

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**HAVA JETLİ KANALLARIN ISI TRANSFERİ
KARAKTERİSTİKLERİNİN TEORİK OLARAK
ARAŞTIRILMASI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Çevre Müh. Ebru ÖZKAN

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ
Tez Danışmanı : Prof. Dr. H.Rıza GÜVEN

Haziran 2008

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

HAVA JETLİ KANALLARIN ISI TRANSFERİ
KARAKTERİSTİKLERİNİN TEORİK OLARAK
ARAŞTIRILMASI

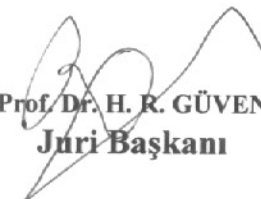
YÜKSEK LİSANS TEZİ

Çevre Müh. Ebru ÖZKAN

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ

Bu tez 30/06/2008 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Oyçokluğu/Oybirliği ile kabul edilmiştir.


Prof. Dr. H. R. GÜVEN
Jüri Başkanı


Y. Doç. Dr. Ünal UYSAL
Üye


Y. Doç. Dr. Kemal ERMİŞ
Üye

ÖNSÖZ

Hava jetleri ısı ve kütle transferini artırmak için birçok endüstriyel uygulamada kullanılmaktadır. Özellikle ısıtma, soğutma ve kurutma işlemlerinde kullanılan bu metot ile yüzeyler üzerinde yüksek performanslı ısı transferi elde edilmektedir. Bu çalışmada, jet çarpmalı ısı transferi metodunun verimliliğinin artırılması teorik olarak incelenmiştir.

Çalışmamda desteğini esirgemeyen danışman hocam sayın Prof. Dr. H.Rıza GÜVEN'e, bilgisini ve vaktini benimle paylaşarak çalışmamın ortaya çıkmasında en büyük destekçi olan sayın hocam Y. Doç.Dr. Ünal UYSAL'a, Ansys programını öğrenebilmem için çok büyük emek harcayan öğretim görevlisi sayın Zekeriya PARLAK' a ve yüksek lisans eğitimim süresince bana destek veren eşim Arş. Gör. Özhan ÖZKAN' a teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ.....	ii
İÇİNDEKİLER	iii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ.....	v
ŞEKİLLER LİSTESİ	vi
TABLolar LİSTESİ.....	viii
ÖZET.....	ix
SUMMARY.....	x
BÖLÜM 1.	
GİRİŞ.....	1
BÖLÜM 2.	
LİTERATÜR TARAMASI.....	4
BÖLÜM 3.	
DENEYSEL ÇALIŞMA.....	14
3.1. Deney Düzenegi.....	14
3.2. Deneysel Prosedürler.....	16
3.2.1. Termal sıvı kristal yüzeyin hazırlanması.....	16
3.2.2. Test bölümünün deneye hazırlanması.....	16
3.3. Deneyin Yapılması.....	17
3.4. Deney Sonrası Yapılan İşlemler	17
3.5. Sıvı Kristalin Yapısı.....	18

BÖLÜM 4.

TEORİK ANALİZ.....	23
4.1. Çarpan Hava Jetleri.....	23
4.1.1. Serbest jet bölgesi.....	24
4.1.2. Durgunluk noktası.....	24
4.1.3. Duvar jeti bölgesi.....	25
4.2. Çapraz Akışlı (Cross-Flow) Çarpma.....	25
4.3. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ve ANSYS.....	26
4.4. Sınır Şartlar.....	31
4.4.1. Kabuller.....	31
4.5. Teorik Analizin Uygulanması.....	31

BÖLÜM 5.

SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	43
KAYNAKLAR.....	50
ÖZGEÇMİŞ.....	54

SİMGELER VE KISALTMALAR

DAQ	: Veri toplama kartı
TLC	: Thermal liquid crystal (Termokrom sıvı kristal)
Re	: Reynolds sayısı
Nu	: Nusselt sayısı
2D	: İki boyutlu
3D	: Üç boyutlu
1D	: Tek boyutlu
Re	: Reynolds sayısı
S	: Ayrılma mesafesi
D _j	: Baz çizgisi dizisi
E	: Jet merkezi
Re	: Reynolds sayısı
E	: Dik merkezlilik
H	: Jetler arası mesafe
d	: Jet çapı
Bi	: Biot sayısı
h	: Lokal ısı transfer katsayısı
I	: Elektriksel akım, A
r	: Elektriksel direnç, Ohm
T _w	: Duvar yüzey sıcaklığı, °K
q	: Isı akısı, W/m ²
C _p	: Özgül ısı, J/kgK
T _r	: Gaz sıcaklığı, °K

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 3.1.	Deney düzeneğinin şematik görünüşü.....	14
Şekil 3.2.	Deneyde kullanılan model.....	15
Şekil 3.3.	Renk değişim skalası.....	20
Şekil 3.4.	TLC kaplamalı yüzey.....	20
Şekil 3.5.	TLC kaplamalı yüzeyde ısı transferi gösterimi.....	21
Şekil 4.1.	Çarpan hava jetinde akış.....	24
Şekil 4.2.	Çarpma sıra jetinde etkileşim alanları.....	26
Şekil 4.3.	Dikdörtgenler prizması şeklindeki model ve boyutları.....	29
Şekil 4.4.	Modelin mesh (ağ) yapısı.....	30
Şekil 4.5.	Modelin mesh kalitesi.....	30
Şekil 4.6.	Ansys CFX' te çözüm (solution) aşamasının başlangıcı.....	32
Şekil 4.7.	Simülasyon tipinin seçimi.....	33
Şekil 4.8.	Kanat genel özellikleri.....	34
Şekil 4.9.	Akışkanın modeli.....	35
Şekil 4.10.	Hedef plaka sınır şartları.....	37
Şekil 4.11.	Giriş sınır şartları.....	38
Şekil 4.12.	Jet duvar sınır şartları.....	38
Şekil 4.13.	Çıkış sınır şartları.....	39
Şekil 4.14.	Çözücü kontrol temel ayarları.....	39
Şekil 4.15.	Çözücü kontrolü denklem sınıfı ayarları.....	40
Şekil 4.16.	Açıklamalar.....	41
Şekil 4.17.	Giriş akışkan sıcaklığının zamana bağlı değişimi.....	42
Şekil 4.18.	Sıcaklık-zaman grafiği.....	42
Şekil 5.1.	Jet delik merkez mesafesi (S) 51,61mm olan geometri.....	43
Şekil 5.2.	$S_2=51,61$ mm için hedef plaka üzerinde ısı transfer katsayısı dağılımı.....	44

Şekil 5.3.	$S_2=51,61$ mm için hedef plaka üzerinde deneysel ısı transfer katsayısı dağılımı.....	45
Şekil 5.4.	Jet delik merkez mesafesi (S) 43,67 mm olan geometri.....	45
Şekil 5.5.	$S_1=43,67$ mm için hedef plaka üzerinde ısı transfer katsayısı dağılımı.....	46
Şekil 5.6.	Jet delik merkez mesafesi (S) 59,55 mm olan geometri.....	47
Şekil 5.7.	$S_3=59,55$ mm için hedef plaka üzerinde ısı transfer katsayısı dağılımı.....	47
Şekil 5.8.	$Re=40000$ için hedef plaka üzerinde ısı transfer katsayısı dağılımı.....	48

TABLolar LİSTESİ

Tablo 4.1. Giriş hız bileşenleri ve Reynolds sayıları.....	31
--	----

ÖZET

Anahtar kelimeler: Jet çarpmalı ısı transferi, Sıralı jet sistemi, Termal sıvı kristali, Sıcaklık ölçümü, Elektronik cihazlarda soğutma, Kanalda zorlanmış ısı taşınımı, Gaz türbinleri

Isıtma ya da soğutma amacıyla jet çarpma tekniği uygulanan dikdörtgen kesitli bir kanalda ısı transfer büyüklükleri teorik olarak analiz edilmiştir.

Yapılan çalışmada ANSYS CFX programı kullanılarak yüzeylerdeki ısı transferi karakteristikleri hesaplanmıştır. Bulunan sonuçlar aynı geometri üzerinde Pittsburgh Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde Uysal [22] tarafından deneysel olarak Termal Sıvı Kristali yöntemi (TLC) kullanılarak yapılan çalışma sonuçları ile kıyaslanmıştır.

THEORETICAL ANALYSIS OF HEAT TRANSFER CHARACTERISTICS ON THE AIR-JET DUCTS

SUMMARY

Keywords: Heat transfer in Jet impingement, Impingement jets in row, Thermochromic Liquid Crystals, Temperature measuring, Cooling in electronic devices, Forced heat transfer in ducts, Gas türbines.

The heat transfer characteristics are analyzed in a rectangular cross-section duct which impingement jet technique applied for the purpose of heating and cooling.

In this study, the heat transfer characteristics on surfaces are calculated by using ANSYS CFX programme. Then the obtained results are compared with Uysal's [22] study at the Pittsburgh University Mechanical Engineering Branch which is concluded with an experimental investigation using Thermochromic liquid crystal (TLC) method.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

İnsanlar var oldukları günden bu yana hayatlarını kolaylaştıracak pek çok buluş yapmışlardır. Bu buluşların en önemli olanlarından biri ise elektronik eşyalar ve bilgisayar gelmektedir. Bilgisayar ve elektronik sistemlerin çalışma düzgünlüğü ise elektronik devre kartlarının sağlıklı çalışması ile mümkündür. Elektronik elemanların maksimum çalışma sıcaklıkları $55-75^{\circ}$ C arasındaki değerlerde olduğundan bu elemanların bulunduğu yerin sıcaklığının belirtilen değerlerin altında tutulması gerekmektedir. Bu nedenle soğutma sistemleri üzerinde çeşitli çalışmalar yapılmaktadır. Bu çalışmalardan biri de katı yüzeylerin ısıtılması ya da soğutulmasında çok yaygın olarak kullanılan jet çarpma tekniğidir.

Bu çalışma, jet çarpma tekniği kullanılarak mikroişlemcilerin soğutulmasında kullanılan geometrinin uygun dizaynını tespit etmek amacıyla yapılmıştır. Çalışmada ANSYS-CFX 11.0 programı kullanılmış ve bulunan sonuçlar, aynı geometri üzerinde Sıvı Kristal Termografisi yöntemiyle yapılan benzer bir deneysel çalışma ile kıyaslanmıştır. Öncelikle elektronik sistemlerin soğutulması için üç farklı geometrik model oluşturulmuştur. Oluşturulan geometrik modellerden birincisinde; üzerinde çapı (D) 7,94 mm ve delik merkezleri arasındaki mesafe (S) 51,61 mm ($S_2= 6.5D$) olan altı adet hava deliğinin bulunduğu bir dikdörtgenler prizmasıdır. Diğer iki geometrinin bu geometriden farkı delik merkezleri arasındaki mesafe olup birinde 43,67 mm ($S_1= 5.5D$) diğerinde 59,55 mm ($S_3= 7.5D$)' dir. Bu deliklerden soğutulmak/ısıtılmak istenen yüzeye jet halinde hava çarptırılmaktadır. Havanın sıcaklığı zamana bağlı olarak değişmektedir. Çalışmada amaçlanan ısı transferinin en iyi olduğu geometri ve koşulların seçilmesidir.

Bir yüzeye dik olarak çarpan bir hava jeti veya böyle bir jet dizisi, taşınım ile ısıtma, soğutma veya kurutma ısı transfer katsayılarının artırılması için kullanılabilir. Bununla ilgili uygulamalar, cam levhanın temperlenmesi, metal plakaların

tavlanması, tekstil ve kağıt ürünlerinin kurutulması, gaz türbin kanatlarının soğutulmasını içine alır [45]. Yüzeye çarpan jetlerin diğer taşınım tiplerinden farkı, akışkanın dairesel veya dikdörtgen kesitli bir lüleden yüzeye dik veya belirli bir açıyla üflenmesidir. Akışkanın yüzeye dik olarak üflenmesi, yüzeye paralel akışa göre sınır tabaka kalınlığını oldukça inceltir. Termal direnci artıran sınır tabakanın incilmesiyle ısı transferinde bir miktar artış meydana gelir. Bu etkisinden dolayı jetler birçok endüstriyel uygulamada tercih edilmektedir.

Bu teknik kullanılarak soğutulması istenen yüzeydeki sıcaklık dağılımını görebilmek amacıyla Pittsburgh Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü tarafından özel bir deney seti tasarlanmıştır.

Deney setinde soğutulması istenilen yüzeyi izlemek üzere TLC yöntemi kullanılmıştır. TLC- Termokrom Sıvı Kristali sıcaklığa bağlı olarak renk değiştirebilen ve yüzey üzerindeki her bir noktanın ısı transferi değerlerinin elde edilmesini sağlayan bir yöntemdir. Bu yöntemde, levha yüzeyi TLC ile kaplanmakta ve model üzerindeki sıcaklık değişimine bağlı olarak sıvı kristallerin renk değiştirmesi izlenmektedir. Böylece hem sıcaklık dağılımları izlenebilmekte hem de yüzeyde meydana gelen ısı transfer katsayısı hesaplanabilmektedir.

Sıvı kristal termografisi metodu kullanılarak deneyde kullanılan model üzerindeki ısı akısı ve sıcaklık dağılımları tespit edilmiştir. Bu renk değişimleri bir kamera vasıtası ile filme alınmış ve görüntü işleme kartı kullanılarak deney sırasında elde edilen sıcaklık değerleri ile karşılaştırılarak model yüzeyi üzerindeki ısı akısı ve sıcaklık değişimi zamana bağlı olarak tespit edilmiştir. Digital video kamera yardımıyla deney esnasında kayıt altına alınan bu renk değişiminin filmi ile deney düzeneğinin çeşitli noktalarına bağlı termo elemanlardan alınan sıcaklık değerleri veri toplama kartı (DAQ) ile kaydedilmiş olup, bu renk profili kullanılarak yüzeydeki sıcaklık dağılımı, ısı transfer katsayısı hesaplanmıştır.

Bu çalışmada, Pittsburgh Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü tarafından TLC yöntemiyle yapılan çalışmada kullanılan fiziksel geometrik model esas alınmıştır. Bilgisayar ortamında oluşturulan modelde, çarpma etkili jet soğutma tekniğinin tek

tarafı açık düz bir kanalda uygulanması ile elde edilen termal sıcaklık dağılımları ANSYS CFX 11.0 kullanılarak nümerik olarak yeniden hesaplanmıştır ($S_1= 6.5D$). Bulunan sıcaklık değerleri deneysel olarak elde edilen TLC görüntüleri ile kıyaslanmıştır. Deneysel veriler ile nümerik sonuçların birbirine uygun olduğu görülmüştür. Ayrıca, ileride yapılacak çalışmalara ışık tutabilmek amacıyla iki farklı model daha tasarlanmış ve nümerik analizler yapılmıştır. Elde edilen üç geometrinin nümerik sonuçları kıyaslanmıştır.

BÖLÜM 2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Isı transfer katsayısı bazen karmaşık cihazların kullanılması ile zor ölçümler içeren karışık deneylerle tespit edilir. Böyle kompleks geometrilerde veya akışlarda hassas sıcaklık ölçümü yapmak üstün teknoloji gerektirir. Son yıllarda birçok yeni yöntem geliştirilmiştir. Bunlardan biri de görsel sıvı kristal tekniğidir. Bu çalışmada; ısı transferi uygulamalarında sıcaklık değerinin ve ısı transfer karakteristiklerinin tespitinde görsel sıvı kristalin kullanımının uygunluğu araştırılmıştır. Çalışmada; sıvı kristal tekniğinin yapısı, özellikleri, sınıflandırması, avantajları ve kalibrasyonuna dair teorik bilgiler verilmiştir [1,2,3]. Stasiek ve Kowalewski, termal sıvı kristal tekniğinin ısı transferi araştırmalarındaki uygulamalarından bahsetmektedirler. Termal sıvı kristalleri thermography elde edilmesinde, yüzey sıcaklığı ölçümlerinde, kararlı durum analizlerinde (sabit ısı akısında ve uniform sıcaklıklarda), kararsız durum analizlerinde, sıcaklık ve akış ölçümlerinde kullanıldığını belirtmekte ve bunların uygulamaları anlatmaktadırlar [4]. Cooper A. ısı transferine termal sıvı kristal metodunun ilk uygulamasını yapmıştır [5]. Isı transfer modellemede, TLC' nin kullanımı ve true-colour image processing sistem tanıtılmıştır. Deney; hem düz hem derecelendirilmiş kanatçık tüp (fin-tube) ısı değiştirici elemanlar için gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak, TLC tekniğinin komplike geometrilerde ısı transfer değerlerini elde etmek için kullanılabileceği ve bu tekniğin özellikle kompleks geometrilerin ısı transfer problemlerinin araştırılmasında iyi olduğu anlaşılmıştır [6]. Bant sıcaklığı 0,5-20 °C arasındadır. Çalışma sıcaklığı ise -30-120 °C arasında olup bu renk değişimi, TLC fiziksel ya da kimyasal bir bozunmaya uğramadığı sürece tekrarlanabilir ve tersinirdir. TLC' nin yanıt verme süresi 10 ms' dir. TLC çalışma sıcaklığı kullanıcı tarafından seçilebilmektedir. Bu çalışmada seçilen TLC' nin çalışma sıcaklığı 30.7-33.3°C' dir. Sıcaklık ve hız ölçümleri yapılmış olup PIV deneyi kullanılmıştır. Tracers (izleyiciler) maviden kırmızıya saat yönünde değişir. Renk sıcaklık ilişkisi lineer değildir. Kullanılan deney düzeneklerinden birincisinde bazı kompleks geometrik modifikasyonlar üzerinde

HTC dağılımları araştırılmıştır. Bu geometrik modifikasyonlar; kare pürüzlü elemanlar ve kaburga pürüzlü (rib-roughened) elemanlar, çapraz dalgalı ve dalgalı-dalgalanmış elemanlar, düz plaka ısı değiştiricisi elemanı ve jettir. İkinci düzenekte ise küçük bir oyukta (cavity), akış hızı ve sıcaklık dağılımı gözlenmiştir. Yüzey ısı akısı ve yüzey sıcaklığı ile bazı kabul edilmiş referans sıcaklıkları arasındaki farktan HTC (ısı transfer katsayısı) hesaplanmıştır. Su banyosu kullanılarak sabit duvar sıcaklığı ve sabit ısı akısı sınır şartlarının alternatif etkileri elde edilmiştir. Oblik Re sayısı altında lokal Nu sayıları elde edilmiştir. Kapalı bir oyukta doğal konveksiyon; eğilmiş bir kanaldaki su için dip ve tepe noktası arasındaki konveksiyon gözlemlenmiştir. Konveksiyon başlangıcı boyunca olan kararsızlıklar ölçülmüş ve nümerik simülasyonu yapılmıştır. TLC, medikal uygulamalar için de kullanılmıştır. Sonuç olarak, dönel ve kompakt ısı değiştiricilerinin geliştirilmesinde ve çeşitli alanlarda bu metot kullanılabilir. Çünkü üç boyutlu akış ve sıcaklık alanlarını araştırmak ve sonuçları nümerik çalışmalarla kıyaslamak mümkündür [7]. Termal sıvı kristalleri metodu kullanıldığında Bulk sıcaklığının bilinmesi gereklidir. Bu sıcaklıktan faydalanarak termal sıvı kristal tekniği kullanılarak bölgesel ısı transferi katsayısı tanımlanmıştır [8]. Bir elektronik devre elemanı üzerindeki ısı transferi, termal sıvı kristal tekniği kullanılarak tespit edilmiştir. Bir yüzey üzerindeki küçük kanalcıkların hava jetiyle soğutulması esnasında meydana gelen ısı transferi olayları incelenmiştir [9,10]. Elektronik cihaz teknolojisi beraberinde, ısı transferi problemleri öne çıkarmaktadır. Elektronik elemanların maksimum çalışma sıcaklıklarının 55-75 °C civarındadır. Bu sebeple elektronik elemanların bulunduğu bölgeler bu sıcaklık değerinin altında tutulması gerekmektedir. Bunun için doğal veya zorlanmış ısı taşınımı kullanılmaktadır. Doğal ısı taşınımı için elektronik elemanlar bir kanal içerisinde ısı kaynağı olarak düşünülmekte ve bu kanalın soğutulması ele alınmaktadır. Giriş sıcaklığındaki değişimin sonucu paralel kanallardaki laminar akış için daimi olmayan enerji denklemlerinin tam çözümleri elde edilmiştir [11]. Paralel plakalı kanallarda tamamen gelişmiş akışın ısı transfer performansını rastgele olarak değişen çevre sıcaklıklarındaki etkisi araştırılmıştır. Paralel plakalı kanallarda daimi olmayan laminar cebri konveksiyonun nümerik ve deneysel çalışması yapılmıştır. Dikdörtgen kesitli kanallarda sıcaklığın zamana göre değişiminden kaynaklanan daimi olmayan cebri konveksiyonu deneysel olarak incelenmişlerdir [12,13,14]. Pürüzsüz bir dikdörtgen kesitli kanalda sıcaklık

dağılımının nasıl olduğunu sonlu farklar metodu kullanılarak tespit edilmiştir. Kanal giriş sıcaklığının sinüzoidal şekilde değiştiği kabul edilerek kanal eksen ve eksen boyunca zamana bağlı olarak sıcaklık değişimini tespit etmiştir [15]. V şeklinde mikro kanatlı dikdörtgen kanallardaki ısı transferi incelenmiştir. Hava jeti yardımıyla bir kanalın soğutulması termal sıvı kristalleri tekniği kullanarak incelenmiştir [16]. Aynı çapta hava jetleri ile bir kanala ısıtılmış hava gönderilmiş ve kanal yüzeylerinin yüzey film katsayıları deneysel olarak tespit edilmeye çalışılmıştır [17]. Konvektif ısı transferi ölçümleri için termal sıvı kristalleri tekniği hakkında detaylı bilgi verilmiştir. Deneysel çalışma bir test yüzeyi üzerinde yapılmıştır. Bu yüzey üzerindeki renk değişimleri bir resim işleme prosesi ile ısı transferi katsayısı ölçümü yapılmıştır. Deneysel sistemin geometrisi bir türbin kanadına benzetilerek deneyler yapılmış ve hava jetleri kullanılarak soğutma gerçekleştirilmiştir. Böylece yüzey üzerindeki ısı transferi değerleri elde edilmiştir. Termal sıvı kristal tekniği kullanarak gaz türbini kanatçığı üzerindeki ısı transferi ölçümleri hakkında bilgiler verilmiştir ve gaz türbini kanadın üzerinde termal sıvı kristal tekniği kullanarak ısı transferi olayları deneysel olarak incelenmiştir [18,19]. Bir gaz türbini soğutma sistemine benzeyen bir aralık üzerinde deneysel çalışma yapılmıştır. Aralık eğimi değiştirilerek değişik doğrultularda hava akımı kanala gönderilmiştir. Isı transferi katsayısını bulmak için ısı ve kütle transferi eşitlikleri kullanılmıştır. Bu denklemleri elde edebilmek için Naftalin sublimasyon tekniği kullanılmıştır. Farklı aralıklar için bu çalışma yapılmıştır. Bir enjeksiyon aralığındaki ortalama ısı transferi katsayısının düzgün bir aralıktan iki ila beş katı olduğu tespit edilmiştir [20]. Birkaç üfleme oranında çapraz akışlı single jeti-hem akış alanını hem de ısı transferini- araştırılmıştır. Çapraz akış, dikdörtgen kanal boyunca geçmektedir. Jet, dairesel borudan kanal eksenine dik olarak üst yüzeye enjekte edilmiştir ve alt yüzeye çarpmaktadır. Sonuçlar literatürde sağlanan deneysel data ile kıyaslandığında nümerik modeli karakterize etmek mümkündür ve kısmen meshe, sınır şartlarına ve türbülans modele uymaktadır. Sonra, dikdörtgen kanal alt yüzeyi, oluklu olanın yerini almaktadır. Single oluklu, horse-shoe şekilli ve çarpma bölgesinin biraz yukarısına yerleştirilmiştir ve çarpma yüzeyi yakınında akış alanını kontrol etmek için kullanılmaktadır. Oluğun çarpma soğutma üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Hem akışkan dinamiği hem de ısı transfer analizleri gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak, oluğun çalışan akış alanının çapraz akış ve jet arasındaki kesişiminde etkin olmalıdır; ısı transferi oluk tarafından

etkilenmiştir [21]. Dikdörtgen bir kanalı soğutma, kullanılan değişik çaplardaki jet deliklerden gönderilen hava jetinin meydana getirdiği ısı transferi termal sıvı kristalleri metodu kullanılarak tespit edilmiştir. Bu çalışmada değişik Re sayılarında ve kanal genişliklerinde deneyler yapılmış ve Nu sayısına bağlı olarak sonuçlar sunulmuştur [22]. Dikdörtgen bir kanal içinde 4 sıra ve 12 hava jet delikli bir deneysel set üzerinde ısı transferi ölçümleri yapılmıştır. 3 farklı çapraz akım gönderilerek farklı Re sayıları için hava jetlerinin meydana getirdiği ısı transferi katsayısı termal sıvı kristal tekniği kullanılarak ölçülmüştür. Hedef yüzey üzerine çapraz akımın etkisi ve Re sayısının etkisi ve ısı transferi katsayısının değişimi incelenmiş ve bu sonuçlar Nu sayısına ve Re sayısı değişimine bağlı olarak grafiklerde gösterilmiştir. [23]. Bir hava jetinin matematiksel modeli yapılmış böylece hava jetinin hareketini modellenerek hareketin karakteristiği konusunda teorik bir çalışma yapılmıştır [24]. Analitik model üzerine bir analiz yapılmıştır. Analiz, değişken akışkan sıcaklığı sebebiyle yanal iletimin nasıl etkilendiğini, TLC kullanılarak yapılan film soğutma çalışmaları ve bir boyutlu data geliştirme sürecinden deneysel datanın etkilenebileceğini göstermektedir. Yanal iletim etkisi hesaba katılmadan yapılan sonuç değerlendirmeleri özellikle yüksek film soğutma etkilerinin olduğu bölgelerde hatalı sonuçlara yönelttiği görülmüştür. Alternatif data geliştirme prosedürü önerilmiştir [25]. Hata hesaplamada ve bir doğruluk sağlamada 1D (bir boyutlu) çözümün nasıl kullanılacağı gösterilmektedir. Fourier's iletim denklemi kullanılarak yanal iletim hesabı yapılmıştır. 2D' de Fourier denkleminin yaklaşık çözümü yapılmıştır. Fourier' s denklemi, Crank-Nicholson ile discretise edilmiştir ve blok 3D matris algoritması kullanılarak sonlu fark denklemlerinin sonuçları çözülmüştür. Çeşitli durumlar için kıyaslamalar yapılmış ve bunlar grafiklendirilmiştir. Metot test edilmiş ve nasıl kullanıldığı anlatılmıştır. Metodun kullanımıyla, TLC ölçümlerinden Bi_1 ' in yanal değişimi, ϕ_0 , $\bar{\phi}$ ve \bar{Bi} hesaplanmıştır. Geçici ısı transfer deneylerinde 1D Fourier's eşitliği Biot sayısını hesaplamak için kullanılmıştır. Biot sayısının yanal dağılımı yumuşatılmıştır (smoothed) ve yüzey türevleri hesaplanmıştır. Bu türevlerden Biot sayısının gelişmiş hesabı elde edilmiştir. Metot boyutsuz sıcaklık aralığı için test edilmiştir. Sonuç olarak; ilgili TLC bandı üzerinde Fourier eşitliğinin 1D analitik çözümünün modifiye edilmiş versiyonu kullanılır ve 2D ya da 3D sonlu fark eşitliği çözümüne gerek duymaması bu metodun avantajıdır. Metot sadece yüzey sıcaklığı değişiminin bir

boyutlu olduğu yerde test edilmiş olsa bile sıcaklık değişiminin iki boyutlu olduğu yerde kullanılmayacak diye bir şey olmadığı görülmüştür [26]. Yarı sonsuz plaka için Fourier eşitliğinin step-change çözümü kullanılarak değerler elde edilmiş ve bu değerlerin Monte Carlo Metodu kullanılarak elde edilen değerlerle birbirine yakın olduğu görülmüştür. Burada verilen sonuçlar ölçülen sıcaklık değerlerinde gelişigüzel kararsızlıklar için geçerlidir [27]. Hedef yüzey üzerindeki ısı transferi katsayısını bulmak için termal sıvı kristalleri kullanılmıştır. Farklı doğrultularda gönderilen çapraz akımların meydana getirdiği ısı transferi katsayısının değişimi değişik Reynolds sayıları için hedef yüzeyindeki ısı transferi dağılımının özellikleri elde edilmiştir. Lokal ısı transferi katsayısı arttıkça ortalama Re sayısının arttığı tespit edilmiştir. En yüksek ısı transferi katsayısını akışın her iki doğrultuda olduğunda meydana geldiği ortaya çıkmıştır. Nu sayısına göre yaklaşım yapılmıştır [28]. 5 dairesel jetin şaşırtmalı olarak yerleştirilmiş ve iki jet arasındaki boşlukların ve jet çaplarının değişik konfigürasyonlardaki ve 3 farklı Re sayısında yüzeyin ısı akısının değişimi deneysel olarak araştırılmıştır. Nu sayısına bağlı olarak optimum çap ve aralık bulunmaya çalışılmıştır [29]. Çıkış akış oryantasyonunun, rib aranjmanının ve jet Re sayısının etkileri üzerine yoğunlaşmıştır. TLC tekniği kullanılarak çeşitli kaburga kemikli yüzeyler için lokal ısı transferi katsayısı dağılımları incelenmiştir. Ayrıca, farklı jet dizilimleri için; üç farklı çıkış akış oryantasyonunun, Re sayısının, jet-plaka mesafesinin ve kaburga kemiği açısının lokal ısı transferi katsayısı dağılımı üzerindeki etkisi incelenmiş ve bunların kamera görüntüleri verilmiştir. Sonuç olarak, çapraz akış etkisinin yaklaşık olarak, çarpmadan sonra akışkanlar tarafından denenmiş akış uzunluğu ile ilgili olduğu bulunmuştur [30]. Eliptik jet dizilerinin AR' sinin ve çıkış akış oryantasyonunun etkileri üzerine odaklanmıştır. TLC kullanılarak üç farklı çıkış akış oryantasyonu için deneyler yapılmıştır. Lokal Nu sayısı dağılımı üzerinde çıkış akış oryantasyonunun ve AR' nin etkileri görüntülenmiştir [31]. Başlangıç çapraz akışıyla çarpma/efüzyon soğutmada dairesel pin finleri ile lokal ısı/kütle transfer karakteristikleri araştırılmıştır. Sonuçlar; pin finsiz ve rib türbülantörlü durumlarla kıyaslanmıştır. Sabit Re sayısında ve değişen üfleme oralarında deney yapılmıştır. Efüzyon plakadaki lokal ısı/kütle transfer katsayıları naftalin süblimasyon metodu ile ölçülmüştür. Yapılan kıyaslamalar grafike edilmiş ve alınan görüntüler gösterilmiştir [32]. Literatürde bulunan en genel tipteki nozullar için data sunulmaktadır. Isıtılmış

yüzeiden hava jetine ortalama ve dalgalı ısı transfer dağılımları, lokal hız ölçüleriyle kıyaslanmıştır. Sabit bir Re sayısında ve üç farklı H/D değerinde radyal ısı transferi ve Nu sayısı dağılımları gösterilmiştir. Farklı Re ve H/D değerlerinde dalgalı Nu sayısı dağılımları grafiklerle gösterilmiştir. LDA tekniği ile hız ölçümleri yapılmış ve bunlar ısı transfer dağılımları ile kıyaslanmıştır. Çalışmada, akışkan akışı ve ısı transferinin sonuçları aksnel simetrik hava jeti ile ilgili olarak sunulmuştur. Sonuç olarak çalışmada Nu sayısı dağılımında ikincil tepe noktasının önemi; yüzeye paralel dalgalanmalara göre, yüzeye dik hız dalgalanmaları tarafından daha çok etkilendiği gösterilmiştir. Bu çalışma, dalgalı hız ve ısı transferinin analizinde, tüm ısı transfer karakteristiklerinin anlaşılmasına katkıda bulunarak daha ileri çalışmalara kılavuzluk edecektir [33]. Isı transfer karakteristikleri üzerinde ultra-yüksek sıcaklık türbin nozulları için soğutma konfigürasyonunun içinde temel bir araştırma yapılmıştır. Farklı algılama mesafeleri için hedef plakada olduğu gibi pin yüzeyinde de ısı transfer dağılımını ölçmek için geçici TLC metodu kullanılmıştır. Sonuç olarak; Jetler çarpma plakasından hedef plakaya yüksek ısı transferini eyleme geçirmiştir. Bu durumda hedef plakanın çarpma plakasına çok yakın yerleştirilmesinden beri yüksek ısı transferinin ring-like bölgeleri hedef plakada görünmüştür. İki komşu jet, diğer yüksek ısı transfer bölgesinin ortaya çıktığı jetlerin orta yolunda çarpışmaktadır. Jetler, soğutma deliklerinden boşaltım olmadan önce pin yüzeylerinin üzerinde yüksek ısı transfer bölgeleri üretmektedir. Ölçümler ve hesaplamalar arasındaki kıyaslama CFD' nin farklı algılama mesafeleri için ortalama değerleri gibi lokal değerlerin adlandırılmasında test modeli içinde ısı transferini başarıyla tahmin ettiği gösterilmiştir. Pürüzlü hesaplanmış bağıl ısı iletkenliğinin sunulan soğutma sistemine girmesi, pin tipi ısı transferi konvansiyonel çarpma soğutma konfigürasyonunu desteklemesinin uygulanması vasıtası ile %50 civarında ısı akı artışı mümkündür [34]. Vorteks üreteçlerinin aşağı akım yönünde duvar yüzeyi üzerinde ısı transfer oranının ve ısı transferi üzerinde vorteks üreteçlerinin farklı açılarının etkisini içeren deneysel araştırmalarının sonuçlarını tanımlanmaktadır. Isı transfer ölçümleri TLC metodu ile yapılmıştır. Deneilerde five-hole probu kullanılmıştır. Nu sayısı konturları, streamwise hız konturları, ikincil hız vektörleri görüntülenmiştir. Bu çalışmadan elde edilen sonuçlar CFD' de kod gelişiminde, kompakt ısı değiştiricilerinin dizaynında, sıcak çelik plakalarının soğutulmasında ve TFT-LCD plakanın üretiminde kullanılabilir [35]. Yarı küresel

konveks yüzeyler üzerinde lokal ısı transfer katsayıları ölçümü yuvarlak eğik jetlerle, TLC kullanılarak yapılmıştır. Deneysel çalışma, önceden ısıtılmış duvar geçici metodu (preheated wall transient method) ile yapılmıştır. Bir Re sayısında jet hızı ve türbülans profillerinin artan jet-plaka mesafesinin jet çapına oranı (L/d) ile değişimi grafike edilmiştir. Üç farklı Re sayısı ve dört farklı eğim açısının Nu sayısı ile değişimi, beş farklı L/d oranının ve üç farklı Re sayısının Nu ile değişimi grafike edilmiştir. Yarı küresel yüzeyin bir Re sayısı, artan eğim açısına göre $L/d=6$ (maksimum ısı transferinin olduğu değer) için sabit Nu sayısının kontur çizimleri gösterilmiştir. Isı transfer katsayısının korelasyonu hem eşitliklerle hem grafiklerle verilmiştir. Bir eğim açısında üç farklı L/d ve Re' ye göre X yönünde Nu sayısının dağılımı kıyaslanmıştır. Nu sayısının bir Re' de dört farklı L/d ve eğim açısının değişimine göre etkisi gösterilmiştir. Nu dağılımı bir Re sayısında, üç farklı L/d ve dört farklı eğim açısına göre Nu sayısının dağılımı kıyaslanmış ve grafike edilmiştir [36]. Geçici geniş bant sıvı kristal metodu kullanılarak, sabit bir Re sayısında çukur (çukur) ların derecelendirilmiş bir dizisi üzerine çarpan sekize sekizlik bir jet dizisi incelenmiştir. Delikli plaka ve hedef plaka arasındaki mesafe üç farklı değere ayarlanarak bunun ısı transfer performansına etkisi incelenmiştir. Yarı küresel ve sivri uçlu eliptik olmak üzere iki çukur geometrisi incelenmiştir. Ayrıca üç farklı harcanan hava çıkışı için çapraz akış planının ısı transferi üzerine etkisi ve jet-plaka mesafesinin etkisi incelenmiştir. Bütün sonuçlar, çukurların kullanımının önemini açıklamak için düz bir yüzeyle kıyaslanmıştır. Ayrıca her bir çapraz akış planının termal taşınımı nasıl etkilediği incelenmiştir. İncelemeler deney düzeneği kurularak yapılmıştır. Sonuçlar ve kıyaslamalar grafiklendirilmiştir. Sonuç olarak çarpma ve kanal akışının çift etkisinden dolayı maksimum çapraz akış planında ve daha geniş jet-plaka mesafesinde çukurlara çarpma en iyi sonucu verir. Bir çukur kenarının yarım yukarı akım kenarındaki ısı transferi yarım aşağı akım kenarındakinden daha yüksektir. İki farklı çukur geometrisi için sonuçlar çok da farklı değildir. Fakat gerek ekonomik gerekse üretim ve basınç kaybı sebebiyle yarı küresel şekil daha iyi bir seçim olacağı görülmüştür [37]. Hedef plaka üzerindeki jetin etkisi çukur modeli (deseni) ile araştırılmıştır. Çukur yerinin- jetlerin altında ya da arasında- ve çukur derinliğinin etkisi araştırılmıştır. TLC tekniği ile ısı transferi ölçümleri yapılmıştır. Çalışmada iki farklı çukur modeli (düz ve derecelendirilmiş), iki farklı çukur derinliği için kıyaslanmıştır. Hedef yüzey üzerinde çukurların bulunması ile düzlem

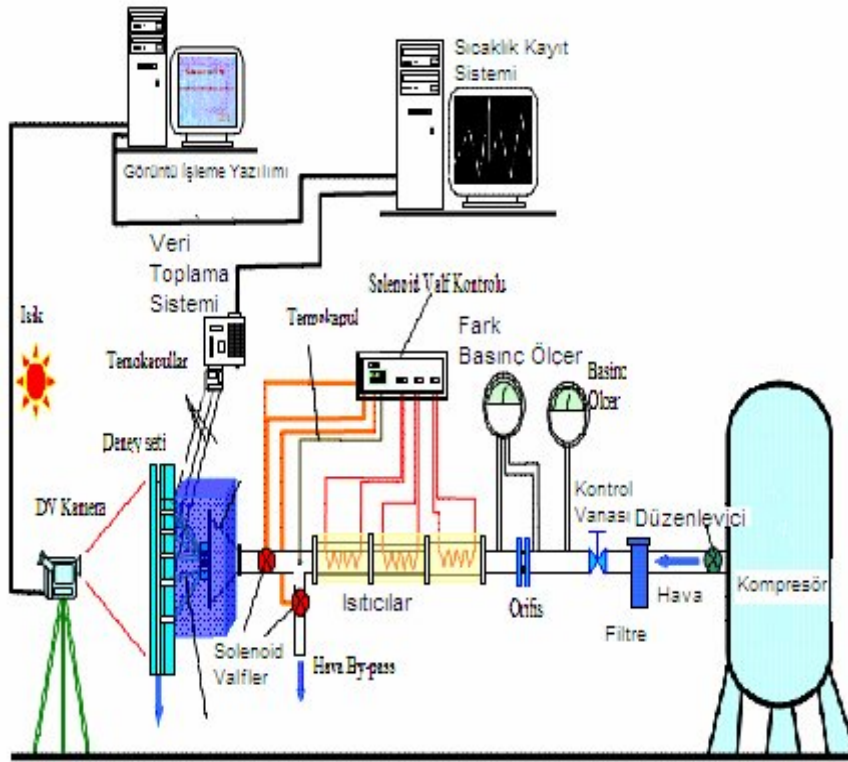
hedef yüzey üzerindeki kıyasla daha düşük ısı transfer katsayıları ürettiği görülmüştür. Çarpma üzerinde jet yapıları, çukurların içinde ya da çevresinde, akış içindeki çukurların patlama olayı tarafından etkilendiği görülmektedir. Kanal akışından farklı olarak, patlama olayı lokal türbülans üretmektedir. Çukurların içinde ve arasında çarpma modeli, eksenel yönler boyunca ısı transfer artışı için optimum örnek olmayabileceği görülmüştür [38]. On iki adet konveks çukur üzerinde iki aşamalı bir deney programı uygulanmıştır. Başlangıçta, ayrılma mesafeleri ve Re sayılarının dizisinin üstünde dik merkezlilik olmadan, konveks çukurların ısı transferi üzerindeki etkisi, baz çizgisi testlerinin serileri ile doğrulanmıştır. Buradan elde edilen sonuçlar smooth-walled çarpma yüzeyinden elde edilen datalar ile kıyaslanmıştır. Re , S/D_j (ayrılma mesafesi/baz çizgisi dizisi için jet nozulu çapı), E/H (jet merkezi ve çukur merkezi arasındaki dik merkezlilik/jetler arası mesafe) değerlerinin ısı transferi üzerindeki etkisi incelenmiştir. Nu sayısı dağılımının yatay ve dikey merkez çizgileri boyunca dağılımlarının Re , E/H ve S/D_j ile değişimi incelenerek grafike edilmiştir. Ortalama Nu_C değerlerinin deneysel ölçümleri ısı transfer korelasyonlarıyla kıyaslanırken aynı zamanda bu değerler üzerine Re , S/D_j , E/H değerlerinin etkileri de incelenerek grafike edilmiştir. Isı transfer korelasyon denklemleri elde edilmiştir [39]. Bir kanalda kuşatılmış dairesel hava jetlerinin çarpma ısı transferi deneysel olarak incelenmiştir. Çarpma plakası, sabit bir yüzey ısı akısı kullanmaktadır. Deneyler, biri merkez diğerleri komşu olmak üzere beş tane jet üzerine yapılmıştır. Jetler, çeşitli derecelendirilmiş dizilerde aranje edilmişlerdir. İlk olarak, dört komşu jet üzerinde merkez jetin durgunluk (stagnation) Nu sayısının bağıllığı araştırılmıştır. İkinci aşamada, bütün jetler için aynı Re sayısında, jetler arası mesafenin, jet Re sayısının, jet yüksekliğinin, jet plaka genişliğinin ve jet plaka uzunluğunun merkez jetin durgunluk Nu sayısı üzerine etkileri teker teker belirlenmiştir. Son olarak, ölçülen data arasından merkez jetin durgunluk Nu sayısı için basit bir korelasyon elde edilmiştir. Sonuç olarak, sabit bir Re sayısında merkez jet için durgunluk Nu sayısı, dört komşu jetin Re sayısı ile hemen hemen lineer olarak arttığı, H/d (jet plaka ile çarpma plakası mesafesi/jet çapı), S/d (Jetler arası mesafe/jet çapı) ve L/d (jet plaka uzunluğu/jet çapı)' nin durgunluk Nu sayısı üzerindeki etkisinin önemsiz görüldüğü bulunmuştur [40]. Difüzyon delik geometrisinin film soğutma performansı üzerine etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Üç farklı delik şekli ve iki farklı üfleme oranı ele alınmıştır. Deneyde,

TLC tekniği kullanılarak hem film etkisi hem de ısı transfer katsayısı dağılımları incelenmiştir. Hangi delik şeklinin en iyi sonucu verdiği değerlendirilmiştir. Isı transfer sonuçları, enjeksiyonda alüminyum oksitle pulser laser sheet kullanılarak yapılan akış tasavvur etme çalışması ile doğrulanmıştır. Sonuç olarak, enjeksiyon deliğinin kenarına yakın olan mid-span, genellikle merkez çizgidekinden daha yüksek ısı transfer katsayısına sahiptir [41]. İki delikli plaka, çarpma/efüzyon soğutmada lokal ısı/kütle transfer karakteristiklerini araştırmak için kullanılır. Naftalin süblimasyon metodu, efüzyon plakanın yukarı yüzündeki lokal ısı/kütle transfer katsayılarını belirlemek için rehberlik etmektedir. İki plaka efüzyon delik çapının 1,2,4 ve 6 katının boşluk mesafesi ile paralel pozisyona yerleştirilmiştir. Plaka aranjanman deliğinin etkisi, derecelendirilmiş, kare, hexagonal dizilim için çalışılmıştır. Deneyle $Re=10,000$ ' de yürütölmektedir, efüzyon delik çapına dayandırılmıştır. Çarpma delikleri boyunca daha yüksek momentum akışlarının formasyonundan dolayı durgun bölge üzerinde, derecelendirilmiş dizide, daha küçük delik büyüklüğu daha yüksek transfer katsayılarına sahiptir. Kare dizide, hedef plakada ısı/kütle transferi çarpma delik sayılarını artışı gibi daha üniformdur. Yüksek ve üniform ısı/kütle transfer oranları hexagonal dizide elde edilmiştir. Sonuç olarak, Hexagonal dizilimde, stabil akış örneği Sh' yı yüksek ve üniform yapar. Bu durumdan beklenen, küçük çarpma delik büyüklüğu ile hexagonal dizilim daha iyi bir soğutma performansı sağlayacaktır [42]. Efüzyon delikleri ile bunların haricinde çarpışan jetlerin sıraları için hedef plaka üzerinde lokal ısı/kütle transfer karakteristikleri incelenmiştir. Hem deneysel hem de nümerik çalışma yapılmıştır. Bunun sonuçları, hedef plakalar ve enjeksiyon arasında değişik yarık aralıkları için karşılaştırılmıştır. Naftalin süblimleşmesi metodu hedef plaka üzerinde lokal ısı/kütle transfer katsayılarının ölçölmesinde kullanılmıştır. Bu teknik ısı transfer deneylerinin doğasında olan iletim ve radyasyon hatalarını elimine etmektedir. Yüzey sınır durumu uygun bir ısı transfer probleminde izotermal bir yüzeyle benzerdir. Akış alanının analizinde hedef plaka üzerinde lokal ısı/kütle transfer karakteristiklerinin anlaşılmasına ihtiyaç duyulmuştur. Bu yüzden yüzey akışını tasavvur etme ve nümerik simölasyonlar hedef ve enjeksiyon plakaları arasındaki akış karakteristiklerinin incelenmesini sağlayan FLUENT programı kullanılmıştır [43]. Deliklerin lineer olarak gerilmiş dizileri için çarpma ısı transferi araştırılmıştır. İki farklı dizilim araştırılmıştır. Bu dizilimlerden biri üniform çaptaki delikler için diğer

ise değişken çaptaki delikler için olup uygulanan test şartları aynıdır. Ölçümler TLC kullanılarak yapılmıştır. Ölçülen ısı transfer katsayıları, düzgün ayrılmış dizilerde temellendirilmiş mevcut çarpma ısı transfer korelasyonları kullanılarak tahmin edilmiştir. Çalışmada yetersiz ve yanlış görünen durumlar için extrapolasyon kullanılmıştır. Deneysel sonuçlar iki korelasyonun tahmini arasında yer almaktadır ve Re sayısı ile çizginin eğimi her iki korelasyondan da farklıdır. Sonuçlar, yayınlanmış korelasyonların çapraz akış etkisini tahmin ettiğini göstermektedir [44].

BÖLÜM 3. DENEYSEL ÇALIŞMA

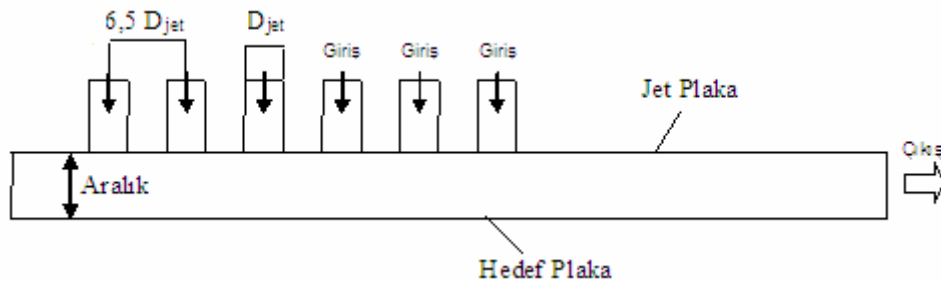
3.1. Deney Düzenegi



Şekil 3.1. Deney Düzeneginin Şematik Görünüşü

Deney düzenegi şekil 3.1’ de gösterilmektedir. Düzenek dört ana bölümden meydana gelmektedir. Birinci bölümde basınçlı hava kaynağı kullanılan kompresör, havayı temizlemek için kullanılan bir hava filtresi, havayı ısıtmak için boru içi ısıtıcılar, basınç ve hava debisini ölçmek için kullanılan manometreler, orifis, iki adet selonoid valf ile bypass menfezi ve hava kanalı bulunmaktadır. İkinci bölümde termal sıvı kristallerin renk değişiminin kayıt edildiği iki adet kamera, aydınlatma lambaları bulunmaktadır. Video sistemi, deney sırasında sıvı kristaldeki renk değişimini

kaydetmektedir. Yüksek wattlı ışık kaynağı sıvı kristal yüzeyini aydınlatmaktadır. Sıvı kristal yüzey üzerine odaklanmış bir kamera yansıyan görüntüleri kayıt etmekte ve video sinyallerini TV monitörüne göndermektedir. Monitör, kameradan aldığı görüntüyü ve renk değişiminin gelişiminin izlenmesi için daha iyi bir görüş sağlamaktadır. TV monitörü ile yüzey üzerinde parlayan bölümler aydınlatma lambalarının konumlarını değiştirerek yok edilebilmektedir. Bu aydınlanmış bölgeler deney esnasındaki kayda direkt etki etmektedir. Ayrıca sıvı kristal yüzeyler üzerindeki yüzeyler ayna gibi davrandıkları için çevredeki herhangi bir görüntüyü yansıtmaktadırlar. Bu görüntüler de kamera tarafından kaydedilmekte ve sıvı kristal görüntülerin çözünürlüğüne karışabilmektedirler. İstenmeyen görüntü karışmasından kurtarmak için kameranın ve sıvı kristal test kısmının arkalarına birer tane siyah zemin yerleştirilmektedir. Üçüncü bölümde test bölümünün giriş çıkış sıcaklıklarını, hava sıcaklığını deney süresince ölçen ve bir PC yardımıyla kayıt eden DAQ sistemi ve termokapullardan meydana gelmektedir. Buradan alınan datalar ile yüzeyin ısı transferi özelliklerini LCIA yazılımı ile bulmak mümkün olmaktadır. Dördüncü bölümde ise test bölümü bulunmaktadır. Bu bölümde deneyi yapılacak sistemin pleksiglasstan yapılmış modeli ve bu modelin ilgili bölümü veya bölümleri termal sıvı kristalle kaplanmıştır. Model, şekil 3.2' de gösterilmektedir. Modelde hedef plaka ile jet plaka arasındaki mesafe (aralık) 12,7 mm' dir. Jet plakası üzerinde şekilde görüldüğü gibi hava girişinin olduğu, çapı 7,94 mm olan 6 adet hava jeti bulunmaktadır. Bu jetlerin merkezleri arasındaki uzaklık ise $6,5D_{jet}$ (51,61 mm)' dir. Kamera ile kayıt esnasında sadece renk değişiminin olduğu bölge aydınlatılmakta diğer bölgeler bir siyah kumaş ile kapatılmaktadır.



Şekil 3.2. Deneyde Kullanılan Model

3.2. Deneysel Prosedürler

Deneye başlamadan önce bazı ön hazırlıklar yapılmıştır. Bunlar; termal sıvı kristal yüzeyin hazırlanması, test bölümünün deneye hazırlanması, deneyin yapılması ve elde edilen DV kayıtlarının ve sıcaklık kayıtlarının LCIA' nın istediği forma dönüştürme işlemleri ve bu verilerden faydalanarak istenilen ısı transferi özelliklerini LCIA yazılımı ile bulunmuştur.

3.2.1. Termal sıvı kristal yüzeyin hazırlanması

Sıvı kristali model yüzeyinin üzerine dengeli şekilde püskürtmek için basınçlı havaya, iki sprej tabancasına, bir ısı tabancasına, termal sıvı kristale ve siyah mürekkep veya özel siyah boyaya ihtiyaç vardır. Sıvı kristaller, beyaz ışıkla aydınlatıldıklarında seçici davranarak dalga boyunun sınırlı bir kısmını yansıtırlarken, geri kalan kısım emilir ya da geçirilir. Yansıtılmayan ışığın emilmesi ve yansıtılan sinyalin görünmesini sağlamak için siyah bir zemin gereklidir. Zemin, model yüzeyin üzerine siyah mürekkep ya da siyah boya püskürterek hazırlanabilir. Genellikle siyah boya daha iyi sonuç verir ama çıkarması zordur. Bununla birlikte mürekkep kolayca temizlenebilen tatmin edici bir zemin oluşturur. Sıvı kristal kaplamayı hazırlamadan önce kişi kameranın renk değişimlerini nasıl göreceğine karar vermelidir. Kural, sıvı kristal kaplamanın her zaman kamera ile siyah zemin arasında yer almasıdır [22].

3.2.2. Test bölümünün deneye hazırlanması

Pleksiglas iç yüzeyler sabunlu su ile temizlenir ve sonra kâğıt mendil ile kurulanır. Test kısmına birleştirilip sıcak hava sistemine bağlanır. Thermokopular, terminal sistemine bağlanır. Giriş hava sıcaklığı, ısı kaybı hatalarını en aza indirmek için model yüzeyinin başlangıç noktasının yakınında ölçülmüştür.

3.3. Deneyin Yapılması

Pleksiglass dış yüzeylerini kağıt mendil ve sabunlu su ile temizlenmektedir. Hava akımı by-pass hattı boyunca geçer ve havayı ısıtmak için borulu ısıtıcı açılmaktadır. İstenilen sıcaklığa ulaşınca kadar sıcak havanın sıcaklığı bir termometre ile kontrol edilmektedir. Parıldamayı ya da çevre yansımaları azaltmak için aydınlatma ışıklarını açılmakta ve monitöre bakılarak ayarlanmakta ve oda ışıkları karartılmaktadır. Oda sıcaklığını ilk yüzey sıcaklığı olarak kaydedilmektedir. Test kısmının çıkışına bir işaretleyici yerleştirilmektedir. İşaretleyici hafif, beyaz bir nesnedir. Hava akımı test kısmına doğru yönlendirildiğinde uçup gitmektedir. LCIA yazılımı, işaretleyicinin kaybolma anını bulmakta ve görüntüleme işlemini başlatmaktadır.

Video elde etmeyi başlatmak için kamera açılmakta, en sağlıklı sonucu sağlamak için her zaman video kaydı, hava akımını test bölümüne yönlendirmeden biraz önce başlatılmaktadır. Sıcak havayı by-pass menfezinden test kısmına doğru çeviren zıt hareketli solenoid valfları açılarak deney izlenmeye başlanmaktadır. Tüm yüzey mavi renge dönüşene kadar beklenmektedir. Tek boyutlu modelin uygulanabilirliğini kesinleştirmek için hava akımının çevrilmesinden itibaren sıvı kristallerin mavi renge dönüştüğü ana kadarki zaman kontrol edilmelidir. Sıcaklık ve video kaydı durdurulmakta ve daha sonra borulu ısıtıcıyla kapatılmaktadır. Tüm yüzey soğuyuncaya kadar bekletilmekte ve hava akımı kapatılmaktadır.

3.4. Deney Sonrası Yapılan İşlemler

DV kamera görüntülerini Audio-Video-Interleave (avi) dosyasına dönüştürmek için resim yakalayıcı yazılımı kullanılmıştır. Isı transferi katsayılarını elde etmek için avi dosyasını işleyecek LCIA programı kullanılmıştır.

Liquid Crystal Image Analyser (LCIA) Yazılımı; Pittsburgh Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü tarafından yazılmıştır. Bu yazılım yüzey ısı transferi katsayılarını saptamak için cholesteric (thermochromic) sıvı kristal görüntülerini kullanan bir veri indirgeme programıdır. LCIA, hem kararsız hem de kararlı sıvı

kristal tekniklerine uygulanabilir. İşlemci, 32-bit LCIA yazılımı ve yüksek nitelikli PCI renkli resim yakalayıcıdan oluşmaktadır. Windows® XP ya da NT ortamında çalışmaktadır. Resim yakalayıcı, videobandı ya da kameradan gerçek zamanlı görüntüleri yakalayıp bunları AVI (audio-video-interleaved) dosyalarına dönüştürerek tüm test yüzeyindeki yerel ısı transferi katsayılarını edilmektedir.

Dijital video sisteminde deneydeki algılanan sıvı kristal renkleri, bir DV kamera sayesinde kaydedilmiştir. Dijital hale getirilmiş bu veriler sayesinde önceden belirlenmiş kalibrasyondan yüzey sıcaklıkları bulunabilir ve böylece ısı transferi seviyeleri hesaplanabilir. DV video kameralar en yaygın kullanılanlardır. Tüm bu kameralar kırmızı, yeşil ve mavi (RGB) sinyalleri aşağıdaki denklemlere göre oluşturmaktadır.

$$R = \int (E(\lambda) R(\lambda) r(\lambda) d\lambda) \quad (3.1)$$

$$G = \int (E(\lambda) R(\lambda) g(\lambda) d\lambda) \quad (3.2)$$

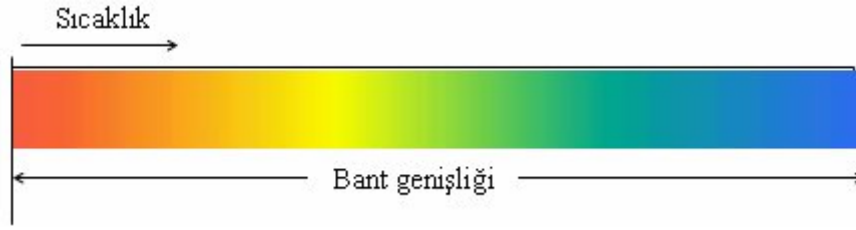
$$B = \int (E(\lambda) R(\lambda) b(\lambda) d\lambda) \quad (3.3)$$

Burada; $r(\lambda)$, $g(\lambda)$, $b(\lambda)$ kameranın filtre fonksiyonları, $E(\lambda)$ ve $R(\lambda)$ yüzey reflectance ve ışıklandırmanın spectral dağıtımıdır [22].

3.5. Sıvı Kristalin Yapısı

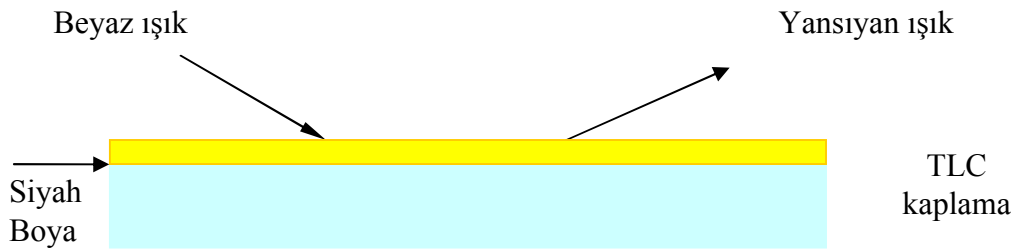
Doğada bazı organik maddeler, katı sıvı ve gaz fazının dışında dördüncü bir faz özelliği gösterirler. Bu faz durumunda; bu tip maddeler katı ve sıvı özelliklerinin bir karışımına sahiptir. İlk olarak 1988 yılında Avusturyalı Botanist F.R. Reinitzer, *cholesteryl benzoate* adlı organik maddenin, atmosferik basınçta ve 145°C sıcaklıkta aniden katı fazdan bulanık bir sıvıya dönüştüğünü ve sıcaklığın artması ile bu bulanık sıvının 178°C sıcaklıkta aniden berrak bir sıvıya dönüştüğünü gözlemiştir. İki yıl sonra Gatterman *p-azoxyanisole* ve *p-azoxyphenetole* adlı maddelerin de aynı davranışı gösterdiğini açıklamıştır. Bir süre sonra Alman fizikçi O. Lehmann, bulanık görünümlü ara fazın, *cholesteryl benzoate* kristale benzer molekül yapıya sahip alanlar içerdiğini göstermiştir. Bu bulanık sıvılarda dikkati çeken bazı

özellikler vardır. Bunlar diğer sıvılar gibi akıcı olup buldukları kabın şeklini almalarına karşılık, katı kristaller gibi polarize ışıkta çift kırılma özelliğine sahiptir ve girişim renkleri verebilmektedir. Hem katı hem de sıvı özellikleri aynı anda taşıdıklarından bunlara *termokromik sıvı kristal (TLC)* adı verilmiştir. Sıvı kristaller normalde açık ya da bulanık bir görünüştedir. Ara fazına *mezomorphic faz* veya sadece *mezophaze* denir. Bu ara faz belli organik bileşikler için karakterize edilir. Bu ara fazda moleküller dizili olmalarına rağmen hareketlidir. Ara fazın üç farklı çeşidi vardır. Bunlar: *smectic*, *nematic* ve *cholesteric*. TLC, üzerine gelen ışığa karşılık spektrumdaki renkleri sırayla gösterir. Çoğu karışımlar, sıcaklık arttığı zaman renksizlikten, kırmızı renge dönüşür ve yüksek bir sıcaklıkta tekrar renksizliğe dönmeden önceki spektrumundaki renkleri peş peşe gösterir. TLC fiziksel ya da kimyasal bir hasara uğramadıkça bu renk değişimleri tekrarlanabilir ve tersinirdir, yani soğuma sırasında ısıtmada olduğu gibi TLC renklerini bu sefer de tersten başlayarak gösterebilir. TLC' nin cevap vermesi 10 ms gibi çok kısa bir süredir. Cholestrik sıvı kristalleri sıcaklık değişimine bağlı olarak renk değiştirme kabiliyetleri vardır. Bunlar ısı transferi çalışmalarında yaygın olarak kullanılmaktadır. Cholestric sıvı kristalleri, kolesterolün organik eserleridir. Bu da bu maddelerin beyaz ışıkla aydınlatıldıklarında seçici bir şekilde spektrumun sınırlı bir kısmının yansıtılıp geri kalanını emer ya da geçirir. Siyah zemin yansıtılmayan ışığı emer ve yansıyan sinyalin uzaklaşmasını engeller. Yansıma ışığının dalga boyları sıcaklığa bağlıdır. Isıtılınca, renk siyahtan kırmızıya, kırmızıdan yeşile, yeşilden maviye ve en son maviden siyaha doğru değişir soğutulunca ise tersinir olduğu için tersi gerçekleşir. Püskürtülen bu bağlayıcı maddenin içinde asılı duran 5 ile 10 µm çapındaki koruyucu kapsüllerin içine hapsedilmiş sıvı kristaller kullanarak (TLC thermochromic sıvı kristal tekniği) kanalın sıcaklık dağılımının zamana bağlı olarak deneysel incelenmesi yapılabilir. Sıvı kristaller -30 ile 120°C sıcaklık aralığında ve 0.5-20°C band aralığında sıcaklık ölçümü için kullanılabilirler [1].



Şekil 3.3. Renk Değişim Skalası

Yüzey sıcaklık ölçümlerinde iki ana metot vardır:



Şekil 3.4. TLC Kaplamalı Yüzey

a) Steady State (Kararlı) durum için uygulama:

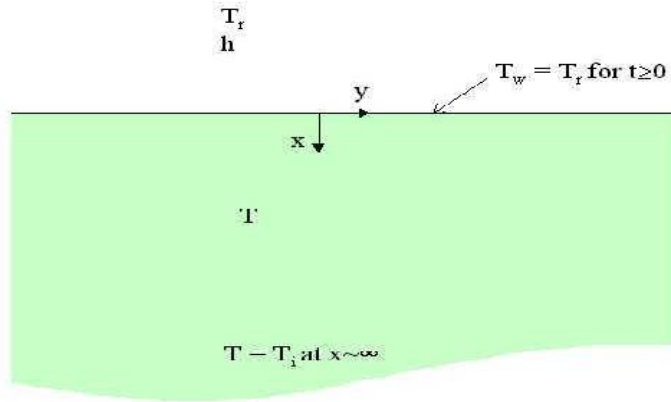
Steady state tekniği yüzey sıcaklığını izlemek için sıvı kristal kullanan ısıtılmış bir model kullanılır. Genellikle yerel ısı transferi katsayıları aşağıdaki denklemden elde edilir:

$$h = \frac{q}{T_a - T_w} \quad (3.4)$$

$$q = I^2 r \quad (3.5)$$

Burada h yerel ısı transferi katsayısını, I akımı, q bilinen ısı akısı, R ısıtıcının alanı başına düşen elektrik direncini, T_r , uygun yürütülen gaz sıcaklığını (örneğin hava sıcaklığı), T_w yerel yüzey sıcaklığını göstermektedir.

b) Transient (Kararsız) durum için uygulama:



Şekil 3.5. TLC Kaplamalı Yüzeyde Isı Transferi Gösterimi

Bu uygulamada yüzey ısıtıcısına gerek duyulmaz. Bu nedenle, eğer yüzey ısı akısına karşılık termal cevap biliniyorsa testte herhangi bir tür model kullanılması mümkündür. Genellikle test süresi içinde sıcaklık artışının model maddesinin içine nüfuz etmesi, model duvar kalınlığıyla karşılaştırıldığında, küçük olduğu varsayılır. Böylece ısı iletiminin zamana bağlı madde içinde tek boyutlu ve kararsız olduğu düşünülebilir. Sıvı kristal ölçümlerinde kararsız durum zamanla yüzey sıcaklığının değişmesidir. Bu değişim sıvı kristaller yardımıyla bulunabilir. Eşit zaman aralıkları için yüzey sıcaklığı ve ısı transferi katsayısı arasındaki bağlantı şöyledir:

$$\frac{T_w - T_i}{T_r - T_i} = 1 - \exp(\beta^2) \operatorname{erfc}(\beta) \quad (3.6)$$

Yukarıdaki denklemde;

$$\alpha = \frac{\rho C_p}{k_s} \quad (3.7)$$

$$\beta = \frac{h\sqrt{\alpha t}}{k_s} \quad (3.8)$$

ρ , C_p , k_s ; model malzemenin yoğunluğu spesifik ısı ve termal iletkenliğini, h lokal ısı transferi katsayısını, T_i ve T ilk duvar ve gaz sıcaklıklarını, T_w duvar yüzey sıcaklığını, akım başladıktan itibaren geçen zamanı göstermektedir.

Bu bağıntıdan faydalanarak duvar sıcaklığının bir anda bilinmesi h lokal ısı transferi değerini verir. Eğer T_r sabit değilse sonuç gaz sıcaklığını ölçülen geçmişteki adımların toplamı olarak ele alarak kolayca hesaplanabilir.

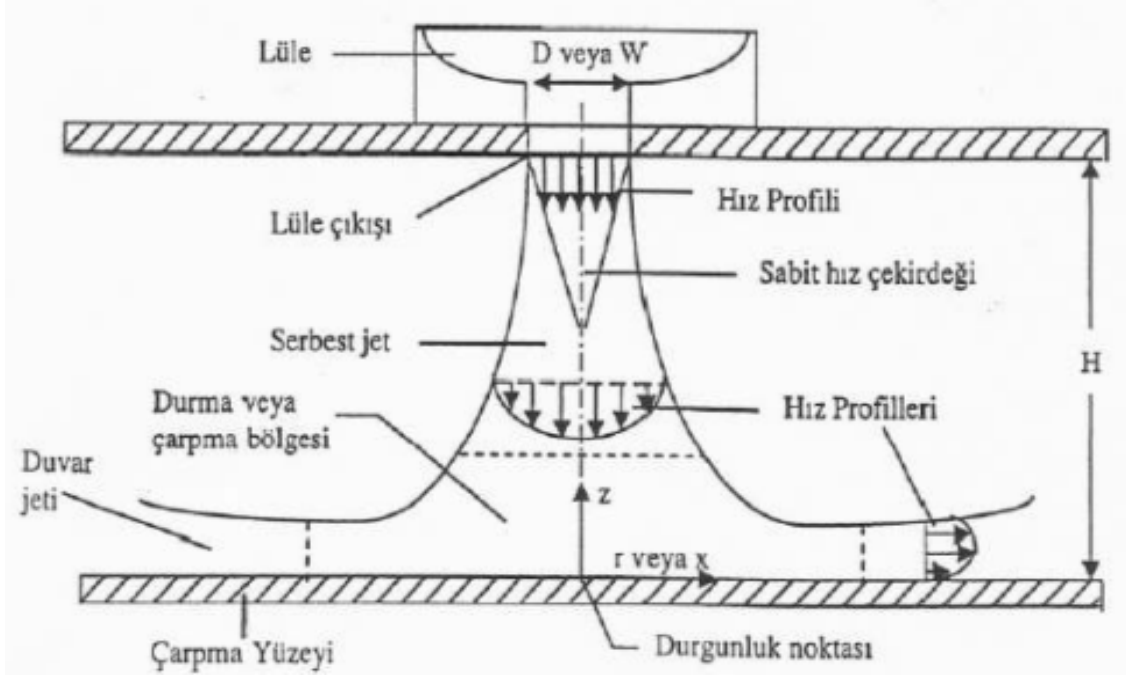
BÖLÜM 4. TEORİK ANALİZ

Yapılan çalışmada hava jet çarpmalı bir kanalda yüksek ısı ve kütle transferinin yapılması için jetler arasındaki uzaklığın etkisi araştırılmıştır. Bu araştırmayı yapmak için ANSYS CFX programı kullanılmıştır.

4.1. Çarpan Hava Jetleri

Çarpan hava jeti, bir lüle veya yarıktan bir akışkan püskürtülerek hedef bir yüzeye çarptırılmasıyla çarptırılması ile elde edilir. Çarpan hava jetlerinin çalışma prensibi sınır tabakayı kaldırmak ve ısı transferini artırmak esasına dayanır. Dolayısıyla akışkan ile yüzey arasında büyük değerlerde yerel ısı transfer katsayısı elde edilerek çarptığı yüzeyde ısı ve kütle aktarımını sağlar. Ayrıca daha az akışkan kullanılarak, yüksek oranda ısı transferi elde ederek, enerji tüketiminde büyük tasarruf sağlanır.

Çarpan hava jetleri genel olarak D çapında dairesel veya W genişliğinde dikdörtgen kesitli bir lüleden püskürtülürler. Lüle çıkışında, akışkan üniformdur. Jetler, çarptıkları yüzeydeki sınır tabakayı kaldırmak veya inceltmek suretiyle taşınım ile ısı transferini artırır. Jet, dik veya değişik açılarla plakaya çarptırılabilir. Dik açı ile çarpan jetlerde, jetin eksen çizgisi ile plakanın kesiştiği noktaya geometrik çarpma noktası denir ve durma noktası ile çakışmaktadır. Bu noktada maksimum ısı transferi meydana gelmektedir. Eğik açılı jetlerde ise geometrik çarpma noktası ile durma noktası çakışmamaktadır. Bu çalışmada jet dik açıyla plakaya çarpmaktadır. Çarpma jetindeki akış üç karakteristik bölgeye ayrılmaktadır. Şekil 4.1' de bu bölümler görülmektedir.



Şekil 4.1. Çarpan Hava Jetinde Akış

4.1.1. Serbest jet bölgesi

Lüle çıkışından başlayarak uzaklık arttıkça, jet ile çevre arasındaki momentum aktarımı, jetin serbest sınırının genişlemesine ve sabit hız çekirdeğinin daralmasına yol açar. Çekirdeğin aşağısında, hız profili tüm jet kesiti boyunca sabit değildir ve en yüksek (orta nokta) hız, lüle çıkışından uzaklık arttıkça azalır. Bu akış bölgesi serbest jet olarak tanımlanır ve bölge boyunca koşullar çarpma yüzeyinden etkilenmez.

4.1.2. Durgunluk noktası

Bu bölgede akış hedef yüzeyden etkilenmekte olup, hız dikey yönde yavaşlar ve yatay (r veya x) yönde hızlanır. Bununla beraber, akış, momentumu sıfır olan akışkanı çevreden çekmeye devam ettiği için, yatay hızlanma süresiz olarak devam edemez ve durma bölgesinde ivmelenen akış, duvar jeti bölgesinde yavaşlar. Bundan dolayı, r veya x arttıkça yüzeye paralel hız bileşenleri, sıfırda maksimum değerine ulaşır ve yeniden yavaşlar. Çarpma yüzeyi boyunca oluşan ısı transferi lüle-plaka arasındaki mesafeye bağlıdır. Jet eksen çizgisinin yüzeye kesiştiği noktaya geometrik çarpma noktası denir ve burada hız sıfırdır. Dik çarpan jetlerde bu nokta

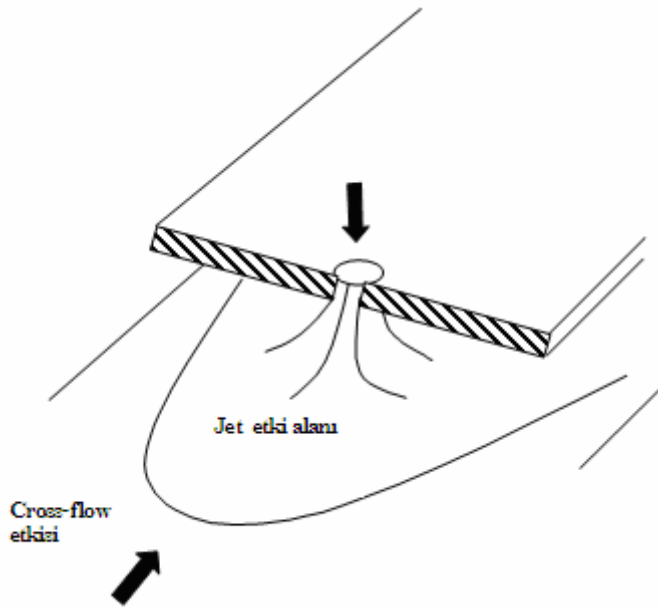
durgunluk noktasıyla çakışiktır ve maksimum ısı transferi bu noktada meydana gelir ve çapraz yönlerde giderek azalır.

4.1.3. Duvar jeti bölgesi

Çarpma bölgesini terk eden akışkanın, çevre akışkanın momentumunun sıfır olmasından dolayı yatay ivmelenmesi sürekli olmaz ve yavaşlayarak yüzeye paralel akar, buna duvar jet denir. Akışkanın yatay hızı çarpma noktasından uzaklaştıkça, sıfırdan itibaren maksimum değerine ulaşır ve yeniden azalır. Düz bir levha üzerindeki akımın karakteristiklerini yansıtır. Durgunluk noktasından itibaren yüzeyden uzaklaştıkça, hız sınır tabaka kalınlığı artar [47].

4.2. Çapraz Akışlı (Cross-Flow) Çarpma

Çoklu jetlerin performansı ve çarpma kanalındaki akış (jet çıkışı ve çarpma düzlemini çevreleyen boşluk) tekil jete göre farklılıklar gösterir. Çarpma kanalındaki çapraz akış atık jetlerin bir parçası olarak gelişir. Bu akış, jetin akış hacmine dik doğrultudadır ve çarpma-akış (cross-flow) olarak adlandırılır. Çapraz akış, bir jeti çarpma yerinden uzaklaştırmaya çalışır. Eğer çapraz akış güçlü ve jet de çarpma düzleminden yeterince uzakta ise, çapraz akış jeti çarpma düzleminden uzaklaştırabilir. Bu çarpma tipi soğutma (ısı transferi) verimliliğini azaltan bir olaydır. Bir jet büyük açı ile çapraz akış içine doğru boşalırsa, burada iki akış arasında karmaşık bir etkileşim olduğu ve buda çarpma-akım doğrultusundaki jetin sapmasıyla sonuçlandığı iyi bilinmelidir. Bu durum Şekil 4.2 de gösterilmiştir [48].



Şekil 4.2. Çarpma Sıra Jetinde Etkileşim Alanları

Jet akışı, akış doğrultusunda uzakta bir çift dönen girdap oluşturur. Jet çıkışı yakınındaki yapı çoğunlukla akım çizgisi boyunca yok olan halka şeklinde bir yapıdır.

Jet-çarpaz akış (cross-flow) karışım bölgesinde yüksek derecede üç boyutlu yapıya bağlı olan ve normal olarak durağan ve dinamik etkileşimler sebebiyle oluşan birkaç girdap sistemi vardır. Kararlı jet sistemleri çoğunlukla dönen girdap çifti ve jet çıkışında at nalı girdabı gibi dürülmüş yapılar içerir. Kararsız yapılar jetin hemen çıkışında akım boyunca oluşan kararsız aktif akım girdapları ve serbest jet sınır tabaka girdaplarından oluşurlar.

Pek çok mühendislik problemi hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri ile çözülmektedir. Yapılan deneysel analizler ve çözümler ise hesaplamalı akışkanlar dinamiğini tamamlamaktadır.

4.3. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ve ANSYS

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği akıştaki diferansiyel denklemlerin analitik veya sayısal çözümlerini tanımlamaktadır. Akışa ait, akım çizgileri, ısı transfer

katsayısının dağılımı, hız ve basınç dağılımı gibi ayrıntılı bileşenleri elde etmek için hesaplamalı akışkanlar dinamiği programı kullanılmaktadır.

ANSYS yazılımı mühendislerin mukavemet, titreşim, akışkanlar mekaniği ve ısı transferi ile elektromanyetik alanların da fiziğin tüm disiplinlerinin birbiri ile olan interaksyonunu simule etmekte kullanılabilen genel amaçlı bir sonlu elemanlar yazılımıdır. Bu sayede gerçekleştirilen testlerin ya da çalışma şartlarının simule edilmesine olanak sağlayan ANSYS, ürünlerin henüz prototipleri üretilmeden sanal ortamda test edilmesine olanak sağlar. Ayrıca sanal ortamdaki 3 boyutlu simülasyonlar neticesinde yapıların zayıf noktalarının tespiti ve iyileştirilmesi ile ömür hesaplarının gerçekleştirilmesi ve muhtemel problemlerin öngörülmesi mümkün olmaktadır.

ANSYS yazılımı hem dışarıdan CAD datalarını alabilmekte hem de içindeki “preprocessing” imkanları ile geometri oluşturulmasına izin vermektedir. Gene aynı preprocessor (ön işlemci) içinde hesaplama için gerekli olan sonlu elemanlar modeli yani mesh de oluşturulmaktadır. Yüklerin tanımlanmasından sonra ve gerçekleştirilen analiz neticesinde sonuçlar sayısal ve grafiksel olarak elde edilebilir.

Genel olarak, ANSYS kullanılarak sonlu elemanlar analizleri üç kademede gerçekleştirilir:

a) Preprocessing (Problemin tanımlanması):

Preprocessing ana kademeleri aşağıda verildiği gibidir:

- Başlığın belirlenmesi: Problemin sonraki dönemde rahat erişilebilir olması amacıyla yaptığımız işe bir isim verilmesidir.
- Modelin oluşturulması: Model genellikle 2D ve 3D uzayında uygun birimler (m,mm,inç vb.) kullanılarak çizilir. Model ANSYS ön işlemcisi kullanılarak oluşturulabileceği gibi başka bir CAD programında hazırlanmış bir dosyanın

(Catia, Pro/E, Solid Works vs.) ANSYS ön işlemcisi tarafından okunması ile de sağlanabilir.

- Eleman tipinin belirlenmesi
- Modelin elemanlara bölünmesi: Modelin elemanlara bölünmesi işlemi, model sürekliliğinin belirli sayıdaki ayrı parçalara veya diğer bir ifade ile sonlu elemanlara bölünmesidir. Daha çok sayıda eleman genel olarak daha iyi sonuçlar fakat daha uzun analiz zamanı demektir. Modelin elemanlara bölünmesi kullanıcı tarafından tek tek yapılabileceği gibi ANSYS tarafından uygun seçenekler kullanılarak otomatik olarak da yapılabilir.

b) Solution (Yüklerin ve sınır şartlarının atanması ve çözümün gerçekleştirilmesi):

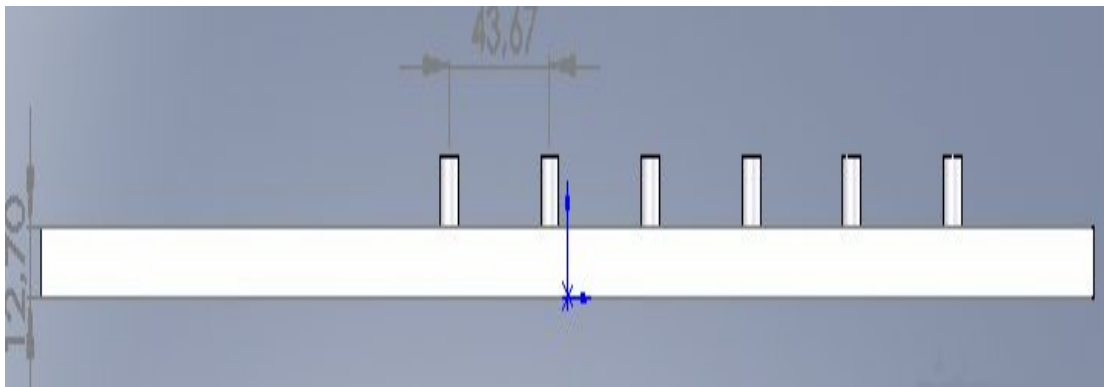
- Analiz tipinin belirlenmesi: Modelde kullanılmak üzere statik, modal, transient gibi analiz tipleri belirlenir.
- Sınır şartlarının tanımlanması: Eğer modelde bir yük uygulanırsa, model bilgisayarın sanal dünyasında sonsuza kadar ivmelenir. Bu ivmelenme bir sınırlılık veya bir sınır şartı uygulanana kadar devam eder. Yapısal sınır şartları genellikle sıfır yer değiştirme, termal sınır şartları belirlenmiş bir sıcaklık, akışkan sınır şartları için bir basınç olarak tanımlanır. Bir sınır şartı bütün yönlerde (x,y,z) uygulanabileceği gibi yalnızca belirli bir yönde de tanımlanabilir. Sınır şartları anahtar noktalarda, düğüm noktalarında, çizgi veya alanlarda tanımlanabilir. Sınır şartı, simetri veya antisimetri tipinde de olabilir.
- Yüklerin uygulanması: Yüklemeler termal analizlerde sıcaklık, akışkan analizlerinde hız formunda olabilir.
- Çözüm: Bu kısım tamamen otomatiktir. Genel olarak bir sonlu elemanlar çözücüsü üçe ayrılır. Bunlar ön-çözücü, matematik motoru ve son çözücüdür. Ön-çözücü modeli okur ve modeli matematiksel şekilde formülize eder.

Preprocessing kademesinde tanımlanan bütün parametreler ön-çözücü tarafından kontrol edilir ve herhangi bir şeyin eksik bırakıldığını bulursa matematik motorun devreye girmesini engeller. Model doğruysa, çözücü devreye girerek eleman dirençlik matrisini oluşturur ve yer değiştirme, basınç gibi sonuçları üreten matematik motorunu çalıştırır. Matematik motoru tarafından üretilen sonuçlar son-çözücü kullanılarak düğüm noktaları için deformasyon miktarı, gerilme, hız gibi değerler üretilir.

c) Postprocessing:

Bu bölüm; sonuçların okunduğu ve yorumlandığı bölümdür. Sonuçlar; tablo şeklinde, kontur çizimleri şeklinde sunulabilir [46].

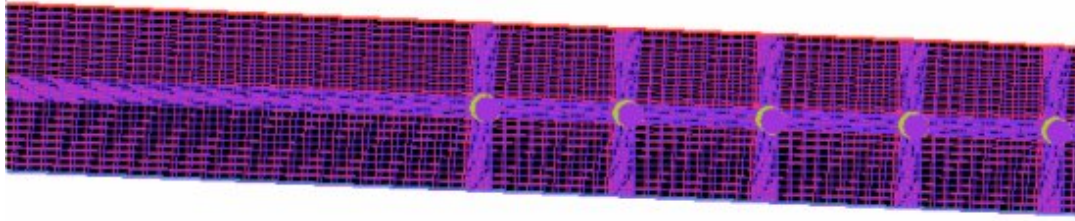
Bu çalışmada, önce Solid Works programında geometri oluşturulmuştur. Şekil 4.1' de Solid Works programında çizilen, üzerinde altı adet hava girişi ve tek bir hava çıkışı bulunan dikdörtgenler prizması şeklindeki model ve boyutları görülmektedir. Burada iki plaka arasındaki mesafe (G) 12,7 mm, iki jet merkezi arasındaki mesafe ise $S_1 = 5,5D_{jet}$ ' tir. Diğer iki geometride de iki plaka arasındaki mesafe 12,7 mm' dir. İki jet merkezi arasındaki mesafe ise geometrilerden birinde $S_2 = 6,5D_{jet}$ ve diğerinde $S_3 = 7,5D_{jet}$ ' tir.



Şekil 4.3. Dikdörtgenler Prizması Şeklindeki Model ve Boyutları

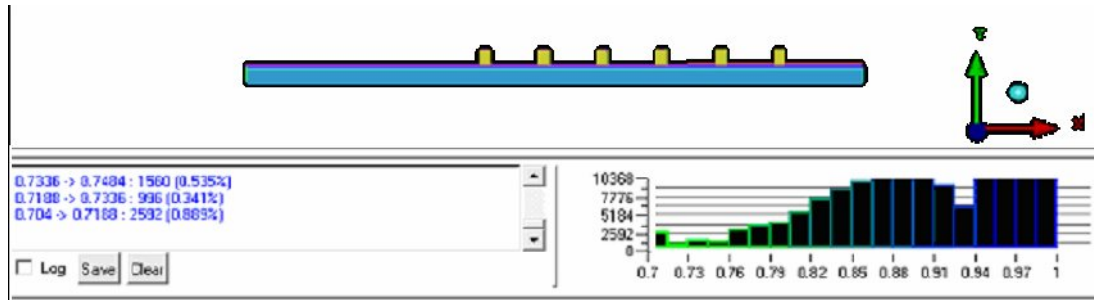
Ardından ANSYS ICEM CFD' de akış hacmi belirlenmiştir. Bunun için önce noktalar, noktalardan kenarlar, kenarlardan yüzeyler ve yüzeylerden de hacimler elde

edilmiştir. Akışkanın içinde hareket ettiği akış hacmi belirlendikten sonra meshleme yapılarak ağ sistemi oluşturulmuştur.



Şekil 4.4. Modelin Mesh (Ağ) Yapısı

ANSYS ICEM CFD mesh (ağ) kalitesini görme imkânı sağlamaktadır. Bu sayede meshteki hatalar, eksiklikler görülerek bir sonraki adıma geçmeden önce hataların giderilmesi sağlanabilmektedir. Şekil 4.5’ te meshlenmiş model ve mesh kalitesi görülmektedir.



Şekil 4.5. Modelin Mesh Kalitesi

Mesh kalitesi sıfırdan uzaklaştıkça artmaktadır. Şekil 4.5’ te görüldüğü gibi modelin mesh kalitesi oldukça yüksektir. Mesh kalitesi değeri 0.7 ile 1 arasında değişmektedir. 0.5 değerinden düşük değer olmadığı müddetçe mesh kalitesinin oldukça iyidir [49].

4.4. Sınır Şartlar

Bu çalışmada giriş sınır şartları için hız giriş sınır şartı ve basınç giriş şartı, çıkış sınır şartı olarak basınç çıkış şartı seçilmiştir. Giriş şartları için seçilen hız giriş sınır şartında girişlerdeki mutlak hızın büyüklüğü, türbülans yoğunluğu ve sıcaklık parametreleri girilmiştir. Oluşturulan modeldeki eleman sayısını azaltmak ve iterasyonlardaki geçen süreyi azaltmak için simetri düzlemi oluşturulmuştur. Tablo 4.1' de giriş sınır şartları hız bileşenleri ve Reynolds sayıları gösterilmektedir.

Tablo 4.1. Giriş hız bileşenleri ve Reynolds sayıları

Giriş ve Çıkış Hidrolik Çaplar			1			2			3			4			5		
	Dhg	Dhç	Vjet ₁	P	Re ₁	Vjet ₂	P	Re ₂	Vjet ₃	P	Re ₃	Vjet ₄	P	Re ₄	Vjet ₅	P	Re ₅
Aralık G (12,7 mm)	4,85	10,22	42,76 m/s	3,75 psi	14000	65,76 m/s	4,00 psi	22000	82,15 m/s	4,25 psi	28000	98,35 m/s	4,5 psi	34000	111,9 m/s	4,75 psi	40000

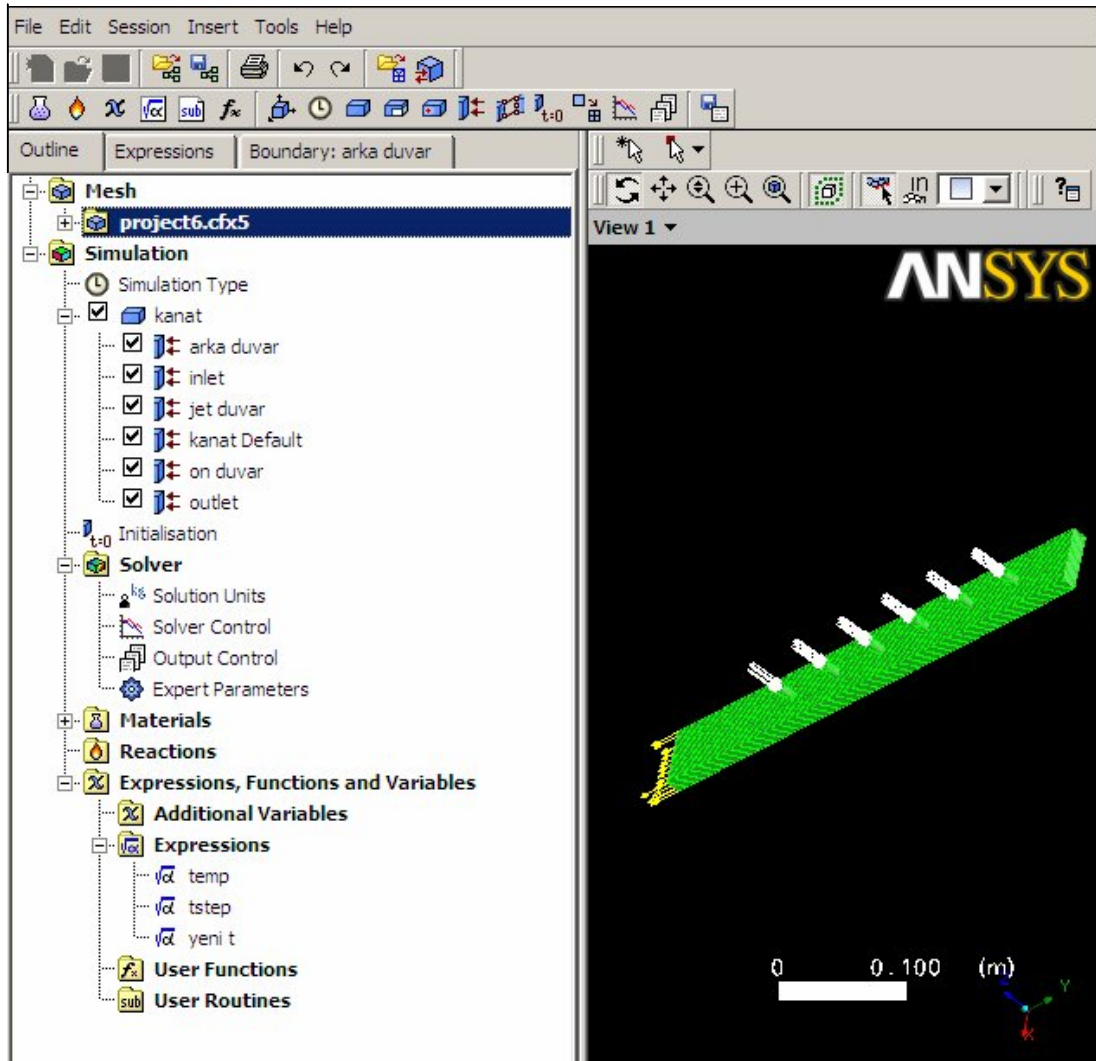
4.4.1. Kabuller

1. Akış daimidir.
2. Akış üç boyutludur.
3. Akış türbülanslıdır ve zamana bağlı olarak değişmektedir.
4. Akışkan giriş ve çıkış sıcaklığı zamana bağlı olarak değişmektedir.
5. Akışkan sıkıştırılmaz kabul edilmiştir.
6. Giriş ve çıkış türbülans yoğunluğu %5 kabul edilmiştir.
7. Model içinde herhangi bir ısı üretici yoktur.
8. Isı transferinin çeperlerden yapıldığı kabul edilmektedir.

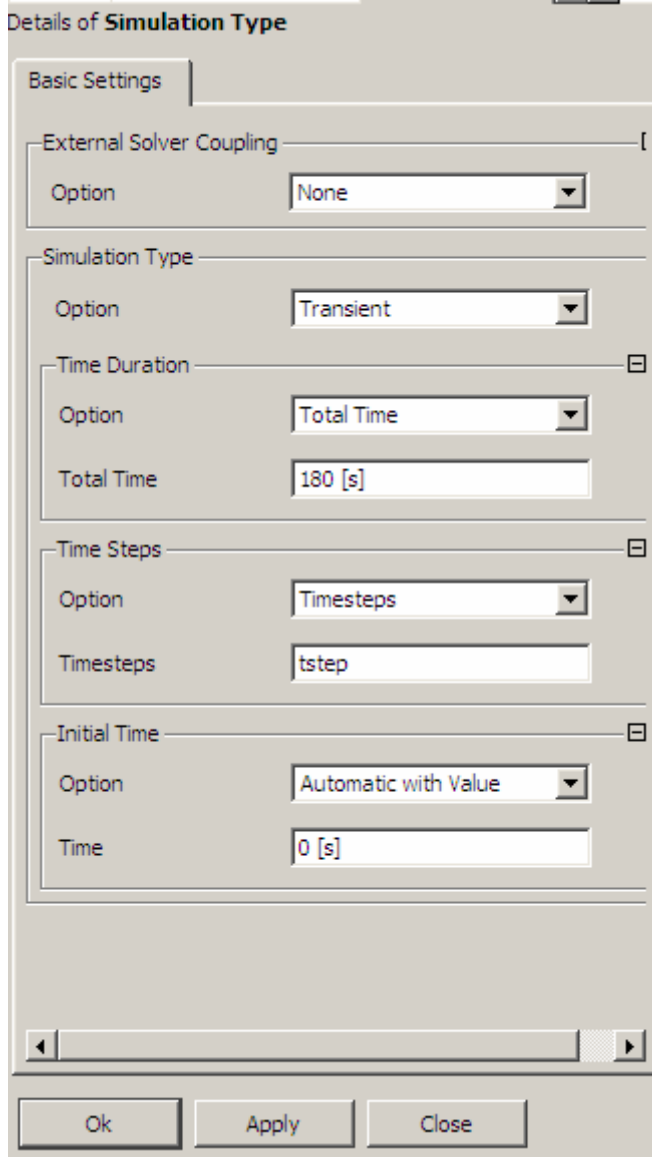
4.5. Teorik Analizin Uygulanması

Üç boyutlu ve daimi akışın olduğu kanalda; arka duvar, inlet (giriş), jet duvar, kanat default (yan duvarlar), ön duvar ve outlet (çıkış) olmak üzere altı adet bölüm oluşturulmuştur. Şekil 4.6' da oluşturulan bölümler ile birlikte hava giriş ve çıkış yerleri de görülmektedir. Daha sonra oluşturulan her bir alan için giriş, çıkış ve duvar olmak üzere domain (alan) tipi belirlenmiştir. Ardından İlk olarak simülasyon tipi

(simulation type) tanımlanmıştır. Bunun için öncelikle uygulanacak çözüm şekline (kararsız (transient)/kararlı (steady state)) karar verilmiştir. Akışkan giriş sıcaklıklarının zamana bağlı olarak değiştiği kabulü yapıldığı için kararsız (transient) çözüm yapılmıştır. Şekil 4.7’ de simülasyon tipi oluşturma adımı görülmektedir. Simülasyon tipi tanımlandıktan sonra kanalın (kanat) genel özellikleri ve akışkan modeli tanımlanmıştır. Şekil 4.8 ve 4.9’ da kanada ait tanımlamalar görülmektedir. Şekil 4.10’ da arka duvar olarak tanımlanmış olan jet plaka için tanımlanmış sınır şartları görülmektedir. Giriş için hız sınır şartı ve %5 türbülans yoğunluğu (giriş türbülans yoğunluğu hakkında bilgi sahibi olunmadığından) şartı tanımlanarak şekil 4.11’ da gösterilmiştir. Jet duvar için sınır şartları şekil 4.12’ de verilmiştir.

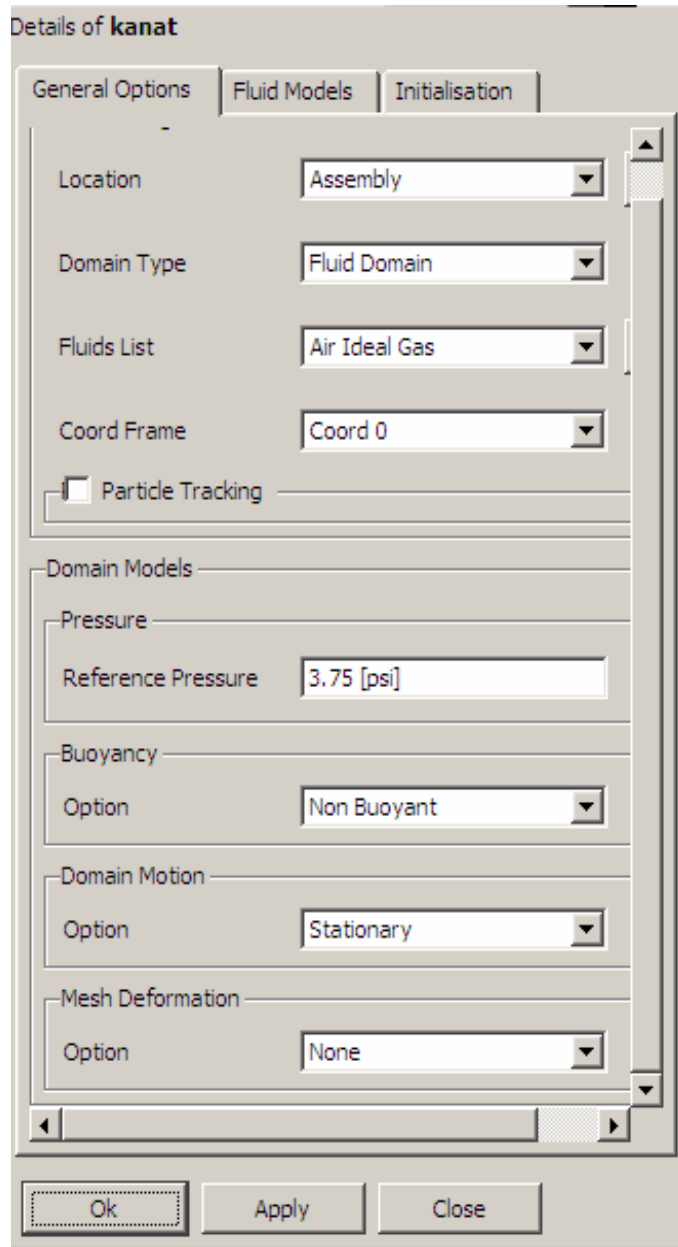


Şekil 4.6. Ansys CFX’ te Çözüm (Solution) Aşamasının Başlangıcı

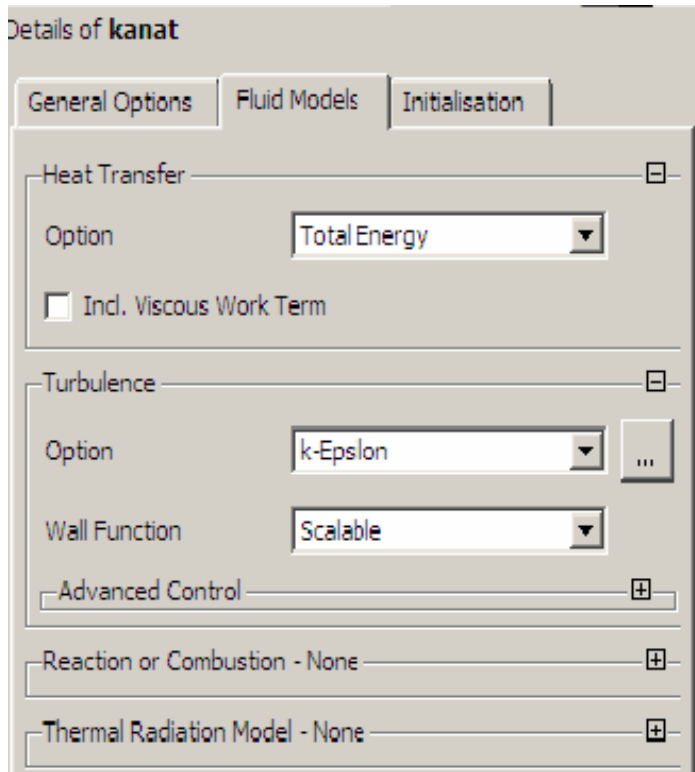


Şekil 4.7. Simülasyon Tipinin Seçimi

Akışkan sıcaklığı zamanla değişkenlik gösterdiği için kararsız (transient) çözüm seçilmiştir. Kararsız çözüme ilişkin denklemler Bölüm 3'te verilmiştir. Toplam zaman (total time) değeri isteğe göre seçilmektedir.



Şekil 4.8. Kanat Genel Özellikleri



Şekil 4.9. Akışkanın Modeli

Total Energy' nin ANSYS-CFX' teki denklem ve açıklamaları şöyledir:

$$\frac{\partial(\rho h_{tot})}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} h_{tot}) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \nabla \cdot (\mathbf{U} \cdot \boldsymbol{\tau}) + \mathbf{U} \cdot \mathbf{S}_M + \mathbf{S}_E \quad (4.1)$$

h_{tot} toplam entalpidir ve statik entalpiyle ilgilidir $h(T,p)$;

$$h_{tot} = h + \frac{1}{2} \mathbf{U}^2 \quad (4.2)$$

$\mathbf{U} \cdot \mathbf{S}_M$ ihmal edilmektedir.

$\nabla \cdot (\mathbf{U} \cdot \boldsymbol{\tau})$ viskoz işi ifade etmektedir.

k-ε türbülans modelinin ANSYS_CFX' teki denklem ve açıklamaları şöyledir:

k, türbülans kinetik enerjisidir. Hızdaki değişimlerin varyansı olarak tanımlanmaktadır ve birimi m^2/s^2 ' dir. ε, türbülans yayılım dağılımıdır ve birimi m^2/s^3 ' tür. k-ε modeli denklem sistemlerinde iki yeni değişiklik sunmaktadır. Süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U}) = 0 \quad (4.3)$$

ve momentum denklemi:

$$\frac{\partial \rho \mathbf{U}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \otimes \mathbf{U}) - \nabla \cdot (\mu_{\text{eff}} \nabla \mathbf{U}) = -\nabla p' + \nabla \cdot (\mu_{\text{eff}} \nabla \mathbf{U})^T + \mathbf{B} \quad (4.4)$$

halini almaktadır. Denklem 4.2' de B; cisim kuvvetlerinin toplamı, μ_{eff} ; türbülans hesabında kullanılan efektif viskozite ve p' , düzenlenmiş basıncı ifade etmektedir.

k-ε modeli, viskozite yayılım esasına dayanmaktadır. Yani;

$$\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t \quad (4.5)$$

denklemde μ_t , türbülans viskozitesidir. k- ε modeli, türbülans viskozitesinin türbülans kinetik enerjisi ve dağılımıyla aşağıdaki denklem vasıtası ile ilişkili olduğunu farzetmektedir.

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.6)$$

Denklemde C_μ bir sabittir.

k ve ε değerleri, türbülans kinetik enerjisi ve türbülans dağılım oranı için diferansiyel iletim denklemlerinden doğrudan elde edilmektedir.

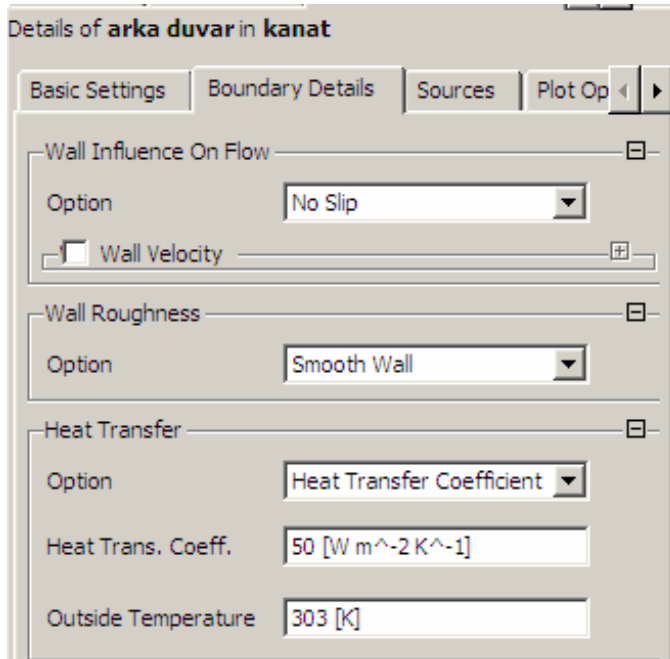
$$\frac{\partial (\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} k) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \rho \varepsilon \quad (4.7)$$

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \varepsilon) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{s1} P_k - C_{s2} \rho \varepsilon) \quad (4.8)$$

Denklemlerde C_{s1} , C_{s2} , σ_k ve σ_ε sabit değerlerdir.

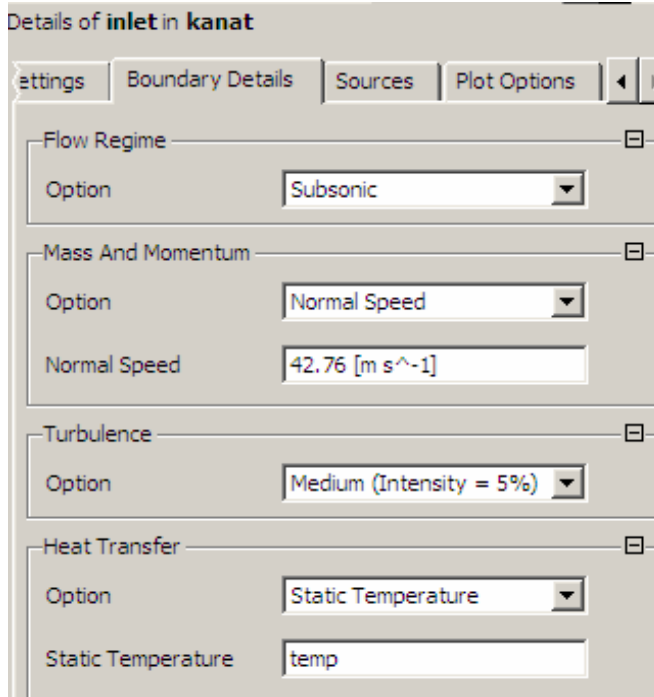
P_k , viskoz ve buoyancy kuvvetlerinden dolayı türbülans üretimidir.

$$P_k = \mu_t \nabla \mathbf{U} \cdot (\nabla \mathbf{U} + \nabla \mathbf{U}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \mathbf{U} (3\mu_t \nabla \cdot \mathbf{U} + \rho k) + P_{kb} \quad (4.9)$$



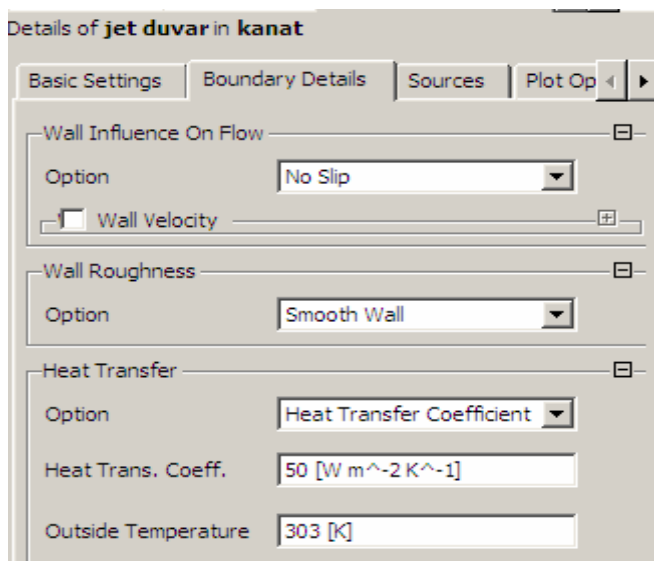
Şekil 4.10. Hedef Plaka Sınır Şartları

Analizde kullanılan hava ideal gaz olarak kabul edildiğinden ısı transfer katsayısı 25°C için 50 W/ m² K olarak alınmıştır. Çıkış sıcaklığı ise deneysel verilerden elde edilen eğri denkleminde alınan değerdir.



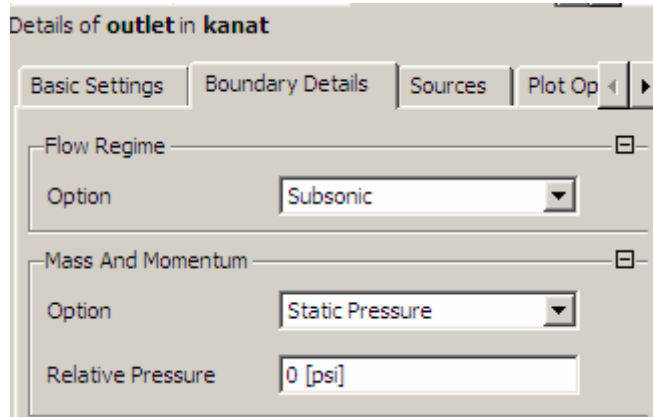
Şekil 4.11. Giriş Sınır Şartları

Akış rejimi subsonic (ses altı) kabul edilmiştir. Türbülans yoğunluğu ise %5 alınmıştır. Türbülans yoğunluğunun %1 ve daha az olması türbülansın az, %10 ve daha fazla olması ise türbülansın yüksek olduğunu göstermektedir. Bu çalışmada türbülans yoğunluğunun orta yani %5 alınmasının sebebi, modern düşük türbülanslı rüzgar tünellerinde akım yoğunluğunun %5' ten az olmasıdır.



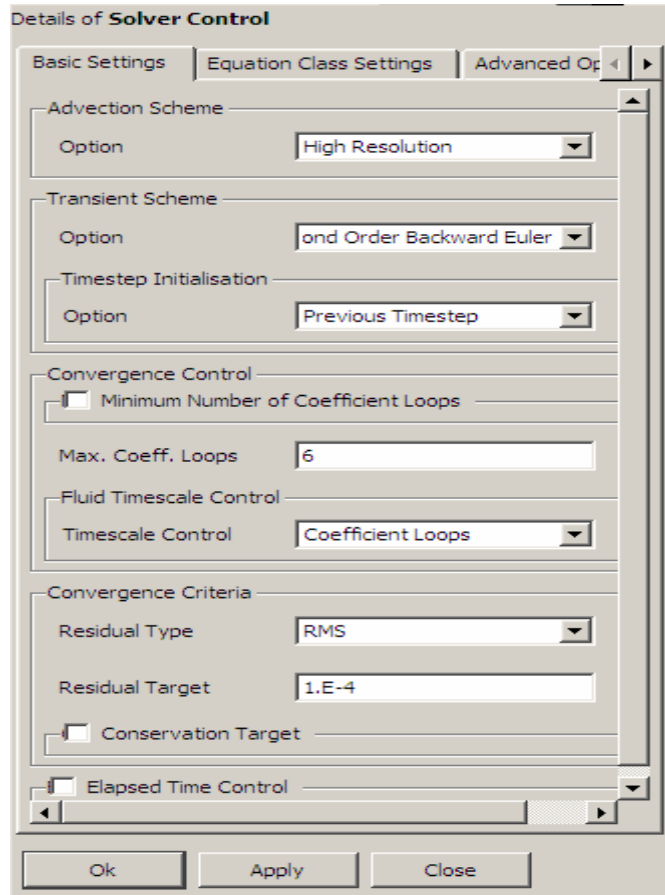
Şekil 4.12. Jet Duvar Sınır Şartları

Jet duvarı, ön duvar ve kanat duvarı için sınır şartları aynıdır.



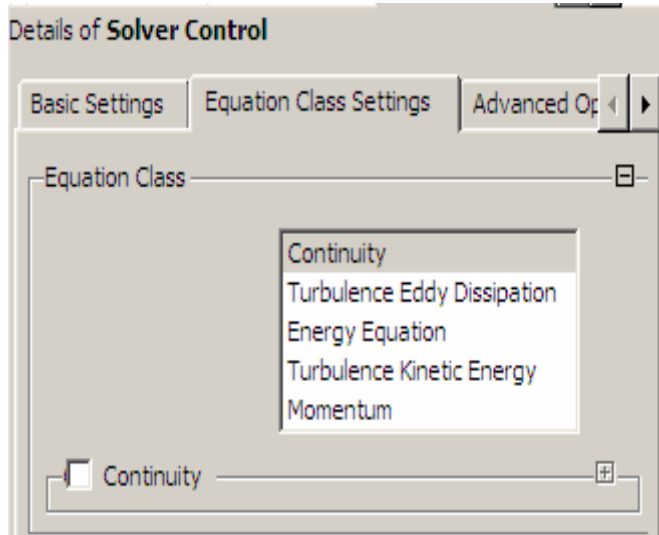
Şekil 4.13. Çıkış Sınır Şartları

Basınç, çıkış sınır şartı kabul edilmiştir. Akışın olabilmesi için çıkış basıncı 0 psi olarak alınmıştır.



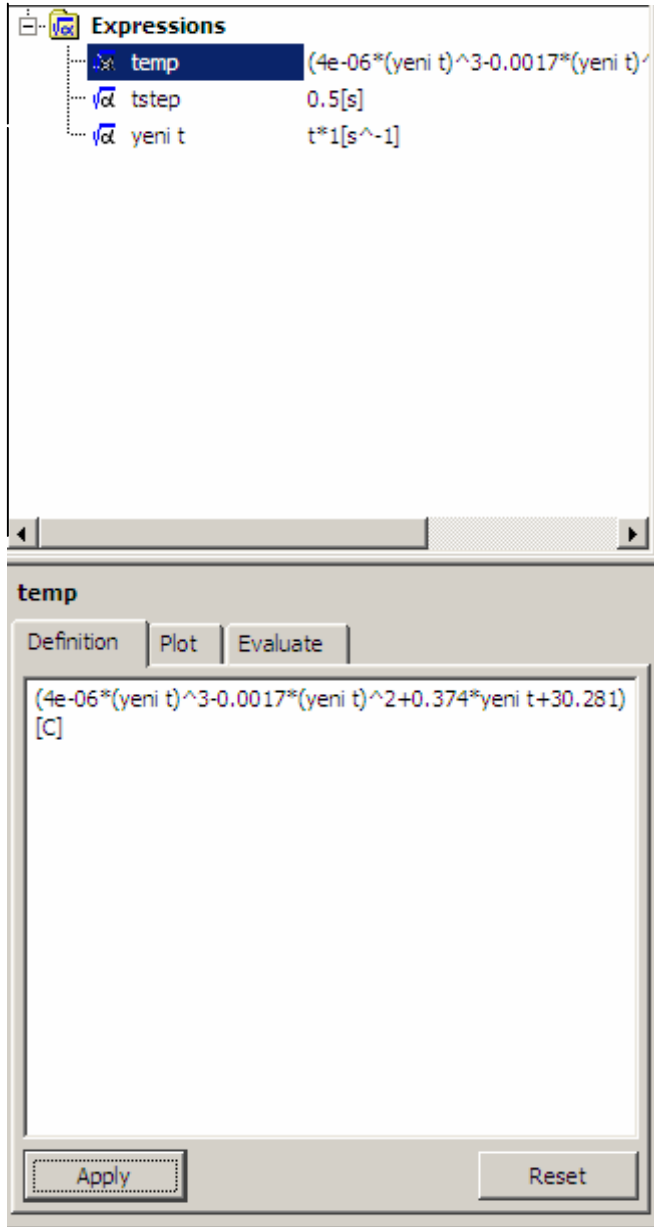
Şekil 4.14. Çözücü Kontrol Temel Ayarları

İkinci derece Euler denklemi kullanılarak çözüm yapılmıştır. Zaman adımı başlangıcı, bir önceki zaman adımı olarak kabul edilmiştir. Maksimum katsayı döngüsü 6 olarak alınmıştır.



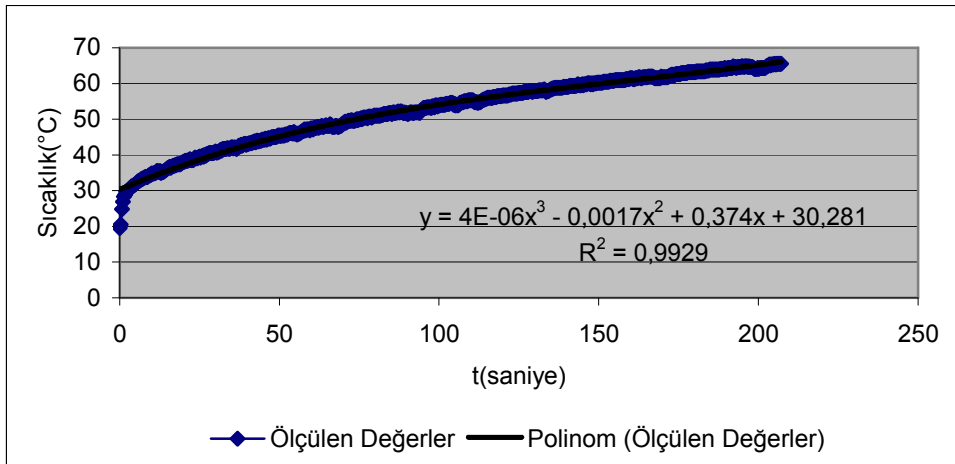
Şekil 4.15. Çözücü Kontrolü Denklem Sınıfı Ayarları

Süreklilik denklemi esas alınmıştır.

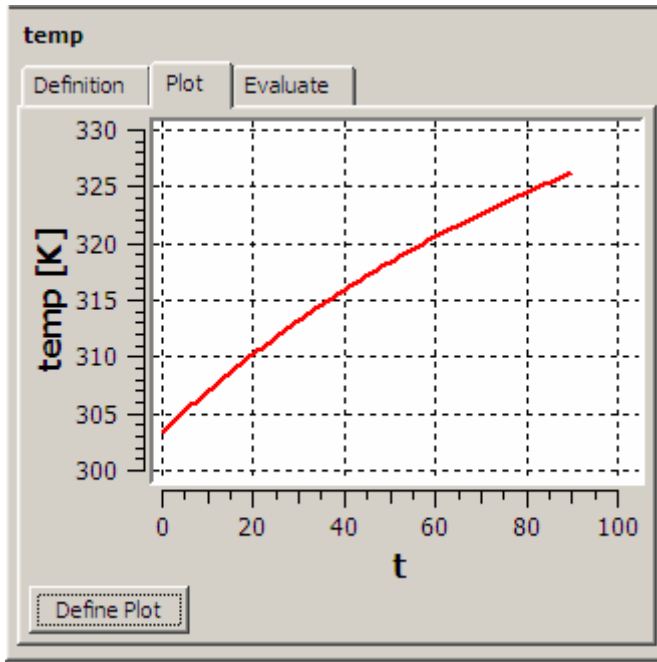


Şekil 4.16. Açıklamalar

ANSYS-CFX’ te elde etmek istenilen değerlere ilişkin denklemler yazılmadan önce denklemlerde kullanılacak ifadelerin birimleri ile birlikte açıklamaları yazılmakta ve tanımlanmaktadır. Sıcaklık denklemi kullanıldığından ve sıcaklık zamanla değiştiğinden dolayı deneylerden elde edilen verilerden oluşturulan grafikten alınan veri eğri denklemlerinde (şekil 4.17); y değeri sıcaklığı, x değeri ise zamanı ifade etmektedir. Şekil 4.16’ de örnek bir açıklama görülmektedir. Şekil 4.18’ de ise yazılan denklem doğrultusunda elde edilen grafik görülmektedir.



Şekil 4.17. Giriş Akışkan Sıcaklığının Zamana Bağlı Değişimi



Şekil 4.18. Sıcaklık-Zaman Grafiği

Buradan elde edilen grafikteki sıcaklık değeri, oluşturulan domainler (alanlar) için sınır şartları yazılırken sıcaklık sınır şartı baz alınan; jet plaka, ön duvar, yan duvarlar ve jet duvar alanlarında yazılmaktadır. Ardından bir tanımlama dosyası oluşturularak çözüme geçilmektedir.

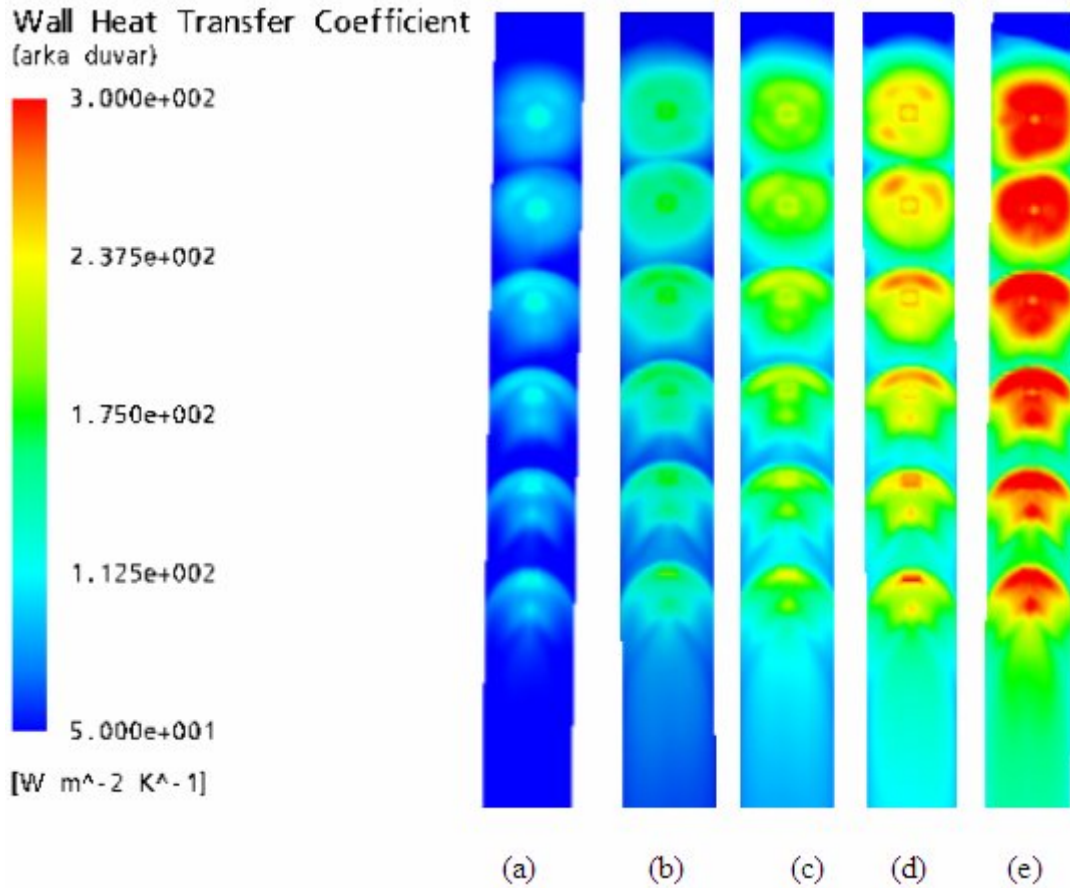
BÖLÜM 5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, 2005 yılında Pittsburgh Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde yapılan deneysel çalışma ([22]) sonuçlarından faydalanarak jet ortalama hızına bağlı olarak hesaplanmış ($Re_1=14000$, $Re_2=22000$, $Re_3=28000$, $Re_4=34000$, $Re_5=40000$) beş farklı Reynolds sayısı için jet delikleri arasındaki uzaklığı farklı 3 adet jet plaka alınarak (51,61 mm, 43,67 mm, 59,55 mm) hedef plakadaki ısı transferi büyüklüklerinin teorik analiz yapılmıştır. Çalışmada tasarlanan 3 farklı model, SOLID WORKS' de oluşturulan geometri ile ANSYS ICEM CFD programında meshlenmiş ve ANSYS-CFX programında teorik analizleri yapılmıştır. Her jet plakası için 5 farklı Reynolds sayısında yapılan teorik analiz sonuçları ile 43.67 mm jet delikleri arasındaki uzaklığa sahip hedef plaka deneysel sonuçları ile karşılaştırmıştır. Deneysel çalışma sonucu elde edilen sonuçlar ile teorik analizden elde edilen sonuçların yapısal olarak benzerlik taşıdığı görülmüştür.

Şekil 5.1.' de jet delik merkezleri arasındaki uzaklık, $S_2 = 5.5 * D_{jet} = 51,61$ mm olan ve şekil 5.2' de bu geometri için yapılan nümerik çözümlerden elde edilen sonuçlar, şekil 5.3' de ise aynı geometri için yapılmış olan deneysel sonuçların [22] LCIA (Liquid Crystal Imaging Analyser) programına aktarılmasıyla elde edilen ısı transfer katsayısının hedef plaka üzerindeki değişimi görülmektedir.



Şekil 5.1. Jet Delik Merkez Mesafesi (S) 51,61mm Olan Geometri

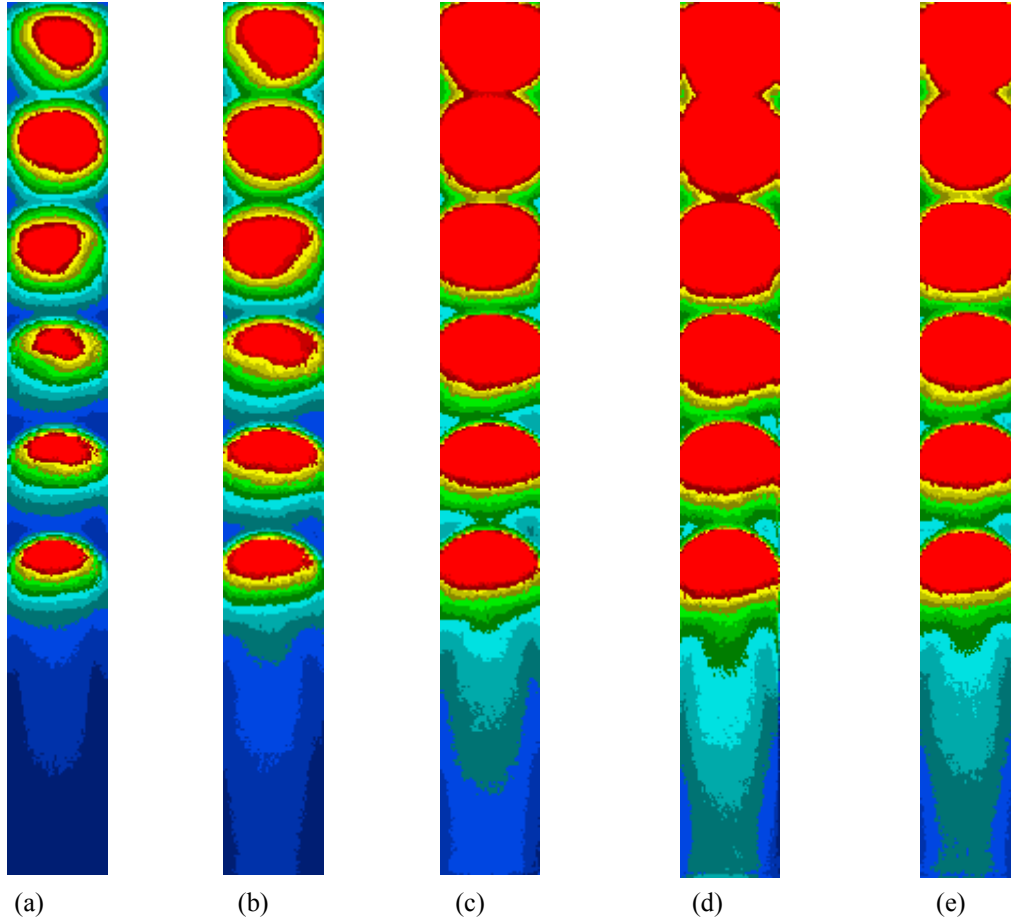


Şekil 5.2. $S_2=51,61\text{mm}$ İçin Hedef Plaka Üzerinde Isı Transfer Katsayısı Dağılımı

a) $Re=14000$ b) $Re=22000$ c) $Re=28000$ d) $Re=34000$ e) $Re=40000$

Şekil 5.2’de Reynolds sayısının artımı ile Hedef plaka üzerindeki ısı transferi katsayısının değerinin arttığı görülmektedir. Aynı zamanda Reynolds sayısının artmasıyla çapraz akışın (cross-flow) arttığı ve hedef plaka üzerinde daha homojen bir ısı transferi sağlandığı tespit edilmiştir. Çapraz akışın akış doğrultusunda artmasıyla birlikte akış yönünde ısı transferi katsayısının değerinin azaldığı, kanal çıkışına doğru en düşük seviyeye ulaştığı görülmektedir. Jet delikleri arasındaki uzaklığın etkisi açısından bakıldığında Maksimum Reynolds sayısında çapraz akışın akış doğrultusunda ilk iki jet deliğine çok etkisinin olmadığı 3. delikten sonra etkisini daha da arttırdığı görülmektedir. Diğer Reynolds sayılarında da Çapraz akışın etkisinin benzer şekilde olduğu görülmektedir.

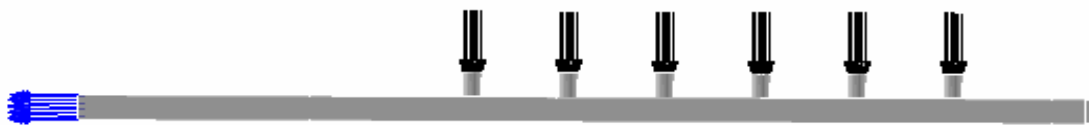
Yapılan nümerik analiz ile deneysel çalışma arasında karakteristik olarak benzerlik olduğu tespit edilmiştir.



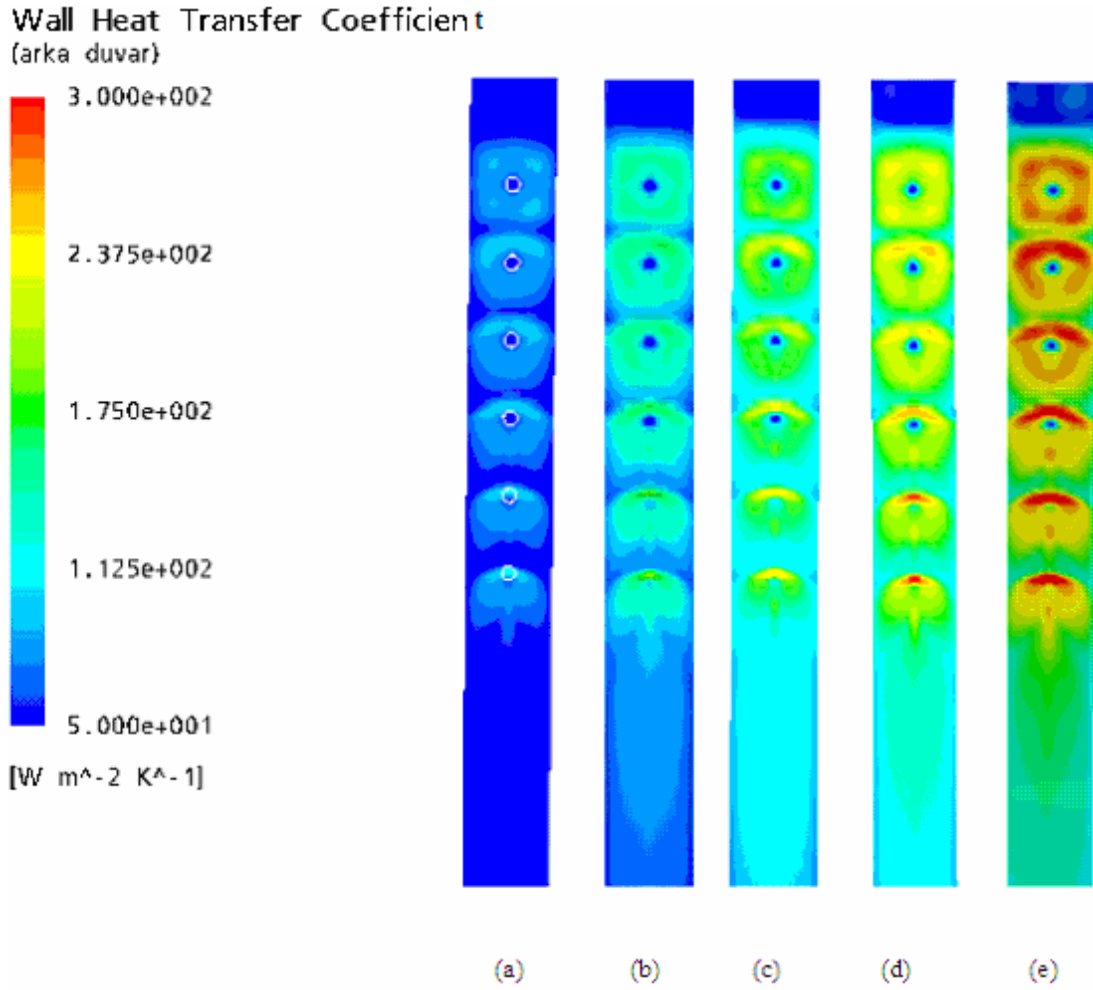
Şekil 5.3. $S_2=51,61\text{mm}$ İçin Hedef Plaka Üzerinde Deneysel Isı Transfer Katsayısı Dağılımı
 a) $Re=14000$ b) $Re=22000$ c) $Re=28000$ d) $Re=34000$ e) $Re=40000$

Şekil 5.2' de verilen nümerik sonuçlar ile şekil 5.3' de verilen deneysel sonuçlar karşılaştırıldığında birbirlerine uyum sağladığı görülmektedir. Reynolds sayısının etkisinin ve çapraz akışın etkisinin teorik analizden elde edilen sonuçlarla benzerlik taşıdığı Şekil 5.2' de görülmektedir.

Şekil 5.4' te jet delik merkezleri arasındaki uzaklık S_1 , $4.5 \cdot D_{jet} = 43,67\text{ mm}$ olan geometri görülmektedir. Şekil 5.5'te ise bu geometriye ait hedef plaka üzerinde meydana gelen ısı transfer katsayısı değişimi görülmektedir.



Şekil 5.4. Jet Delik Merkez Mesafesi (S) 43,67 mm Olan Geometri



Şekil 5.5. $S_1=43,67$ mm İçin Hedef Plaka Üzerinde Isı Transfer Katsayısı Dağılımı

a) $Re=14000$ b) $Re=22000$ c) $Re=28000$ d) $Re=34000$ e) $Re=40000$

Şekil 5.5' te görüldüğü gibi Reynolds sayısı arttıkça ısı transfer katsayısı değeri artmaktadır. Jet delikleri arasındaki uzaklığın en küçük olduğu durum için ısı transferi katsayısının değerinin daha büyük seviyelerde olduğu Şekil 5.5 ile Şekil 5.2 arasındaki farktan görülmektedir. Reynolds sayısının artması cross flow etkisini daha homojen hale getirerek daha etkin bir soğutma/ısıtma yapılmasını sağlamaktadır.

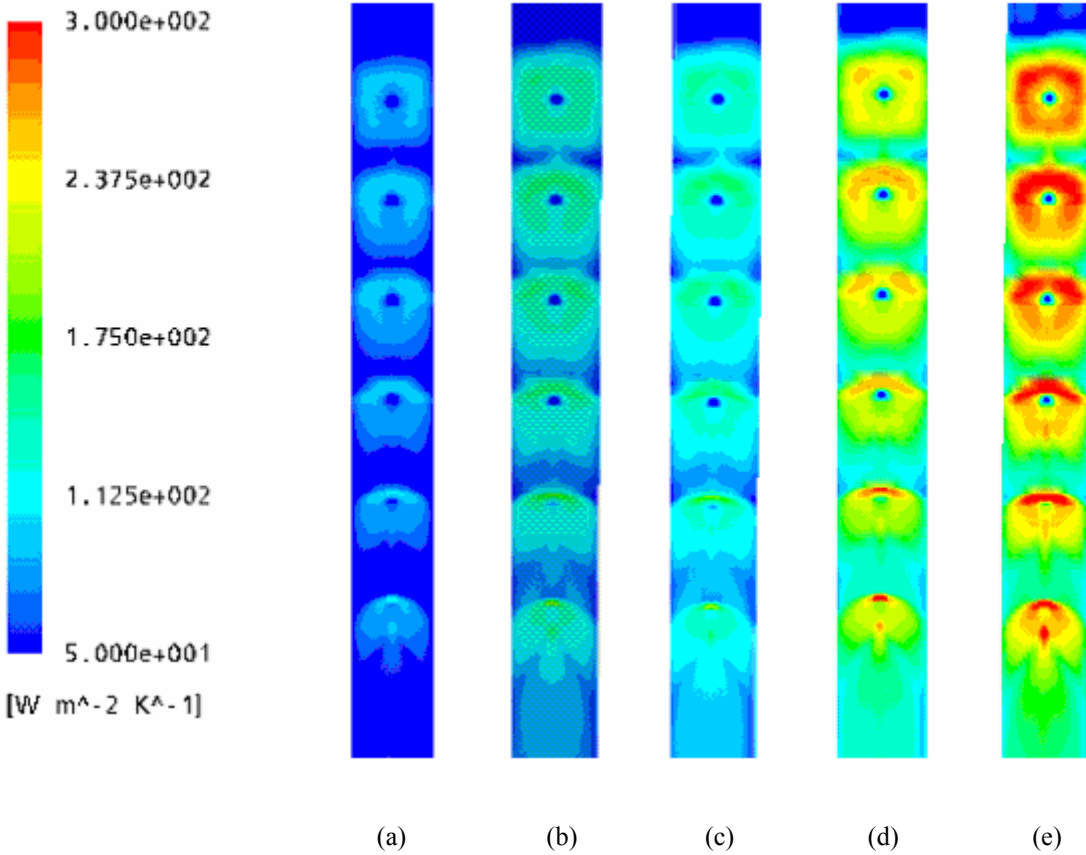
Şekil 5.6' da jet delik merkez mesafesi (S) 59,55 mm olan geometri, şekil 5.7' de ise bu geometriye ait ısı transfer katsayısı dağılımı görülmektedir.



Şekil 5.6. Jet Delik Merkez Mesafesi (S) 59,55 mm Olan Geometri

Wall Heat Transfer Coefficient

(arka duvar)



Şekil 5.7. $S_3=59,55$ mm İçin Hedef Plaka Üzerinde Isı Transfer Katsayısı Dağılımı

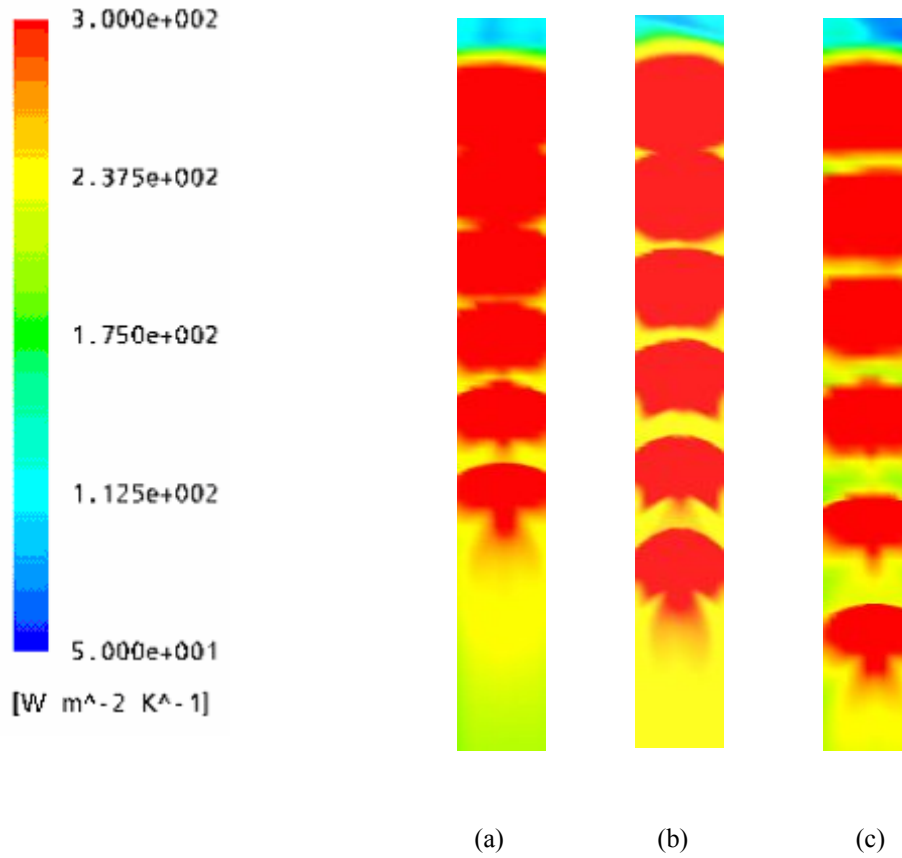
a) Re=14000 b) Re=22000 c) Re=28000 d) Re=34000 e) Re=40000

Şekil 5.7' de görüldüğü gibi Reynolds sayısı arttıkça ısı transfer katsayısı artmaktadır. Isı transfer katsayısının artması cross flow etkisini daha homojen hale getirerek daha etkin bir soğutma/ısıtma yapılmasını sağlamaktadır. Jet delikleri arasındaki uzaklık artması hedef plaka üzerindeki ısıtma/soğutma dağılımını daha homojen olmasına yardımcı olmakta ancak delikler arasında soğuk/sıcak bölgelerin

oluşmasına neden olmaktadır. Bu durum delikler arasındaki uzaklığın azaltılmasıyla bertaraf edilmiştir.

Görüldüğü gibi tüm jet delik merkez mesafeleri için en ideal ısı transfer katsayısı dağılımı Reynolds sayısının 40000 olduğu durumdur. Çünkü ısı transfer katsayısının en yüksek değere ulaştığı ve ısıtma/soğutmanın en homojen olduğu Reynolds sayısıdır. En ideal olan geometriyi tespit edebilmek amacıyla her üç geometride de en iyi sonucu veren $Re=40000$ değeri için elde edilen sonuçlar Şekil 5.8’ de karşılaştırılmaktadır.

Wall Heat Transfer Coefficient {arka duvar}



Şekil 5.8. $Re=40000$ İçin Hedef Plaka Üzerinde Isı Transfer Katsayısı Dağılımı

a) $S_1=43,67$ mm b) $S_2=51,61$ mm c) $S_3=59.55$ mm

Şekil 5.8’ de, 3 farklı jet plakası görülmektedir. Şekilden de görüldüğü gibi hedef plaka üzerindeki ısı transfer katsayısı dağılımı girişten çıkışa doğru azalmaktadır. Bu

etki hedef plaka üzerinde birinci ve ikinci jet bölgesinde maksimum iken özellikle üçüncü jetten itibaren ısı transfer karakteristiklerinde açık bir şekilde azalma görülmekte ve beraberinde ısı transfer katsayısı azalmaktadır. Jet delik merkez mesafesinin artması çapraz akış etkisinin kanal boyunca kendisini daha belirgin bir şekilde göstermesine sebep olmaktadır. Jet delikleri arasındaki uzaklığın artışı hedef plaka üzerinde çapraz akışın arttığı noktalarda yani iki jet arasındaki bölgelerde ısı transferi katsayısında ani düşüşler meydana getirdiği görülmektedir. Jet delikleri arasındaki uzaklığın azaltılması çapraz akışın bu etkisi azaltmakta hatta ilk 2 jet bölgesinde çok homojen bir ısı transferi dağılımı olduğu ve çapraz akışın artması ile bu dağılımın akış doğrultusunda homojenliğin bozulduğu görülmektedir. Başka bir deyişle, jet delik merkez mesafesi azaldıkça cross-flow etkisinin de azaldığı ve kanal boyunca daha homojen bir ısı transfer katsayısı dağılımı elde edildiği görülmektedir. Ancak bu dağılım sadece jetlerin olduğu bölge ile sınırlıdır.

Yapılan çalışmadan elde edilen sonuçlar bir mpeg dosyası oluşturularak video görüntüsü haline getirilmiştir. Görüntüler izlendiğinde ısı transfer katsayısı dağılımının zamanla değişimi görülmektedir.

Bu çalışma, deneysel bir çalışmanın ANSYS ICEM CFD ve ANSYS CFX programları kullanılarak nümerik olarak çözülebileceğini ve elde edilen sonuçların deneysel çalışmalarla uyum sağladığını göstermektedir. Yapılan teorik modelin ve seçilen sınır şartlarının deneysel çalışmaya uygun olduğu elde edilen sonuçlardan anlaşılmıştır.

ANSYS CFX bu tür ısı transferi ve akışkanlar mekaniği problemlerine uygulanabildiği, bundan sonra yapılacak deneysel çalışmaların gerçekleştirilmesinden önce nümerik analiz yapılarak deneysel çalışma için harcanacak maliyetlerin ve zaman kayıplarının engellenebileceğini göstermektedir.

KAYNAKLAR

- [1] EREN, H., Sıvı kristal tekniğinin ısı transferi uygulamalarında Kullanılması. Mühendis ve Makine Dergisi, 512, 30-36, Eylül, 2002.
- [2] AZAR, K., FARINA, D.J., Measurement chip temperatures with thermochromic liquid crystals. Electronics Cooling, V.3. No:1, 1997.
- [3] GLEESON, H., Introduction to liquid crystals: Chapter1-2. Manchester University, 1998.
- [4] STASIEK, J.A., KOWALEWSKI, T.A., Thermochromic liquid crystals applied for heat transfer research. Opto Electronics. 2002; V.10. pp: 1-10.
- [5] COOPER, A., Liquid crystal thermography and its application to study of convective heat transfer. J. Engineering for Gas Turbines and Power. 1985.
- [6] WIERZBOWSKI, M., STASIEK, J., Liquid crystal technique application for heat transfer investigation in a fin-tube heat exchanger element. Experimental Thermal and Fluid Science 2001; 26 (2002) 319-323.
- [7] STASIEK, J., Liquid crystal thermography and true colour digital image processing. Optics&Laser Technology 2005; 38 (2006) 243-256.
- [8] CHYU, M.K., Determination of local heat transfer coefficient based on bulk mean temperature using transient liquid crystal technique. Experimental Thermal and Fluid Science 1998; V.18, pp:142-149.
- [9] AZAR, K., BENSON, J.R., MANNO, V.P., Liquid crystal imaging for temperature measurement of electronics devices. IEEE Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium, Phoenix AZ., USA, pp:22-33, 1991.
- [10] BREVET, P., Heat Transfer to a row of impinging jets in consideration of optimization. Heat and Mass Transfer Dergisi 2002; Volume 45, Sayfa 4191-4200.
- [11] KAKAC, M., YENER, Y., Exact solution of the transient forced convection energy equation for timewise variation of inlet temperature. International Journal Heat and Mass Transfer, 1973.
- [12] CAMPO, Y., YOSHIMURA, K., Random heat transfer in flat channels

- with timewise variation of ambient temperature. *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 1979.
- [13] HATAY, N., Numerical and experimental analysis of unsteady laminar forced convection in channels. *International Communication Heat and Mass Transfer*, 1991.
- [14] SOZBİR, N., Kanallarda tek fazlı cebri konveksiyon ve elektronik soğutma. İ.Ü.,1995
- [15] UYSAL, U., Dikdörtgen kesitli kanallarda daimi olmayan zorunlu konveksiyon nümerik modellenmesi. KOÜ, 1996
- [16] GIOVANNI, N., Heat transfer in rectangular channels with transverse and V shaped broken ribs. *Heat and Mass Transfer* 2004; Vol.47, pp:229-243.
- [17] OSAMA, M.A., Heat transfer distributions on the walls of a narrow channel with jet impingement and cross flow. University of Pittsburgh, PhD. 2003.
- [18] EKKAD, S.V., Gas turbine film cooling and heat transfer measurement using transient liquid crystal technique. Texas University (A and M), PhD, 1995.
- [19] EKKAD, S.V., HAN, J.C., A transient liquid crystal thermography technique for gas turbine heat transfer measurement” *Meas. Sci. Technol.* 1998; Vol.11, 957-968.
- [20] CHO, H.H., HAM, J.K., Influence of injection type and feed arrangement on flow and heat transfer in injection slot. ASME Turbo EXPO 2000, Munich, May 8-11, 2000.
- [21] ZECCHI, S., BACCI, A., Numerical analysis of crossflow and single jet impinging on a heated surface with shaped groove. 2004, ASME paper no: GT2004-53549
- [22] UYSAL, U., LI, P.W., CHYU, M.K., CUNHA, F.J., Heat transfer on internal surfaces of a duct subjected to impingement of a Jet array with varying jet hole size and spacing” ASME Turbo EXPO 2005, Reno, GT2005-68106, 2005
- [23] AZAD, S.,HUANG, Y., HAN, J.C., Impingement heat transfer on dimpled surface using a transient liquid crystal technique. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 2000; Vol.14, No.2.
- [24] ALDABBAGH, L.B.Y., SEZAI, I., MOHAMMAD, A.A., Three-dimensional investigation of a laminar impinging square jet interaction with cross-flow. *Journal of Heat Transfer*, April 2003; Vol.125 pp:243-249.

- [25] WOLFERSDORF, J.V., Influence of lateral conduction due to flow temperature variations in transient heat transfer measurements. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2006; 50 (2007) 1122-1127.
- [26] KINGSLEY-ROWE, J.R., Transient heat transfer measurements using thermochromic liquid crystal: Lateral conduction error. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2004; 26 (2005) 256-263.
- [27] YAN, Y., OWEN, J.M., Uncertainties in transient heat transfer measurements with liquid crystal. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2001; 23 (2002) 29-35.
- [28] HUANG, Y., EKKAD, A.V., HAN, J.C., Detailed heat transfer distributions under an array of orthogonal impinging jets. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 1998; Vol.12, No.1.
- [29] SAN, Y., LAI, M.D., Optimum jet to jet spacing of heat transfer for staggered arrays of impinging air jets. *Heat and Mass Transfer*, 2001; Vol. 44, pp:3997-4007.
- [30] YAN, W.M., Experimental study of impinging heat transfer along rib-roughened walls by using transient liquid crystal technique. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2005; 48 (2005) 2420-2428
- [31] YAN, W.M., Measurement of detailed heat transfer on a surface under arrays of impinging elliptic jets by a transient liquid crystal technique. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2004; 47 (2004) 5235-5245.
- [32] HONG, S.K., Heat/Mass transfer with circular pin fins in impingement/effusion cooling system with crossflow. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, October/December 2006; Vol.20, No.4.
- [33] O'DONOVAN, S., Jet impingement heat transfer- Part I: Mean and root-mean-square heat transfer and velocity distributions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2007; 50 (2007) 3291-3301.
- [34] FUNAZAKI, K., Heat transfer characteristics of an integrated cooling configuration for ultra-high temperature turbine blades: Experimental and numerical investigations. *ASME Turbu Expo 2001*, June 4-7, 2001.
- [35] YANG, J.S., Heat transfer measurement using thermochromatic liquid crystal. *Current Applied Physics*, 2006; 7 (2007) 413-420.
- [36] LIM, K.B., An experimental study on the characteristics of heat transfer on the turbulent round impingement jet according to the inclined angle of convex surface using the liquid crystal transient method. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2006; 31 (2007) 711-719.

- [37] KONAKJARUVIJIT, K., MARTINEZ-BOTAS, R.F., Jet impingement on a dimpled surface with different crossflow schemes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2004; 48 (2005) 161-170.
- [38] EKKAD, V., Jet impingement heat transfer on dimple target surfaces. *International Journal Of Heat and Fluid Flow*, 2001; 23 (2002) 22-28.
- [39] WOEL, C.S., Heat transfer of impinging jet array over convex-dimpled surface. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2006; 31 (2007) 625-640.
- [40] SANG, J.Y., Impingement heat transfer of staggered arrays of air jets confined in a channel. *International Heat And Mass Transfer*, 2007; 50 (2007) 3718-3727.
- [41] YU, Y., Film cooling effectiveness and heat transfer coefficient distributions around diffusion shaped holes. *ASME-2002*, October 2002, Vol.124.
- [42] CHO, H.H., CHOI, J.H., RHEE, D.H., Effects of hole arrangements on heat\mass transfer of impingement effusion cooling system.
- [43] CHO, H.H., Heat/Mass transfer characteristics of arrays of impingement jets with effusion holes. *Journal of Turbomachinery*, 2001; Vol. 123, pp. 601-608.
- [44] GAO, L., Impingement heat transfer under linearly stretched arrays of holes. *ASME Turbo Expo 2003 Power for Land, Sea and Air*, June 16-19, 2003.
- [45] INCROPERA, F.P., DEWITT, D.P., Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri. *Literatür Yayıncılık*, sf.415, 2006.
- [46] ERSİN, P., Eğitim amaçlı Ansys paket programının tanıtılması, Ansys öğretimi ve uygulama örnekleri. *Zonguldak Karaelmas Üniversitesi*, 2007.
- [47] ERGEN, H., Düşük lüle plaka mesafelerinde çarpan hava jetinin oluşturduğu ısı transferinin sayısal olarak incelenmesi. *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, 2007.
- [48] ŞAHİN,F., Jet çarpmalı dikdörtgen kesitli bir kanalın ısı transferi büyüklüklerinin deneysel (TLC metodu ile) ve teorik analizi.Doktora tezi, Şubat-2008.
- [49] ANSYS CFX tutorials

ÖZGEÇMİŞ

1981 yılında Ankara'da doğdu. İlk ve orta öğrenimini Ankara Demetevler İlk Okulu ve Ankara Demetevler Orta Okulu'nda tamamladı. Yenimahalle Mimar Sinan Yabancı Dil Ağırlıklı Lise' sini bitirdikten sonra Sakarya Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Çevre Mühendisliği bölümünü kazandı. 2005 yılında aynı üniversitenin Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği bölümünde master eğitimine başladı. Halen Sakarya Üniversitesi'nde öğrenimine devam ediyor olup aynı zamanda özel bir şirkette iş hayatına devam etmektedir.