğü gibi levha yüzeyine gömülen termoelemanlarla bakır levha yüzey sıcaklıkları ölçülmektedir. Yüzey sıcaklığının ölçülebilmesi için levha boyunca belirli aralıklarla (jetin etkilerini daha iyi gözlemleyebilmek için levha başlangıcında daha sık, levha sonuna doğru daha seyrek), çok sayıda termoelemanlar yerleştirilmiştir. Bu termo-elemanlar yüzeye açılan özel yivlere yerleştirilmiş olup yivler sert lehimle doldurulmuştur. Bu yivlerin akışı bozmasını engellemek için yüzey pürüzsüz hale getirilmiştir. Bu çalışmada, temel olarak zamana ve konuma bağlı ısı geçiş performansı incelenmiştir. Bu nedenle rüzgar tüneli içerisinde detaylı periyodik hız ölçümleri yapılmamıştır.



Şekil 3.4: Levha üzerine yerleştirilen termoelemanların konumları (ölçüler mm'dir).

Plastik maddeden imal edilen pulsatif jet kanalı, Çetin, (2013) ve Akdag vd., (2013) tarafından yapılan çalışmadan temin edilmiştir. Pleksiglas kanalla birleştirilerek oluşturulan üfleme mekanizması model içerisine yerleştirilmiştir. Termo-eleman kabloları modelin arka kısmından 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 yapılabilmektedir (Incropera and Dewitt, 1996).

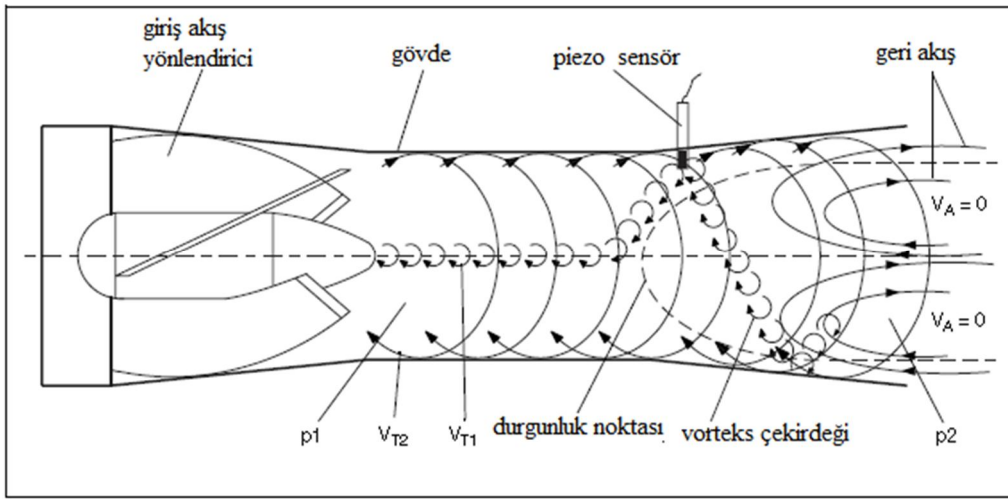
Ana akışa ilave edilen ikinci kütle akısı ise yüksek basınçlı radyal (körüklü) bir fan vasıtasıyla sağlanmaktadır. Fanın özellikleri, 1300 m³/h, 9000 Pa, motor gücü 5.5 kW, motor devri ise 2800 rpm'dir. 2" (inch) olan fan çıkış ağzı ile 3/4 " olan deney tesisatı bağlantısı sactan yapılmış özel bir huni vasıtasıyla sağlanmıştır. Fandan gelen yüksek debideki havayı, ikinci akışkan debisi olarak belirlenen 10 m³/h ($U_f=4.87$ m/s) değerinde sabit tutmak için fan çıkışına bir basınç regülatörü yerleştirilmiştir. Fandan gelen akışkanın hacimsel debisini ölçmek için, Şekil 3.5'de görülen swirl tip bir hız ölçer kullanılmıştır. Bu hız ölçer başta gazların olmak üzere, buharın ve sıvıların akış miktarını geniş bir aralık için ölçebilmektedir.



Şekil 3.5: Swirl tip hız ölçer.

Swirl tip hız ölçerin çalışma prensibi Şekil 3.6'da şematik olarak gösterilmiştir. Hız ölçere giren akışkan girişte yönlendirici kanatlar vasıtasıyla dönmeye zorlanır, geri

akış nedeniyle meydana gelen ikincil bir dönme hareketinde, bu dönme hareketinin merkezinde bir vorteks çekirdeği şekillenir. Bu ikinci dönme hareketi, akış hızı ile orantılıdır ve akış ölçerin iç geometrisi optimize edildiğinde geniş bir akış aralığında lineerdir. Bu frekans bir piyezo sensör ile ölçülür. İlk önce akış ölçerden akış hızı ile orantılı sinyallerin sıklığı işlenir ve daha sonra konvertör ile uygun duruma dönüştürülür. Filtre algoritması bu sinyali değerlendirerek akış sinyali kullanır. Bu sinyallerin sıklığı akış hızı bilgisini dönüştürmek için işlemciye taşınır. Bu işlenen veriler daha sonra hız ölçerin göstergesinde gösterilir ve akım ve kontak çıkışları üzerinden veya bir Fieldbus veri bağlantısı üzerinden kullanıcıya iletilir.



Şekil 3.6: Swirl tip hız ölçerin çalışma prensibinin şeması.

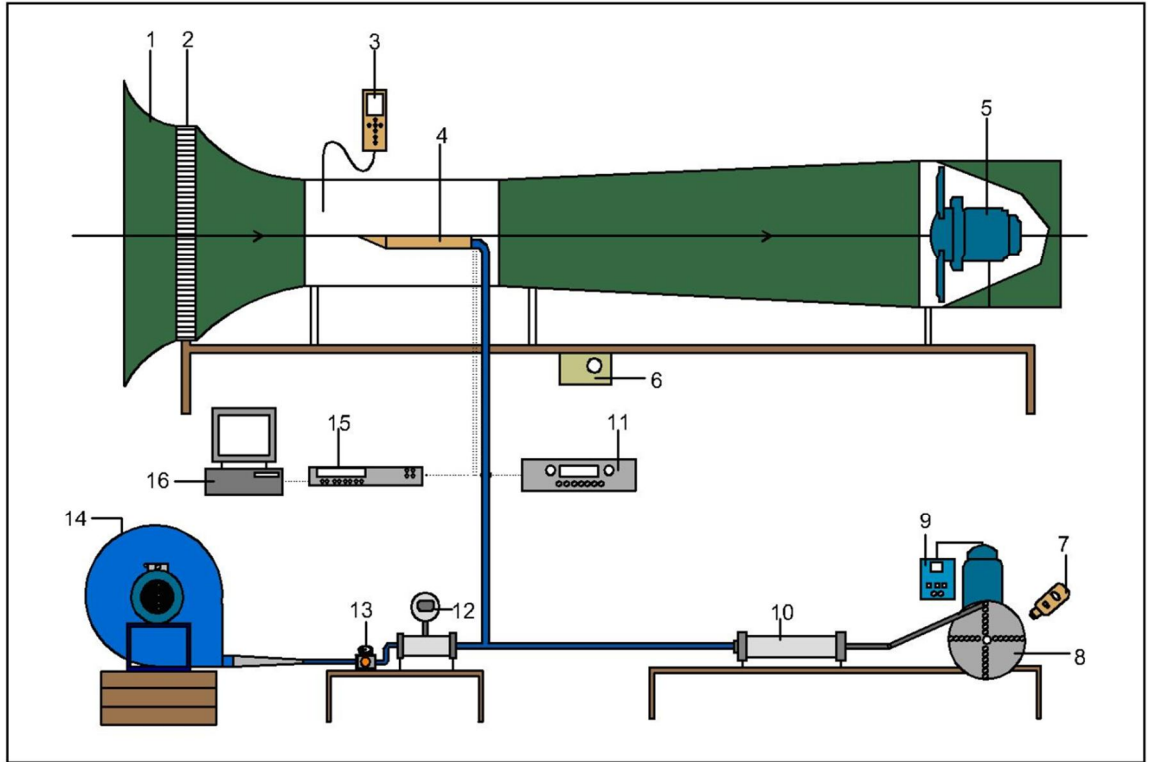
Akışa salınım hareketi oluşturmak için laboratuarda mevcut olan 40x350 mm ölçülerinde pnömatik piston ve silindir düzeneğinden faydalanılmaktadır. 2.2 KW DC motor ile hareket ettirilen piston silindir düzeneği bir volan ve biyel kolu vasıtasıyla silindire bağlanmaktadır. Tahrik mekanizmasında kullanılan özel imal edilmiş volan vasıtasıyla genlik ayarı yapılabilmektedir ve motorda hız ayarı yapılarak frekansı değiştirmek de mümkündür. Motor devir sayısı, kumanda panelinde dijital olarak görülmekle birlikte, bir optik dijital takometre ile de ölçülmektedir. Isıtıcı yüzey sıcaklıkları K-tipi (Omega) termoelemanlar vasıtasıyla ölçülmektedir. Ölçülen sıcaklıklar bir veri toplama sistemi (Keithley-2750) yardımıyla bilgisayara kaydedilmektedir.

Rüzgâr tüneline üniform akış elde edilmektedir ve bir sürücü vasıtasıyla ana akış hızını değiştirmek mümkündür. Böylece rüzgâr tüneline hız ayarı yapılarak farklı Reynolds sayısının etkisi de incelenebilmektedir. Pulsatif jet sistemi devre dışı

bırakılarak sistem kolayca daimi akış rüzgâr tüneline dönüştürülerek tünel test bölgesi içerisinde bulunan deneysel modelin yüzeyi üzerinde ölçümler yapılabilmektedir. Aynı zamanda piston silindir düzeneği devre dışı bırakılarak ana akış içerisine fandan gelen salınımsız sürekli bir jet üflemesi ile model üzerindeki ısı transfer mekanizması da incelenebilmektedir. Bu sayede rüzgar tüneline hem daimi akış şartları için, hem fandan gelen sürekli jet üflemesi durumu için hem de pulsatif jetin aktif olduğu durum için ayrı ayrı incelemeler yapılabilmektedir.

3.3 Deneylerin Yapılışı

Deney düzeneği, Şekil 3.7’de görüldüğü gibi gerekli düzenlemelerin yapılması ile deneylerin yapılabileceği hale getirilir. Şekilde numaralı parçalar; 1.Besleme hunisi, 2. Akış düzeltici, 3.Hot-wire probe, 4. Deneysel model, 5. Eksenel fan, 6.Fan kontrol ünitesi, 7.Dijital takometre, 8.Volan, 9. DC motor ve kontrol ünitesi, 10. Silindir-piston düzeneği, 11. Güç kaynağı, 12. Hız ölçer, 13.Basınç regülatörü, 14. Yüksek basınçlı fan, 15. Veri toplama sistemi, 16. Bilgisayar olarak gösterilmektedir.



Şekil 3.7: Deneysel Test Düzeneği Şeması.

Deneyler, daimi akış, sürekli jet akışı ve pulsatif jet akışı olmak üzere üç farklı akış rejimi için yapılmıştır. Bunlardan ilki, sadece rüzgar tüneline ana akışın aktif olduğu daimi akış (serbest akış) durumu, ikincisi rüzgar tüneline ana akışla

birlikte fanın aktif olduğu durum (sürekli jet), üçüncüsü ise rüzgar tünelineki daimi akışın, fanın ve piston-silindir düzeneğinin aktif olduğu durumdur (pulsatif jet).

İlk durumda sadece rüzgar tünelineki aktif olduğu daimi akış rejimi için deneyler yapılır. Bunun için rüzgâr tüneli üzerindeki hız ünitesi yardımıyla daimi akış hızı, sıcak tel anemometresi ölçümleri sonucunda belirlenen hıza ayarlanarak rüzgar tüneli çalıştırılır. Isıtıcı aktif gücü belirlenen değere ayarlanır ve model üzerindeki bakır levha yüzeyi hedeflenen değere kadar ısınmaya başlar. Sistem, rejim haline gelinceye kadar çalışmaya devam eder. Sistemin rejim haline gelip gelmediğı, sıcaklık ölçmelerinden anlaşılmaktadır. Sistem rejim haline geldikten sonra belirli noktalardan (Şekil 3.3’de gösterilen levha üzerine belirli aralıklarla yerleştirilen termoelemanlar vasıtasıyla) sıcaklıklar ölçülerek kaydedilir. Daha sonra farklı Reynolds sayılarında daimi akış hızı değiştirilerek ($Re= 60000, 82000, 110000, 164000$) deneyler tekrarlanır. Ölçülen sıcaklıklar yardımıyla daimi akış durumu (serbest akış) için levha yüzeyindeki ısı transferi hesaplanmaktadır.

İkinci durumda, rüzgar tünelineki ana akış, belirlenen hızda deneysel model üzerinden akarken, ısıtıcı gücü aktif hale getirilir ve hedeflenen değere kadar levha yüzeyi ısınmaya devam eder. Bu arada, yüksek basınçlı radyal fan çalıştırılarak ortam sıcaklığındaki ilave kütsel akı ana akış içerisine, akışa dik olarak sürekli bir şekilde üflenir. Fandan gelen ikinci akışkanın hızı, hacimsel debi olarak hız ölçerden takip edilir ve $10 \text{ m}^3/\text{h}$ değerinde sabit kalması için basınç regülatöründe gerekli ayarlamalar yapılır. Sistem yine rejim haline gelinceye kadar çalışmaya devam eder. Sistem rejim haline geldikten sonra levha üzerine yerleştirilen termoelemanlar vasıtasıyla sıcaklıklar ölçülerek kaydedilir. Jet hızı sabit tutulup daimi akış hızı değiştirilerek farklı üfleme oranlarında ($M=1.35, 1, 0.75, 0.5$) deneyler tekrarlanır. Ölçülen sıcaklıklar yardımıyla sürekli jet durumu için levha yüzeyindeki ısı transferi hesaplanmaktadır.

Son durumda ise rüzgar tünelineki ana akış içerisine fan vasıtasıyla sürekli olarak ikinci akışkan ilave edilirken, akışkana salınım hareketi vermek için, belirlenen genlik ve frekansta piston-silindir düzeneğı aktif hale getirilir. Isıtıcı aktif gücü yine belirlenen değere ayarlanır ve model üzerindeki bakır levha yüzeyi hedeflenen değere kadar ısınmaya başlar. Sistem, rejim haline gelinceye kadar çalışmaya devam eder. Sistem rejim haline geldikten sonra levha üzerine belirli aralıklarla yerleştirilen termoelemanlar vasıtasıyla sıcaklıklar ölçülerek kaydedilir. Belirlenen parametreler

(deneysel parametreler, Çizelge A.1’de verilmiştir) değiştirilerek deneyler 4 farklı üfleme oranında 4 farklı genlik ve 6 farklı frekans için tekrarlanır. Motorun devri, bir optik dijital takometre yardımıyla ölçülerek frekans kontrolü yapılmaktadır. Ölçülen sıcaklıklar yardımıyla pulsatif jet vasıtasıyla levha yüzeyindeki ısı transferi hesaplanmaktadır

Tüm deneyler tamamlandıktan sonra film soğutmanın iyileştirilmesinde pulsatif jet parametrelerinin etkileri incelenmiş ve sonuçlar daimi akış ve sürekli jet durumu ile karşılaştırılmıştır.

3.4 Deneysel Ölçümler

Bu çalışmada, sıcak düz bir levha yüzeyinden geçen ana akışa uygulanan pulsatif jet uyarıcının etkisinin anlaşılabilmesi için, belirlenen parametrelerde sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Levha yüzeyine gömülen, üç sırada toplam yirmi adet termoeleman ve daimi (serbest) akışkan sıcaklığının ve ortam sıcaklığının belirlenmesi için iki adet termoeleman olmak üzere yirmi iki adet termoeleman vasıtasıyla sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Termoelemanların levha yüzeyindeki konumları Şekil.3.4’de verilmiştir.

Levha boyunca sıcaklık dağılımının belirlenebilmesi için termoelemanlar bakır levha üzerine orta hatta daha sık, diğerlerinde daha seyrek olmak üzere üç sıra halinde belirli aralıklarla yerleştirilmiştir. Termoelemanlardan anlık okunan sıcaklık değerleri, bir veri toplama sistemi vasıtasıyla bilgisayara kaydedilmektedir. Aynı zamanda, serbest akış hızı, pulsatif jet parametreleri (genlik ve frekans) ve ikinci akışkanın hacimsel debisi de kaydedilmektedir. İkinci akışkanın hacimsel debisi, 10 m³/h olarak belirlenmiş ve her deneyde sabit tutulmuştur. Fandan gelen akışkanın (jetin) hızı ve yoğunluğunun ana akış hızı ve yoğunluğuna oranı üfleme oranı olarak

tariflenmiş ve $M = \frac{\rho_j U_j}{\rho_\infty U_\infty}$ şeklinde sembolize edilmiştir. Çalışmada, fandan gelen

uyarıcı jetin hızı sabit tutulup rüzgar tünelineki ana akış (daimi akış) hızı değiştirilerek üfleme oranları değiştirilmiştir. Deneyler 0.5, 0.75, 1 ve 1.35 olmak üzere dört farklı üfleme oranlarında yapılmıştır. Her üfleme oranı için, hot-wire prob ile ölçülen daimi (serbest) akış hızı (Reynolds sayısı) sabitlenerek, pulsatif jet parametreleri olan genlik ve frekans değiştirilmiştir. Uyarıcı jet için dört farklı genlik ve altı farklı frekans için deneyler gerçekleştirilmiştir. Uyarıcı jet oluşturmak için kullanılan DC-motor ve piston-silindir düzeneği üzerinde gerekli genlik ve frekans ayarları yapılmıştır. Volan üzerinde bulunan delikler vasıtasıyla genlik istenilen

büyükluğe ayarlanmakta, aynı zamanda volanın devri bir dijital takometre ile ölçölerek frekanslar kaydedilmektedir.

3.5. Levha Yüzey Sıcaklığının Belirlenmesi

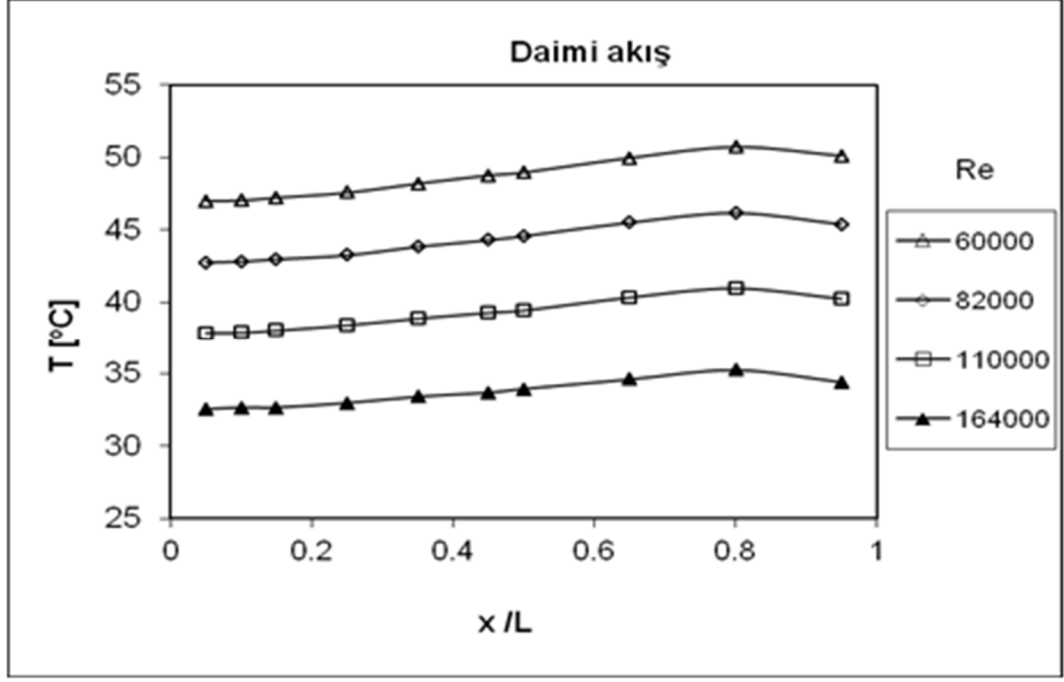
Şekil.3.2’de kesiti görölün deneysel model içerisine yerleştiren termoeleman kabloları, Kapton ısıtıcı ve ısıtıcı üzerinde bulunan 2 mm kalınlığındaki bakır levha arasından geçirilip, üfleyiciyi takip ederek model arka kısımdan dışarıya çıkarılmış ve veri toplama sistemine bağlanmıştır. Yüzey sıcaklığını daha etkin ölçmek için kullanılacak termoeleman sayısı mümkün olduğu kadar fazla tutulmuştur. Her bir termoelemenden alınan anlık sıcaklık değerleri, zamana bağlı olarak ayrı ayrı kaydedilmektedir. Levha üzerinde periyodik akış meydana geldiği için sıcaklık değerleri zamanla değişmektedir. Yüzey sıcaklığını hesaplamada bu anlık değerler kullanılmaktadır. Yüzey sıcaklığı hesaplamalarında, Şekil 3.4’ de gösterilen 1, 2, 3, 17, 13, 18, 7, 8, 9, 15 numaralı termoelemanlardan alınan sıcaklık değerleri kullanılmıştır. Yüzeye yerleştiren her bir termoelemenden alınan anlık sıcaklıkların zaman ortalaması alınarak bu noktaların ortalama sıcaklığı bulunur. Zaman aralıkları eşt 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, Δt zaman aralığı, $T_{w,i}$ ise anlık ölçölün sıcaklıkları göstermektedir. Hesaplanan yerel ortalama sıcaklıklar vasıtasıyla da yüzeyin ortalama sıcaklığı aştığdaki formölde verildiği gibi aritmetik ortalamalar alınarak bulunmektedir.

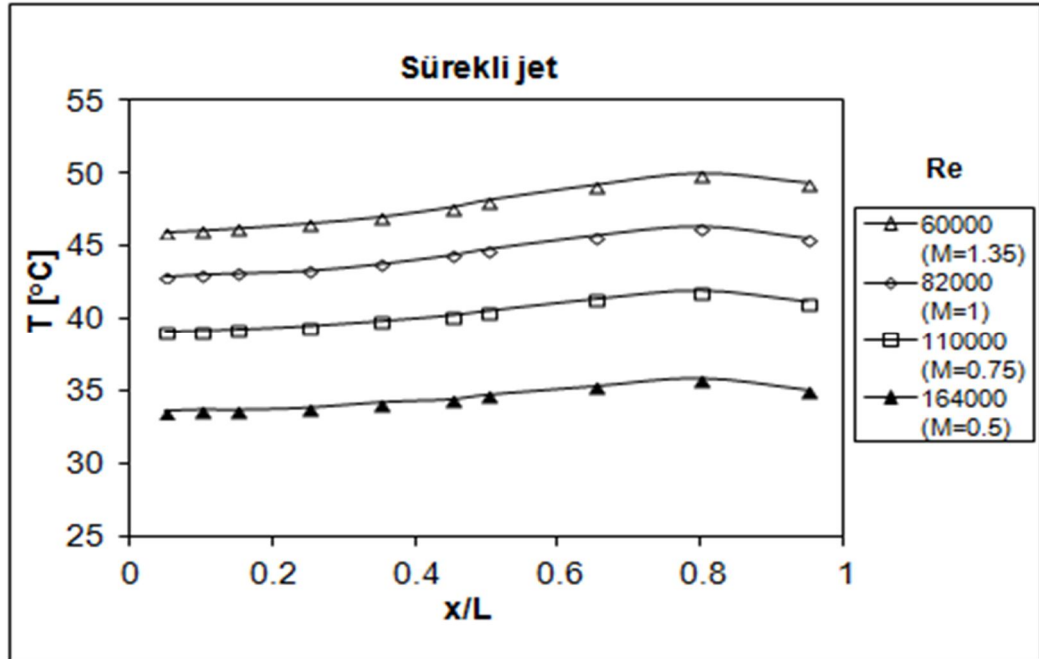
$$\bar{T}_w = \frac{T_{w1} + T_{w2} + T_{w3} + T_{w17} + T_{w13} + T_{w18} + T_{w7} + T_{w8} + T_{w9} + T_{w15}}{10} \quad (3.2)$$

Bu ortalama yüzey sıcaklıklarının, daimi akış şartlarında farklı Re sayıları için levha boyunca dağılımı, Şekil 3.8’de verilmiştir. Re sayısı arttıkça yüzey sıcaklıklarının da belirgin bir şekilde azaldığı görölmemektedir.



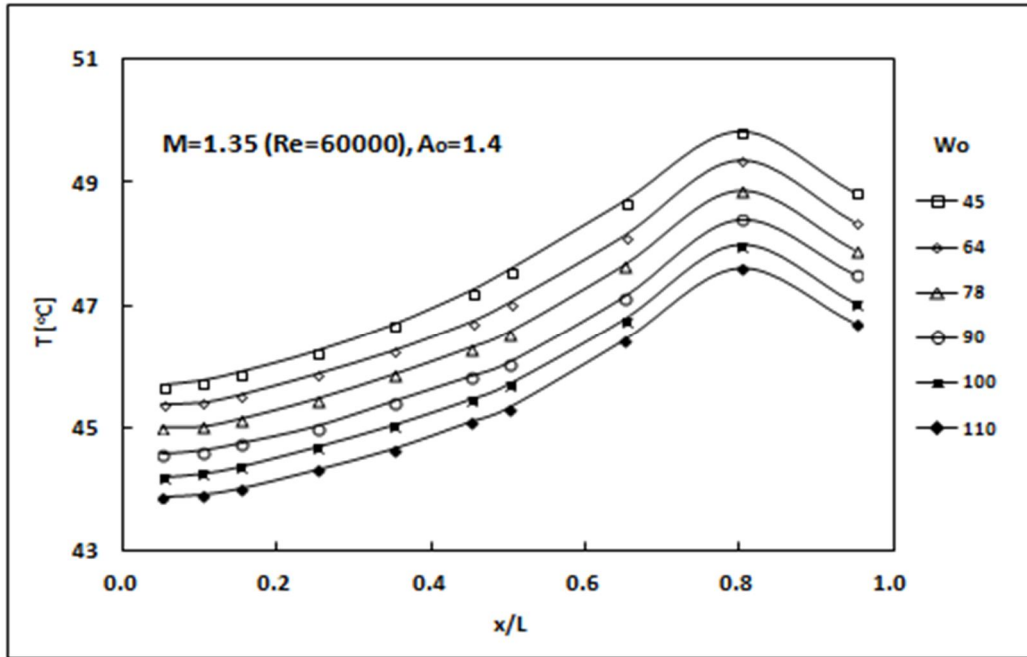
Şekil 3.8: Daimi akış şartlarında levha boyunca sıcaklığın Re sayısı ile değişimi.

Şekil 3.9'de sürekli jet üfleme durumunda, ortalama yüzey sıcaklıklarının farklı üfleme oranları için levha boyunca dağılımı verilmiştir. Daimi akış şartlarında olduğu gibi sürekli jet üfleme halinde de üfleme oranı azaldıkça (Re sayısı arttıkça) yüzey sıcaklıklarının belirgin bir şekilde azaldığı görülmektedir.

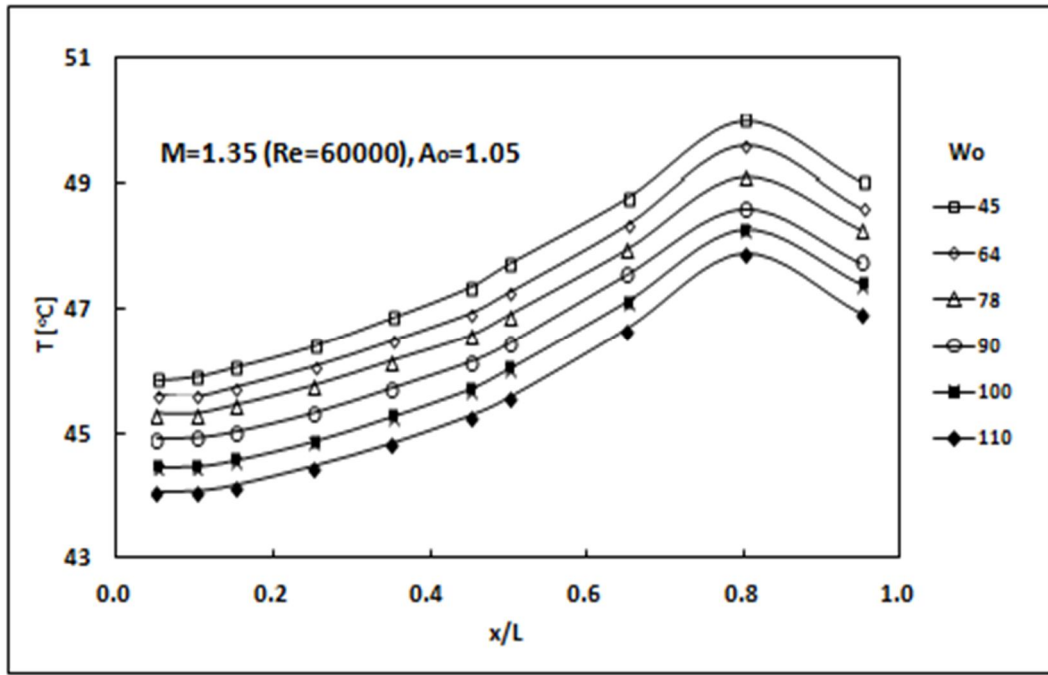


Şekil 3.9: Sürekli jet için levha boyunca sıcaklığın üfleme oranıyla değişimi.

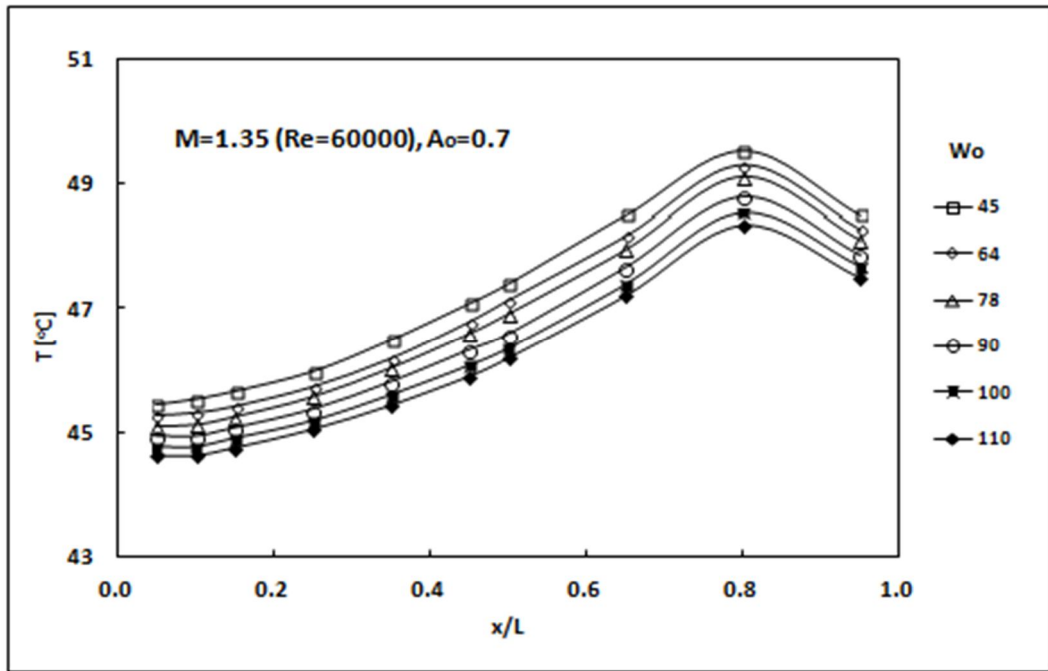
$M=1.35$ üfleme oranında ($Re=60000$), dört farklı genlik için, levha yüzey sıcaklıklarının pulsatif frekansla levha boyunca değişimi Şekil.3.10, Şekil.3.11, Şekil.3.12, Şekil.3.13’de görülmektedir. Şekil 3.10’da görüldüğü gibi deneylerde kullanılan en yüksek genlik olan $A_o=1.4$ için artan frekansla birlikte yüzey sıcaklıkları da düşmektedir. Yüksek genlik ile düşük genlikler karşılaştırıldığında azalan genlik ile birlikte yüzey sıcaklıkları arasındaki farkın da azaldığı görülmektedir. Yüksek genlik ile yapılan deneylerde en düşük frekansla en yüksek frekans arasındaki sıcaklık farkı büyükken düşük genlikte bu fark belirgin bir şekilde azalmaktadır. Bu durum genliğin ısı transferi üzerindeki etkisini açıkça göstermektedir. Artan genlik ve frekanslarda yüzey daha iyi soğutulduğu için bu durum ısı geçişini de artırmaktadır. Genlik azaldıkça frekanslar arasındaki fark azalmakta hatta düşük frekanslar da kayda değer farkların olmadığı da anlaşılmaktadır.



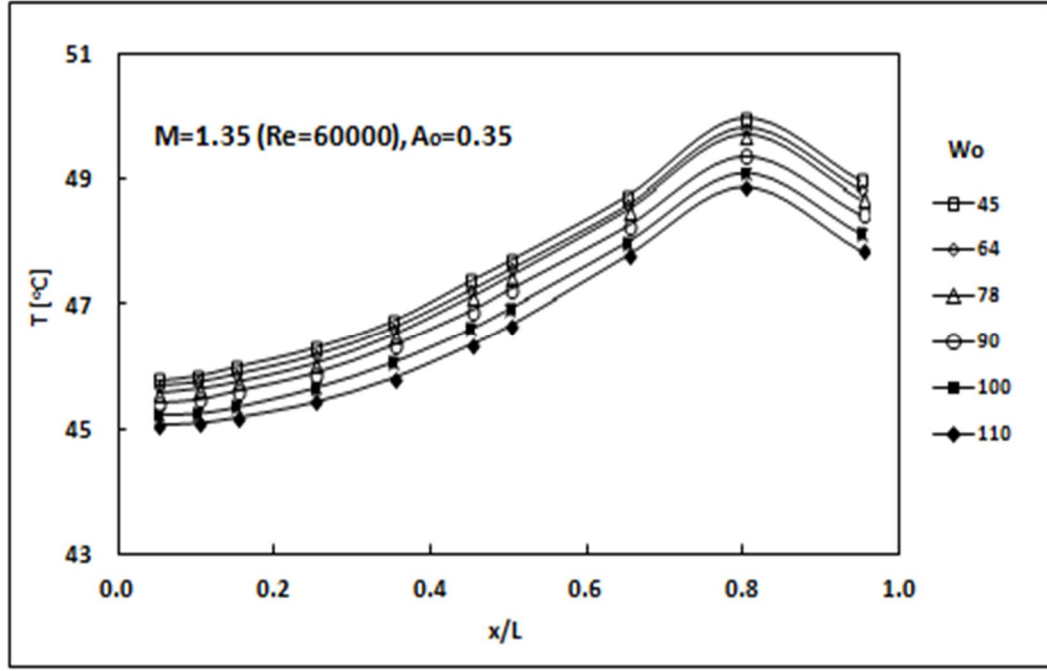
Şekil 3.10: $M=1.35$ ve $A_o=1.4$ için levha boyunca sıcaklığın frekansla değişimi.



Şekil 3.11: $M=1.35$ ve $A_o=1.05$ için levha boyunca sıcaklığın frekansla değişimi.



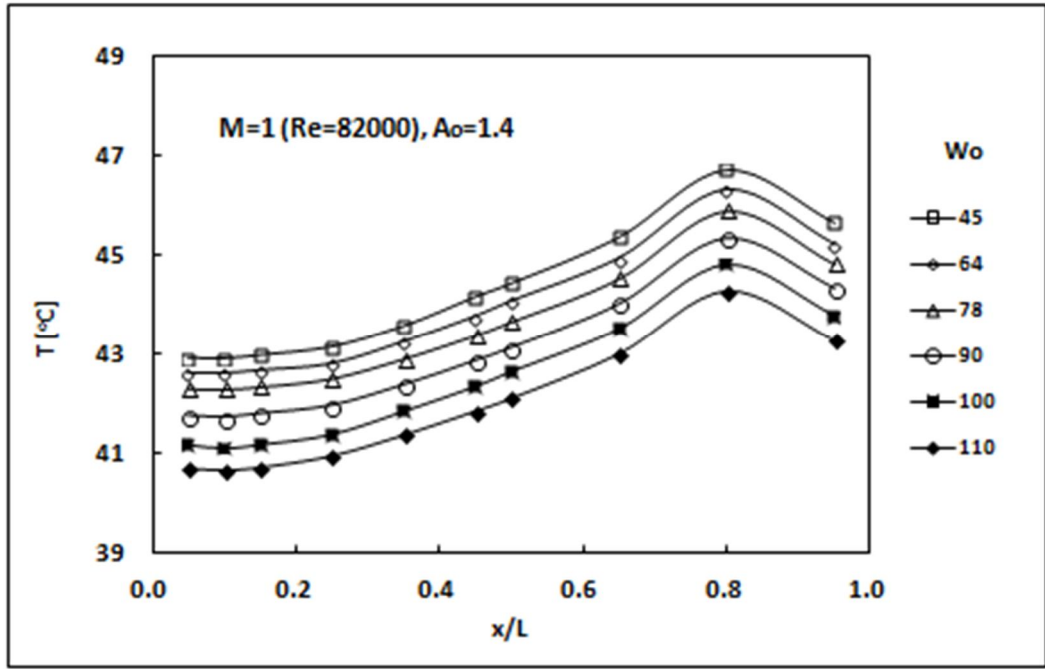
Şekil 3.12: $M=1.35$ ve $A_o=0.7$ için levha boyunca sıcaklığın frekansla değişimi.



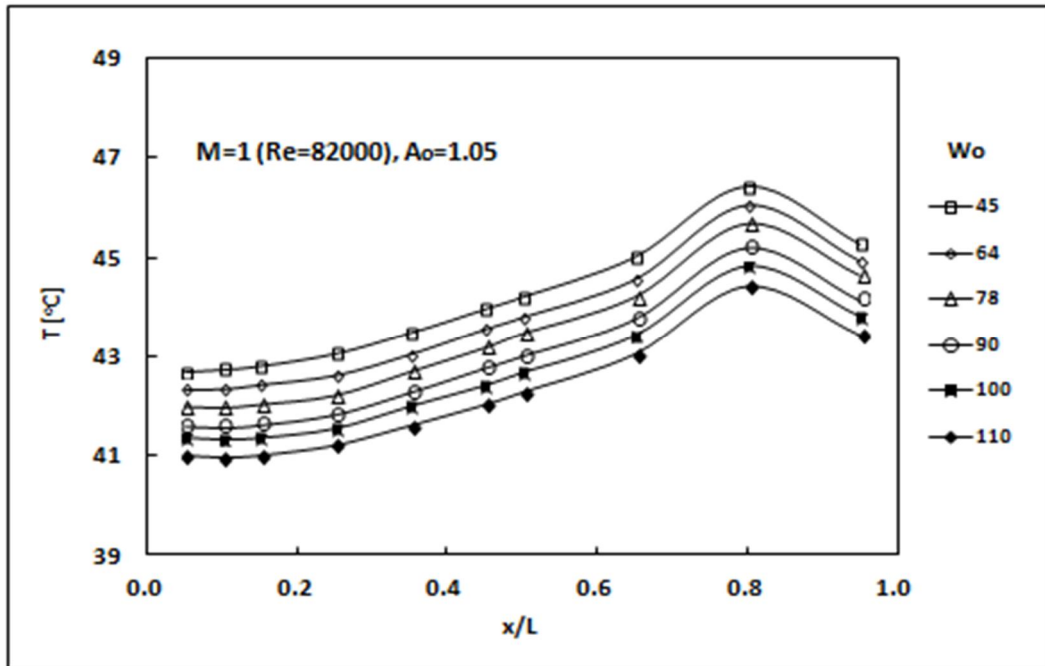
Şekil 3.13: $M=1.35$ ve $A_o=0.35$ için levha boyunca sıcaklığın frekansla değişimi.

Yüzey boyunca sıcaklık değişimi incelendiğinde levha boyunca sıcaklığın arttığı görülmektedir. Levhanın en son kısmında sıcaklığın düşük olmasının nedeni, levhanın bu kısmının çıkış etkisinden dolayı daha çabuk soğumasından kaynaklandığı düşünülmektedir.

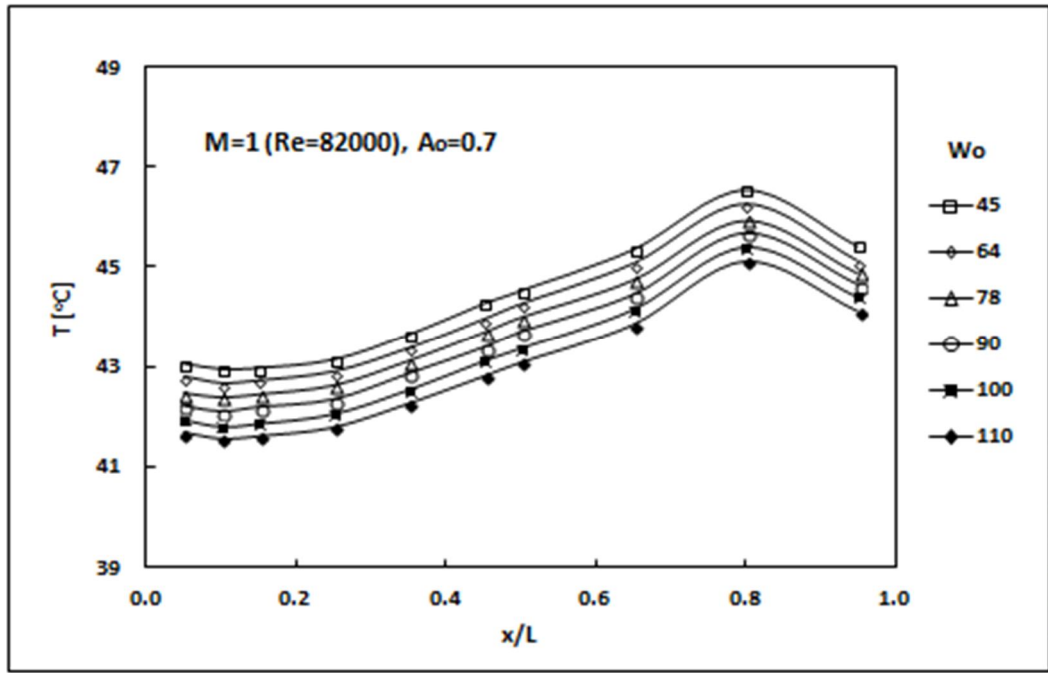
Şekil 3.14, Şekil 3.15, Şekil 3.16 ve Şekil 3.17’de $M=1$ ($Re=82000$) üfleme oranı için dört farklı genliğe göre frekansla sıcaklıkların levha boyunca değişimi görülmektedir. $M=1$ üfleme oranı için $M=1.35$ üfleme oranında elde edilen grafiklere benzer sonuçlar görülmektedir. $M=1$, $A_o=1.4$ ’de, artan frekansla birlikte yüzey sıcaklığı da düşmektedir. Aynı üfleme oranında genlikler karşılaştırıldığında azalan genlik ile birlikte yüzey sıcaklıkları arasındaki fark da azalmaktadır. Yani genlik azaldıkça frekanslar arasındaki farkın da azaldığı anlaşılmaktadır. En düşük genlikte ($A_o=0.35$) ise frekanstaki değişimin yüzey sıcaklığını çok az etkilediği yani yüzey sıcaklıklarının her frekansta birbirine çok yakın değerde olduğu görülmektedir.



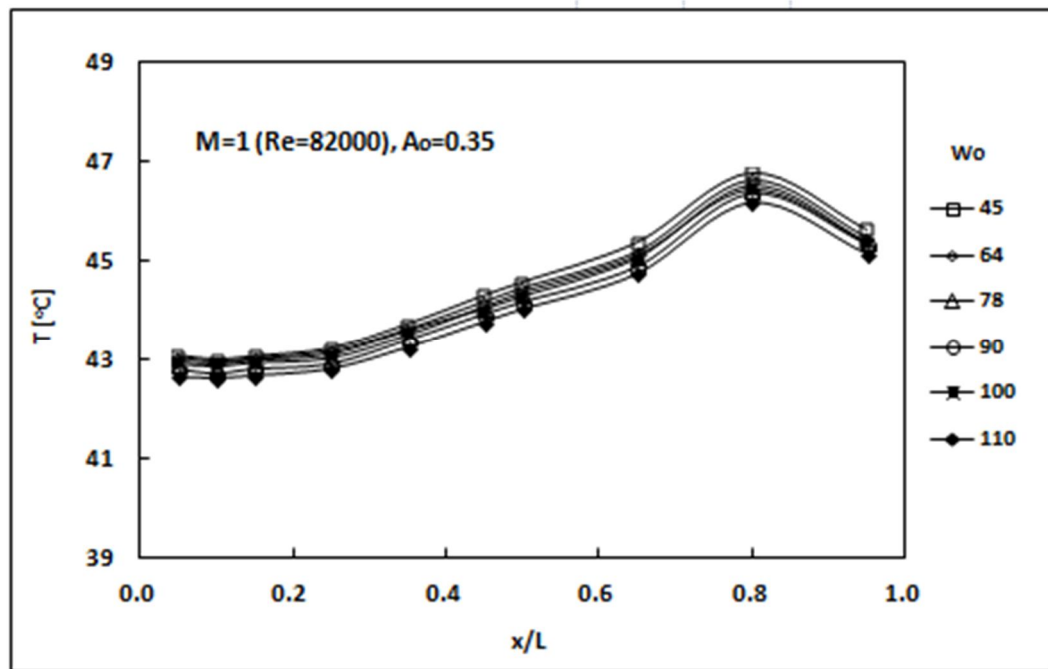
Şekil 3.14: $M=1$ ve $A_o=1.4$ için levha boyunca sıcaklığın frekansla değişimi.



Şekil 3.15: $M=1$ ve $A_o=1.05$ için levha boyunca sıcaklığın frekansla değişimi.

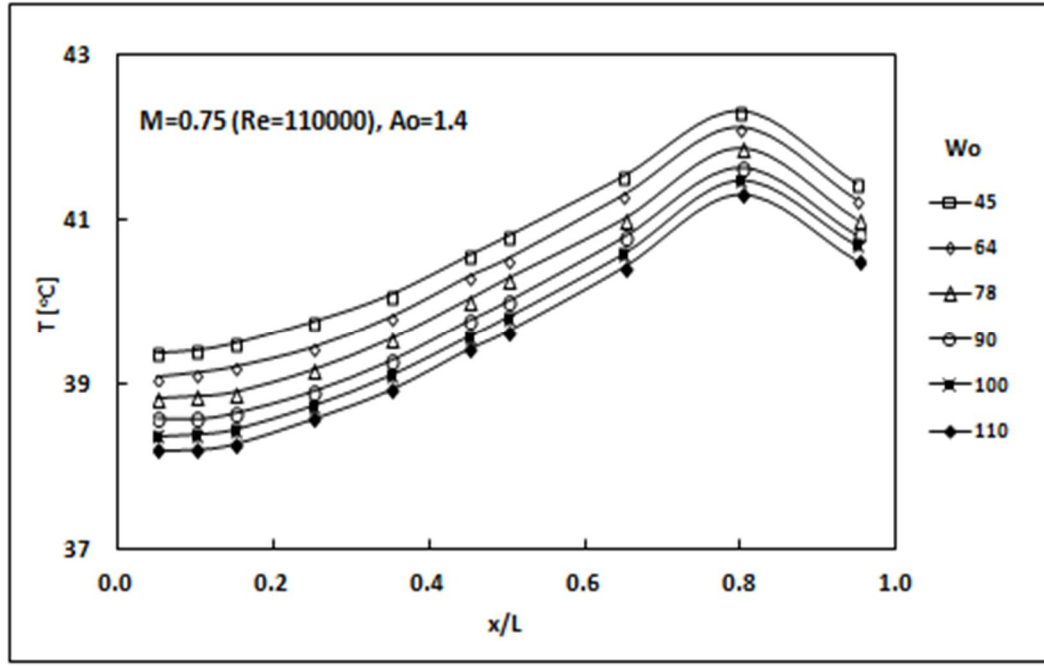


Şekil 3.16: $M=1$ ve $A_o=0.7$ için levha boyunca sıcaklığın frekansla değişimi.

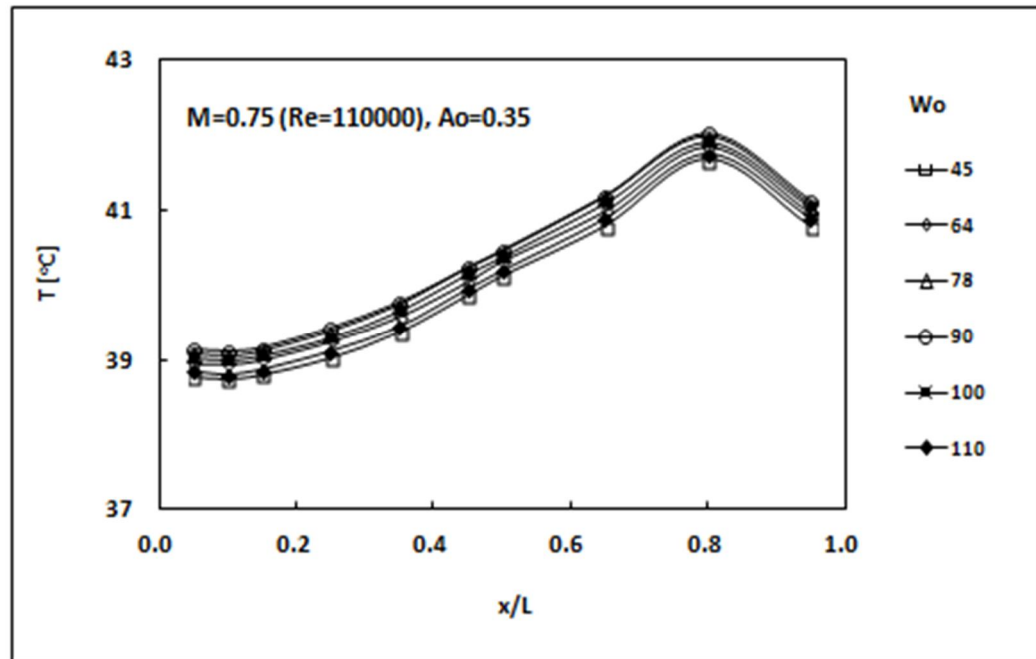


Şekil 3.17: $M=1$ ve $A_o=0.35$ için levha boyunca sıcaklığın frekansla değişimi.

Üfleme oranlarının yüzey sıcaklığına etkisini görebilmek için Şekil 3.18, Şekil 3.19' da $M=0.75$ üfleme oranı ($Re=110000$) için $A_o=1.4$ ve $A_o=0.35$ pulsatif genliklerde, levha boyunca sıcaklığın frekansla değişimi, Şekil 3.20 ve Şekil 3.21'de ise $M=0.5$ üfleme oranı ($Re=164000$) için en yüksek ($A_o=1.4$) ve en düşük ($A_o=0.35$) genliklerde, levha boyunca sıcaklığın frekansla değişimi verilmiştir.

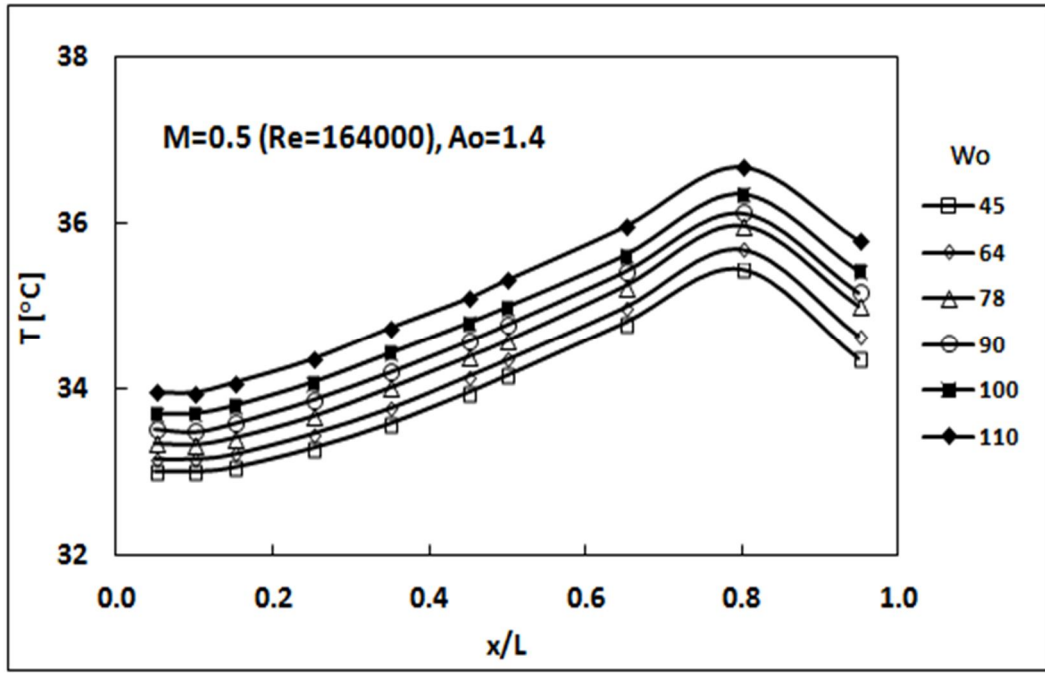


Şekil 3.18: $M=0.75$ ve $A_o=1.4$ için levha boyunca sıcaklığın frekansla değişimi

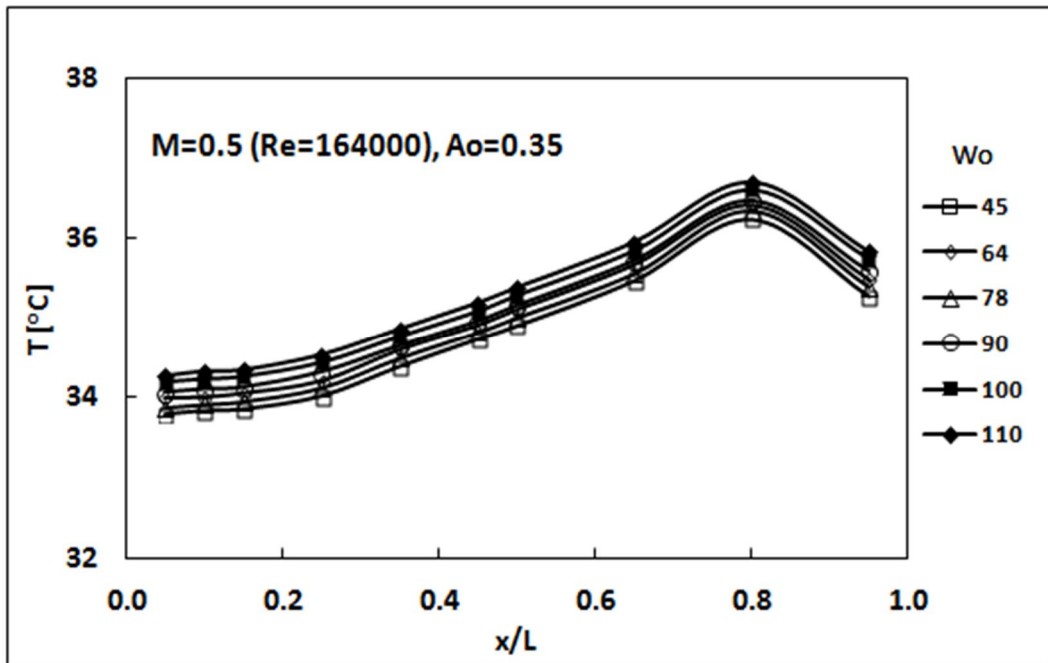


Şekil 3.19: $M=0.75$ ve $A_o=0.35$ için levha boyunca sıcaklığın frekansla değişimi

Grafiklerde de görüldüğü gibi üfleme oranı azaldıkça genliğin azalması ile birlikte levha boyunca yüzey sıcaklıkları arasındaki fark da azalmaktadır. En düşük üfleme oranı ve en düşük genlikte yüzey sıcaklıkları arasındaki farkın yok denecek kadar az olduğu görülmektedir. Bu da üfleme oranı azaldıkça düşük genliklerde frekansın etkisinin çok az olduğunu göstermektedir.



Şekil 3.20: $M=0.5$ ve $A_o=1.4$ için levha boyunca sıcaklığın frekansla değişimi



Şekil 3.21: $M=0.5$ ve $A_o=0.35$ için levha boyunca sıcaklığın frekansla değişimi

Üfleme oranı azaldıkça aynı genlik için yüzey sıcaklıkları arasındaki fark da belirgin bir şekilde azalmaktadır. Bu da üfleme oranının yüzey sıcaklıkları üzerinde önemli bir etkisinin olduğunu göstermektedir. Sonuç olarak yüksek üfleme oranlarında pulsatif jet parametrelerinin etkisinin daha baskın olduğu, üfleme oranının azalmasıyla frekansın etkilerinin de azaldığı anlaşılmaktadır.

3.6 Isı Geçişi Hesabı

Bu problemde, ısı taşınım katsayısının bulunabilmesi için ölçülen parametreler yardımıyla levha yüzeyinden serbest akışa geçen net ısının belirlenmesi 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 (k değeri sabit alınmıştır) ve $h(x,t)$ de yerel anlık ısı taşınım katsayısını göstermektedir. Akış periyodik olduğu için ortalama ısı taşınım katsayısının hesaplanmasında çevrim ortalama değerleri esas alınmaktadır. Bu durumda, anlık ısı taşınım katsayısının zaman ortalaması alınarak h_m bulunmaktadır. 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;

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

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

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

olarak çevrim ortalama Nu sayısı bulunur. Bu integrallerin hesaplanması sonucunda, ortalama Nu sayısı,

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

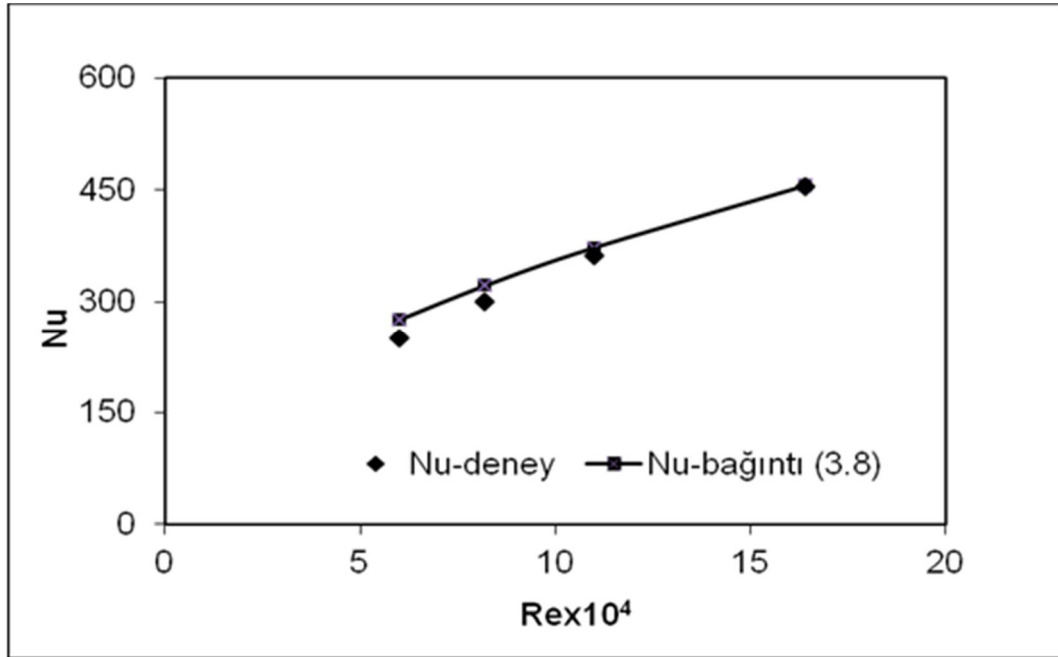
olarak ifade edilir. Burada, q'' ısıtıcıdan levha yüzeyine verilen ısı akısı (bu çalışmada $q''=762 \text{ W/m}^2$ olarak sabit bir değer alınmıştır.), L , (aktif) ısıtıcı levha

boyu, $\bar{T}_w$, çevrim ortalama yüzey sıcaklığı ve T_∞ ise serbest akış ortalama akışkan sıcaklığıdır.

Çalışmalarda, daha öncede bahsedildiği gibi jet uyarıcı çalıştırılmadan önce daimi akış şartları için ölçümler yapılmış ve elde edilen deneysel sonuçlar 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), aşağıdaki şekildedir.

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

Elde edilen deneysel sonuçlarla eşitlik (3.8)'in karşılaştırması, Şekil 3.22'de verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi deneysel çalışmalarla literatürde verilen ampirik bağıntı arasında benzer bir uyum vardır. Bu uyum, sıcaklık ölçümleri ve ısı transferi hesaplamalarının doğru olduğunu göstermektedir.



Şekil 3.22: Daimi akışta Nu sayısının Re sayısı ile değişimi

Bu doğrulama yapıldıktan sonra jet uyarıcı çalıştırılmış ve periyodik rejim hali için ölçümler yapılmıştır. Pulsatif jet uyarıcının etkisinin daha iyi görülebilmesi için sonuçlar, daimi akış şartlarıyla ve sürekli jet durumuyla karşılaştırılmıştır. Daimi akış şartları ve sürekli jet durumu için yapılan değerlendirmeden sonra dört farklı Reynolds sayısı (60000, 82000, 110000, 164000) için deneyler tekrarlanmıştır. Her

Re sayısı için yapılan deneylerde, Re sayısı (dolayısı ile üfleme oranı) sabitlenmiş ve farklı frekans ve genlikler için pulsatif jet uyarıcı çalıştırılarak deneyler tekrarlanmıştır. 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 jet parametrelerinin ısı geçişine etkisi araştırılmıştır (Bakınız Çizelge A.1 deneysel parametreler).

3.7 Fiziksel Parametreler

Sinüzoidal olarak hareket eden piston-silindir düzeneği vasıtasıyla periyodik titreşimlere maruz, belirli hızda kütsel akı ilave edilen sıkıştırılamaz akışa, kütle, momentum ve enerjinin korunumu denklemleri uygulanır ve zorlanmış akışa göre uygun fiziksel parametrelerle boyutsuzlaştırılırsa benzerlik parametreleri elde edilir. Deneylerde ısı geçişi üzerindeki etkileri araştırılan parametreler temel olarak aşağıdaki gibi verilmiştir.

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

Bu parametreler göz önüne alınarak yapılan boyut analizinin detayları Ek.B'de detaylı olarak verilmiştir. Boyutsuzlaştırma sonucunda elde edilen boyutsuz büyüklükler aşağıda açıklanmaktadır:

$$Re_j = \frac{U_j D_j}{\nu} \quad (3.10)$$

Denklem (3.10)'da, Re_j , Jet Reynolds sayısıdır. Burada U_j , pulsatif akış şartlarındaki ortalama jet hızı olup $U_j = \frac{1}{\tau r} \int_0^{\tau} \int_0^r u dr dt$ formülü ile hesaplanmaktadır, D_j de karakteristik uzunluğu göstermektedir. Bu çalışmalarda Re_j sayısı pulsatif akışın karakteristiğini belirleyen bir parametredir. Aynı deneysel model geometrisi için jetin aktif olduğu akış durumu ile daimi akış şartları da değerlendirilmiş olup, yapılan karşılaştırmalarda kullanılmıştır. Bu çalışmada jet hızı sabit tutularak incelemeler yapılmıştır.

$$Re = \frac{U_{\infty} L_t}{\nu} \quad (3.11)$$

Denklem (3.11)'de, Re , daimi akış Reynolds sayısıdır. Burada, U_{∞} daimi akış (rüzgar tüneli) ortalama hızını, L_t ise toplam levha uzunluğunu göstermektedir. Bu çalışmalarda, Re sayısı ana akışın karakteristiğini belirleyen bir parametredir. Aynı

deneysel model geometrisi için daimi akış şartları da değerlendirilmiş olup, jetin aktif olduğu akış durum ile yapılacak karşılaştırmalarda kullanılmıştır. Bu çalışmada, dört farklı Re sayısında laminar akış bölgesi için incelemeler yapılmıştır. Periyodik üfleminin (pulsatif jetin) türbülansı tetikleyebilmesi için Re sayısının türbülanslı akış değerine yakın olması gerekmektedir.

$$M = \frac{(\rho_j U_j)}{(\rho_\infty U_\infty)} \quad (3.12)$$

Denklem (3.12)' de, M , üfleme oranıdır. Burada ρ_j pulsatif akışkanın yoğunluğunu, U_j pulsatif akışın ortalama hızını, ρ_∞ ana akışkanın yoğunluğunu, U_∞ ise ana akışın ortalama hızını göstermektedir. Ana akışkanın sıcaklığı ile pulsatif akışkanın sıcaklığı aynı olduğundan bunların yoğunlukları da eşit kabul edilmiştir. Dolayısı ile ortalama jet hızının ana akış hızına oranı, üfleme oranı olarak tarif edilmektedir. Üfleme oranı, ısı geçişini etkileyen en önemli parametrelerden biridir. Deneylerde, jet hızı sabit tutulup ana akış hızı değiştirilerek üfleme oranı değiştirilmiştir. Deneylerin sonucunda, ısı transferini iyileştiren en iyi üfleme oranı belirlenmiştir.

$$Wo = L \sqrt{\frac{\omega}{\nu}} \quad (3.13)$$

Denklem (3.13)' de, Wo , boyutsuz frekanstır ve uyarıcı jet için dışarıdan verilen frekansı (titreşimi) ifade eden önemli parametrelerden birisidir. Womersley sayısı olarak da bilinen bu sayı, deneysel düzeneğin limitleri dâhilinde değiştirilerek çalışmalar yapılmıştır.

$$A_o = \frac{x_m}{L} \quad (3.14)$$

Denklem (3.14)' de, A_o , boyutsuz genliktir. Burada x_m , kullanılan pistonun strokunu (genliğini) göstermektedir. Deneysel düzenekteki mevcut aralıklar için çalışmalar yapılmıştır. Isı geçişini önemli ölçüde etkileyen parametrelerden biridir.

$$Pr = \nu / \alpha_f \quad (3.15)$$

Bu akışta ısı geçişini etkileyen bir diğer boyutsuz parametre de $Pr = \nu / \alpha_f$ Prandtl sayısıdır (Denklem 3.15). Geometrik parametreler (L/d Levha boyunun, üfleme ağzına oranı da bir parametre olmakla birlikte) burada sabit tutulmuştur. Bu durumda

yüzeyden ısı geçişini ifade eden Nu sayısı boyutsuz sayıların bir fonksiyonu olarak aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

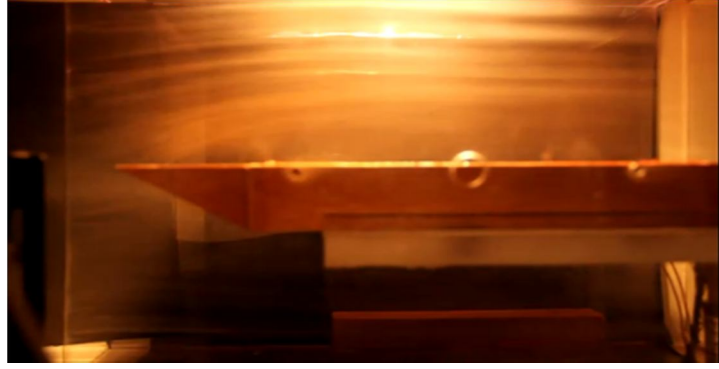
$$Nu=C (Re_j, Re, M, Wo, A_o, Pr, L/d) \quad (3.16)$$

Bu çalışmada, ısı transferini etkileyen dört önemli kontrol parametresi daimi akış Re sayısı, üfleme oranı, pulsatif frekans ve pulsatif genliktir. Deneylerde etkileri araştırılacak temel parametre olarak Reynolds sayısı, üfleme oranı, Womersley sayısı ve boyutsuz genlik göz önüne alınmaktadır.

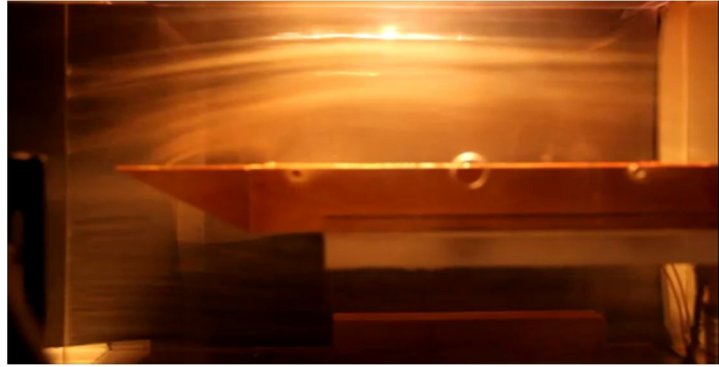
3.8 Akış Görüntüleme

Deneylerde, fiziksel mekanizmanın daha iyi anlaşılabilmesi için duman tel yöntemi kullanılarak model üzerindeki akış görüntülenmiştir. Bu yöntem ile iletken bir tel üzerine düşük sıcaklıklarda buharlaşabilme özelliğine sahip sıvı parafin damlatılmış ve bu sıvı üzerinden elektrik akımı geçirilerek sıvının buharlaşması sağlanmıştır. Buharlaşan sıvının bir kamera ile elde edilen görüntüleri deneysel model üzerindeki periyodik akış hakkında bilgi vermektedir. Bu çalışmada iletken tel olarak 0.25 mm çapında direnç teli, duman sıvısı olarak da sıvı-parafin kullanılmıştır.

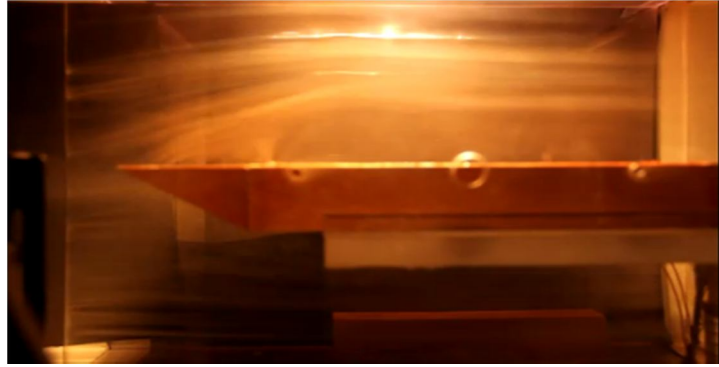
$M=1.35$ üfleme oranı için farklı genliklerdeki duman tel yöntemi ile elde edilen akış görüntüleri, Şekil 3.23’de sunulmuştur. Bu görüntülerden genliğin akış alanı üzerinde meydana getirdiği değişimleri görmek mümkündür. Genliğin artması, jetin akış alanındaki etkisini de artırmaktadır. Pulsatif jetin etkisi, düşük olan genlikte yeterince hissedilemezken, genlik arttıkça, özellikle yüksek genlik olan $A_o=1.4$ ’de bu etkinin daha belirgin olduğu gözükmemektedir. Ana akış içerisine üflenene jet, özellikle yüksek genlikte levha üzerinde geniş bir alana yayılarak tüm sınır tabaka üzerinde etkili olmaktadır.



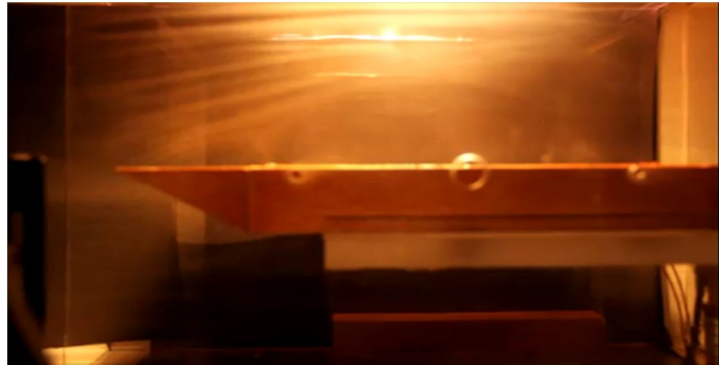
$$A_0=0.35, Wo=110, \omega t=270^\circ$$



$$A_0=0.7, Wo=110, \omega t=270^\circ$$

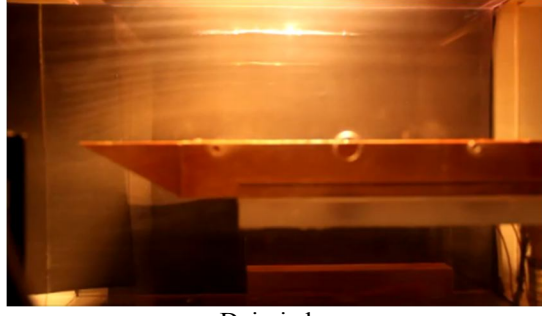


$$A_0=1.05, Wo=110, \omega t=270^\circ$$

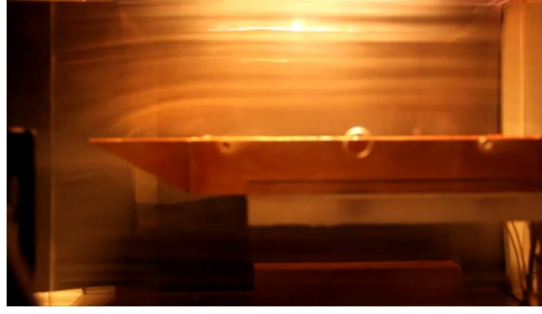


$$A_0=1.4, Wo=110, \omega t=270^\circ$$

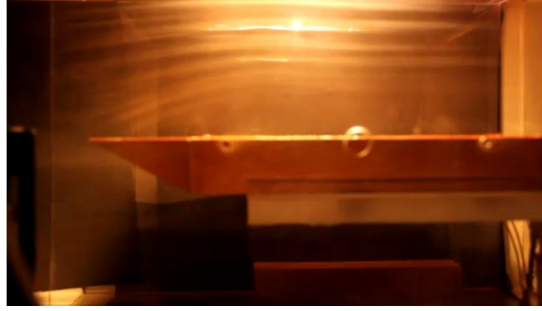
Şekil 3.23: Farklı genliklerde, aynı frekans ve faz açısı için akış görüntüleri ($M=1.35$).



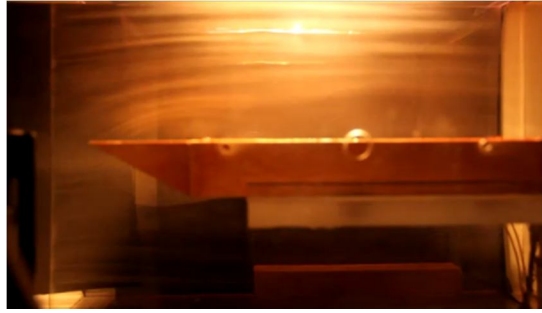
Daimi akış



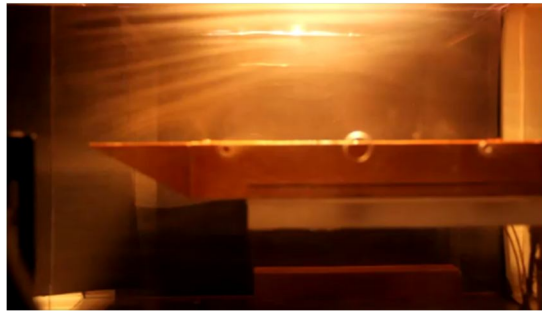
$A_0=1.4, Wo=110, \omega t=0^\circ$



$A_0=1.4, Wo=110, \omega t=90^\circ$



$A_0=1.4, Wo=110, \omega t=180^\circ$



$A_0=1.4, Wo=110, \omega t=270^\circ$

Şekil 3.24: Bir çevrim boyunca farklı faz açıları için akış görüntüleri ($M=1.35$).

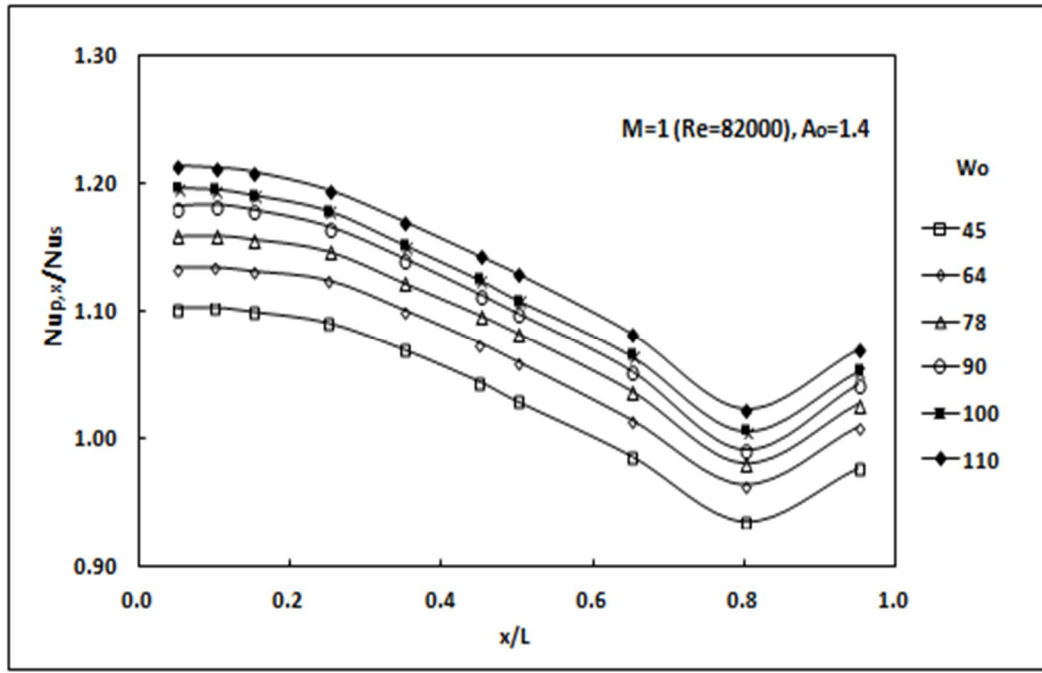
Şekil 3.24’de, $M=1.35$ üfleme oranı için yüksek genlik ($A_o=1.4$) ve yüksek frekansta ($Wo=110$) bir çevrim boyunca hız alanındaki değişimi göstermek için farklı faz açılarındaki akış görüntüleri verilmiştir. Jet emme fazında iken akım çizgileri levha yüzeyine paralel olarak akarken artan faz açılarında, jet üfleme fazına geçmekte ve ana akış içine doğru nüfuz etmektedir. Ana akıştan dolayı levha üzerinde oluşan sınır tabaka jetin etkisi ile bozulmaktadır. Ana akış ile sıcak yüzeyin teması belirli faz açılarında kesilmekte, çevrimin ilerleyen fazlarında yeni bir akışkan tabakası sınır tabakaya yeniden tutunmaktadır. Jetin sınır tabaka üzerindeki yıkıcı etkisi sonucunda sıcak akışkan tabakaları ile ana akıştaki soğuk akışkan birbirine karışmaktadır. Levha üzerinde meydana gelen büyük sirkülasyon bölgesi sayesinde büyük miktarlarda akışkan kütlesi birbiri ile temas etmektedir. Bu da, ısı transferinin artmasına sebep olmaktadır. Her çevrimde bu durum periyodik olarak yenilenmekte ve taze akışkan tabakaları sıcak yüzeyle temas etmektedir. Yüksek frekanslarda yenilenme olayının daha hızlı olması nedeniyle 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 levha yüzeyindeki 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.

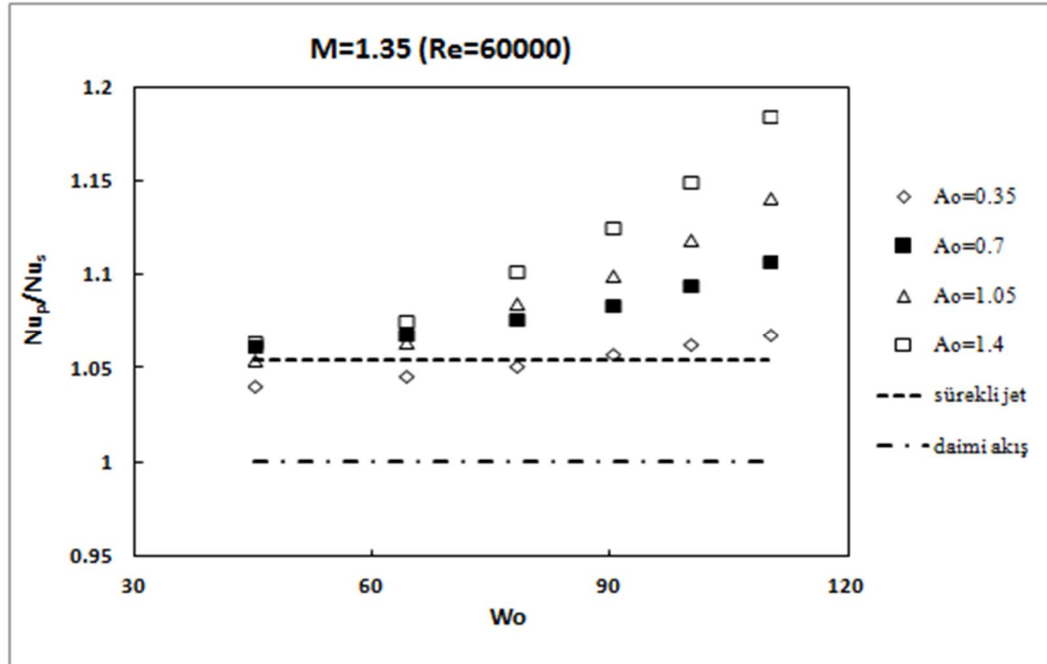
Elde edilen ortalama sıcaklıklar vasıtasıyla, her üfleme oranında her bir genlik ve frekans için çevrim-ortalama Nusselt sayıları (Nu_p) pulsatif akış için hesaplanmıştır. Ayrıca aynı Reynolds sayısı için daimi akış şartlarında elde edilen sıcaklıklar vasıtasıyla ortalama daimi akış Nusselt sayıları (Nu_s) ve sürekli jet rejiminde elde edilen sıcaklıklar vasıtasıyla ortalama sürekli jet Nusselt sayıları da hesaplanmıştır. Aynı Reynolds sayısı için elde edilen pulsatif akış çevrim-ortalama Nusselt sayısının (Nu_p), ortalama daimi akış Nusselt sayısına (Nu_s) bölünmesi (Nu_p/Nu_s) ile ısı transfer etkinliği elde edilmiştir.

Şekil 3.27’de, $M=1$ üfleme oranında seçilen bir genlik için ($A_o=1.4$) farklı frekanslarda yerel ısı transfer etkinliği verilmiştir. Sınır tabaka kalınlığı levha boyunca arttığından levha girişinden itibaren ısı transfer etkinliğinin giderek azaldığı görülmektedir. Burada artan frekansla birlikte ısı geçişinin de arttığı gözlenmektedir.



Şekil 3.27: Yerel ısı transfer etkinliğinin frekansla levha boyunca değişimi.

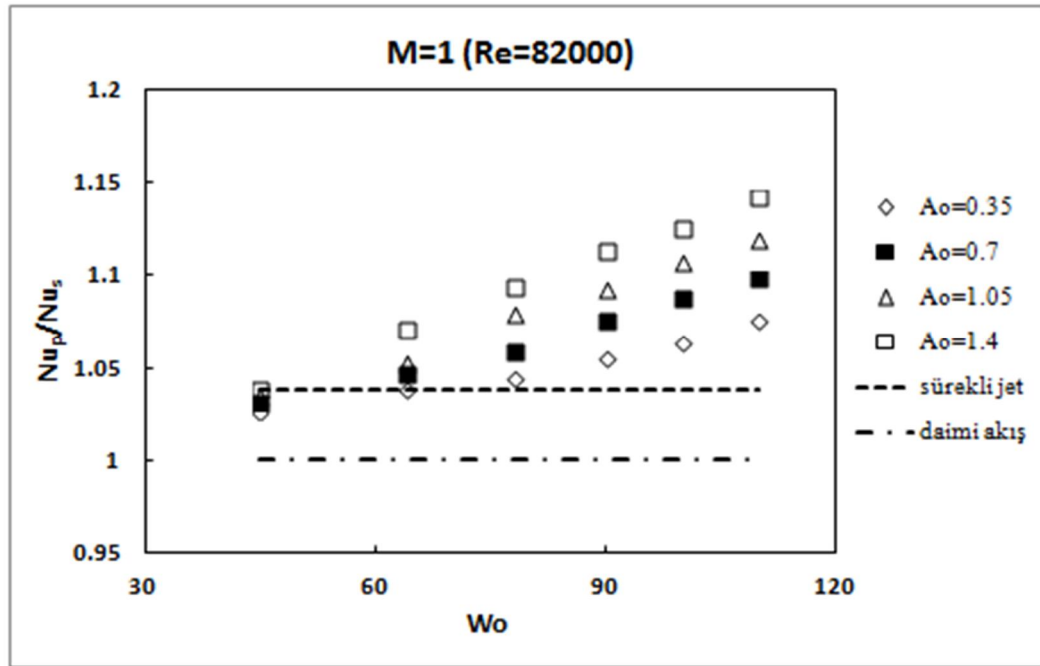
Şekil 3.28’de, $M=1.35$ üfleme oranı için ısı transfer etkinliğinin farklı genliklerde frekansa göre değişimi verilmiştir. Pulsatif jetle uyarılmış akışta, en önemli parametre olan frekans ve genliğin etkilerinin anlaşılabilmesi için daimi akış şartları ve sürekli jet akışı da birlikte verilmiştir.



Şekil 3.28: $M=1.35$ için ısı transfer etkinliğinin genlik ve frekansa göre değişimi.

$M=1.35$ üfleme oranında, daimi akış ve sürekli jet akışı için hesaplanan ısı transfer etkinliği ile pulsatif akış şartları karşılaştırıldığında ısı geçişi üzerinde jet parametrelerinin önemli derecede etkili olduğu gözlenmektedir. Artan genlik ve frekanslarda ısı geçişinin kayda değer bir şekilde arttığı görülmektedir. Düşük genliklerde ve düşük frekanslarda pulsatif etkinin daha az olduğu, buna karşın yüksek genliklerde ve yüksek frekanslarda jetin ısı geçişi üzerinde daha etkili olduğu anlaşılmaktadır. Hem genliğin hem de frekansın artması ısı geçişini önemli miktarda artırmaktadır. $M=1.35$ üfleme oranında ($Re=60000$) yapılan çalışmalardan elde edilen sonuçlara göre, pulsatif jet uyarıcının kullanılması, yüksek genlik ve frekansta, daimi akışla karşılaştırıldığında yaklaşık %20 civarında, sürekli jet akışı durumuyla karşılaştırıldığında ise %13 civarında, yüzeyden ısı geçişini iyileştirdiği gözlenmiştir. Deneysel sınırlar dâhilinde elde edilen bu artışın kayda değer bir iyileştirme olduğu değerlendirilmektedir.

Şekil 3.29'da, $M=1$ üfleme oranı için ısı transfer etkinliğinin farklı genliklerde frekansa göre değişimi, daimi akış şartları ve sürekli jet akışı ile birlikte verilmiştir.

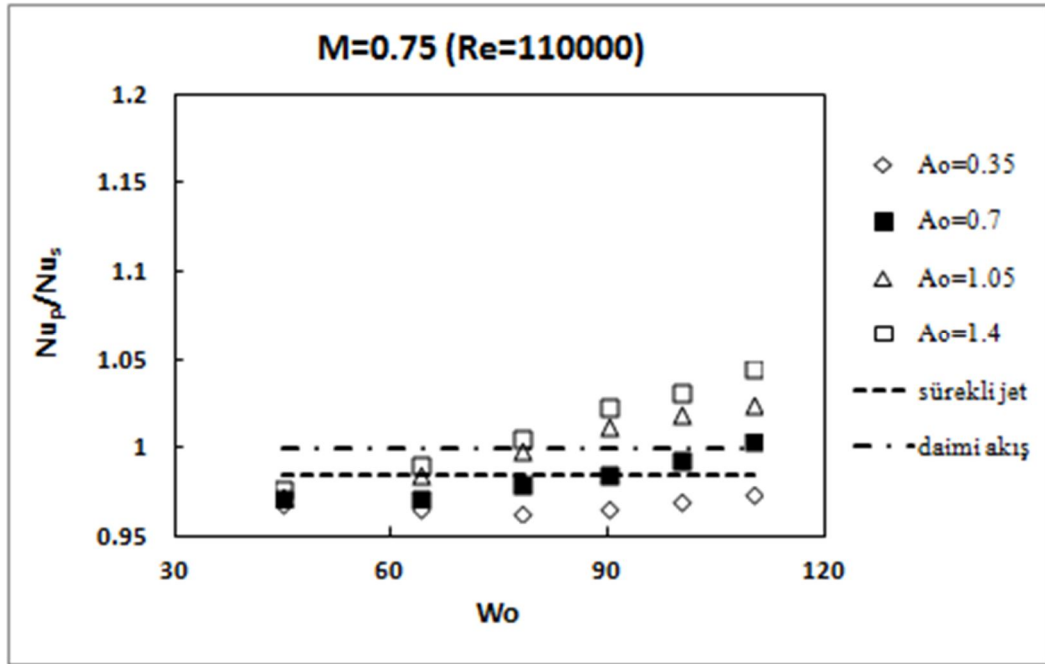


Şekil 3.29: $M=1$ için ısı transfer etkinliğinin genlik ve frekansa göre değişimi.

$M=1$ üfleme oranında, daimi akış ve sürekli jet akışı için hesaplanan ısı transfer etkinliği ile pulsatif akış şartları karşılaştırıldığında ısı geçişi üzerinde jet parametrelerinin etkisi görülmektedir. Artan genlik ve frekanslarda ısı geçişi önemli

derecede artmaktadır. Grafikte de görüldüğü gibi düşük genliklerde ve özellikle düşük frekanslarda pulsatif etkinin sürekli jet üfleme durumu yakınında olduğu, buna karşın yüksek genliklerde ve yüksek frekanslarda jetin ısı geçişi üzerinde daha etkili olduğu anlaşılmaktadır. Hem genliğin hem de frekansın artması ısı geçişini önemli miktarda artırmaktadır. $M=1$ üfleme oranında ($Re=82000$) yapılan çalışmalardan elde edilen sonuçlara göre, pulsatif jet uyarıcının kullanılması, yüksek genlik ve frekansta daimi akış şartları ile karşılaştırıldığında ise %14 civarında sürekli jet akışı durumuyla karşılaştırıldığında ise %10 civarında yüzeyden ısı geçişini iyileştirdiği gözlenmiştir.

Şekil 3.30'da, $M=0.75$ üfleme oranı için ısı transfer etkinliğinin farklı genliklerde frekansa göre değişimi, daimi akış şartları ve sürekli jet akışı ile birlikte verilmiştir.

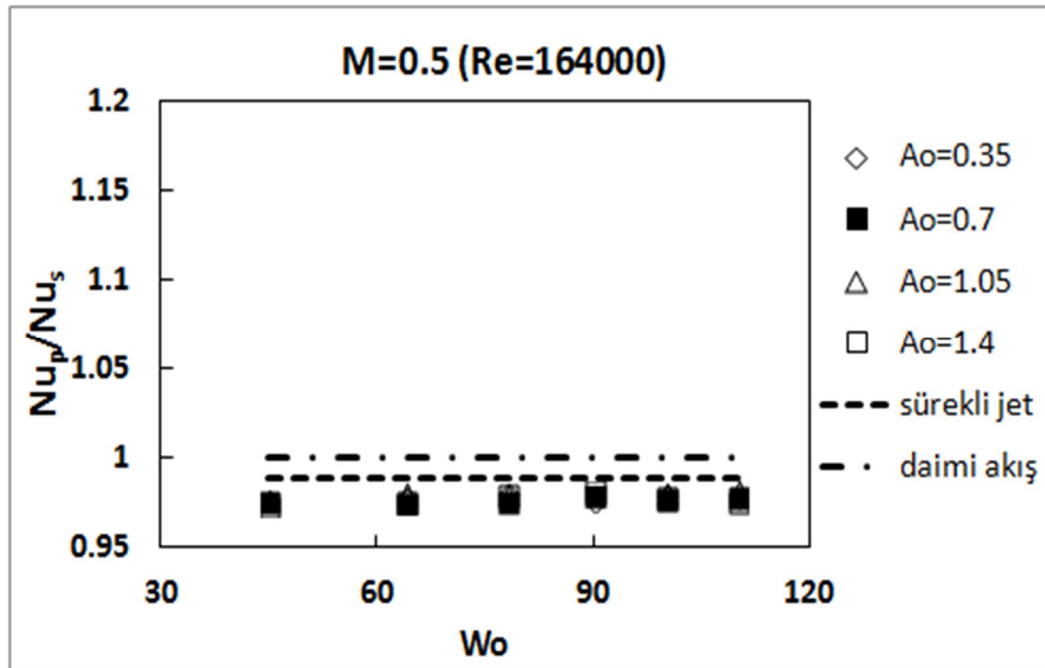


Şekil 3.30: $M=0.75$ için ısı transfer etkinliğinin genlik ve frekansa göre değişimi.

$M=0.75$ üfleme oranında, daimi akış ve sürekli jet akışı için hesaplanan ısı transfer etkinliği ile pulsatif akış şartları karşılaştırıldığında ısı geçişi üzerinde jet parametrelerinin etkisi görülmektedir. Daimi akış şartları ile karşılaştırıldığında, yüksek genlik ve frekanslarda ısı geçişi artarken, düşük genlik ve frekanslarda ısı geçişinin kötüleştiği görülmektedir. Özellikle $A_o=0.35$ ve $A_o=0.7$ için daimi akış şartları ile karşılaştırıldığında tüm frekanslarda ısı geçişi kötüleşirken yüksek genlik ve frekanslarda ise ısı geçişinde hafif bir artma meydana gelmiştir. Sürekli jet üfleme durumu, daimi akış şartlarına göre ısı geçişini kötüleştirmektedir. $M=0.75$

üfleme oranında ($Re=110000$) yapılan çalışmalardan elde edilen sonuçlara göre düşük genlik ve frekanslarda, pulsatif jetin ısı transferi iyileştirilmesinde olumsuz etkisi olurken daimi akış rejiminin ısı transferi iyileştirilmesinde daha etkili olduğu görülmektedir. Yüksek genlikler için yüksek frekanslarda pulsatif jet uyarıcının kullanılması halinde, yüzeyden ısı geçişi, sürekli jet üflemesi durumuyla karşılaştırıldığında %6 civarında, daimi akışla karşılaştırıldığında ise %4 civarında iyileştirdiği gözlenmiştir.

Şekil. 3.31’de, $M=0.5$ üfleme oranı için ısı transfer etkinliğinin farklı genliklerde frekansa göre değişimi, daimi akış şartları ve sürekli jet akışı ile birlikte verilmiştir.



Şekil 3.31: $M=0.5$ için ısı transfer etkinliğinin genlik ve frekansa göre değişimi.

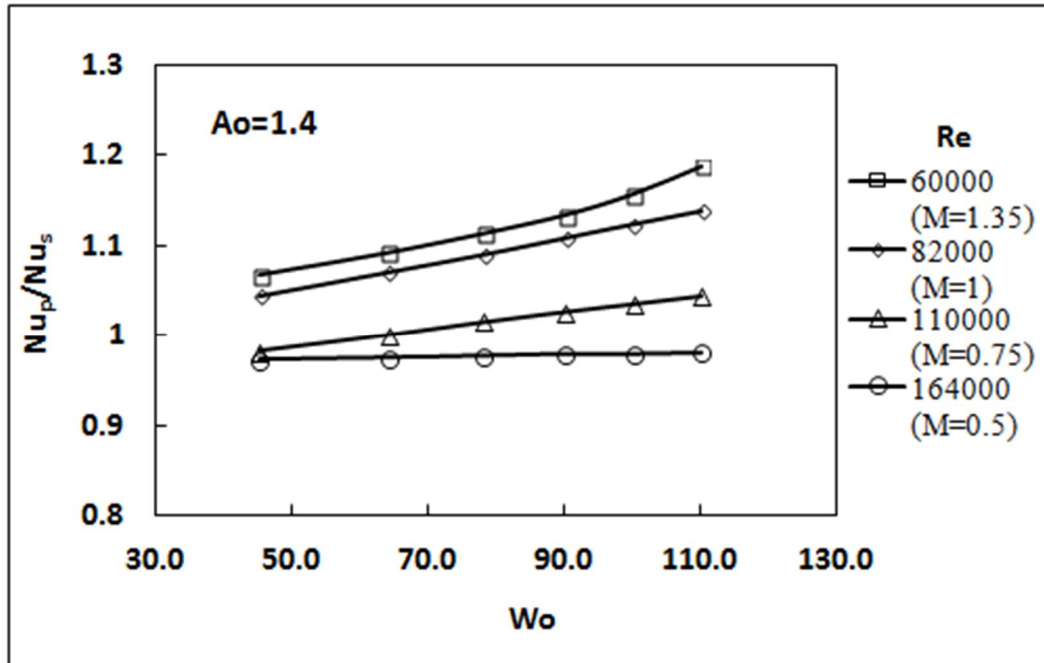
$M=0.5$ üfleme oranında ($Re=164000$) yapılan deneylerden elde edilen sonuçlara göre pulsatif jet parametrelerinin ısı transferi üzerinde herhangi bir olumlu etkisinin olmadığı hatta daimi akış şartlarıyla karşılaştırıldığında pulsatif jet ve sürekli jetin kullanılması, ısı transferini olumsuz yönde etkilediği görülmektedir. Pulsatif jet uyarıcının kullanılması daimi akış şartlarına göre ısı geçişini %2 civarında kötüleştirmektedir.

Yüksek üfleme oranlarında jet hızının ana akış hızından daha yüksek olması nedeniyle üfleme kanalından ana akışa enjekte edilen pulsatif jet, ana akış içerisine daha fazla nüfuz ederek sınır tabakanın kararlı yapısını bozmaktadır.. Bu durumun

periyodik olarak tekrar etmesi ile sıcak yüzey daha hızlı soğumakta ve ısı transferi iyileşme oranı da yükselmektedir. Bu nedenle, yüksek üfleme oranlarında jet parametrelerinin etkisi daha fazla görülmektedir.

Düşük üfleme oranlarında ise ana akış hızının jet hızından daha yüksek olması nedeniyle jetin etkisi baskılanmakta ve yüzey üzerindeki akışta jet parametrelerinin olumlu etkisi görülmemektedir.

Sonuç olarak, yüksek üfleme oranlarında (düşük Re sayılarında) pulsatif jet uyarıcının kullanılması ısı geçişini önemli ölçüde artırırken, düşük üfleme oranlarında ise pulsatif jet parametrelerinin ısı geçişi üzerinde olumsuz etkisi olmaktadır.

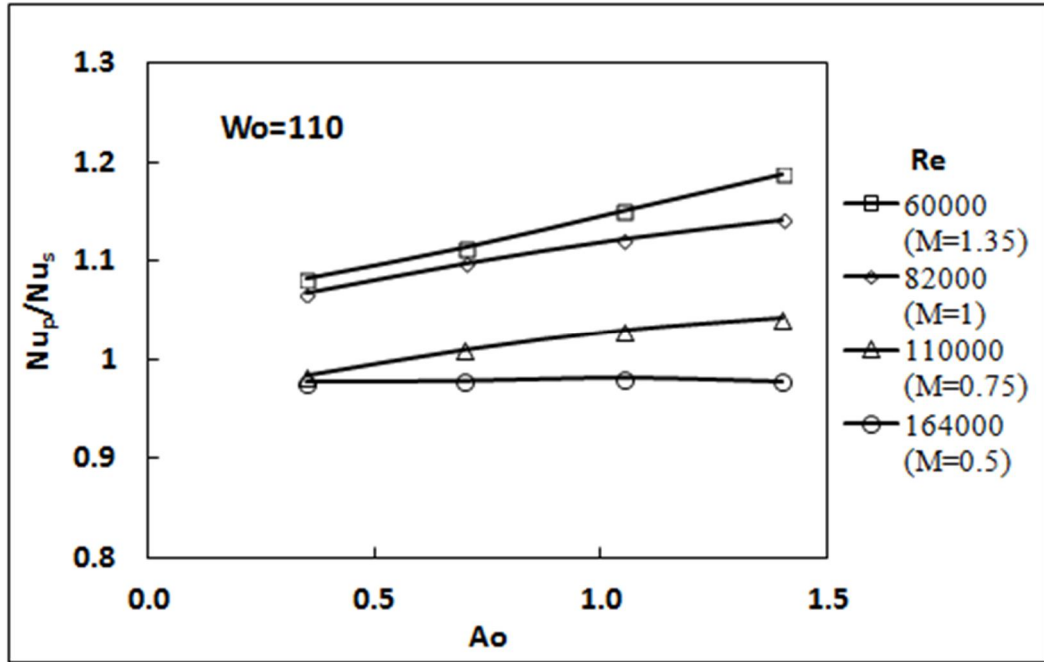


Şekil 3.32: Isı transfer etkinliğinin Re sayısı ve frekansa göre değişimi ($A_o=1.4$).

Şekil 3.32'de, $A_o=1.4$ için farklı Re sayılarına göre frekansın ısı transferine etkileri görülmektedir. Şekilden, düşük Re sayılarında frekansın artmasıyla birlikte ısı transferinde önemli derecede artma olduğu, Re sayısının artmasıyla birlikte ısı transferindeki artmanın da azaldığı anlaşılmaktadır. $Re=164000$ ($M=0.5$) için tüm frekanslarda ısı transfer etkinliğinin aynı kaldığı yani frekanstaki değişimin ısı transferini etkilemediği görülmektedir.

Şekil 3.33'de, $Wo=110$ için farklı Re sayılarına göre genliğin ısı transferine etkileri görülmektedir. Düşük Re sayılarında genliğin artmasıyla birlikte ısı transferinde

önemli derecede artma olduğu, Yüksek Re sayılarında ise genliğin ısı transferine olumlu bir etkisinin olmadığı görülmektedir.



Şekil 3.33: Isı transfer etkinliğinin Re sayısı ve genliğe göre değişimi.

Yüksek Re sayılarında, daimi akış hızı pulsatif jet hızından daha yüksek olması nedeni ile özellikle düşük genlik ve frekanslarda jetin etkisi baskılanmaktadır. Dolayısı ile yüksek Re sayıları için düşük genlik ve frekanslarda ısı transferinde pulsatif jetin olumlu etkisi bulunmamaktadır.

3.10 Hata Analizi

Bu çalışmada, yapılan deneylerde meydana gelen 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;

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (3.17)$$

olarak ifade edilmekte ve bu sonuç değerine ait toplam belirsizlik aşağıdaki gibi belirlenmektedir.

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.18)$$

Bu çalışmada, hataya sebep olan büyüklükler, daimi akış hızı U_∞ , pulsatif jet hızı U_j , 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;

$$T_w = \frac{T_{w1} + T_{w2} + T_{w3} + T_{w17} + T_{w13} + T_{w18} + T_{w7} + T_{w8} + T_{w9} + T_{w15}}{10} \quad (3.19)$$

(3.19) formülünden her bir sıcaklık için yapılan hatanın toplam yüzey sıcaklığında ne kadarlık bir hataya sebep olduğu denklem (3.18) uygulanarak bulunur. Akışkan ortalama sıcaklığı T_∞ için ölçmelerden alınan anlık sıcaklıkların ortalamaları alındığından ortalama sıcaklık için belirli bir hata oranı belirlenmiştir. Benzer şekilde ana akış hızı ve jet hızı ölçümü için de belirli bir hata oranı kullanılmıştır.

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 ve üfleme oranı ile birlikte analiz edilmiştir. Strouhal sayısı ($St=fL/U_\infty$) periyodik akışlarda frekans ve serbest akış hızı arasındaki ilişkiyi temsil eden boyutsuz bir sayıdır. Bu çalışmada;

$$St = \frac{fL}{U_\infty} \quad (3.20)$$

şeklinde ifade edilmiş olup, f ($\omega/2\pi$) frekansı, U_∞ da, serbest akış hızını göstermektedir. Üfleme oranı ise $M=U_j/U_\infty$ olup U_j ortalama jet hızını göstermektedir. Bu durumda hata hesabına esas ortalama Nusselt sayısı aşağıdaki gibi ifade edilmiştir.

$$Nu_m = \frac{q'' L^2 f U_j}{k(\bar{T}_w - T_\infty) U_\infty^2} \quad (3.21)$$

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

$$w_{Nu} = \left[\left(\frac{\partial Nu}{\partial T_w} w_{T_w} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial T_\infty} w_{T_\infty} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial U_\infty} w_{U_\infty} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial U_j} w_{U_j} \right)^2 \right]^{1/2} \quad 3.22)$$

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

$$w_{Nu} = \left[((-0.33) (0.316228))^2 + ((0.33) (0.5))^2 + ((-4.87) (0.2))^2 + ((1.7873)(0.15))^2 \right]^{1/2}$$

$$w_{Nu} = \left[0.0108 + 0.027 + 0.937 + 0.0718 \right]^{1/2} = 1.023$$

seçilen bu deney için yüzde hata miktarı $\frac{w_{Nu}}{Nu} = \%11.74$ olarak bulunur. Diğer

deneyler için yapılan hata hesapları ekte çizelge halinde verilmiştir (Çizelge C.1). Hata hesabında en çok hataya sebep olan parametrenin serbest akış hız ölçümü ve sonrasında ise pulsatif jet hız ölçümünden kaynaklandığı görülmektedir. Tabloda, her bir deney grubu için hataların oranı verilmiştir. Buradan da anlaşılabileceği gibi düşük Reynolds sayısında deneylerde belirsizlikler artmakta ancak yüksek Reynolds sayılarında ise hata oranı azalmaktadır. Yapılan tüm deneylerin değerlendirmeleri sonucunda ortalama belirsizliğin yaklaşık

$$\frac{w_{Nu}}{Nu} = \%6.93$$

olduğu görülmüştür. Bu oran da kabul edilebilir deneysel belirsizlik sınırları içerisinde kalmaktadır.

4. SAYISAL ÇALIŞMA

4.1 Giriş

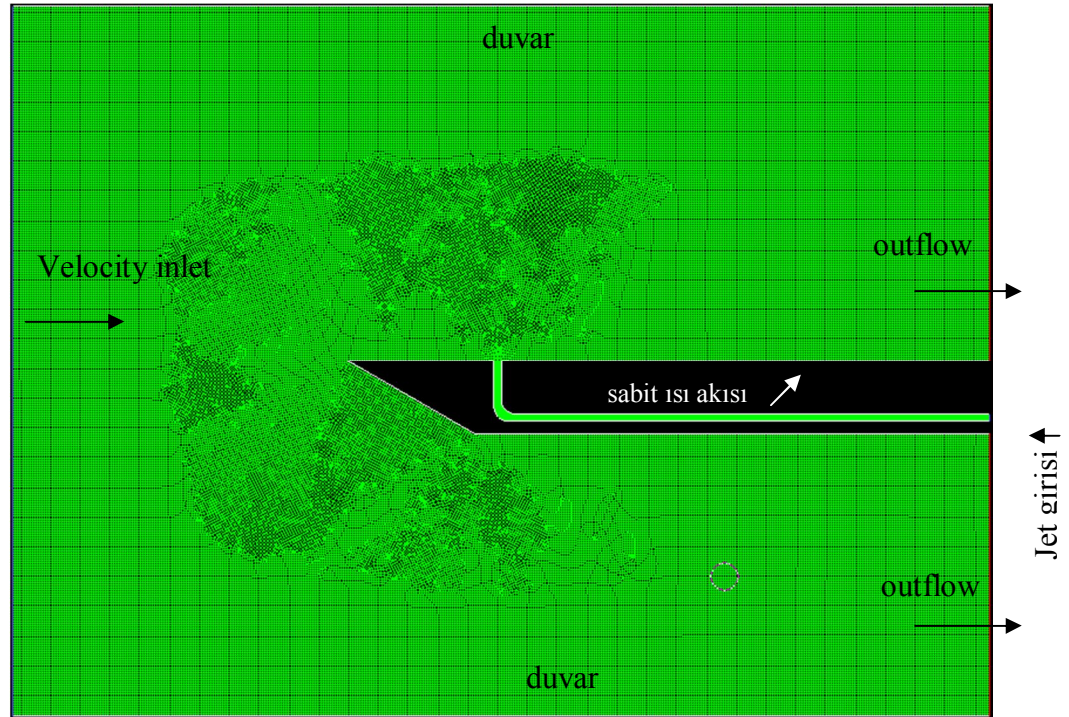
Bu bölümde, düz levha üzerinde pulsatif jet vasıtasıyla oluşturulan periyodik zorlanmış laminar akışta ısı geçişi, deneysel parametreler esas alınarak sayısal olarak incelenmektedir. Kullanılan sayısal yöntemin prensibi, diferansiyel denklemlerin ayrıklaştırılarak iterasyonla çözülmesi esasına dayanmaktadır. Bunun için sonlu hacimler ayrıklaştırma yöntemine göre çözüm yapan FLUENT yazılımı kullanılmaktadır. Bu HAD analiz programında süreklilik, momentum ve enerji denklemleri sonlu hacimler yöntemi ile ayrıklaştırılmaktadır (Fluent, 2006).

Bu kısımda, serbest akışa enjekte edilen pulsatif jet tarafından sabit ısı akısına sahip düz levha yüzeyinden bir çevrim boyunca olan ısı geçişi sayısal olarak incelenmektedir. Yapılan incelemelerde, ısı geçiş mekanizmasının açıklanması için yüzey üzerinde hız ve sıcaklık dağılımları elde edilmiştir. Sayısal çözümünden elde edilen sonuçlarla deneylerde bulunan sonuçlar karşılaştırılarak çözümün doğruluğu kontrol edilmektedir.

4.2 Çözüm Alanı ve Kullanılan Yöntem

Deneysel geometriye bağlı olarak belirlenen sayısal çözüm alanı, Şekil 4.1’de gösterilmiştir. Çözüm alanının boyutları için 300x400 mm ebatlarındaki rüzgar tünelinin test bölgesi esas alınmıştır. Problem, iki boyutlu olarak incelenmiştir ve levhanın akış doğrultusundaki orta eksenine göre simetri mevcut olduğundan bu kesit göz önüne alınmıştır. Çözüm alanındaki ağ yapısı, Şekil 4.1’de görülmektedir. Bu çalışmada, T-Grid tipi hücreler kullanılmaktadır. Çözüm alanının çizilmesi ve hücrelere bölünmesi (meshleme), bir üç 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 gradyenleriyle 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. 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 (Çetin, 2013).



Şekil 4.1: Tipik ağ yapısı ve sayısal çözüm alanı.

Sayısal çözümlerde, ayrık çözüm algoritması kullanılmaktadır. Basınç ve hız arasındaki ilişki *PISO* (Pressure Implicit with Splitting of Operators) 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} , kütle ve momentum denklemleri için ise 10^{-3} değeri alınmaktadır.

4.3 Matematik Model

Düz bir levha üzerinden geçen zorlanmış akışa ilave edilen ikincil akışın, piston-silindir düzeneği ile sinüzoidal olarak hareketiyle elde edilen uyarıcı jetin periyodik hız değişimlerine maruz, sıkıştırılamaz, zamana bağlı 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 , v sırasıyla x , 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.

Sınır Şartları:

Sayısal çözüm için FLUENT paket programı kullanılmıştır. Jet girişinde “hız sınır şartı” verilmiştir. Rüzgar tünelineki ana akış için (Testo-435) hot-wire prob ile deneyde ölçülen ve “ana akış hız giriş şartı” verilmiştir. Çıkışta ise “dışa akış sınır şartı” uygulanmıştır. Jet girişinde, sinüzoidal, zamana bağlı değişen hız profili aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

$$u = u_0 \left[1 + A_0 \sin(\omega t) \right] \quad (4.5)$$

Burada, A_0 boyutsuz genlik ve ω ise titreşim frekansını (açısal hızı) göstermektedir. 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 içerdiği için ve hız alanı ile birlikte çözülmesi gerektiğinden analitik olarak çözülememektedir. Bu denklem sayısal olarak çözülmüş ve 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.

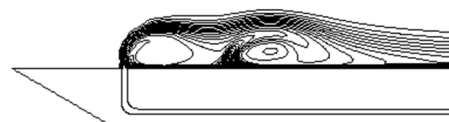
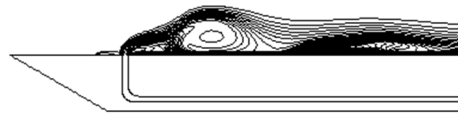
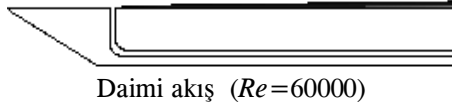
4.4 Sonuçlar

Bu kısımda, düz levha üzerinden zorlanmış akışta ısı transferine pulsatif jet etkisinin fiziksel mekanizmasını anlamak üzere belirlenen parametrelerin etkisi analiz edilmektedir. Sayısal çalışmada, Prandtl sayısı ve geometrik parametreler sabit tutularak, farklı üfleme oranları için pulsatif jet parametreleri olan genlik ve frekansın etkisi araştırılmıştır. Farklı üfleme oranları için değişen genlik ve frekanslarda ısı geçişi davranışının nasıl değiştiği ayrıntılı olarak incelenmektedir. Levha üzerinde uyarıcı jetten dolayı periyodik bir akış alanı olduğundan ısı geçişi de periyodik olarak değişmektedir. Bu nedenle, 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° olarak ifade edilmektedir. Sayısal sonuçların analizinde, başlangıç (geçici) şartlarından kurtulmak için sistemin kendi içinde periyodik olması beklenmektedir. Bunun için yeterince uzun zaman diliminden sonra ($t=2100$ sn) çözümler yapılmakta ve sonuçlar analiz edilmektedir.

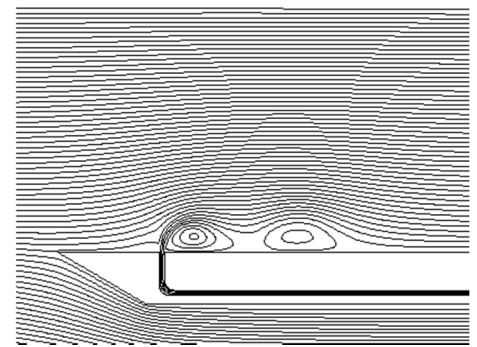
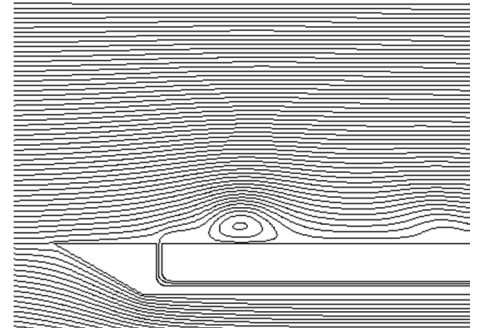
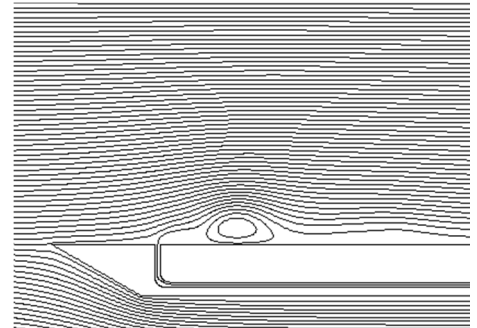
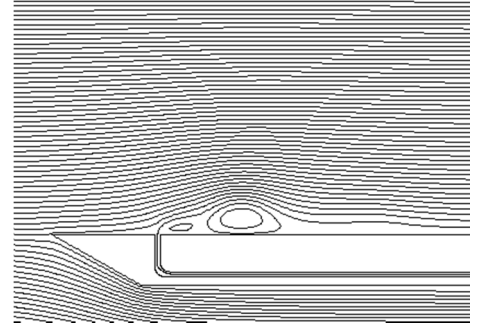
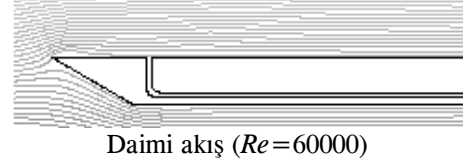
Şekil 4.2’de, $M=1.35$ üfleme oranında dört farklı genlik için aynı frekans ve faz açılarında elde edilen akış alanındaki sıcaklık dağılımı ve akım çizgilerinin sayısal görüntüleri verilmiştir. Burada, $A_0=0$, daimi akışı ifade etmektedir. Daimi akış için

verilen durumda, akım çizgilerinin levhaya paralel ve düz olduğu görülmektedir. Isıl sınır tabakanın da yüzey boyunca giderek büyüdüğü ve stabil olduğu görülmektedir. Ancak, jet ile uyarılmış akışta, genlik ne olursa olsun sınır tabakanın bozulduğu, jet etkisiyle levha üzerinde bir sirkülasyon bölgesinin oluştuğu, bunun da sıcaklık alanını etkilediği görülmektedir. Jetin levhanın girişinden itibaren etkisini göstermesi ile sıcak olan sınır tabaka levha yüzeyi boyunca daha geniş bir akış alanına yayılmaktadır. Artan genliklerde ve frekanslarda bu etkinin daha fazla hissedildiği gözlenmektedir. Yüksek genlikte jetin ana akış içerisine daha fazla nüfuz etmesi nedeniyle levha yüzeyinde daha büyük sirkülasyon bölgeleri oluşmakta ve bu durum da levha yüzeyindeki ısı transferini artırmaktadır.

Şekil 4.3a ve Şekil 4.3b’de, dört farklı üfleme oranları için aynı genlik ($A_o=1.4$), frekans ($Wo=110$) ve faz açılarında ($\omega t=90^\circ$) elde edilen akış alanındaki sıcaklık dağılımları ve akım çizgilerinin sayısal görüntüleri verilmiştir. Şekillerden de görüldüğü gibi üfleme oranının azalmasıyla birlikte pulsatif jet parametrelerinin akış alanındaki etkisi de oldukça azalmaktadır. Hatta $M=0.5$ üfleme oranında jetin etkisi tamamen kaybolmuş olup levha üzerindeki akış, daimi akış şartlarına yakındır. Üfleme oranı azaldıkça daimi akış hızının, jet hızından daha yüksek olması nedeniyle düşük üfleme oranlarında jet parametrelerinin akış alanındaki etkileri de azalmaktadır.



Şekil 4.2a: Sabit bir frekans ve faz açısı için genliğe göre sıcaklık dağılımı ($M=1.35$).



Şekil 4.2b: Şekil.4.2a'daki durumlar için akım çizgileri, ($M=1.35$).



$A_0=1.4, \omega=Wo=110, \omega t=90^\circ, M=1.35$



$A_0=1.4, Wo=110, \omega t=90^\circ, M=1$

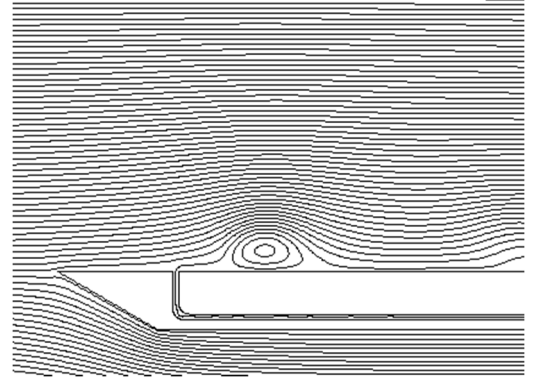


$A_0=1.4, Wo=110, \omega t=90^\circ, M=0.75$

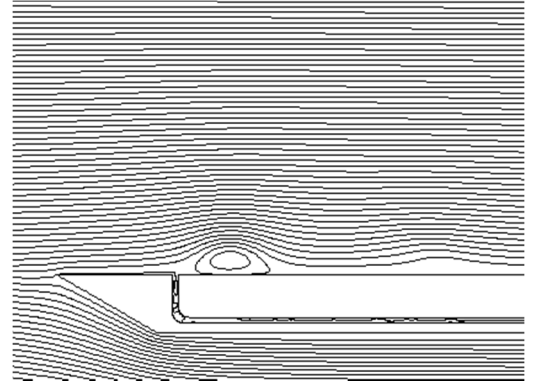


$A_0=1.4, Wo=110, \omega t=90^\circ, M=0.5$

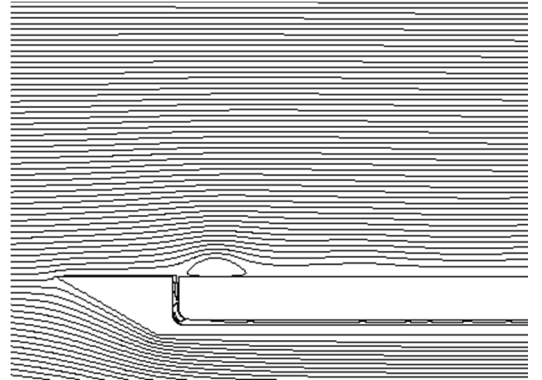
Şekil 4.3a: Sabit bir genlik, frekans ve faz açısı için farklı üfleme oranlarına göre sıcaklık dağılımı.



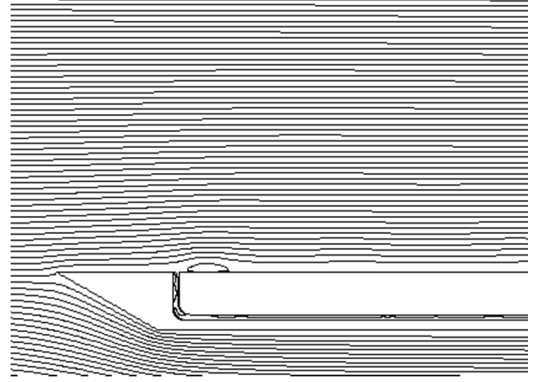
$A_0=1.4, Wo=110, \omega t=90^\circ, M=1.35$



$A_0=1.4, Wo=110, \omega t=90^\circ, M=1$

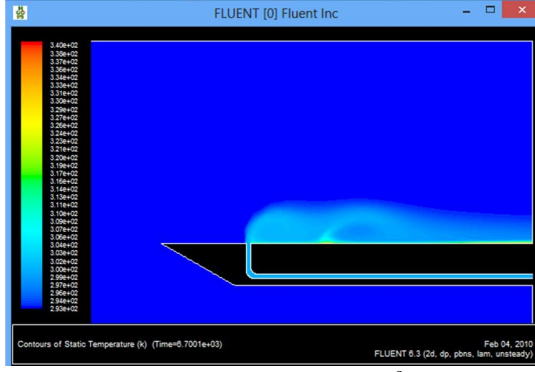


$A_0=1.4, Wo=110, \omega t=90^\circ, M=0.75$

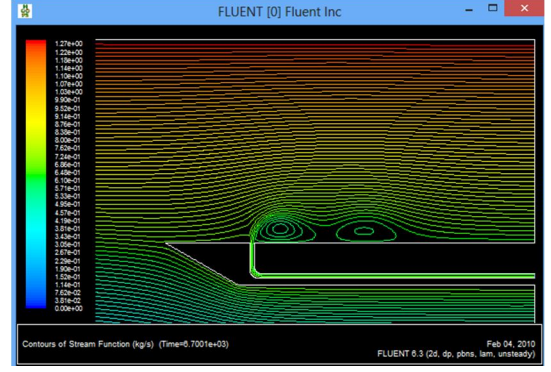


$A_0=1.4, Wo=110, \omega t=90^\circ, M=0.5$

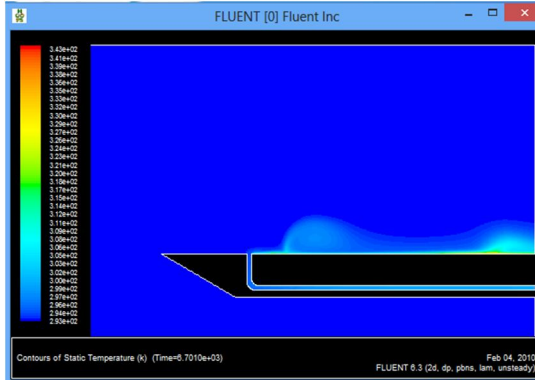
Şekil 4.3b: Sabit bir genlik, frekans ve faz açısı için farklı üfleme oranlarına göre akım çizgileri.



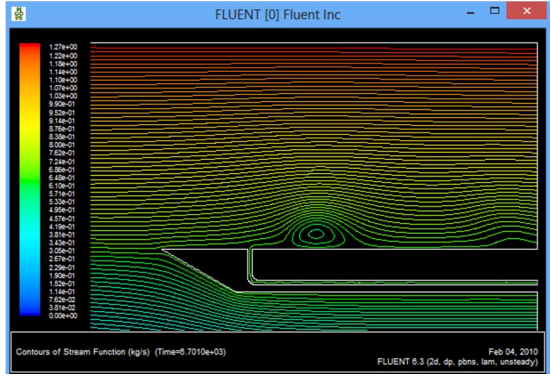
$$A_0=1.4, Wo=110, \omega t=0^\circ$$



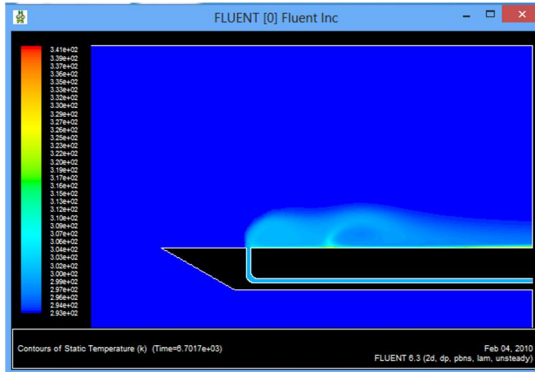
$$A_0=1.4, Wo=110, \omega t=0^\circ$$



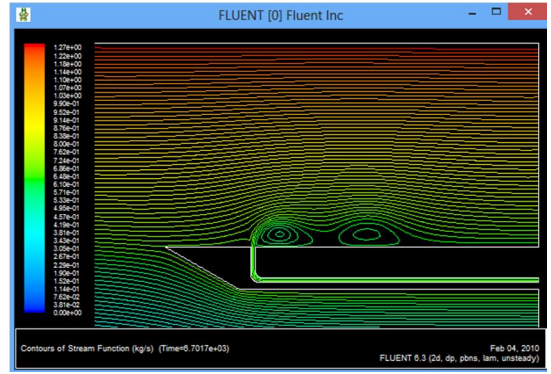
$$A_0=1.4, Wo=110, \omega t=90^\circ$$



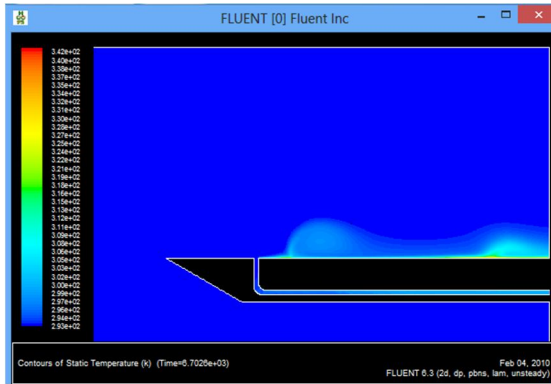
$$A_0=1.4, Wo=110, \omega t=90^\circ$$



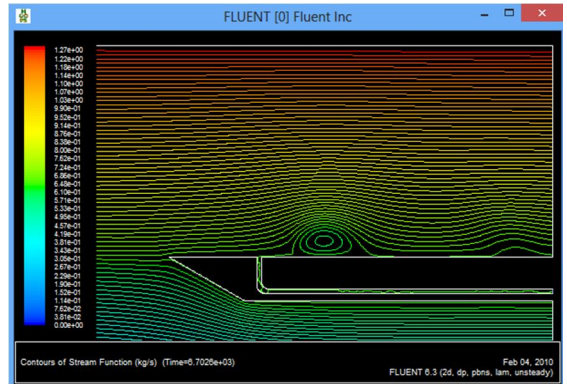
$$A_0=1.4, Wo=110, \omega t=180^\circ$$



$$A_0=1.4, Wo=110, \omega t=180^\circ$$



$$A_0=1.4, Wo=110, \omega t=270^\circ$$



$$A_0=1.4, Wo=110, \omega t=270^\circ$$

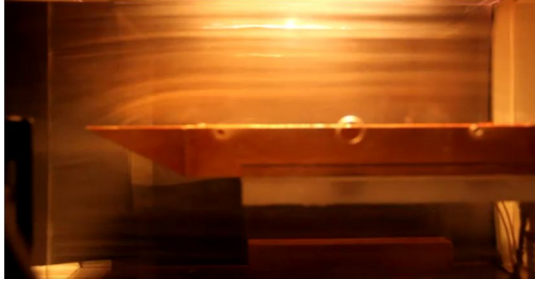
Şekil 4.4a: Bir çevrim boyunca farklı faz açılarında sıcaklık dağılımları ($M=1.35$).

Şekil 4.4b: Şekil4.4a'daki durumlar için akım çizgileri ($M=1.35$)

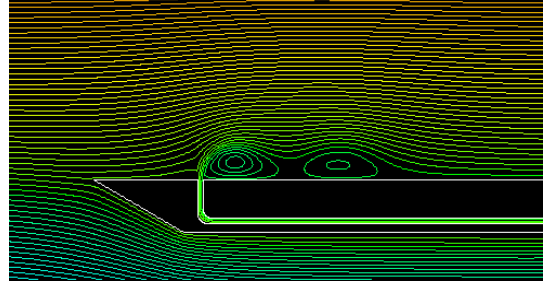
Şekil 4.4a ve Şekil 4.4b’de, $M=1.35$ üfleme oranı, yüksek genlik ($A_o=1.4$) ve yüksek frekans ($Wo=110$) için bir çevrim boyunca farklı faz açılarında sıcaklık ve akış alanındaki akım çizgileri verilmiştir. Pulsatif jet tarafından akışa ilave edilen ikincil kütle akısı sayesinde, levha girişinden itibaren bir sirkülasyon bölgesi oluşmakta, bu döngü akış boyunca taşınmakta ve hız sınır tabakası üzerinde etkili olmaktadır. Jet çıkışından itibaren oluşan girdaplar, akış içerisinde döngüler oluşturarak çıkışa doğru sürüklenmektedir. Bu esnada sınır tabakadaki sıcak yüzey ile temas eden akışkan ana akış içerisine doğru taşınmakta, daha soğuk olan akışkan sınır tabakayla çevrimsel olarak temas etmektedir. Çevrim boyunca bu durum periyodik olarak devam ederek her çevrimde tekrarlanmaktadır. Taze akışkan ile sınır tabaka arasındaki sıcaklık farkının yüksek olması transfer olan ısı miktarını da artırmaktadır.

4.5 Deneysel ve Sayısal Çalışmaların Karşılaştırılması

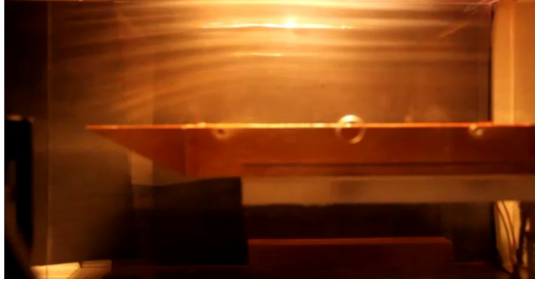
Deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçlar ile bu deneysel çalışmalar referans alınarak oluşturulan sayısal çözüm modelinin, ısı transferi performansının iyi olduğu yüksek genlik ve yüksek frekans durumu için, bir çevrim boyunca deneysel görüntüleri sayısal çözüm ile karşılaştırılmıştır. Duman tel yöntemiyle belirli faz açılarında elde edilen deneysel akış görüntüleri ile aynı faz açısı için elde edilen sayısal sonuçların, Şekil 4.5’de karşılaştırması yapılmıştır. Şekillerden de deneysel ve sayısal çözüm arasında bir uyum olduğu görülmektedir.



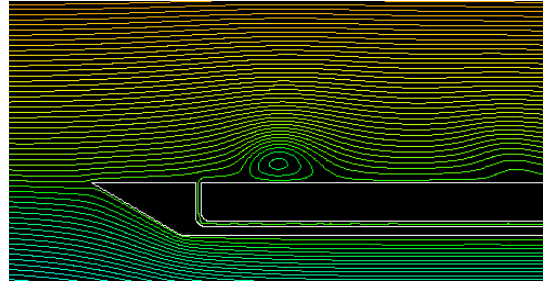
$$A_0=1.4, W_0=110, \omega t=0^\circ$$



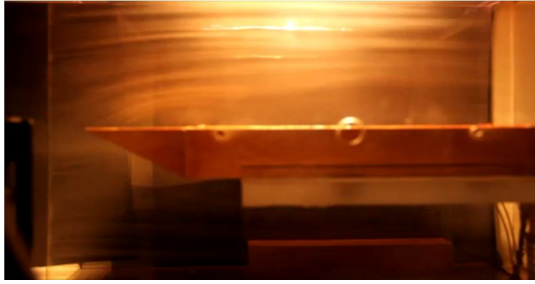
$$A_0=1.4, W_0=110, \omega t=0^\circ$$



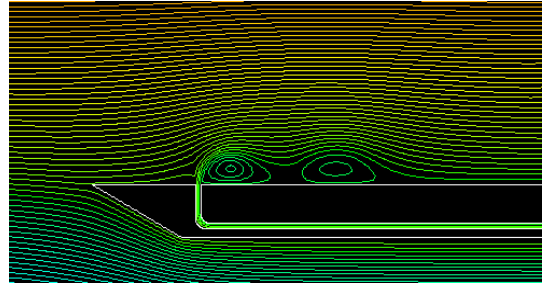
$$A_0=1.4, W_0=110, \omega t=90^\circ$$



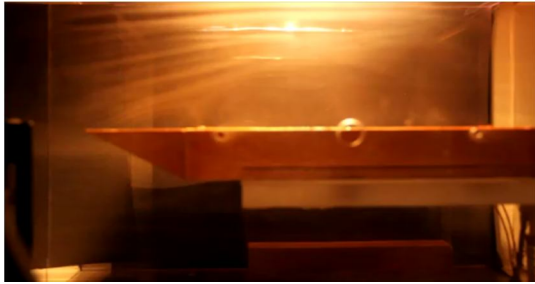
$$A_0=1.4, W_0=110, \omega t=90^\circ$$



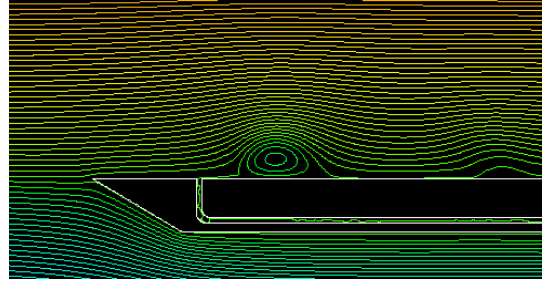
$$A_0=1.4, W_0=110, \omega t=180^\circ$$



$$A_0=1.4, W_0=110, \omega t=180^\circ$$



$$A_0=1.4, W_0=110, \omega t=270^\circ$$



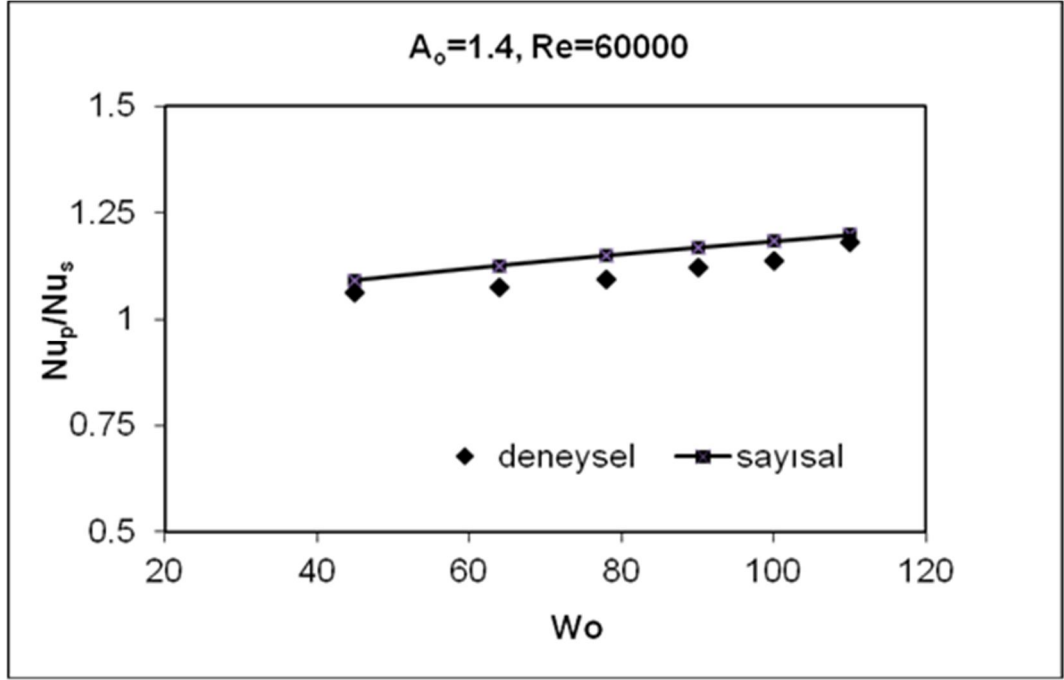
$$A_0=1.4, W_0=110, \omega t=270^\circ$$

Şekil 4.5a: Bir çevrim boyunca deneysel olarak elde edilen akış görüntüleri ($M=1.35$).

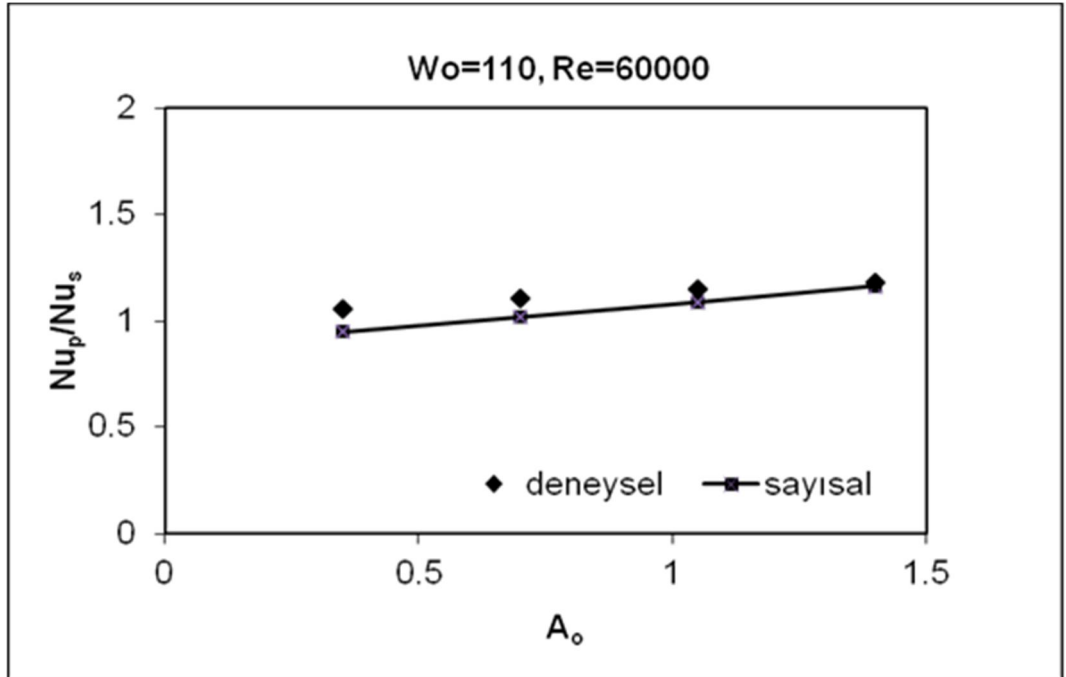
Şekil 4.5b: Bir çevrim boyunca sayısal olarak elde edilen akım çizgileri ($M=1.35$).

Deneysel görüntülerden, jet çıkışından itibaren, akış alanındaki jetin etkisi açıkça görülmektedir. Benzer etkiler sayısal çözüm için verilen görüntülerde de gözükmemektedir. Akış görüntüleme yöntemi ile akım çizgilerinin çok net görüntülenememesi nedeniyle sayısal çözümle aralarında küçük farklılıklar

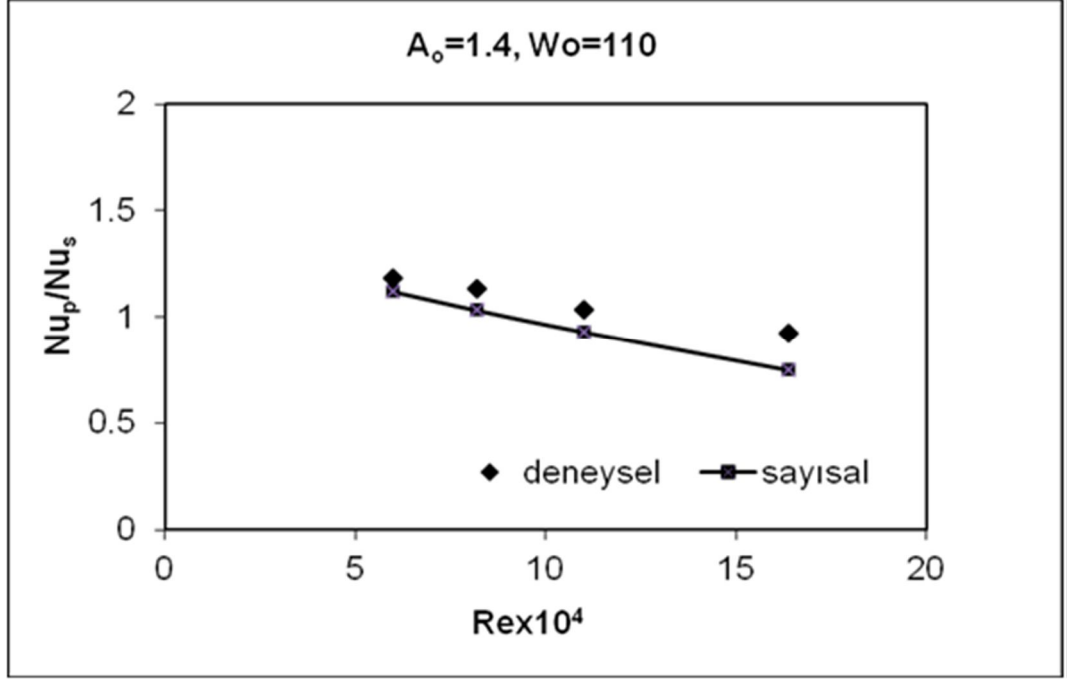
bulunduğu gözükmemektedir. Ancak, jetin akış alanı üzerindeki etkisi net olarak anlaşılmakta ve bu durum sayısal çözümde de net olarak görülmektedir. Şekil 4.6, Şekil 4.7 ve Şekil 4.8’de, farklı parametreler için deneysel ve sayısal çözümlerden elde edilen ısı transfer etkinlik değerleri karşılaştırılmıştır.



Şekil 4.6: Deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması ($A_o=1.4$, $Re=60000$).



Şekil 4.7: Deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması ($Wo \approx 110$, $Re=60000$).



Şekil 4.8: Deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması ($A_o=1.4$, $Wo \approx 110$).

Şekil 4.6’ da $M=1.35$ ve $A_o=1.4$ için farklı frekanslarda, Şekil.4.7’de $M=1.35$ ve $Wo=110$ için farklı genliklerde, Şekil 4.8’de ise $A_o=1.4$ ve $Wo=110$ için farklı ana akış Re sayılarında sayısal çözümden elde edilen ısı transfer etkinliği, deney sonuçları ile aynı karakteri gösterdiği ve aralarında bir uyum olduğu görülmektedir. Deneysel ve sayısal sonuçlar arasındaki küçük farklılıkların deney sonuçlarındaki %6.93 hata oranından kaynaklandığı düşünülerek sonuçlar arasındaki uyumun oldukça iyi olduğu söylenebilir.

5. SONUÇLAR

Bu çalışmada, sabit ısı akısına sahip düz bir levha yüzeyinden film soğutma yöntemi ile ısı transferinde pulsatif (uyarıcı) jet parametrelerinin etkisi deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Aksaray Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü Laboratuvarında bulunan rüzgâr tüneli test bölümüne yerleştirilen deneysel model vasıtasıyla, belirlenen jet parametreleri için hız ve sıcaklık ölçümleri yapılmış olup, her bir parametre için yüzeyden ısı geçişinin göstergesi olan Nu_p/Nu_s şeklinde ısı transfer etkinliği hesaplanmıştır. Pulsatif 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 dört farklı Reynolds sayısında daimi akış şartları için yüzeyden ısı geçişi bulunmuş ve yaygın literatürle karşılaştırılmış olup, sıcaklık ölçümlerinin doğruluğu sağlanmıştır. Sonra ana akışa dik yönde sürekli bir üfleme ile ikinci bir kütle akısı ilave edilerek oluşturulan sürekli jet durumu için deneyler yapılmıştır. Daha sonra ise ana akışa ilave edilen ikinci kütle akısına periyodik bir hareket sağlanarak oluşturulan pulsatif jet aktif hale getirilerek, her bir üfleme oranında 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 çalışmalarda, ortalama jet hızı sabit tutularak ana akış hızının değiştirilmesi ile üfleme oranları değiştirilmiştir. Bu çalışmada, 0.5, 0.75, 1 ve 1.35 olmak üzere dört farklı üfleme oranı için deneyler tekrarlanmıştır. Deneylerde, Pr ($Pr=0.71$) sayısı ve geometrik parametreler sabit tutulmuştur. Ayrıca, duman tel yöntemi vasıtasıyla akış görüntüleme yapılmış olup, jetin akış alanındaki etkileri görsel olarak da gözlemlenmiştir. Elde edilen ortalama Nu sayıları boyutsuz parametreler cinsinden 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 olduğundan, öncelikle başlangıç hali etkilerinden uzaklaşmak için belirli bir zamandan sonra çözümler yapılmış (2100 sn.) 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. Pulsatif 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 ısı transfer etkinliği ile deneysel sonuçlardan elde edilen ısı transfer etkinliği karşılaştırılmış ve aralarında iyi bir uyumun olduğu görülmüştür (Şekil 4.6, Şekil 4.7, Şekil 4.8).

Bu çalışma sonunda elde edilen sonuçlar aşağıda maddeler halinde sunulmuştur.

- Daimi ana akış hızı ile jet hızı arasında bir uyumun olması gerektiği anlaşılmıştır.
- Akış görüntüleri ve sayısal çözümlerden elde edilen görüntüler, jetin sınır tabaka üzerinde yıkıcı bir etkiye sahip olduğunu göstermiştir.
- Jetin, tüm levha boyunca etkili olduğu, ancak jet üfleme noktasına yakın bölgede daha etkili olduğu gözlemlenmiştir.
- Jetin, sınır tabakayı bozarak, levha yüzeyine yakın akışkan tabakalarını ana akışın içine doğru sürüklediği, bu sayede ana akış ile sınır tabaka arasında çok hızlı ve etkili bir karışım olduğu, bunun da ısı geçişini, artırdığı değerlendirilmiştir.
- Yüksek üfleme oranlarında, pulsatif jet uyarıcının kullanılmasının ısı transferini olumlu yönde etkilediği, düşük üfleme oranlarında ise pulsatif jet uyarıcının kullanılmasının ısı transferini kötüleştirdiği gözlemlenmiştir.
- Yüksek üfleme oranlarında, artan frekans ve genliklerde ısı transferinde doğrusal bir artışın olduğu gözlenmiştir.

- Ancak, deneysel ölçmelerden üfleme oranı ve genliğin frekansa göre daha baskın bir parametre olduğu anlaşılmıştır.
- Bu çalışmadan elde edilen sonuçlara göre, yüksek üfleme oranında ($M=1.35$), yüksek genlik ($A_o=1.4$) ve yüksek frekansta ($Wo=110$) yüzeyden ısı transferinde, daimi akış şartlarına göre yaklaşık %20 oranında iyileşme sağlanmıştır.
- Deney sonuçları için yapılan hata analizinde, ortalama hata oranı %6.93 olarak bulunmuştur. Üfleme oranı ve frekans arttıkça hata miktarı da artmaktadır.
- Bu çalışmadan elde edilen sonuçlara göre pulsatif jetin yüzey soğutmada önemli bir iyileştirme sağladığı anlaşılmıştır.
- Elde edilen sonuçlar, boyutsuz büyüklükler cinsinden verilmiştir.

Deneysel çalışmalarda, deney tesisatının izin verdiği ölçüde parametreler değiştirilmiştir. Yüksek üfleme oranında, genlik ve frekansın artmasıyla ısı transferinin de arttığı gözlemlenmiştir. Bunların sınırlarının belirlenmesi için, daha büyük ekipmanlara ihtiyaç vardır. Daha yüksek üfleme oranları, genlik ve frekanslar için ısı geçişindeki iyileşmenin ne oranda arttığı araştırılmalıdır.

KAYNAKLAR

- Afroz, F. ve Sharif, M.A.R., 2013. Numerical study of heat transfer from an isothermally heated flat surface due to turbulent twin oblique confined slot-jet impingement, *Int. J. Thermal Sci.*, 74, 1-13.
- Ahn, J., Jung, I.S. ve Lee, J.S., 2003. Film cooling from two rows of holes with opposite orientation angles: injectant behavior and adiabatic film cooling effectiveness, *Int. Jour. Heat and Fluid Flow* 24, 91-99.
- Akalanne, L.C. ve MacGregor, S.A., 2011. The effect of pulsating and streamwise flow on the heat transfer of an obstacle. *Experimental Heat Transfer*, 24, 1-14.
- Akcayöz, E., 2008. Numerical investigation of flow control over an airfoil with synthetic jets and its optimization, Master's thesis, ODTU, Ankara.
- Akdağ, Ü., 2012. Sentetik jet uyarıcı kullanarak sıcak yüzeylerin etkili soğutulması, TÜBİTAK, 112M014 Nolu Proje.
- Akdağ, U., Demiral, D. ve Cetin, O., 2012. Forced convection heat transfer from a flat plate having constant heat flux using synthetic jet actuator, 6th Ege Energy Symposium and Exhibiton (IEESE-6), Ege Univesity, İzmir, Bildiriler Kitabı, 881-891.
- Akdag, U. Cetin, O., Demiral, D. ve Ozkul, I., 2013. Experimental investigation of convective heat transfer on a flat platesubjected to a transversely synthetic jet, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 49, 96-103.
- Azevedo, L.F.A., Webb, B.W. ve Queiroz, M., 1994. Pulsed air jet impingement heat transfer, *Experimental Thermal Fluid Sci.*, 8, 206-213.
- Babae, H., 2013. Analysis and optimization of film cooling effectiveness, Doctor's thesis, Louisiana State University, ABD.
- 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.
- Bell, C.M., Ligrani, P.M., Hull, W.A. ve Norton, C.M., 1999. Film cooling subject to bulk flow pulsations: effects of blowing ratio, freestream velocity, and pulsation frequency, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42, 4333-4344.

- Bernsdorf, S., 2005. Experimental investigation of film cooling flow structure, Doctor's thesis, Eidgenössischen Technischen Hochschule, Zürich.
- Bidan, G., Vezier, C. ve Nikitopoulos, D.E., 2012. Study of unforced and modulated film cooling jets using proper orthogonal decomposition :Part 1, Unforced Jets, International Journal of Heat and Fluid Flow, 38, 50-71.
- Bidan, G., Vezier C. ve Nikitopoulos D.E., 2013. Study of unforced and modulated film cooling jets using proper orthogonal decomposition :Part II, Forced Jets, International Journal of Heat and Fluid Flow, 135, 2, 021013
- Brigham, BA. ve Vanfossen, GJ., 1984. Length to diameter ratio and row number effects in short pin fin heat transfer, ASME J. Eng. Gas Turbines Power, 106, 241-244.
- Chandratilleke, T.T., Jagannatha, D. ve Narayanaswamy, R., 2010. Heat transfer enhancement in microchannels with cross-flow synthetic jets, Int. J. Thermal Sci., 49, 504–513.
- Chen, S.P., Chyu, M.K. ve Shih, T.P., 2011. Effects of upstream ramp on the performance of film cooling, International Journal of Thermal Sciences, 50, 1085-1094.
- Chou, Y.J. ve Hung, Y.H., 1994. Impingement cooling of an isothermally heated surface with a confined slot jet, Journal of Heat Transfer, 116, 479-482.
- Chung, Y.M., Luo, K.H. ve 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.
- Coulthard, S.M., Volino, R.J. ve Flack, K.A., 2007. Effect of jet pulsing on film cooling-Part 1: Effectiveness and flow-field temperature results, J. Turbomachinery, 129, 2, 232-246.
- Celik, N., 2011. Effects of the surface roughness on heat transfer of perpendicularly impinging co-axial jet, Heat and Mass Transfer, 47, 10, 1209-1217.
- Çetin, Ö., 2013. Sentetik jet uyarıcı kullanarak düz levha yüzeyinin etkili soğutulması, Yüksek Lisans Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Aksaray.
- 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 Turkoglu, H., 2010. The Numerical Analysis of Oscillating Rectangular Impinging Jets, Numerical Heat Transfer, Part A, 58, 146–161.
- Ekkad, S.V., Shichuan, D. ve Rıvır R.B., 2006. Effect of jet pulsation and duty cycle on film cooling from a single jet on a leading edge model, J. Turbomachinery, 128, 3, 564-571.

- El-Gabry, L.A. ve Kaminski, D.A., 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.
- Elnady, T., Hassan, I., Kadem L. ve Lucas, T., 2012. Cooling effectiveness of shaped film holes for leading edge, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 44, 649-661.
- Engels, G., Peck, R.E. ve Kim, Y., 2001. Investigation of a quasi steady Liquid Crystal Technique for film cooling heat transfer measurements, *Experimental Heat Transfer*, 14, 181-198.
- Eroglu, A. ve Breidenthal, R.E., 2001. Structure, penetration and mixing of pulsed jets in crossflow, *AIAA Journal*, 39, 3.
- Farhanieh, B., Herman, C. ve Sunden, B., 1993. Numerical and experimental analysis of laminar fluid flow and forced convection heat transfer in a grooved duct, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 36, 1609-1617.
- Farrington, R.B., ve Claunch, S.D., 1994. Infrared imaging of large-amplitude, low-frequency disturbances on a planar jet, *AIAA Journal*, 32, 2, 317-323.
- Fawcett, R.J., Wheeler, A.P.S., He, L. ve Taylor, R., 2013. Experimental investigation into the impact of crossflow on the coherent unsteadiness within film cooling flows, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 40, 32-42.
- Fluent 6.3. FLUENT user's guide. 2006, Fluent, Inc., Lebanon, NH. 03766, USA.
- Foldyna, J., Sitek, L., Sucucka, J., Martine, P., Valicek, J. ve Palenikova, K., 2009. Effects of pulsating water jet impact on aluminium surface, *Journal of Materials Processing Technology*, 209, 6174–6180.
- Gao, S., Zhang, J.Z. ve Tan, X.M., 2012. Experimental study on heat transfer characteristics of synthetic jet driven by piston actuator, *Science China/ Technological Sciences*, 55, 6, 1732- 1738.
- Genceli, O.F., 2002. Çözümlü Isı Taşınımı Problemleri, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- Gillespie, M.B., Black, W.Z., Rinehart, C. ve Glezer, A., 2006. Local convective heat transfer from a constant heat flux plate cooled by synthetic jets, *ASME J. Heat Transfer*, 128, 990–1000.
- Glezer, A. ve Amitay. M., 2002. Synthetic jets, *Annu. Rev. Fluid Mech.*, 34, 503–529.
- Goldstein, R.J., Film cooling, 1971. *Adv. Heat Transfer*, 7, 321–379.

- Goldstein, R.J., Eckert, E.R.G. ve Burggraf, F., 1974. Effects of hole geometry and density on three dimensional film cooling, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 17, 595–607.
- Hassan, O. ve Hassan, I., 2013. Experimental investigation of the film cooling heat transfer coefficient of a micro-tangential jet scheme on a gas turbine vane, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 64, 401-417.
- Heneka, C., Schulz, A., Bauer, H.J., Heselhau, A. ve Crawford, M.E., 2012. Film cooling performance of sharp edged diffuser holes with lateral inclination, *Journal of Turbomachinery, ASME*, 134/041015, 1-8.
- Hofmann, H.M., Kaiser, R., Kind, M. ve Martin, H., 2007. Calculations of steady and pulsating impinging jets- An assessment of 13 widely used turbulence models, *Numerical Heat Transfer, Part B*, 51, 565-583.
- Hofmann, H.M., Movileanu, D.L., Kind, M. ve Martin, H., 2007. Influence of a pulsation on heat transfer and flow structure in submerged impinging jets, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50, 3638-3648.
- Holman, J.P., 2001. *Experimental Methods for Engineers*, McGraw-Hill, New York.
- Huang, R.F. ve Hsu C.M., 2012, Flow and mixing characteristics of an elevated pulsating transverse jet, *Physics of Fluids*, 24, 015104.
- Hyams, D., McGovern, K. ve Leylek, J., 1996. Effects of geometry on slot-jet film cooling performance, *ASME*, 96-GT,187.
- Incropera, F.P. ve Dewitt, P.D., 2000. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 4. edition translate
- Incropera, F.P., 1980. Convection heat transfer in electronic equipment cooling, *J. Heat Transfer*, 110, 1097-1111.
- Islami, S.B., Tabrizi, S.P.A., Jubram, B.A. ve Esmailzadeh, E., 2010. Influence of trenched shaped holes on turbine blade leading edge film cooling, *Heat Transfer Engineering*, 31, 10, 889-906.
- Jafari, M., Farhadi, M. ve Sedighi, K., 2013. Pulsating flow effects on convection heat transfer in a corrugate channel: A LBM approach, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 45, 146-154.
- Jambunathan, K., Lai, E., Moss, M.A. ve Button, B.L., 1992. A review of heat transfer data for single circular jet impingement, *Int. J. Heat Fluid Flow*, 13, 106–115.
- Janetzke, T. ve Nitsche, W., 2009. Time resolved investigations on flow field and quasi wall shear stress of an impingement configuration whit pulsating jets by means of high speed PIV and a surface hot wire array, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 30, 877-885.

- Jiang, Y., Xu, P., Mujumdar A.S., Qiu, S. ve Jiang, Z., 2012. A numerical study on the convective heat transfer characteristics of pulsed impingement drying, *Drying Technology: An International Journey*, 30, 10, 1056-1061.
- Johnson, B., Zhang, K., Tian, W. ve Hu, H., 2013, An experimental study of film cooling effectiveness by using PIV and PSP Techniques, 51. AIAA, 2013-0603. Aerospace Sciences Meeting including the New Horizons Forum and Aerospace Exposition, Grapevine, Texas, USA
- Jung, I.S., Lee, J.S., ve Ligrani, P.M., 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.
- Kanani, H., Shams, M., Ebrahimi, R. ve Ahmadian, T., 2008. Numerical simulation of film cooling effectiveness on a flat plane, *International Journal of Numerical Methods in Fluids*, 56, 1329-1336.
- Kassab, A.J., Divo, E., Heidmann, J.D., Steinhilber, E. ve 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, 5, 581–610.
- Kataoka, K., Suguro, M., Degawa, H., Maruo, K. ve 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.
- Kercher, D.S., Lee, J.B., Brand, O. ve Allen, M.G., 2003. Microjet Cooling Devices for Thermal Management of Electronics, *IEEE Transactions on components and packaging technologies*, 26, 2, 359-366.
- Koc, I., Islamoğlu, Y. ve Akdag, U., 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.
- Koç, İ. ve Parmaksızoğlu, C., 2006. Eğrisel yüzeyler üzerinde film soğutmanın sayısal incelenmesi, *İTÜ Dergisi /d, Cilt 5, Sayı 5*.
- Lakehal, D., Theodoridis, G.S. ve Rodi, W., 1998. Computation of film cooling of a flat plate by lateral injection from a row of holes, *International Journal Heat Fluid Flow*, 19, 418-430.
- Lalizel, G., Sultan, Q., Fenot, M. ve Dorignac, E., 2012, Experimental convective heat transfer characterization of pulsating jet in crossflow: influence of Strouhal Number excitation on film cooling effectiveness, *Journal of Physics*, 395, 012043

- Laval, J.P., Bround, C., Fournier, G. ve Stanislas, M., 2010. Large eddy simulations of control of a separated flow over a 2D bump by means of pulsed jets, *Journal of Turbulence*, 11, 522579.
- Lee, A., Yeoh, G.H., Timchenko, V. ve Reizes, J.A., 2011. Numerical computation and investigation of the characteristics of microscale synthetic jets, *Modelling and Simulation in Engineering*, 358940, 8,
- Lee, A., Yeoh, G.H., Timchenko, V. ve 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.
- Lee, J.S. ve Jung, I.S., 2002. Effects of bulk flow pulsations on film cooling with compound angle holes, *Int. Jour. of Heat and Mass Transfer*, 45, 113-123.
- Lee, K.D. ve Kim, K.Y., 2014. Film cooling performance of cylindrical holes embedded in a transverse trench, *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications, An International Journal of Computation and Methodology*, 65, 2, 127-143.
- Li, D., Timchenko, V., Reizes, J.A. ve Leonardi, E., 2009. Effect of operating frequency on heat transfer in a microchannel with synthetic jet, *Comput. Thermal Sci.*, 1, 361–383.
- Liewkongsataporn, W., Patterson, T. ve Ahrens, E.F., 2008. Pulsating jet impingement heat transfer enhancement, *Drying Technology: An International Journal*, 26, 4, 433-442.
- Ligrani, P.M., Gong, R., Cuthrell, J.M. ve Lee, J.S., 1996a. Bulk flow pulsations and film cooling-1 injectant behavior, *Int. Journal. Heat and Transfer*, 39, 11, 2271-2282.
- Ligrani, P.M., Gong, R., Cuthrell, J.M. ve Lee, J.S., 1996b. Bulk flow pulsations and film cooling-2: Flow structure and film effectiveness, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 39, 11, 2283-2292.
- Ligrani, P., Goodro, M., Fox, M. ve Hee-Koo, M., 2012. Full-Coverage Film Cooling: Film Effectiveness and Heat Transfer Coefficients for Dense and Sparse Hole Arrays at Different Blowing Ratios, *Journal of Turbomachinery*, 134, 061039-1-061039-13.
- Liu, C., Zhu, H., Bai, J., Zhang, Z. ve Zhang, X., 2011. Investigation on the influence of nonuniform initial temperature on the transient heat transfer measurement of film cooling, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 35, 1151- 1161.
- Liu, X., Tao, Z., Ding, S. ve Xu, G., 2013. Experimental investigation of heat transfer characteristics in a variable cross-sectioned two-pass channel with combined film cooling holes and inclined ribs, *Applied Thermal Engineering*, 50, 1186- 1193.

- Lutum, E, Wolfersdorf, J., Semmler, K., Dittmar, J. ve Weigand, B., 2001. An experimental investigation of film cooling on a convex surface subjected to favourable pressure gradient flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44, 939-951.
- Makki, Y.H. ve Jakubowski, G.S., 1986. An experimental study of film cooling from diffused trapezoidal shaped holes, *Proceedings of the AIAA/ASME 4.th Joint Thermophysics and Heat Transfer Conference*, Boston, 86-1326.
- Mladin, E.C. ve Zumbrennen, D.A., 1997. Local convective heat transfer to submerged pulsating jets, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 40, 14, 3305-3321.
- Mohammedpour, J., Zargarabadi, M.R., Mujumdar, A.S. ve Ahmedi, H., 2014. Effects of intermittent and sinusoidal pulsed flows on impingement heat transfer from a concave surface, *International Journal of Thermal Sciences*, 74, 118-127.
- Muldoon, F. ve Acharya, S., 2009. DNS study of pulsed film cooling for enhanced cooling effectiveness, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52, 3118–3127.
- Muldoon, F. ve Acharya, S., 2010. Direct Numerical Simulation of pulsed jets-in-crossflow, *Computers&Fluids*, 39, 1745-1773.
- Murata, A., Nishida, S., Saito, H., Iwamoto, K., Okita, Y. ve Nakamata, C., 2012. Effects of Surface Geometry on Film Cooling Performance at Airfoil Trailing Edge, *Journal of Turbomachinery*, 134, 051033-1- 051033-8.
- Naranayan, S., Barooah, P. ve Cohen, J.M., 2003. Dynamics and control of an isolated jet in crossflow, *AIAA Journal*, 41, 12.
- Pavlova, A. ve Amitay, M., 2006. Electronic cooling using synthetic jet impingement, *ASME J. Heat Transfer*, 128, 897–907.
- Peng, W. ve Jiang, P.X., 2012. Experimental and numerical study of film cooling with internal coolant cross-flow effects, *Experimental Heat Transfer*, 25, 282-300.
- Poh, H.J., Kumar, K. ve Mujumdar, A.S., 2005. Heat transfer from a pulsed laminar impinging jet, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 32, 1317–1324.
- Reay, D.A., 1991. Heat transfer enhancement—a review of techniques and their possible impact on energy efficiency in the U.K., *Heat Recovery Systems and CHP*, 11, 1, 1-40.
- Sagot, B., Antonini, G., Christgen, A. ve 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, D.J., Rohli, D.J. ve 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. ve Bogard, D., 1996. Film cooling with compound angle holes: adiabatic effectiveness, *ASME J. Turbomach.*, 118, 807–813.
- Seo, H.J., Lee, J.S. ve Ligrani, P.M., 1998. The effect of injection hole length on film cooling with bulk flow pulsations, *Int. Jour. Heat and Mass Transfer*, 41, 3515-3528.
- Sheriff, H.S. ve Zumbrunnen, D.A., 1994. Effect of Flow Pulsations on the Cooling Effectiveness of an Impinging Jet, *J Heat Transf.*, 116, 4, 886-895.
- Sidik, N. A. C., Kianpour, E. ve Golshokouh, I., 2013. Dynamic and Thermodynamic Analysis of Film-Cooling, *International Review of Mechanical Engineering (I.RE.M.E.)*, 7, 3, ISSN 1970-8734.
- Silieti, M., Kassab, A.J. ve Divo, E., 2009. Film cooling effectiveness: comparison of adiabatic and conjugate heat transfer CFD models, *International Journal of Thermal Sciences*, 48, 2237–2248.
- Smith, B.L. ve Swift, G.W., 2003. A comparison between synthetic jets and continuous jets, *Exp. Fluids*, 34, 467–472.
- Tianshu, L. ve Sullivan, J.P., 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. ve 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.
- Trávníček, Z., Dancová, P., Kordík, J., Vít, T. ve Miroslav, P., 2010. Heat and mass transfer caused by a laminar channel flow equipped with a synthetic jet array, in: *Proceedings of the IHTC-14*, Washington, D.C., USA, 609–617.
- Utturkar, Y., Arik, M., Charles, E., Seeley, C.E. ve Gursoy M., 2008. An experimental and computational heat transfer study of pulsating jets, *Journal of Heat Transfer*, 130, 062201, 1-10.
- Womack, K.M., Volino, R.J. ve Schultz, M.P., 2008. Combined effects of wakes and jet pulsating on the film cooling, *Journal of Turbomachinery*, ASME, 130, 4, 041010-12.
- Xu, G., Zhu, J. ve Tao, Z., 2010. Application of the TLVA model for predicting film cooling under rotating frames, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53, 3013- 3022.

- Xu, P., Mujumdar, A.S., Poh, H.J. ve Yu, B., 2010. Heat transfer under a pulsed slot turbulent impinging jet a large temperature differences, *Thermal Science*, 14, 1, 271-281.
- Xu, P., Qiu, S., Yu, M. ve Qiao, X., 2012. Mujumdar A.S., A study on the heat and mass transfer properties of multiple pulsating impinging jets, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 39, 378-382.
- Xu, T., Yu, Z.L. ve Li, J.L., 2013. Computational analysis of cooling effect with different flow injection angles on double chamber model, *Engineering and Technology*, 6, 4, 681-686.
- Yabe, A., 1991. Active heat transfer enhancement by applying electric fields, *Proc ASME/JSME Therm Eng.*, 3, 15-23.
- Yang, C. ve Zhang, J., 2012. Influence of multi-hole arrangement on cooling film development, *Chinese Journal of Aeronautics*, 25, 182-188.
- Yang, W., Liu, X., Li, G. ve Zhang, J., 2012. Experimental investigation on heat transfer characteristics of film cooling using parallel-inlet holes, *International Journal of Thermal Sciences*, 60, 32-40.
- Yusop, N.M., Ali, A.H. ve Abdullah, M.Z., 2013. Conjugate film cooling of a new multi-layer convex surface of turbine blades, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 45, 86-94.
- Zhang, L., Dong, H. ve Wen, G., 2013. Experimental study on film cooling flow characteristics of turbine stator blade at different setting angles, *Advanced Materials Research*, 614-615, 592- 595
- Zhou, J. ve Zhong, S., 2009. Numerical simulation of the interaction of a circular synthetic jet with a boundary layer, *Computers & Fluids*, 38, 393-405.
- Zhou, J.W., Wang, Y.G. ve Geng, L.P., 2009. Effect of surface roughness on unsteady impinging jet heat transfer characteristics, *J. Engineering Thermophysics*, 30, 4, 687-690.
- Zulkifli, R., Sopian, K., Abdullah, S. ve Takriff, M.S., 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.
- Zumbrunnen, D.A. ve Aziz, M., 1993. Convective Heat Transfer Enhancement Due to Intermittency in an Impinging Jet, *J. Heat Transf.*, 115, 1, 91-98.

EKLER

EK.A Deneysel Parametreler

EK.B Boyut Analizi

EK.C Hata Analizi

EK.A Deneysel Parametreler

Çizelge A.1: Deneysel çalışmalar için seçilen parametreler

$Re=60000$ $M=1.35$	ω (rad/s)	π	2π	3π	4π	5π	6π
	Wo	45	64	78	90	100	110
$x_m=280$	$A_0=1.4$	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

$Re=82000$ $M=1$	ω (rad/s)	π	2π	3π	4π	5π	6π
	Wo	45	64	78	90	100	110
$x_m=280$	$A_0=1.4$	Deney-25	Deney-26	Deney-27	Deney-28	Deney-29	Deney-30
$x_m=210$	$A_0=1.05$	Deney-31	Deney-32	Deney-33	Deney-34	Deney-35	Deney-36
$x_m=140$	$A_0=0.7$	Deney-37	Deney-38	Deney-39	Deney-40	Deney-41	Deney-42
$x_m=70$	$A_0=0.35$	Deney-43	Deney-44	Deney-45	Deney-46	Deney-47	Deney-48

$Re=110000$ $M=0.75$	ω (rad/s)	π	2π	3π	4π	5π	6π
	Wo	45	64	78	90	100	110
$x_m=280$	$A_0=1.4$	Deney-49	Deney-50	Deney-51	Deney-52	Deney-53	Deney-54
$x_m=210$	$A_0=1.05$	Deney-55	Deney-56	Deney-57	Deney-58	Deney-59	Deney-60
$x_m=140$	$A_0=0.7$	Deney-61	Deney-62	Deney-63	Deney-64	Deney-65	Deney-66
$x_m=70$	$A_0=0.35$	Deney-67	Deney-68	Deney-69	Deney-70	Deney-71	Deney-72

$Re=164000$ $M=0.5$	ω (rad/s)	π	2π	3π	4π	5π	6π
	Wo	45	64	78	90	100	110
$x_m=280$	$A_0=1.4$	Deney-73	Deney-74	Deney-75	Deney-76	Deney-77	Deney-78
$x_m=210$	$A_0=1.05$	Deney-79	Deney-80	Deney-81	Deney-82	Deney-83	Deney-84
$x_m=140$	$A_0=0.7$	Deney-85	Deney-86	Deney-87	Deney-88	Deney-89	Deney-90
$x_m=70$	$A_0=0.35$	Deney-91	Deney-92	Deney-93	Deney-94	Deney-95	Deney-96

EK.B Boyut Analizi

Boyut Analiz Hesabı:

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

$$h = f(U_{\infty}, U_j, \omega, c_p, x_m, L, d, \rho_{\infty}, \rho_j, \mu, k_f) \quad (\text{B 1.1})$$

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

Çizelge B.1: Boyut matrisi

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

Bu matrisin rankı $r = 4$ 'dür. Değişken parametre sayısı $n = 12$ 'dir

Bu problemde, $(12 - 4 = 8)$ 8 adet bağımsız boyutsuz çarpan elde edilecektir.

Herhangi bir boyutsuz çarpım;

$$\pi = M^0 L^0 T^0 \theta^0 = h^{k_1} \omega^{k_2} C_p^{k_3} x_m^{k_4} U_{\infty}^{k_5} \rho_{\infty}^{k_6} \rho_j^{k_7} d_j^{k_8} L^{k_9} U_j^{k_{10}} \mu^{k_{11}} k_f^{k_{12}} \quad (\text{B 1.2})$$

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,

$$k_1 + k_6 + k_7 + k_{11} + k_{12} = 0$$

L 'nin üsleri için,

$$2k_3 + k_4 + k_5 + k_6 - 3k_6 - 3k_7 + k_8 + k_9 + k_{10} - k_{11} + k_{12} = 0$$

T 'nin üsleri için,

$$-3k_1 - k_2 - 2k_3 - k_5 - k_{10} - k_{11} - 3k_{12} = 0$$

θ 'nın üsleri için,

$$-k_1 - k_3 - k_{12} = 0$$

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 $k_1, k_2, k_3, k_4, k_5, k_6, k_7, k_8$ değerleri keyfî olarak seçilir ve diğer k değerleri bunların cinsinden elde edilirse, bilinen k değerleri, bilinmeyen k değerleri cinsinden ifade edilir ve toplam on iki adet denklem takımı elde edilir. Sayısal değerleri elde etmek için bilinen k değerlerine (0) ve (1) gibi basit değerler verilir ve denklem takımı çözülür, elde edilen k değerlerinden bir matris oluşturur. Buna, çözüm veya çözümler matrisi denir.

Bu durumda, aranan komple boyutsuz çarpım serisi aşağıdaki şekilde bulunur.

$$\pi_1 = \frac{hL}{k_f} = Nu \quad (B 1.3)$$

π_1 = Nusselt sayısı

$$\pi_2 = L\sqrt{\frac{\omega}{\nu}} = Wo \quad (B 1.4)$$

π_2 = Womersley sayısı

$$\pi_3 = \frac{\mu C_p}{k_f} = Pr \quad (B 1.5)$$

π_3 = Prandtl sayısı

$$\pi_4 = \frac{x_m}{L} = A_o \quad (B 1.6)$$

π_4 = Boyutsuz genlik

$$\pi_5 = \frac{\rho_j U_j}{\rho_\infty U_\infty} = M \quad (\text{B 1.7})$$

π_5 = Üfleme oranı

$$\pi_6 = \frac{\rho_\infty U_\infty L_t}{\mu} = \text{Re} \quad (\text{B 1.8})$$

π_6 = Serbest Reynolds sayısı

$$\pi_7 = \frac{\rho_j U_j D_j}{\mu} = \text{Re}_j \quad (\text{B 1.9})$$

π_7 = Jet Reynolds sayısı

$$\pi_8 = \frac{L}{d} \quad (\text{B 1.10})$$

π_8 = Levha uzunluğunun, üfleyici çapına oranı

$$Nu = C(\text{Re}_j, \text{Re}, W_o, A_o, \text{Pr}, M, L/d) \quad (\text{B 1.11})$$

Burada, mertebe analizi yapılırsa bazı boyutsuz çarpımların olaydaki etkisi ihmal edilebilir.

EK.C Hata Analizi

Çizelge C.1: Deneyler için hata analiz hesabı

Deney No	ω	x_m	Wo	A_o	q'' (W/m ²)	W_{Tw}	W_{Tx}	W_{Ux}	W_{Ui}	Nu_m	W_{Nu}	% hata miktarı
Re=60000												
deney-1	3.14159	0.28	45.00	1.4	762	0.3162	0.5	0.2	0.15	8.70	1.02	11.747
deney-2	6.2832	0.28	64.00	1.4	762	0.3162	0.5	0.2	0.15	17.45	2.05	11.748
deney-3	9.4248	0.28	78.00	1.4	762	0.3162	0.5	0.2	0.15	26.46	3.11	11.753
deney-4	12.5664	0.28	90.00	1.4	762	0.3162	0.5	0.2	0.15	35.36	4.16	11.754
deney-5	15.7079	0.28	100.00	1.4	762	0.3162	0.5	0.2	0.15	44.65	5.25	11.759
deney-6	18.8496	0.28	110.00	1.4	762	0.3162	0.5	0.2	0.15	54.08	6.36	11.763
deney-7	3.14159	0.21	45.00	1.05	762	0.3162	0.5	0.2	0.15	8.88	1.04	11.756
deney-8	6.2832	0.21	64.00	1.05	762	0.3162	0.5	0.2	0.15	17.84	2.10	11.758
deney-9	9.4248	0.21	78.00	1.05	762	0.3162	0.5	0.2	0.15	26.90	3.16	11.760
deney-10	12.5664	0.21	90.00	1.05	762	0.3162	0.5	0.2	0.15	36.08	4.24	11.763
deney-11	15.7079	0.21	100.00	1.05	762	0.3162	0.5	0.2	0.15	45.72	5.38	11.770
deney-12	18.8496	0.21	110.00	1.05	762	0.3162	0.5	0.2	0.15	55.51	6.54	11.775
deney-13	3.14159	0.14	45.00	0.7	762	0.3162	0.5	0.2	0.15	8.82	1.04	11.753
deney-14	6.2832	0.14	64.00	0.7	762	0.3162	0.5	0.2	0.15	17.79	2.09	11.757
deney-15	9.4248	0.14	78.00	0.7	762	0.3162	0.5	0.2	0.15	27.10	3.19	11.764
deney-16	12.5664	0.14	90.00	0.7	762	0.3162	0.5	0.2	0.15	36.76	4.33	11.772
deney-17	15.7079	0.14	100.00	0.7	762	0.3162	0.5	0.2	0.15	46.63	5.49	11.779
deney-18	18.8496	0.14	110.00	0.7	762	0.3162	0.5	0.2	0.15	57.53	6.78	11.793
deney-19	3.14159	0.07	45.00	0.35	762	0.3162	0.5	0.2	0.15	8.89	1.04	11.756
deney-20	6.2832	0.07	64.00	0.35	762	0.3162	0.5	0.2	0.15	17.95	2.11	11.761
deney-21	9.4248	0.07	78.00	0.35	762	0.3162	0.5	0.2	0.15	27.41	3.23	11.769
deney-22	12.5664	0.07	90.00	0.35	762	0.3162	0.5	0.2	0.15	37.37	4.40	11.780
deney-23	15.7079	0.07	100.00	0.35	762	0.3162	0.5	0.2	0.15	47.40	5.59	11.787
deney-24	18.8496	0.07	110.00	0.35	762	0.3162	0.5	0.2	0.15	59.38	7.01	11.810
Re=82000												
deney-25	3.14159	0.28	45.00	1.4	762	0.3162	0.5	0.1	0.15	5.49	0.32	5.752
deney-26	6.2832	0.28	64.00	1.4	762	0.3162	0.5	0.1	0.15	11.03	0.64	5.758
deney-27	9.4248	0.28	78.00	1.4	762	0.3162	0.5	0.1	0.15	16.67	0.96	5.766
deney-28	12.5664	0.28	90.00	1.4	762	0.3162	0.5	0.1	0.15	22.43	1.30	5.777
deney-29	15.7079	0.28	100.00	1.4	762	0.3162	0.5	0.1	0.15	28.14	1.63	5.782
deney-30	18.8496	0.28	110.00	1.4	762	0.3162	0.5	0.1	0.15	34.01	1.97	5.790
deney-31	3.14159	0.21	45.00	1.05	762	0.3162	0.5	0.1	0.15	5.50	0.32	5.753
deney-32	6.2832	0.21	64.00	1.05	762	0.3162	0.5	0.1	0.15	11.15	0.64	5.770
deney-33	9.4248	0.21	78.00	1.05	762	0.3162	0.5	0.1	0.15	16.94	0.98	5.785
deney-34	12.5664	0.21	90.00	1.05	762	0.3162	0.5	0.1	0.15	22.93	1.33	5.805
deney-35	15.7079	0.21	100.00	1.05	762	0.3162	0.5	0.1	0.15	28.92	1.68	5.816
deney-36	18.8496	0.21	110.00	1.05	762	0.3162	0.5	0.1	0.15	35.82	2.10	5.858
deney-37	3.14159	0.14	45.00	0.7	762	0.3162	0.5	0.1	0.15	5.50	0.32	5.755
deney-38	6.2832	0.14	64.00	0.7	762	0.3162	0.5	0.1	0.15	11.19	0.65	5.775
deney-39	9.4248	0.14	78.00	0.7	762	0.3162	0.5	0.1	0.15	17.24	1.00	5.807
deney-40	12.5664	0.14	90.00	0.7	762	0.3162	0.5	0.1	0.15	23.33	1.36	5.827
deney-41	15.7079	0.14	100.00	0.7	762	0.3162	0.5	0.1	0.15	29.35	1.71	5.835
deney-42	18.8496	0.14	110.00	0.7	762	0.3162	0.5	0.1	0.15	35.75	2.09	5.855
deney-43	3.14159	0.07	45.00	0.35	762	0.3162	0.5	0.1	0.15	5.55	0.32	5.764
deney-44	6.2832	0.07	64.00	0.35	762	0.3162	0.5	0.1	0.15	11.39	0.66	5.796
deney-45	9.4248	0.07	78.00	0.35	762	0.3162	0.5	0.1	0.15	17.34	1.01	5.815
deney-46	12.5664	0.07	90.00	0.35	762	0.3162	0.5	0.1	0.15	23.65	1.38	5.845
deney-47	15.7079	0.07	100.00	0.35	762	0.3162	0.5	0.1	0.15	29.84	1.75	5.857
deney-48	18.8496	0.07	110.00	0.35	762	0.3162	0.5	0.1	0.15	36.26	2.13	5.874

Çizelge C.1 (devam): Deneyler için hata analiz hesabı

Re=110000												
deney-49	3.14159	0.28	45.00	1.4	762	0.3162	0.5	0.05	0.15	3.78	0.18	1.01
deney-50	6.2832	0.28	64.00	1.4	762	0.3162	0.5	0.05	0.15	7.53	0.35	2.02
deney-51	9.4248	0.28	78.00	1.4	762	0.3162	0.5	0.05	0.15	11.31	0.53	3.03
deney-52	12.5664	0.28	90.00	1.4	762	0.3162	0.5	0.05	0.15	15.15	0.71	4.06
deney-53	15.7079	0.28	100.00	1.4	762	0.3162	0.5	0.05	0.15	18.94	0.89	5.08
deney-54	18.8496	0.28	110.00	1.4	762	0.3162	0.5	0.05	0.15	22.86	1.08	6.13
deney-55	3.14159	0.21	45.00	1.05	762	0.3162	0.5	0.05	0.15	3.80	0.18	0.77
deney-56	6.2832	0.21	64.00	1.05	762	0.3162	0.5	0.05	0.15	7.61	0.36	1.53
deney-57	9.4248	0.21	78.00	1.05	762	0.3162	0.5	0.05	0.15	11.47	0.54	2.31
deney-58	12.5664	0.21	90.00	1.05	762	0.3162	0.5	0.05	0.15	15.43	0.73	3.10
deney-59	15.7079	0.21	100.00	1.05	762	0.3162	0.5	0.05	0.15	19.45	0.92	3.90
deney-60	18.8496	0.21	110.00	1.05	762	0.3162	0.5	0.05	0.15	23.19	1.10	4.66
deney-61	3.14159	0.14	45.00	0.7	762	0.3162	0.5	0.05	0.15	3.80	0.18	0.51
deney-62	6.2832	0.14	64.00	0.7	762	0.3162	0.5	0.05	0.15	7.71	0.36	1.03
deney-63	9.4248	0.14	78.00	0.7	762	0.3162	0.5	0.05	0.15	11.72	0.56	1.56
deney-64	12.5664	0.14	90.00	0.7	762	0.3162	0.5	0.05	0.15	15.84	0.76	2.11
deney-65	15.7079	0.14	100.00	0.7	762	0.3162	0.5	0.05	0.15	19.94	0.96	2.65
deney-66	18.8496	0.14	110.00	0.7	762	0.3162	0.5	0.05	0.15	24.05	1.16	3.20
deney-67	3.14159	0.07	45.00	0.35	762	0.3162	0.5	0.05	0.15	3.82	0.18	0.26
deney-68	6.2832	0.07	64.00	0.35	762	0.3162	0.5	0.05	0.15	7.75	0.37	0.52
deney-69	9.4248	0.07	78.00	0.35	762	0.3162	0.5	0.05	0.15	11.83	0.57	0.79
deney-70	12.5664	0.07	90.00	0.35	762	0.3162	0.5	0.05	0.15	15.98	0.77	1.07
deney-71	15.7079	0.07	100.00	0.35	762	0.3162	0.5	0.05	0.15	20.09	0.97	1.34
deney-72	18.8496	0.07	110.00	0.35	762	0.3162	0.5	0.05	0.15	24.27	1.18	1.62
Re=164000												
deney-73	3.14159	0.28	45.00	1.4	762	0.3162	0.5	0.01	0.15	2.34	0.13	5.401
deney-74	6.2832	0.28	64.00	1.4	762	0.3162	0.5	0.01	0.15	4.70	0.25	5.408
deney-75	9.4248	0.28	78.00	1.4	762	0.3162	0.5	0.01	0.15	7.06	0.38	5.417
deney-76	12.5664	0.28	90.00	1.4	762	0.3162	0.5	0.01	0.15	9.38	0.51	5.402
deney-77	15.7079	0.28	100.00	1.4	762	0.3162	0.5	0.01	0.15	11.77	0.64	5.415
deney-78	18.8496	0.28	110.00	1.4	762	0.3162	0.5	0.01	0.15	14.10	0.76	5.409
deney-79	3.14159	0.21	45.00	1.05	762	0.3162	0.5	0.01	0.15	2.34	0.13	5.401
deney-80	6.2832	0.21	64.00	1.05	762	0.3162	0.5	0.01	0.15	4.39	0.23	5.172
deney-81	9.4248	0.21	78.00	1.05	762	0.3162	0.5	0.01	0.15	7.04	0.38	5.405
deney-82	12.5664	0.21	90.00	1.05	762	0.3162	0.5	0.01	0.15	9.41	0.51	5.415
deney-83	15.7079	0.21	100.00	1.05	762	0.3162	0.5	0.01	0.15	11.74	0.63	5.406
deney-84	18.8496	0.21	110.00	1.05	762	0.3162	0.5	0.01	0.15	14.11	0.76	5.412
deney-85	3.14159	0.14	45.00	0.7	762	0.3162	0.5	0.01	0.15	2.35	0.13	5.405
deney-86	6.2832	0.14	64.00	0.7	762	0.3162	0.5	0.01	0.15	4.71	0.26	5.417
deney-87	9.4248	0.14	78.00	0.7	762	0.3162	0.5	0.01	0.15	7.06	0.38	5.416
deney-88	12.5664	0.14	90.00	0.7	762	0.3162	0.5	0.01	0.15	9.41	0.51	5.413
deney-89	15.7079	0.14	100.00	0.7	762	0.3162	0.5	0.01	0.15	11.78	0.64	5.420
deney-90	18.8496	0.14	110.00	0.7	762	0.3162	0.5	0.01	0.15	14.14	0.77	5.421
deney-91	3.14159	0.07	45.00	0.35	762	0.3162	0.5	0.01	0.15	2.34	0.13	5.393
deney-92	6.2832	0.07	64.00	0.35	762	0.3162	0.5	0.01	0.15	4.62	0.25	5.348
deney-93	9.4248	0.07	78.00	0.35	762	0.3162	0.5	0.01	0.15	7.06	0.38	5.414
deney-94	12.5664	0.07	90.00	0.35	762	0.3162	0.5	0.01	0.15	9.43	0.51	5.422
deney-95	15.7079	0.07	100.00	0.35	762	0.3162	0.5	0.01	0.15	11.54	0.62	5.346
deney-96	18.8496	0.07	110.00	0.35	762	0.3162	0.5	0.01	0.15	14.06	0.76	5.399
Ortalama hata miktarı %											6.93	

ÖZGEÇMİŞ

Adı ve Soyadı : Selma AKÇAY

Doğum Tarihi ve Yeri: 1975, Kayseri

E-posta adresi : selma.352@hotmail.com

EĞİTİM BİLGİLERİ

Lisans : Erciyes Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, (2000)

Yüksek Lisans : Aksaray Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü (2015)