

ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

DÖNEN ÇARPAN JETİN ISI TRANSFER
KARAKTERİSTİKLERİNİN DENEYSEL İNCELENMESİ

Kadir BAKIRCI

76940

76940

Yönetici: Yrd. Doç.Dr. Kadir BİLEN

Yüksek Lisans Tezi

ÖZET

Yüksek hızlı hava jetleri, tekstil ve kağıt sanayisinde, metallerin ısı işlemleri ile elektriksel ve elektronik ekipmanların soğutulmasında genellikle yaygın bir şekilde kullanılır.

Bu çalışmada yuvarlak bir lüleden dönerek çıkan hava jeti, düz bir levha üzerine dik açıda çarptırılarak, levha üzerindeki ısı transfer karakteristikleri çeşitli parametrelere bağlı olarak incelenmiştir. Deneyler normal (boş), çok kanallı ($\theta=0^\circ$) ve dönen ($\theta=22.5^\circ$, 41° ve 50°) jetler için çeşitli Reynolds sayılarında ve lüle-levha mesafelerinde yapılmış ve lüle çapı 15 mm alınmıştır. Deneylerde levhanın yüzey sıcaklıkları, sıvı kristal metodu ile ölçülmüştür.

Sonuçta, normal, çok kanallı ve dönen jetlerin Nusselt sayılarının durgunluk noktası uzaklığıyla değişimleri elde edilmiştir. Reynolds sayısı arttıkça Nusselt sayısının arttığı, maksimum Nusselt sayısının normal, çok kanallı ve $\theta=22.5^\circ$ açılı dönen jetlerde durma noktasında, $\theta=41^\circ$ ve 50° açılı dönen jetlerde ise durma noktasından yaklaşık $X/D=2.5$ değerinde meydana geldiği gözlenmiştir. $Re=20\ 000$ için maksimum Nusselt sayısı yaklaşık olarak $H/D=6$ lüle-levha mesafesinde elde edilmiştir.

SUMMARY

High speed air jets are commonly used in the textile and paper industry, thermal treatment of metals and cooling of electrical and electronical equipments.

In the present work, air jet issuing by swirling from a cylindrical nozzle was perpendicularly impacted to a narrow plate and the heat transfer characteristics on the plate were investigated depending on various parameters. Experiments were performed for normal (empty), multi-channeled ($\theta=0^\circ$) and swirling jets ($\theta=22.5^\circ$, 41° ve 50°) at different Reynolds numbers and nozzle-to-plate distances, and the diameter of the nozzle was taken as 15 mm. In the experiments, the surface temperatures of the plate were measured using liquid crystal method.

Consequently, the changes of Nusselt numbers in radial direction from stagnation point were obtained for the normal, the multi-channeled and the swirling jets. It was observed that Nusselt number increased with increasing Reynolds number, and that the maximum Nusselt number occurred at the stagnation point for the normal, the multi-channel, and the swirling jets with $\theta=22.5^\circ$ while it occurred at approximately $X/D=2.5$ for swirling jets with $\theta=41^\circ$ and 50° . For $Re=20\ 000$, the maximum Nusselt number was obtained for a nozzle-to-plate distance of approximately $H/D=6$.

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans tezi danışmanlığımı üstlenerek gerek konu seçimi, gerekse çalışmaların yürütülmesi sırasında yardımını esirgemeyen sayın Yrd. Doç. Dr. Kadir BİLEN'e teşekkür ederim.

Deney düzeneği ve ölçümler için gerekli olan araç ve gereçlerin temin edilmesinde bize yardımcı olan bölüm başkanımız sayın Doç. Dr. Ömer ÇOMAKLI'ya ve çalışmalarımda yardımını gördüğüm bütün bölümümüz öğretim elemanlarına teşekkür ederim.

Ayrıca çalışmalarımda deney setinin kurulmasına yardımcı olan bölüm teknisyenlerine sonsuz şükranlarımı sunarım.

İÇİNDEKİLER

Sayfa No

ÖZET.....	I
SUMMARY.....	II
TEŞEKKÜR.....	III
İÇİNDEKİLER.....	IV
SEMBOL LİSTESİ	VI
1.GİRİŞ	1
2. GENEL BİLGİLER	13
2.1. Çarpan Jet	13
2.2. Çarpan Jet Akım Bölgeleri	13
2.2.1 Serbest Jet Bölgesi	14
2.2.2 Durgunluk veya Çarpma Bölgesi	15
2.2.3 Duvar veya Yan Jet Bölgesi	15
2.3. Sıvı Kristal	15
2.3.1. Sıvı Kristal ile Sıcaklık Ölçümü.....	17
2.4. Isı Transfer Katsayısının Hesaplanmasında Kullanılan Denklemler.....	17
2.4.1. Isı İletim Denklemi ve Sınır Şartları	17

3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	20
3.1. Deney Düzeneği.....	20
3.1.1. Basıncılı Hava ve Akım Kontrolü.....	22
3.1.2. Lüle Dizaynı.....	23
3.1.3. Dört Kanallı Jet Dizaynı	24
3.1.4. Jet Çarpma Levhası.....	25
3.1.5. Sabit Sıcaklık Banyosu.....	26
3.2. Sıvı Kristalin Kalibrasyonu.....	27
3.2.1. Sıvı Kristalin Renk ve Sıcaklık İlişkisi.....	28
3.2.2. Yüzeyin Sıvı Kristal İle Kaplanması.....	28
3.3. Test Plakası Üzerinde Renk Halkası Yarıçapının Ölçülmesi.....	29
3.4. Deneylerin Yapılışı.....	30
4. DENEYSEL SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME	32
4.1. Deneylerde İncelenen Parametreler	32
4.2. Nusselt Sayısı Dağılımlarının İncelenmesi	32
5. SONUÇLAR VE TARTIŞMA	53
6. KAYNAKLAR.....	55
7. EKLER	59

SEMBOL LİSTESİ

D	[m]	:Lüle çapı
X/D		:Durgunluk noktasından boyutsuz (radyal) mesafe
H/D		:Boyutsuz lüle-levha mesafesi
L _L	[m]	:Lüle uzunluğu
L	[m]	:Levha kalınlığı
H	[m]	:Lüle-levha mesafesi
h	[W/m ² °K]	:Lokal ısı transfer katsayısı
Z	[m]	:Lüle çıkış mesafesi
r	[m]	:Jet ekseninden radyal yöndeki uzaklık
θ	[Derece]	:Dönme jeneratörünün helis açısı
x,y		:Çarpma levhası eksen takımı, Şekil 2.1
$\dot{m}$	[kg/s]	:Lülenin kütleli hava debisi
$\dot{V}$	[m ³ /s]	:Lülenin hacimsel hava debisi
Nu		:Lokal Nusselt sayısı
Nu _o		:Durgunluk noktası (maksimum) lokal Nusselt sayısı
Re		:Jet Reynolds sayısı
μ	[kg/ms]	:Havanın dinamik viskozitesi
ν	[m ² /s]	:Havanın kinematik viskozitesi
k _a	[W/m °K]	:Havanın ısı iletim katsayısı
k _p	[W/m °K]	:Levhanın ısı iletim katsayısı
O		:Durgunluk noktası
x		:Levha kalınlığı eksen, Şekil 2.3
T _P	[°C]	:Levha arka sıcaklığı
T _q	[°C]	:Yüzeydeki sıvı kristalin renk sıcaklığı
T _J	[°C]	:Jet hava sıcaklığı
T _∞	[°C]	:Ortam sıcaklığı
T _f	[°C]	:Film sıcaklığı [(T _q +T _J)/2]
T _{k1}	[°C]	:Kırmızı rengin başlangıç sıcaklığı

T_{ko}	[°C]	:Kırmızı rengin ortalama sıcaklığı
T_{k2}	[°C]	:Kırmızı rengin bitiş sıcaklığı
T_{y1}	[°C]	:Yeşil rengin başlangıç sıcaklığı
T_{yo}	[°C]	:Yeşil rengin ortalama sıcaklığı
T_{y2}	[°C]	:Yeşil rengin bitiş sıcaklığı
T_{fk1}	[°K]	:Kırmızı rengin başlangıç film sıcaklığı
T_{fko}	[°K]	:Kırmızı rengin ortalama film sıcaklığı
T_{fk2}	[°K]	:Kırmızı rengin bitiş film sıcaklığı
T_{fy1}	[°K]	:Yeşil rengin başlangıç film sıcaklığı
T_{fyo}	[°K]	:Yeşil rengin ortalama film sıcaklığı
T_{fy2}	[°K]	:Yeşil rengin bitiş film sıcaklığı
k_{ak1}	[W/m°K]	:Kırmızı rengin başlangıcındaki havanın ısı iletim katsayısı
k_{ako}	[W/m°K]	:Ortalama kırmızı renkteki havanın ısı iletim katsayısı
k_{ak2}	[W/m°K]	:Kırmızı rengin bitişindeki havanın ısı iletim katsayısı
k_{ay1}	[W/m°K]	:Yeşil rengin başlangıcındaki havanın ısı iletim katsayısı
k_{ayo}	[W/m°K]	:Ortalama yeşil renkteki havanın ısı iletim katsayısı
k_{ay2}	[W/m°K]	:Yeşil rengin bitişindeki havanın ısı iletim katsayısı

1.GİRİŞ

Çarpan jetler ısı ve kütle transferini artırmak için etkili bir yöntem olarak bir çok uygulamalarda kullanılır. Genellikle hava akışkanlı çarpan jetler, yüksek sıcaklık gaz türbinlerinin, kağıt ve cam imalat tesislerinin, metallerin ısı işlemlerinin ,cam levha temperlemesinin, tekstil ve kağıt sanayisinin, elektriksel ve elektronik ekipmanların yer aldığı pek çok endüstriyel sistemlerde, yüzeyde kurutma, ısıtma ve soğutma (sıcak çelik plakaların soğutulması, camın temperlenmesi, filmler ve kağıtların kurutulması, türbin kanatlarının ve elektronik devrelerin soğutulması vb.) amacıyla kullanılır [1, 2, 3].

Jet çarpması, bir akışkan ile yüzey arasında büyük oranda lokal ısı transfer katsayısı elde etmek amacıyla kullanılan bir tekniktir. Küçük boyutlu elektronik devrelerin soğutulmasında, büyük boyutlu soğutma ekipmanların kullanımını (dezavantajını) ortadan kaldırarak optimum boyutların kullanımını mümkün kılmakta ve diğer endüstri dallarında ise daha az hava oranına karşılık, yüksek oranda ısı transferi elde edilerek, enerji tüketimine önemli ölçüde katkı sağlamaktadır. Çarpan jet, bir nozul veya lüleden fışkıran havanın düz bir yüzeye çarpmasıyla elde edilir. Yüzey üzerinde ısı transferini artırmak için en çok meydana getirilen akış sistemlerinden biri, türbülanslı jet çarpmasıdır. Serbest bir jet (lüleden çıktığı durumda) kolaylıkla yüksek oranda türbülans şiddeti meydana getirebilir. Maksimum ısı transferi için yüzeyin jet çıkışından hangi mesafede tutulması gerektiği çok önemli bir sorundur [4].

Lüleler herhangi bir şekilde olabilir, fakat genellikle yaygın olan tek ve çok sıralı uzun, dar yarık (iki boyutlu) veya yuvarlak deliklerdir. Bazı uygulamalarda noktasal soğutma, tek bir jet ile elde edilirken, diğerlerinde (endüstriyel kurutma gibi) basınçlı hava deposundan gelen yüksek basınçlı hava ve bir dizi lüle ile elde edilebilir [5]. Göz önüne alınması gereken çok sayıdaki değişken nedeniyle çok lüveli donatım oldukça komplikedir. Değişkenler lülenin boyutu, şekli, lülenin yüksekliği, iki lüle arasındaki mesafe, hız ve üflenen hava sıcaklığıdır [4].

Yuvarlak jetlerde, lüle ağız çapı veya iki boyutlu jetlerde ise ağız genişliği , çok önemli bir dizayn parametresidir. Bu parametreler kütleli hava debisi ve buna bağlı olarak fan gücü ve işletim masraflarını etkiler. Tasarımcı lülenin boyutu, şekli, yüzeyden uzaklığı, hava hızı ve sıcaklığı gibi değişkenleri optimize, bunun yanı sıra yapım ve işletim masraflarını da minimize etmek zorundadır [4].

Çarpma yüzeyinde sıcaklık ölçümleri, sıvı kristal maddesi kullanılarak yapılmıştır. Bu madde son yıllarda özellikle Avrupa ve Amerika'da ısı transferi uygulamalarında, sıcaklık ölçümleri için kullanılmaktadır. Sıvı kristal maddesi, kimyasal sıvı bir karışımdır ve yüzeye ince bir film şeklinde püskürtülür. Yüzeyde kuruduktan sonra akım yönünde herhangi bir bozucu ve direnç etkisi meydana getirmeksizin sıcaklık ölçümlerine müsaade eder. Sıcaklık ölçümleri görsel olarak kayıt edilebilir. Sıvı kristal, yüzeyin sıcaklığına göre renk verebilmektedir, böylece elde edilen renklere göre, lokal sıcaklıklar ölçülmüş olur. Bu madde, sıcaklıkta meydana gelen küçük artımlara karşılık, rengini hemen değiştirebilmektedir [4].

Bu konu ile ilgili ilk çalışmalar, dış çevre havasına boşalan jetin (serbest jetin), akış rejim bölgelerinin tespiti, akım karakteristikleri ve çarpan jetlerin levha üzerinde meydana getirdiği statik basınç ölçümleri ile ilgilidir. 1970 yılından beri ölçme teknikleri ve bilgisayarların gelişmesine bağlı olarak çarpan jetin hız alanlarının ve türbülans büyüklüklerinin ölçülmesi ve hesaplanması ile ilgili çalışmalar başlamıştır, aynı zamanda buna paralel olarak, levha üzerindeki ısı transfer karakteristikleri de daha hassas incelenmiştir [4].

Günümüzde ise yüksek hızlı bilgisayarların yaygınlaşması sonucunda, çarpan jetlerde ısı transferi ve akım alanının sayısal incelenmesi, detaylı bir şekilde yapılmaktadır. Aynı şekilde, ölçme yöntemlerinin de gelişmesi nedeniyle laboratuvar ölçümleri de duyarlı bir şekilde yapılabilmektedir [4].

Serbest ve çarpan jetler ile ilgili akım karakteristikleri ve ısı transfer ölçüm çalışmaları, çeşitli kaynaklarda yer almıştır. Donaldson ve arkadaşları [6]

tarafından sunulan bir çalışmada, serbest jet ile ilgili olarak, jet içinde basınç dağılımları ölçülmüş, serbest jetin yayılımı ve hız profilleri tespit edilmiştir. Donaldson ve arkadaşları lüleden çıkan jetin, silindir ve düz bir levha üzerine çarptırılması ile yine akım karakteristiklerini deneysel incelemişlerdir.

Donaldson ve arkadaşının [7] yaptığı diğer bir deneysel çalışmada, yuvarlak hava jetin, düz bir levhaya dik açıda çarpması sırasında, lokal ısı transfer karakteristikleri ve sabsonik jetin türbülans karakteristikleri deneysel olarak incelenmiştir. Veriler, jet ekseninden radyal yönde ve eksenindeki hızın yarısına eşit olduğu uzaklık mesafesine göre boyutsuz şekilde verilmiştir. Bu da verilerin kullanımını hayli zorlaştırmıştır. Durgunluk noktası civarında ısı transferini bulmak için, aynı basınç dağılımına sahip, laminar akış şartlarında belirledikleri türbülans düzeltme katsayısını kullanmışlardır.

Goldstein ve arkadaşı [8] tarafından yapılan deneysel çalışmada, tek veya çok sıralı jetlerin, düz bir levha üzerine normal (dik) yönde çarpması halinde, lokal ısı transfer katsayılarını bulmak için bir görüntü tekniği kullanılmıştır. Mylar tabaka üzerine sıvı kristal püskürtülerek arka yüzeyde ısı akısı ayarlanıp kararlı durumda lokal ısı transfer katsayıları ve yüzeyde sabit sıcaklık çizgileri kullanılarak, eş ısı transfer katsayı çizgilerine geçilmiştir.

Pamadi ve arkadaşı [9] yaptığı çalışmada küçük lüle-levha aralığı ($H/D=2$ ve 4) için, ısı akısının yüzeyde radyal yönde iki tane pik yaptığı, bunlardan dıştakinin laminar akıştan türbülansa geçişte, diğerinin ise jette üniform olmayan türbülansdan dolayı olduğu belirtilmiştir. Ayrıca türbülanslı akış için bir de teorik hesaplama verilmiştir.

Shoukri ve arkadaşı [10] tarafından sunulan deneysel çalışmada, düz bir levhanın çevresi yuvarlak olarak kapalı ve üstten açık olmasına göre, çarpan jet ve ısı transfer karakteristikleri incelenmiştir. Deneysel sonuçlarda, ısı transferinin Reynolds sayısı ile arttığı, durgunluk noktasından uzaklıkla ise düştüğü görülmüştür ve verilerden yararlanarak uygun bir korelasyon

yapılmıştır. Sonuç olarak çevresi kapalı levha üzerine çarpan jetlerde, aynı şartlarda çevresi kapalı olmayan serbest jetlere nazaran, düz bir yüzeyden daha az ısı transferinin olduğu bulunmuştur. Bu durum oluşan akım alanı ile açıklanmıştır.

Sparrow ve arkadaşları [11] tarafından yapılan deneysel çalışmada, dairesel bir hava jeti dik ve eğik açılarda naftalin bir yüzeye çarptırılarak, kütle transferi ölçülmüş ve uygun bir analogi ile ısı transfer oranına geçilmiştir. Jet eğim açısının değişmesi, durgunluk noktasının yerini değiştirmiştir. Maksimum ısı ve kütle transfer oranının, jet eğim açısına büyük oranda duyarlı olmadığı görülmüştür.

Popiel ve arkadaşları [12] tarafından yapılan deneysel çalışmada, döner bir disk üzerine hava jetinin çarpması halinde meydana gelen ısı transfer katsayısı dağılımı bulunmuştur.

Popiel ve arkadaşları [13] tarafından yapılan diğer bir deneysel çalışmada, bir fırın ısıtıcı ile elde ettikleri sıcak hava jetini, izotermal düz bir yüzeye çarptırarak yüzeydeki lokal ısı transfer katsayıları dağılımını bulmuşlardır. Reynolds sayısı 1860 ve 1050, yoğunluk oranı 7.6, lüle-levha aralığı 2 ve 20D arasında alınmıştır.

Özdemir ve arkadaşları [14] tarafından yapılan deneysel çalışmada, belli bir açı ve Reynolds sayısında, çarpan jetin oluşturduğu duvar jet bölgesinde, aerodinamik ve termal karakteristikleri ölçülmüştür.

Aralov [15] yaptığı çalışmada türbülanslı dik çarpan jetin, durgunluk noktası civarında ısı transfer dağılımını hesaplamış ve bu değeri, laminar duruma göre yorumlamıştır.

Can [16] tarafından yapılan deneysel çalışmada, benzer ve değişik lüle şekillerinin ısı transferi üzerine etkileri incelenmiştir. Ayrıca suni olarak artırılmış

türbülans seviyesi ve akustik tekniği ile ısı transferi artırma metotları uygulanmış ve her iki durumda da ısı transfer katsayısında makul ısı artışı elde edilmiştir.

Dakos ve arkadaşları [17] tarafından yapılan deneysel çalışmada, tümsek ve düz yüzeyde türbülanslı duvar jetin akım karakteristikleri ve sıcaklık dağılımı ölçülmüştür. Tümsek yüzeyde sıfır kayma gerilmesi ve akım çizgisinin sıfır olduğu ısı akı noktası, maksimum hız noktasından daha uzakta yer almıştır.

Ward ve arkadaşı [18] tarafından, türbülanslı dönen ve çarpan jetler üzerinde yaptıkları deneysel bir çalışmada, düz bir düzlem üzerine dik olarak çarpan, dönen hava jetlerinin kütle ve ısı transfer oranları incelenmiştir. Kütle transfer verileri ince bir film halinde naftalin buharlaşma (süblimleşme) tekniği kullanılarak belirlenmiştir. Kütle transferinden yararlanarak ısı transfer oranlarını belirlemek için ise Chilton Colburn analojisi kullanılmıştır. Bu analojinin jet çarpma sistemlerine uygulanabilirliği yapılan çalışmalarla tespit edilmiştir. Bu çalışma, jet dönme sayısı 0'dan 0.48'e kadar ve lüle-levha mesafesi 2'den 12 jet çapına kadar değiştirilerek yapılmıştır. Ayrıca dönmenin olmadığı durumda ortalama lüle çıkış hızına dayanan jet Reynolds sayısı 32 000 ve 60 000'de çalışılmıştır. Dönme uygulamasının, ısı transfer oranlarını önemli derecede azalttığı belirtilmiştir.

Durma noktasında ısı transfer katsayısı, dönme sayısı S 'ye son derece bağlı olduğu ifade edilmiştir. Dönme derecesi artırıldığında, bu ısı transfer katsayılarında meydana gelen azalmanın, jetin çarpma düzlemine geliş hızındaki azalması ile ilişkili olduğu belirtilmiştir. Dönmeyen akış için durma noktasında maksimum ısı transferi, H/D oranının yaklaşık olarak 4 olduğu bir mesafede meydana geldiği, en büyük dönmelerdeki en yüksek ısı transferinin ise $H/D=2$ olan en yakın lüle-levha mesafesinde meydana geldiği gözlenmiş ve benzer durumların $S=0.12$ jet dönme sayısında da görülebildiği ifade edilmiştir. Bu araştırmada çalışılan en yüksek dönme sayısında ($S=0.48$) maksimum ısı transfer yerinin jetin merkez ekseninden yer değiştirdiği gözlenmiştir [18].

Dönme hareketi tarafından başlatılan merkezkaç etkilerinin jet eksenini boyunca zıt bir basınç gradyenti oluşturduğu gözlenmiş, sonuç olarak hafif bir dönmenin bile, jetin ekseninde maksimum hızı azalttığı ifade edilmiştir [18].

Bilen [4]'in dik ve eğik jetler üzerine yaptığı deneysel bir çalışmada, dik çarpan jetlerin, yüzeyde x ve y eksenlerine göre simetrik olduğu, maksimum ısı transfer (durgunluk) noktasından levha kenarlarına doğru x değeri arttıkça Nusselt sayısında logaritmik bir azalma olduğu görülmüştür. Tüm lüle-levha aralıkları ve tüm Reynolds sayıları için maksimum Nusselt sayısı geometrik çarpma noktasında meydana geldiği ifade edilmiştir. Ayrıca durgunluk noktasından uzaklık (X/D) oranı arttıkça, Reynolds sayısına bağlı Nusselt sayısında da yine logaritmik bir azalma olduğu belirtilmiştir. Eğik jetlerde ise sadece y ekseninde simetriklik olduğu ve jetin eğim açısı (90 dereceden itibaren) azaldıkça asimetrikliğin arttığı gözlenmiştir. Özellikle maksimum noktanın negatif x eksenindeki ısı transfer katsayılarının daha hızlı bir düşme eğilimi gösterdiği ve maksimum noktanın her iki tarafında soğutma ve ısıtma kapasitelerinde açık bir farklılık görüldüğü belirtilmiştir.

Dik jetlerde olduğu gibi eğik jetlerde de tüm yüzey üzerinde durgunluk noktasında Nusselt sayısının, artan Reynolds sayısı ile birlikte arttığı ve ayrıca artan lüle-levha aralığı ile de düşme eğilimi gösterdiği açıklanmıştır. Durgunluk noktasında en küçük jet eğim açısında elde edilen maksimum ısı transfer katsayısında, dik çarpan jete göre ortalama % 30 oranında azalma olduğu belirtilmiştir. Sonuçta ısı transfer katsayılarının, jet eğim açısına çok büyük oranda duyarlı olmadığı ifade edilmiştir. Deneysel çalışılan tüm aralıklar için ise maksimum ısı transfer katsayısı, yaklaşık 8 jet çapı lüle-levha aralığı mesafesinde meydana geldiği gözlenmiştir [4].

Owsenek ve arkadaşları [19] tarafından yapılan bir çalışmada, düz bir plaka üzerine çarpan aksenel ve radyal laminar jetlerin dönme etkisinin ısı transferi üzerine etkisi Navier-Stokes ve enerji denklemlerinin çözümü ile sayısal olarak incelenmiştir. Isı transferinin, aksenel jete ilave edilen (verilen) dönme ile ciddi

bir şekilde azaldığı, radyal jete verilen dönme ile ise önemli derecede arttığı gözlenmiştir. Literatürde de bahsedildiği ve bu çalışmada da doğrulandığı gibi laminar eksenel ve radyal jetlerin ilave edilen dönmeyle farklılık gösterdiği, eksenel bir jet ile elde edilen Nusselt sayısının ilave edilen dönme ile daima düşürüldüğü bunun aksine radyal jete ilave edilen dönmenin ortalama ve lokal Nusselt sayılarında büyük bir yükselme meydana getirdiği belirtilmiştir.

Owsenek yaptığı bu çalışmada, genel olarak dönmenin, $S = G_\theta / (G_x D)$ ifadesindeki, eksenel momentum akısı (G_x) ve jet çapına (D) bölünen açısall momentum akısı (G_θ) olarak tanımlanan dönme sayısına (S) göre belirlendiğini ifade etmiştir [19].

Mohanty ve arkadaşları [20] tarafından yapılan bir çalışmada, 3, 5, ve 7 mm çapındaki dairesel lülelerden boşalan çarpan bir hava jetinin izotermal bir levhadaki ısı transferi ölçümleri 4 860'dan 34 500'e kadar değiştirilen Reynolds sayıları ve 4'ten 58'e kadar değiştirilen lüle-levha mesafesi oranı için gerçekleştirilmiştir. Lokal ısı transfer oranları, üç farklı termokupul telinin ısı akısı alıcıları çıkışlarından hesaplanmıştır. Isı transfer oranı, çarpma noktasındaki en yüksek değerinden radyal mesafeyle üs sayısına bağlı olarak düştüğü ifade edilmiştir. Lüle çıkış çapı daha büyük olduğu zaman ısı transferi oranındaki pik değerin artan lüle mesafesi ile daha hızlı düştüğü gözlenmiştir. Ayrıca ısı transfer oranındaki pikin jetin levha üzerine çarptığı yerde meydana geldiği ifade edilmiştir.

Jambunathan ve arkadaşları [21] tarafından yapılan bir çalışmada, 5 000 - 124 000 arasındaki lüle çıkış Reynolds sayılı çarpan türbülanslı jetlerin ısı transfer değerine ait deneysel verileri düzenlenmiş ve konu üzerindeki mevcut literatürlerin büyük bir kısmının kritiği yapılarak yeniden gözden geçirilmiştir. Lokal ısı transfer katsayısı için mevcut korelasyonların, Nusselt sayısını, sabit bir üs ile yükseltile lüle çıkış Reynolds sayısının bir fonksiyonu olarak ifade ettiği ve mevcut deneysel verilerin, bu üssün lüle-levha mesafesine ve durma noktasından radyal uzaklığa bağlı olduğunu gösterdiği belirtilmiştir. Dik kenarlı

(kare ağızlı) orifislerden çıkan jetlerin ASME eliptik lülelerdeki jetlerden daha yüksek ısı transferi verdiği ifade edilmiştir.

Liu ve arkadaşları [22] tarafından yapılan deneysel bir çalışmada, düşük lüle-levha mesafesinde uyarılmış dairesel çarpan bir jetin ısı transferi ve akış yapıları incelenmiştir. Duvar jet bölgesindeki lokal ısı transferinin uyarma frekansına duyarlı olduğu bulunmuştur. Küçük lüle-levha mesafesinde ($H/D \leq 2$) duvar jet bölgesindeki lokal ısı transferi, çarpan jet zorlanarak önemli derecede etkilenebildiği, oysa durma noktası civarında ısı transferinin değişmeden kaldığı ifade edilmiştir. Isı transferindeki artma azalma olaylarının, duvar jet bölgesindeki büyük ölçülü girdaplı yapıların ortaya çıkması ile ilgili olduğu gözlenmiştir.

Colucci ve arkadaşları [23] tarafından yapılan bir çalışmada, sınırlı çarpan jetlerin lokal ısı transfer katsayılarına, hiperbolik lüle geometrisinin etkileri belirtilmiştir. Üniform olarak ısıtılmış bir çarpma yüzeyi üzerindeki (izoterm) eşsıcaklık eğrilerini gözlemek ve kaydetmek için bir termokromatik sıvı kristal tekniği kullanılmıştır. Deneyler iki farklı lüle için düşük lüle-levha mesafelerinde ($0.25 < H/D < 6$) ve 10 000 ile 50 000 aralığındaki Reynolds sayılarında yapıldığı ifade edilmiştir.

Sınırlı jetler için lokal ısı transfer katsayıları Reynolds sayısına ve lüle ile plaka mesafesine sınırsız jetlerinkinden çok daha duyarlı olduğu ifade edilmiştir. Daha büyük ($H/D=6$) ayrılma mesafeleri için tahmin edildiği gibi gösterilen lokal Nusselt sayılarının lüle geometrisinden bağımsız olduğu açıklanmıştır. Lokal Nusselt sayısının tek bir maksimuma sahip olduğu ve artan radyal mesafeyle (X/D) azaldığı, Reynolds sayısı artırıldığında lokal Nusselt sayısının her yerde arttığı ifade edilmiştir. Küçük jet mesafelerinde ($H/D < 1$) Nusselt sayısında iki (lokal) maksimum görüldüğü, ilk maksimumun yerinin bir dereceye kadar sabit kaldığı fakat ikinci maksimumun yerinin Reynolds sayısı, eksenle dik mesafe ve

lüle geometrisine bağlı olduğu belirtilmiştir. Lokal Nusselt sayıları üzerine kapalı (sınırlı) levhanın etkisinin azalan ayrılma mesafesiyle arttığı ifade edilmiştir [23].

Huang ve arkadaşı [24] tarafından, bilhassa küçük Reynolds sayısı ve lüle-levha mesafesi için üniform olarak ısıtılmış düz bir plaka üzerine çarpan dairesel bir hava jetinin lokal ve ortalama Nusselt sayılarını belirlemek için deneysel olarak bir araştırma yapılmıştır. 6 000 gibi düşük Reynolds sayısı ve bir jet çapı kadarlık bir jet mesafesi için mevcut deneysel verilere ilave olarak bir ısı transfer korelasyonu verilmiştir.

Isı transfer deneyleri, hem ortalama Nusselt sayısı hem de maksimum ortalama Nusselt sayısı üzerine X/D (durma noktasından boyutsuz radyal mesafe) ve H/D (boyutsuz lüle-levha mesafesi)'nin etkilerini araştırmak ve daha düşük Reynolds sayısı ve jet mesafesi için temel mevcut ısı transfer verilerini genişletmek için yapılmıştır. Sonuçlar durma noktasında maksimum Nusselt sayısının $H/D=4.7$ ' de meydana geldiğini, hem ortalama Nusselt sayısının hem de maksimum ortalama Nusselt sayısının H/D 'ye ve X/D 'ye son derece bağlı olduğunu göstermiştir [24].

Huang ve arkadaşı [25] tarafından, aynı şartlarda ve aynı çapa sahip, bilinen çarpan jet (CIJ) ile, helisel dönen (SIJ) ve çok kanallı (MCIJ) çarpan jetlerin performansını incelemek ve karşılaştırmak için ısı transferi ve akış gözleme deneyleri yapılmıştır. Isı transfer deneyleri, jet mesafesi $H=12.7-76.2$ mm'de, dönme açısı $\theta=15^\circ, 30^\circ$ ve 45° 'de, Reynolds sayısı $Re=3\ 620-17\ 600$ ve durma noktasından radyal mesafe $X=0-65$ mm değerlerinde yapılmış ve bu değerlerin etkileri araştırılmıştır.

Eksenel çok kanallı çarpan jetlerin (MCIJ) lokal ve yüzey ortalama Nusselt sayısı CIJ'nin kinden genel olarak çok daha yüksek olduğu ifade edilmiştir. Isı transferi deneyleri, SIJ'lerin belirgin bir şekilde çok yüksek lokal ve yüzey ortalama Nusselt sayısı değerlerine neden olduğunu ve aynı şartlarda aynı çapa sahip bir CIJ ile mukayese edildiğinde çarptırılan yüzey üzerindeki ısı

transferinin radyal düzgünlüğünü iyileştirdiğini göstermiştir. Durma noktası civarındaki yüzey ortalama ve lokal Nusselt sayılarının çan eğrisi şeklindeki radyal dağılımları üzerinde iki pikin olduğu ve Reynolds sayısı azaldığında bu iki pikin daha az fark edilir olduğu belirtilmiştir. $H=50.5$ mm gibi orta seviyedeki jet mesafesinde SIJ'lerin Nusselt sayıları CIJ'ninkinden daha yüksek olduğu, bunun yanında $H=76.2$ mm gibi daha yüksek jet mesafesinde SIJ'nın Nusselt sayısı durma noktası civarında CIJ'ninkinden genellikle daha düşük olduğu fakat durma noktasından, büyük radyal mesafelerde ise daha yüksek olduğu belirtilmiştir. Ayrıca elde edilen sonuçların, MCIJ ($\theta=0^\circ$) için lokal Nusselt sayısının durma noktasında $H=12.7$ mm ve 76.2 mm değerleri için CIJ'ninkinden sırasıyla yaklaşık %250 ve %154 daha yüksek olduğunu gösterdiği ifade edilmiştir. $H=12.7$ mm gibi küçük jet mesafesinde MCIJ'nın lokal Nusselt sayısı değeri Reynolds sayısına bakmaksızın durma noktası civarında CIJ' ninkinden radyal olarak daha üniform bir dağılıma neden olduğu belirtilmiştir [25].

Lee ve arkadaşları [1] yaptıkları bir çalışmada, sıvı kristal kullanarak düz bir levha üzerine çarpan eliptik bir jetin lokal ısı transferi ölçülmüştür. Çalışma Reynolds sayısı 5 000, 10000, ve 20 000, lüle-levha mesafesi $H/D=2, 4, 6$ ve 10'da yapılmış ve ısıtılmış levha üzerindeki sıcaklık sıvı kristal ve sıvı kristalin renkleri dijital görüntülü bir işlem sistemi kullanılarak ölçülmüştür. Bu çalışmada H/D boyutsuz lüle-levha mesafesindeki D çapı eliptik lülenin eş değer çapı olarak alınmıştır. Eliptik geçiş bölgesi izotermal dış hatların yönünü değiştirdiğinden, üniform olarak ısıtılmış plaka üzerindeki izotermal dış hatlar artan lüle-levha mesafesiyle eliptikten biraz daha daireye yakın eliptiğe dönüştüğü belirtilmiştir. Tüm Reynolds sayıları için ve H/D 'nin 4'ten 10'a kadar ki değerleri için lokal Nusselt sayısı artan radyal mesafe ile monoton bir şekilde azaldığı, bununla beraber $H/D=2$ ve $Re=10\ 000$ ve $20\ 000$ için Nusselt sayısı dağılımı ikinci ve üçüncü maksimumu gösterdiği gözlenmiştir. Bu durumun, çarpma bölgesi ve duvar jet bölgesi arasındaki sınırda oluşturulan silindirik şeklindeki girdaplar nedeniyle meydana geldiği belirtilmiştir. Çarpma bölgesinde

eliptik jet için Nusselt sayısının dairesel bir jetinkinden daha büyük olduğu, buna ise eliptik jetin büyük yayılma hızının ve büyük ölçüde yapışık yapının neden olabileceği ifade edilmiştir.

Boughn ve arkadaşı [26] tarafından yapılan bir çalışmada, çarpan bir jet ve üniform ısı akılı bir yüzeyden ısı transfer ölçümleri incelenmiştir. Jetin yüzeye oldukça yakın olduğu zaman ($H/D=2$) birçok ilginç dağılımların meydana geldiği, bu durumda maksimum ısı transferinin durma noktasında olduğu, daha sonra ısı transferinin yaklaşık olarak X/D 'nin 1.3 olduğu değerde bir minimuma ve yaklaşık olarak X/D 'nin 1.8 olduğu değerde ise bir maksimuma sahip olduğu görülmüştür. Diğer araştırmacılar tarafından da bulunduğu gibi maksimum durma noktası ısı transferinin, H/D 'nin yaklaşık olarak 6 olduğu değerde meydana geldiği ifade edilmiştir.

Goldstein ve arkadaşı [27] tarafından, eğik bir jetin çarptığı düz bir yüzey üzerindeki ısı transfer katsayılarının lokal ölçümleri alınmıştır. Jet yüzeye normal (dik) olduğu zamanki lokal ısı transfer katsayıları daha önceki çalışmalar ile uyum içerisinde olduğu ifade edilmiştir. Eğik bir jet için ısı transfer pikinin yerinin, levha yüzeyi ile jetin geometrik ekseninin kesişme yerinden biraz yer değiştirdiği belirtilmiştir.

Goldstein ve arkadaşları [2] tarafından yapılan bir çalışmada, düz bir lüle ile oluşturulan simetrik çarpan bir hava jeti için, lokal ısı transferi katsayısı ve tanımlanan recovery faktör katsayısının radyal dağılımı üzerine bir araştırma yapılmıştır. Recovery faktörünün lüle-levha mesafesine bağlı olduğu fakat Reynolds sayısından bağımsız olduğu ifade edilmiştir. Durgunluk noktası maksimum ısı transferi, 8 jet çapı, lüle-levha mesafesinde meydana gelmiştir ve yüzeyde ortalama ısı transferi için bir korelasyon elde edilmiştir.

Bu çalışmaların amacı, çarpan jet ile küçük elektronik devrelerin soğutulmasında, soğutma ekipmanlarını küçültmek, ayrıca büyük hacimli

yerlerde ise üflenlen havanın fan gücü ile doğru orantılı olması nedeniyle, optimum parametreleri tespit ederek harcanan enerjiyi azaltmaktır [4].

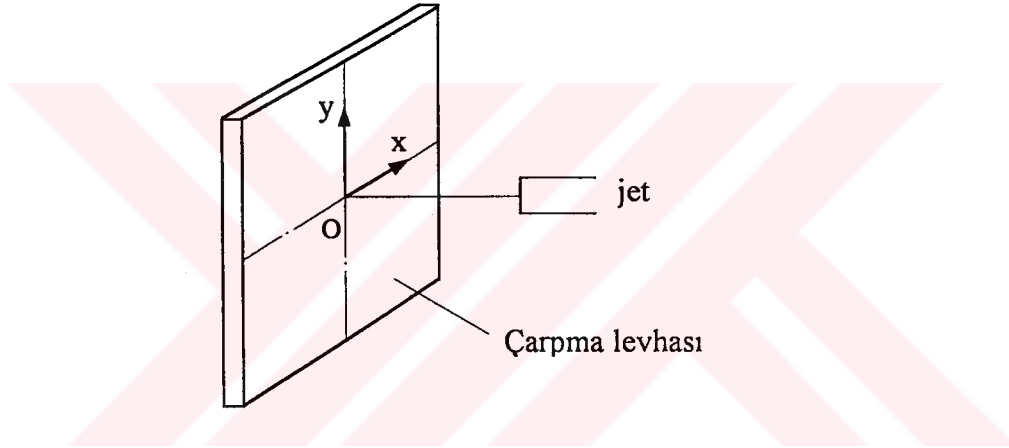
Yapılan çalışmalarda değişik jet tipleri kullanılmıştır. Bizim çalışmamızda, türbülanslı yuvarlak dönel hava jeti, dik açıda ısıtılmış düz bir levha üzerine çarptırılarak, yüzeydeki konvektif ısı transfer katsayısı dağılımı incelenmiştir.



2. GENEL BİLGİLER

2.1. Çarpan Jet

Çarpan hava jetleri ile yüzeyden akışkana olan ısı transferinin (veya tersinin) nasıl olduğunu anlamak için, ilgili akışkanlar dinamiği konularını hatırlamak gerekecektir. Çarpan jetin prensibi yüzeyde sınır tabakayı kaldırmak ve dolayısıyla yüzeyden konveksiyonla ısı transfer oranını artırmak esasına dayanır [16].



Şekil 2.1. Çarpma levhası ve koordinatları.

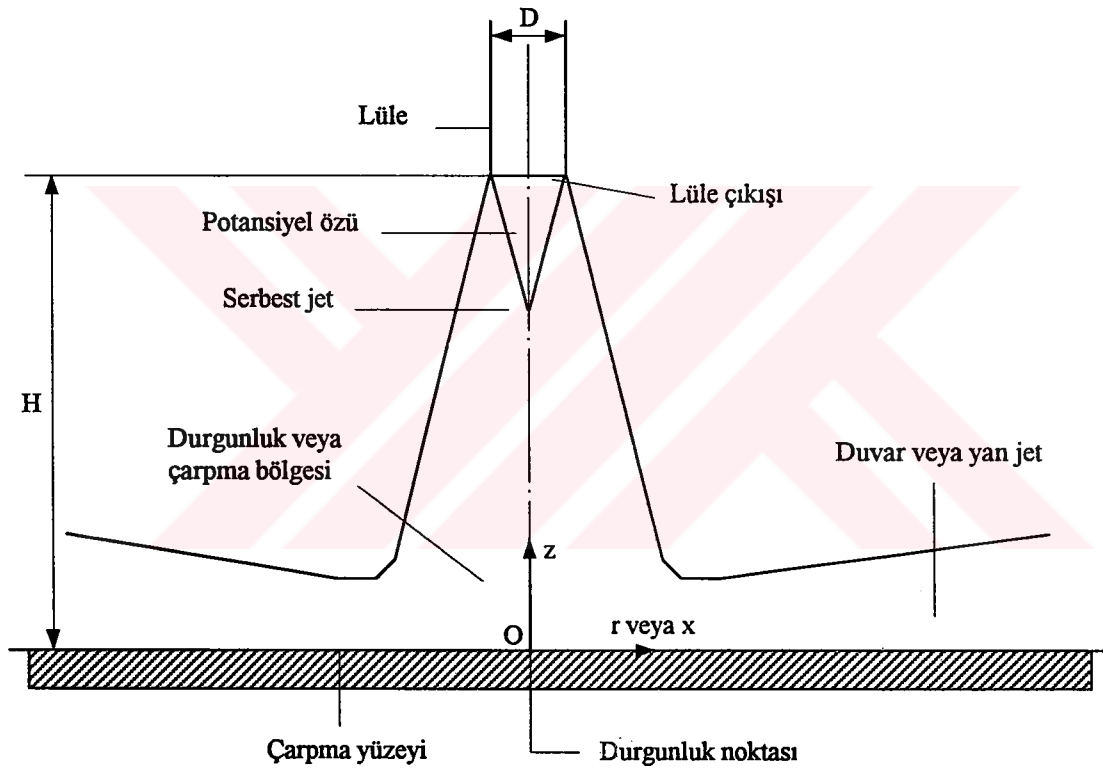
Dik (normal yönde) çarpan jetlerde, jet eksen çizgisinin yüzeyde gösterdiği nokta geometrik çarpma noktasıdır ve maksimum ısı transferi bu noktada meydana gelir, bu nokta aynı zamanda Şekil 2.1.'de görüldüğü gibi durgunluk noktası ile çakışır.

2.2. Çarpan Jet Akım Bölgeleri

Kompleks olan akış rejim bölgeleri tek jet için 3 alt bölgeye ayrılır. Her bir temel akışı içeren jet, Şekil 2.2'de gösterilmiştir [28].

2.2.1. Serbest Jet Bölgesi

Serbest jet bölgesi, akışkan yuvarlak lülelerde ağız çapından veya dikdörtgen lülelerde ağız genişliğinden durgun çevre havasına boşaldığında meydana gelir. Bu bölgenin karakteristikleri, çarpma levhasının varlığından herhangi bir şekilde etkilenmez. Jet türbülanslıdır ve lüle çıkışındaki hız profili üniformdur. Böylece jet ile durgun çevre havası arasında meydana gelen momentum, Şekil 2.2'den



Şekil 2.2. Çarpan jet akım bölgeleri.

görüldüğü gibi lüleden uzaklaştıkça serbest jet sınırını genişletir ve ekseninde potansiyel özü meydana getirir. Aşağıya doğru inildikçe, potansiyel özü içinde hız profili herhangi bir kesitte üniform değildir ve eksenindeki maksimum hız, lüle çıkışından itibaren artan mesafe ile azalır. Potansiyel özün uzunluğu yaklaşık 6-8 jet çapı kadardır ve çarpma levhası üzerinde maksimum ısı transferinin elde edilebilmesi için, levhanın, potansiyel özün dışına yerleştirilmesi gerekir

[2, 16, 29]. Lüle çıkışında jet eksen boyunca uzaklık artıkça, eksenindeki hız da azalır ve $Z \cong 6.61D'$ de lüle çıkışındaki ortalama hıza eşit olur. Bu nokta türbülanslı jetin lineer artmaya başladığı yerdir ve yine bu nokta potansiyel özün uç noktasıdır [30].

2.2.2. Durgunluk veya Çarpma Bölgesi

Çarpma bölgesinde akış tam bir yöne sahip değildir. Akım çarpma levhasından etkilenir, hız aniden düşer ve sırayla normalde (z) ve yan (x) yönlerde tekrar hızlanır, durgun, sıfır momentumlu çevre havasını çekmeye devam eder.

Akışkanın yatay olarak hızlanması belirsiz bir şekilde çok fazla devam edemez, hızlanan akım durgunluk (çarpma) bölgesinden sonra gittikçe genişleyen duvar (yan) jete dönüşür. Çarpma bölgesinin teorik analizi oldukça zordur ve bu kısımda akışkanlar mekaniğinde yeterli bilgi mevcut değildir [16]. Dik çarpan jetlerde, jet merkezinden geçen eksen çizgisinin yüzeyde gösterdiği geometrik çarpma noktasının, durgunluk noktasıyla çakıştığı bu noktada akım partikülünün hızı sıfırdır ve dik jetlerde maksimum ısı transferi bu noktada meydana gelir.

2.2.3. Duvar veya Yan Jet Bölgesi

X'in artışı ile yüzeye paralel hız bileşenleri sıfır değerinden yükselmeye başlar ve sonra da zamanla sıfıra gider. Çarpma bölgesini terkeden akışkan, artık yüzeye paralel akar, buna duvar veya yan jet adı verilir. Düz bir levha üzerindeki akımın akış karakterlerini yansıtır. Durgunluk noktasından itibaren yüzeyden uzaklaştıkça, hız sınır tabaka kalınlığı da artar [4].

2.3. Sıvı Kristal

1988 yılında Avusturyalı Botanist Fried Rich Reinitzer bazı organik (Cholesteryl benzoate) bileşimlerin iki farklı ergime noktasına sahip olduklarını göstermiştir.

Friedrich Reinitzer, Cholesteryl benzoate denilen düşük molar kütleli bileşimin, 145 °C'de katı halden bulanık bir sıvıya ve 179 °C'de de geçirgen açık bir sıvıya dönüştüğünü tespit etmiştir. Bu durumu kısa bir müddet sonra Alman fizikçi O. Lehmann bulanık görünümlü ara fazın, cholesteryl benzoate kristale benzer molekül sel yapıya sahip alanlar içerdiğini göstermiştir. Bu çalışma sonucunda yukarıda bahsedilen organik maddeye sıvı kristal adı verilmiştir [4].

Bu maddenin 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; smectic, nematic ve cholesteric [4].

Sıvı kristal (Cholesteric, Chiral nematic), üzerine gelen ışığa karşılık spektrumdaki renkleri sırayla gösterir. Çoğu karışımlar, sıcaklık arttığı zaman renksizlikten, kırmızı renge dönüşür ve yüksek bir sıcaklıkta tekrar renksizliğe dönmeden evvel spektrumundaki renkleri peş peşe gösterir (portakal, sarı, yeşil, mavi leylak rengi). Renk değişikliği tersinirdir (geriye dönebilir) yani soğuma sırasında ısıtmada olduğu gibi sıvı kristal renklerini bu seferde tersten başlayarak aynen gösterebilir. Sıcaklığa göre sadece tek bir renk gösteren karışımlarda yapılabilir. Bileşim -30 ile 100 °C aralığı kapladığı belirtilmiştir. Sıvı kristalin ara fazı (mesophaze) ısıtma ve soğutma sırasında, disk veya çubuk kristal yapıya sahip olur. Ara fazda moleküller farklı diziliş gösterir [4].

Sıvı kristalin özellikleri şunlardır [4];

1. İyi bir hassaslık,
2. Hızlı ölçme zamanı, (0.2 saniyeden daha iyi)
3. İyi tekrarlanabilme,
4. Tersinir renk gösterebilme,
5. Kullanımda geniş sıcaklık aralığı, -30, 100 °C,
6. Değişebilir renk gösterimi,
7. Uygulama; kolay, esnek ve düzensiz yüzeyler için çok iyi,

- 8. Nispeten ucuz,
- 9. Renk gösterimi görsel kayıt edilebilir,
- 10. Saklama ömrü sınırlı,
- 11. Doğruluğu (hassaslığı) kullanan kişiye bağımlıdır.

2.3.1. Sıvı Kristal ile Sıcaklık Ölçümü

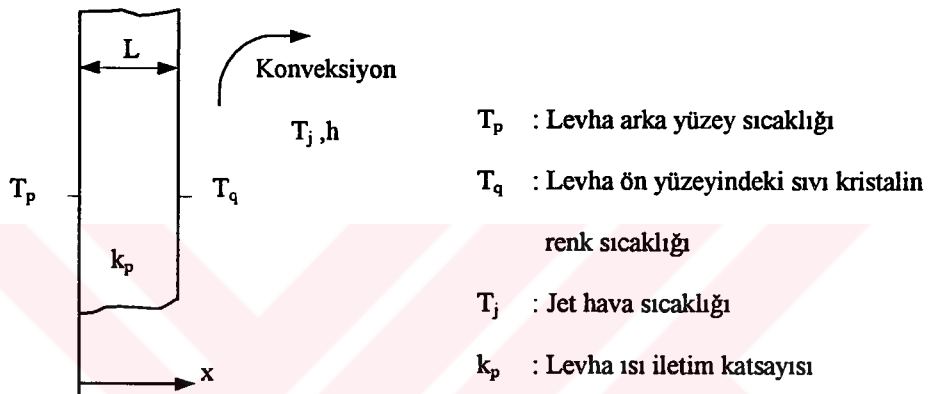
Her ne kadar sıcaklık ölçüleceği yüzeye sıvı kristal püskürtülse de bundan yararlanmada bazı sınırlamalar vardır. Bunlardan birincisi eğer sıvı kristal çevre havası etkisinden korunmamış ise kirlenmesi sonucunda sıvı kristalin yapısı değişebilir. İkincisi sıvı kristal ara fazı yani mesophaze fazında ise sıvı haldedir ve sıvı olan bu maddeye toz zerrecikleri kolayca yapışabilir, bu da sıvı kristalin bazı özelliklerini etkileyebilir. Bu iki nedenle sıvı kristalin her iki etkiye karşı çok iyi korunması gerekir. Bu iki etkiden korunmak için sıvı kristal içinde çözünerek elde edilen yeni karışım kullanılır. Bu karışım içinde sıvı kristalin kristal yapısı ve renk değiştirme özelliği etkilenmez. Böylece sıcaklık ölçülecek yüzeye bu yeni karışım püskürtülür. Sıvı kristal her yönde ışık yansıtır. Yüzeyde sıvı kristalin renkleri bakış açısına bağlı olarak değişebilmektedir. Uygulamada ışık kaynağı sıvı kristal püskürtülmüş yüzeye dik olacak şekilde yerleştirilmeli ve yine yüzeyde renkler dik izlenilmelidir [4].

2.4. Isı Transfer Katsayısının Hesaplanmasında Kullanılan Denklemler

2.4.1. Isı İletim Denklemi ve Sınır Şartları

Jet yüzeye çarptığı zaman lokal ısı transfer katsayılarını hesaplayabilmek için kararlı durumda sınır şartlarının bilinmesi gerekir. Çarpma yüzeyi üzerinde ısı akısının tek yönde (sadece çarpma levhası kalınlığında) olduğu, levha kenarlarına doğru ısı akısının olmadığı (çok küçük olduğu için ihmal edildiği) kabulü yapılmıştır. Sınır şartları, cam levha arka yüzü sabit sıcak su sıcaklığında, ön yüzeyde ise jetin çarpması sonucu taşınım (konveksiyon) ile ısı kaybı vardır.

Çarpma yüzeyinde taşınım ile kaybedilen ısı, yanı sıra ışımla (radyasyonla) da ısı kaybı olmaktadır. Işımla kaybedilen ısı, taşınım ile kaybedilen ısıya göre çok küçük olduğu yapılan hesaplamalarda görülmüştür. Bu sebeple ışımla ısı kaybı ihmal edilmiştir. Literatürde yapılan çalışmalarda da ışımla ısı kaybının dikkate alınmadığı ifade edilmiştir [2, 16, 25]. Kararlı halde, levha kalınlığında yüzeyde iletim ile olan ısı transferi, taşınım ile olan ısı transferine eşitlenerek ısı transfer katsayısı hesaplanmıştır.



Şekil 2.3. Levha kalınlığında sınır şartları.

Önce kararlı durumda enerji balans denklemi yazılır;

$$Q_{\text{kondüksiyon}} = Q_{\text{konveksiyon}} + Q_{\text{radyasyon}} \quad 2.1$$

Burada $Q_{\text{rad}} \cong 0$ alınırsa o zaman 2.1 denklemi şöyle olur;

$$Q_{\text{kond}} = Q_{\text{kon}} \quad 2.2$$

Denklem açık yazılırsa;

$$A \frac{k_p}{L} (T_p - T_q) = Ah(T_q - T_j) \quad 2.3$$

elde edilir. Buradan ısı transfer katsayısı çekilirse;

$$h = \frac{k_p}{L} \frac{(T_p - T_q)}{(T_q - T_j)} \quad 2.4$$

bulunur. Nusselt sayısını veren ifade ise,

$$Nu = \frac{hD}{k_a} \quad 2.5$$

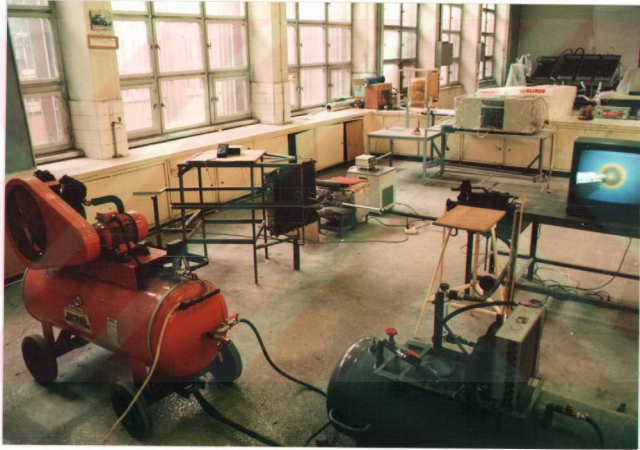
şeklindedir. Buradaki k_a havanın ısı iletim katsayısıdır ve film sıcaklığı $T_f = (T_q + T_j)/2$ 'de dikkate alınmıştır.

Denklem 2.4'ten hesaplanan ısı transfer katsayısı, denklem 2.5'de yerine yazılarak lokal Nusselt sayısı bulunmuştur. Nusselt sayılarının hesaplanması işlemi Ek kısmında verilen bilgisayar programı ile yapılmıştır.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Deney Düzeneği

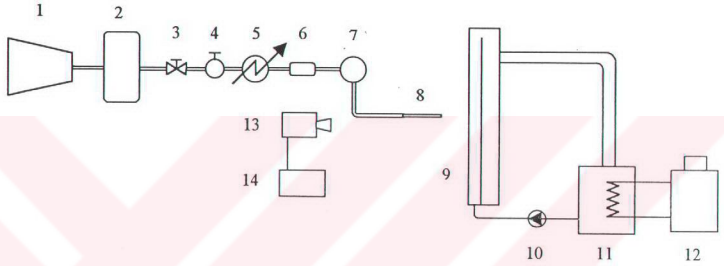
Hava akımı bir kompresörle sağlanır. Kompresörün bastığı hava basınç tankına gelir. Buradan yaklaşık 10 atm. basınçta alınan hava, bir basınç ayar valfinden geçirilerek sabit basınç ve akım debisinde elde edilir. Basınç ayar valfi ayarlanarak değişik debilerde hava akımı elde etmek mümkündür.



Şekil 3.1. Deney düzeneğinin resmi.

Hava akım debisini ölçmek için ayar valfinden sonra debi ölçer yerleştirilmiştir, böylece elde edilen ve debisi ölçülen hava, yaklaşık 2 m uzunluğunda lastik hortumun ucuna bağlı lüleden geçirilerek plaka üzerine çaptırılmıştır. Jet hava sıcaklığının yaklaşık çevre hava sıcaklığıyla eşit ($T_j \approx T_\infty$) olması için basınçlı hava tankı ile basınç ayar vanası arasına bir kondenser yerleştirilmiştir. Kompresörden basınçlı hava tankına basılan havanın akımı etkileyen bir takım bozucu etkilere (yağ, kir vb.) arınarak çarpma yüzeyine

ulaşabilmesi için kondenser ile debi ölçer arasına bir hava filtresi yerleştirilmiştir. Lüleden fışkıran hava jeti, üzeri sıvı kristal kaplı arkası sabit su sıcaklığında bulunan cam levhaya çarpıtırılmıştır. Cam levha arka yüzeyindeki sabit sıcaklık şartı, bir su kabının suyunun, sabit sıcaklık banyosu ile sabit bir değerde



Şekil 3.2. Deney düzeneğinin řematik gösterimi.

- | | |
|-----------------------|----------------------------|
| 1. Hava kompresörü | 8. Lüle |
| 2. Hava tankı | 9. Çarpma levhası |
| 3. Açma kapama vanası | 10. Pompa |
| 4. Basınç regülatörü | 11. Su kabı |
| 5. Kondenser | 12. Sabit sıcaklık banyosu |
| 6. Hava filtresi | 13. Video kamera |
| 7. Debi ölçer | 14. Televizyon |

ısıtılıp pompa vasıtasıyla cam levhanın arkasına pompalanması ile sağlanmıştır. Deneylerde belli lüle-levha aralığında çarpan hava jetinin yüzeyde meydana getirdiği renk ilerleyişi bir video kameraya çekilerek, elde edilen değerler daha sonra ısı transfer katsayılarının hesaplanmasında kullanılmıştır. Deney düzeneği şeması Şekil 3.2'de gösterilmiştir.

3.1.1. Basıncılı Hava ve Akım Kontrolü

Çarpan jetin havasını temin etmek için maksimum 15 atm. basıncında hava üreten, istenilen sabit basınca göre motorunu otomatik açıp kapayan, Sarmak marka bir hava kompresörü kullanılmıştır. Deneyler sırasında jetten sarf edilen havanın belli bir müddet sonra tükenmesi dikkate alınarak, hava kompresörü yanına ikinci bir hava tankı daha düşünülmüş, bu amaçla Şekil 3.3'de gösterilen yaklaşık aynı ebatta 0.25 m³ hacminde bir hava tankı daha eklenmiştir.



Şekil 3.3. Basıncılı hava tankı.

Tanktan istenilen Reynolds sayısında hava akımı elde edebilmek için, tankın çıkışına yerleştirilen bir basınç regülatörü ile istenilen sabit basınç ayarlanmış ve daha sonra debi ölçerden geçilerek debisi ölçülmüştür (Şekil 3.3). Değişik debilerin elde edilmesinde yine, basınç regülatör vanasının açılıp kapanması ile

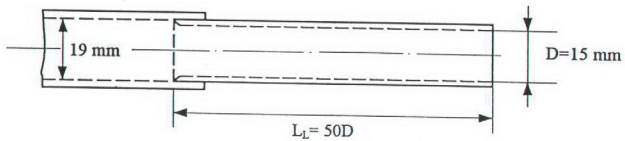
bu durum sağlanmıştır. Debi ölçer, Dwyer marka 1-714 lt/dak (1-25 Scfm) aralıklı, % ± 2 doğruluğundadır. Hava tankından gelen jet havasının yaklaşık çevre hava sıcaklığı ile aynı olması için basınç regülatörü ile debi ölçer arasına, bakır borulu 2000 W'lık bir kondenser yerleştirilmiştir (Şekil 3.3). Hava-hava sistemine göre çalışan kondenser, çevre havasını üzerine üfleyen bir fanla, hava tankından gelen jet havasını yaklaşık çevre havasıyla aynı ($T_j \approx T_\infty$) olmasını sağlamıştır. Deneylere başlamadan önce çevre havası ile kondenser öncesi ve sonrasında ölçülen sıcaklıklar ile bu durum doğrulanmıştır.

Reynolds sayısı, lüle çapı ve lüleden geçen ortalama hava hızına bağlıdır ve lüleden geçen kütleli veya hacimsel debiye göre aşağıdaki gibi ifade edilir ;

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi D \mu} \quad \text{veya} \quad Re = \frac{4\dot{V}}{\pi D \nu} \quad 3.1$$

3.1.2. Lüle Dizaynı

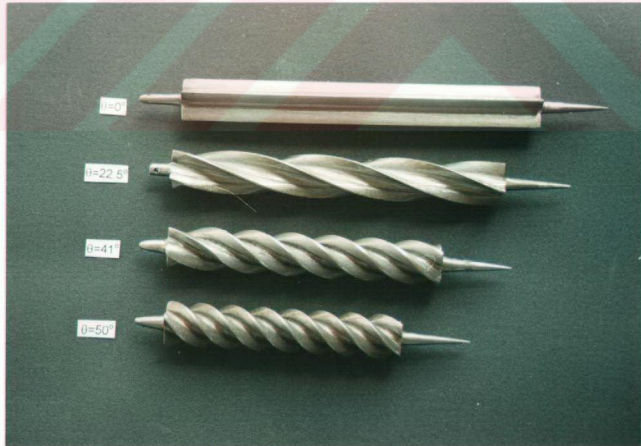
Lüle 15 mm iç çapında 50 lüle çapı uzunluğunda yuvarlak bir borudan yapılmıştır. Jete dönme etkisi verebilmek için lüle içerisine, normal çelikten imal edilmiş ve üzeri vernik kaplanmış dört kanallı dönme jeneratörü (sonsuz vida) eklenmiştir. Lüle malzemesi düzgün yüzeyli, dikişsiz düz bir alüminyum borudur. Lülenin basınç tankına bağlantısı, yaklaşık 2 m uzunluğunda lastik bir hortumla yapılmıştır. Lüle boyutları ve bağlantısı Şekil 3.4' de gösterilmiştir.



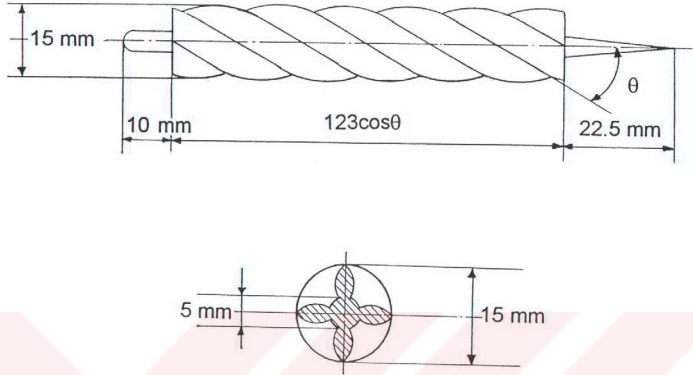
Şekil 3.4. Lüle şekli ve boyutları.

3.1.3. Dört Kanallı Jet Dizaynı

Jete dönme etkisini verebilmek için, Şekil 3.5'de görüldüğü gibi dönme jeneratörleri imal edilmiştir. Ayrıca Şekil 3.5'de üstte görülen çok kanallı ($\theta=0^\circ$) jeneratörü imal edilmiş ve bu şekilde aynı şartlarda jete sıfır ve sıfırdan farklı derecede dönme etkisi verilerek dönen jetlerin ısı transfer karakteristikleri incelenmiştir. Dönen jetin dönme (helis) açısı, dönme jeneratörünün normaliyle kanadının yaptığı açıdır ve θ ile gösterilmiştir (Şekil 3.6). Helis açısı en küçük olan dönme jeneratörü ($\theta=22.5^\circ$), 15 mm'lik çap etrafında bir tur attırılmıştır. Bu dönme jeneratörünün kanat uzunluğu ölçülmüş (yaklaşık 123 mm) ve çok kanallı yani $\theta=0^\circ$ olan jeneratörün boyu buna bağlı olarak 123 mm alınmıştır. Dönme jeneratörlerinin ($\theta=0^\circ, 22.5^\circ, 41^\circ$ ve 50°) her birinde, havanın kanal içinde alacağı yol sabit tutularak jeneratör boyu, yani helis uzunluğu tespit edilmiştir. Helis uzunluğunun hesaplanmasında ise $123\cos\theta$ formülü kullanılmıştır.



Şekil 3.5. Dönme jeneratörleri ($\theta=0^\circ, 22.5^\circ, 41^\circ$ ve 50°).



Şekil 3.6. Dönme jeneratörü boyutları.

3.1.4. Jet Çarpma Levhası

Jetin çarptığı çarpma levhası malzemesinin seçimi çok önemlidir. Çünkü deneyler esnasında yüzeyde renk halkasındaki renklerin birbirine geçiş yaptığı çizgiler, net olarak izlenebilmelidir, aksi halde renk yerinin tespitinde yanlışlar meydana gelebilir, bu da sonuçlarda bir miktar hataya sebebiyet verir. Ayrıca çarpma levhası yüzeyinin akımı etkilemeyecek şekilde pürüzsüz ve düzgün olması gerekir.

Bu nedenle çarpma levhası olarak düşük ısı iletim katsayısına sahip ve yüksek sıcaklıkta çarpma yüzeyinde herhangi bir değişiklik yapmayacak özelliğe sahip olan cam bir levha seçilmiştir. Ayrıca cam levha yüzeyi akımı etkilemeyecek şekilde düzgün ve de pürüzsüzdür. Yapılan denemelerde kullanılan cam levha üzerinde renklerin birbirine geçiş çizgilerinin net olduğu görülmüştür. Deneyde kullanılan çarpma levhası 45x45 cm boyutunda ve 6 mm kalınlığında, normal pencere camıdır.

3.1.5. Sabit Sıcaklık Banyosu

Çarpma levhası arka yüzeyinde sabit sıcaklık sınır şartı vardır. Bu sınır şartının sağlanması için su kabı içerisinde sabit sıcaklıkta bulunan su, pompa ile çarpma levhası arka yüzeyine pompalanarak sirkülasyon sonucu sabit sıcaklık sınır şartı sağlanmıştır.

Çarpma levhasını yalayan su, üst tarafta atmosfere açık şekilde çarpma yüzeyi arkasındaki ikinci bölüme dökülmekte, buradan da iki tahliye hortumu ile yükseklik farkından dolayı su kabına geri dönerek sirkülasyon sağlanmaktadır.

Su kabında suyun sabit sıcaklığını sağlamak için sabit sıcaklık banyosundan yararlanılır (Şekil 3.7). Deneyler sırasında kapalı devre olarak çalışan sabit sıcaklık banyosu ile beslenen su kabı içerisindeki bakır spiral boru su kabındaki suyun sıcaklığını sabit bir değerde tutar. Sabit sıcaklık banyosu Polyscience marka, 1000 W ısıtma ve soğutma kapasiteli, 10 lt hacminde, ± 0.1 °C hassaslığında, ± 0.25 °C doğruluğunda, dijital göstergeli bir cihazdır (Şekil 3.8).



Şekil 3.7. Su kabı ve sabit sıcaklık banyosu.



Şekil 3.8. Sabit sıcaklık banyosu ve bakır spiral boru.

3.2. Sıvı Kristalin Kalibrasyonu

Uygulamada, Sıvı kristalin püskürtüleceği yüzeye iyice yapışması için, içerisine imalatı sırasında uygun reçine veya yapıştırıcı katılmış ise, kalibrasyon işlemi daha da basitçe yapılabilir. Sıvı kristal, içindeki yapışkan nedeni ile suda çözünmeye karşı dayanıklıdır. En azından kalibrasyon işlemi boyunca suda çözünme olmaz.

Lokal ısı transfer katsayılarını hesaplayabilmek için önce sıvı kristalin kalibre edilmesi gerekir. Kalibrasyon işlemi sıcak su banyosunda yapıldı. Test numunesi için su banyosuna girecek ebatta ince bir bakır plaka seçildi. Bakır plaka seçilmesinin nedeni çok iyi bir termal iletme sahip olması ve kısa sürede kararlı duruma erişmesidir. Böylece tüm yüzeyde üniform bir sıcaklık dağılımı elde edilmiş olur. Kalibrasyon işleminde, sıvı kristal renklerinin iyi izlenebilmesi için bakır test numunesi üzeri siyah mürekkep ile kaplandı. Siyah zemin üzerine sıvı kristal püskürtülmüş numune kuruduktan sonra kalibrasyon işlemine geçildi. Sıcak su banyosuna daldırılan test numunesi, suyun ısınmasına göre

kendi renklerini sırayla göstermeye başladı ve su sıcaklığı, banyonun ve kabibrasyon cihazının dijital göstergesinden tespit edildi. Renkler bitince sıvı kristal zeminin rengi siyahı gösterdi. Daha sonra bu işlem sıcaklık banyosu soğutma işlemine tabi tutularak tekrar yapıldı. Soğutma işlemi daha yavaş gerçekleştiğinden renk-sıcaklık ilişkisi hassas olarak tespit edilmiş oldu. Su sıcaklığıyla sıvı kristal renkleri arasında kurulan ilişki Tablo 3.1'de verilmiştir.

3.2.1. Sıvı Kristalin Renk ve Sıcaklık İlişkisi

Tablo 3.1. incelendiğinde, yeşil ve kırmızı renkleri, renkler içerisinde en dar renk aralığına sahip iki renktir. Renk aralığı, rengin ortaya çıktığı ve kaybolduğu sıcaklıkların farkıdır. Ortalama renk sıcaklığı ise, bu iki sıcaklığın aritmetik ortalamasıdır. Yapılan ölçümlerde, yeşil ve kırmızı daha canlı renk olarak gözlemlendiğinden, deneylerde yeşil ve kırmızı renk aralığı dikkate alınmıştır.

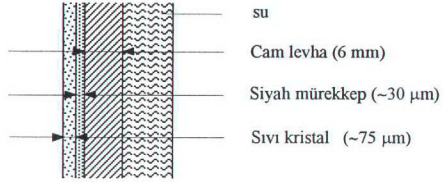
Tablo 3.1. Sıvı kristalin renk ve sıcaklıkları.

Renk	Sıcaklık (°C)	Renk aralığı (°C)	Ortalama renk sıcaklığı (°C)
Mavi	44.60 – 37.35	7.25	40.975
Yeşil	37.35 – 36.10	1.25	36.725
Kırmızı	36.10 – 35.00	1.10	35.550

3.2.2. Yüzeyin Sıvı Kristal ile Kaplanması

Çarpma yüzeyine sıvı kristal tabakası, akım yönünde bozucu bir etki yapmayacak şekilde ince bir film halinde uygulanması gerekir. Bu amaçla mikrokapsüllü sıvı kristal yüzeye püskürtülmeden önce su ile inceltildi ve daha sonra hava tabancası ile ince bir film şeklinde çarpma yüzeyine püskürtüldü. Sıvı kristal siyah zemin üzerinde renklerini daha canlı ve net bir şekilde gösterdiği için sıvı kristal püskürtülmeden önce çarpma yüzeyi zeminine sıvı kristal için özel imal edilmiş siyah mürekkep püskürtüldü. Ayrıca sıvı kristal

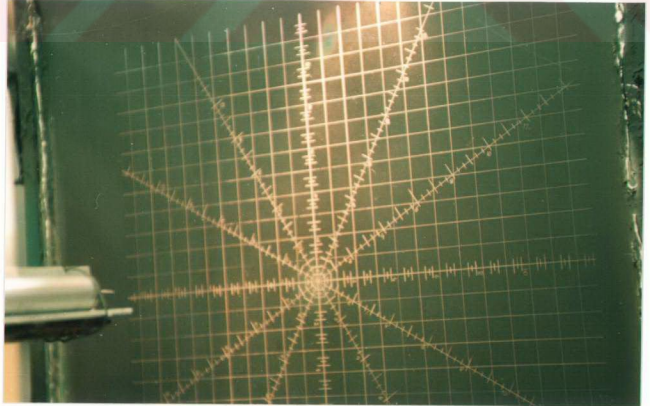
renklerinin canlı olarak izlenebilmesi için yüzeyde tabaka kalınlığının 50-100 mikron arasında olması gerekir. Eğer bu kalınlık yeterince sağlanamazsa renkler solgun ve cansızdır [4].



Şekil 3.9. Çarpma yüzeyindeki sıvı kristal film kalınlığı.

3.3. Test Plakası Üzerinde Renk Halkası Yarıçapının Ölçülmesi

Çarpma levhası üzerinde, ısı transferi sonucunda oluşan sıvı kristal renk genişliği ve bu renk halkası yarıçapının ölçülebilmesi için belli aralıklı ölçeklere ihtiyaç vardır. Bunun için çarpma yüzeyinin siyah zemini sıvı kristal püskürtülmeden önce belirli aralıklarla (1D mesafesinde) çizilmiş ve daha sonra çizilen bu ölçek üzerine sıvı kristal püskürtülmüştür (Şekil 3.10).



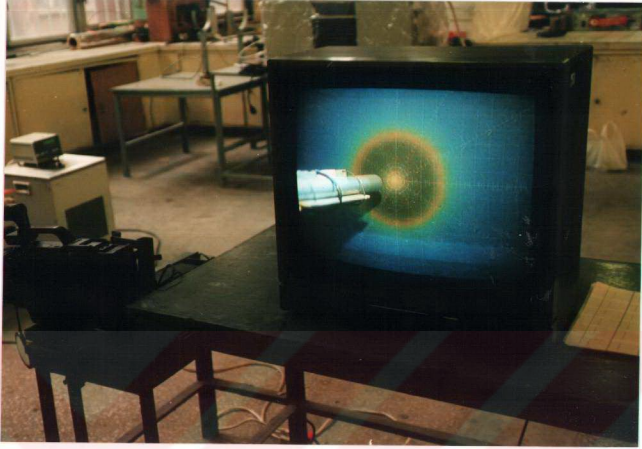
Şekil 3.10. Jet çarpma yüzeyinin ölçeklere bölünmüş hali.

Jet yüzeye çarptırılarak renk halkası yarıçapının geometrik çarpma noktasından uzaklığı bu şekilde elde edilen ölçekle kolayca tespit edilmiştir. Daha sonra renk halkasının genişliği ve halka yarıçapı, çarpma levhası üzerinde lokal ısı transfer katsayıları hesaplamasında kullanılacaktır.

3.4. Deneylerin Yapılışı

Isı transferini karakterize eden deney aşağıdaki gibi yapılmıştır.

- Kompresör çalıştırılarak basınçlı hava tankına yaklaşık 10 atmosferde hava gönderilir.
- Hava-hava sistemli bakır kondensörün vantilatör çalıştırılarak hava tankından gönderilen havanın yaklaşık çevre hava sıcaklığı ile aynı olması sağlanır.
- Görüntünün alınabilmesi için sisteme yerleştirilen video kamera ve televizyon açılır ve jet havası istenilen debilerde çarpma yüzeyine gönderilir.
- Jetin yüzeye çarpması sonucu oluşan sıvı kristalin renk halkası kararlı duruma gelinceye kadar beklenir ve kararlı hale ulaşıncaya görüntü kaydedilir (Şekil 3.11).
- Çarpma levhası üzerinde oluşan renk halkalarının yarıçapı daha önceden yüzeye çizilmiş olan ölçeklerden tespit edilir.
- Sonuçta elde edilen renk halkasının yarıçapına bağlı olarak yüzey sıcaklığı ve jet hava sıcaklığı değerleri ekte verilen bilgisayar programına girilerek Nusselt sayısı hesaplanır.



Şekil 3. 11. Video kamera ile görüntünün kaydedilmesi.

4. DENEYSEL SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

4.1. Deneylerde İncelenen Parametreler

Yapılan denemelerde, çok kanallı ($\theta=0^\circ$), normal (boş) ve dönen ($\theta=22.5^\circ$) jetlerde $H/D=8$ 'de Reynolds sayısının 40 000, 30 000, 20 000 ve 10 000 değerleri için ve H/D oranının etkisini incelemek amacıyla Reynolds sayısı 20 000 de sabit tutularak $H/D=6, 8, 10$ ve 14 değerleri için ısı transferinin değişimini karakterize eden Nusselt sayısı dağılımları elde edilmiştir. Ayrıca $\theta=41^\circ$ ve $\theta=50^\circ$ açılı dönen jetler için Reynolds sayısı 20 000 de H/D oranı 6, 8 ve 10 şeklinde değiştirilerek H/D oranının etkisi, son olarak $\theta=50^\circ$ açılı dönen jet için $H/D=8$ 'de Reynolds sayısı 40 000, 30 000, 20 000 ve 10 000 şeklinde değiştirilerek Reynolds sayısının etkisi incelenmiştir.

Yüzeydeki sıvı kristalin renk halkası yarıçapı, çarpma levhası sıcaklığına göre değişmektedir. Yüksek sıcaklıklarda sabit bir Reynolds sayısında jet yüzeye çarptırıldığında oluşan renk halkasının yarıçapı durgunluk noktasından ilerlemeye başlayıp belirli bir zaman sonra kararlı hale gelerek durmaktadır. Eğer çarpma levhasının sabit sıcaklığı bir miktar düşürülürse renk halkası yarıçapı kararlı hale gelmekte ve ilk durumdan daha büyük bir renk halkası meydana getirerek durmaktadır. Böylece yüzeyde istenen tüm noktalar taranmaktadır. Jet yüzeye çarptığında kararlı duruma gelinceye kadar yeterince beklenmelidir, aksi halde ölçümler hatalı alınmış olur. Bu durum renk halkasının ilerlemesinin durmasıyla tespit edilir. Şekil 4.1.a-b' de sırasıyla jetin yüzeye çarptığı başlangıç durumunda ve kararlı hale geldiği durumdaki renk halkaları görülmektedir.

4.2. Nusselt Sayısı Dağılımlarının İncelenmesi

Normal, çok kanallı ve dönen ($\theta=22.5^\circ$) jetlerde Nusselt sayısı durgunluk noktası uzaklığı arttıkça düşüş göstermiştir (Şekil 4.2-5). Nusselt sayısının

maksimum değeri durgunluk noktasında meydana gelmiştir. Ayrıca Reynolds sayısı arttıkça Nusselt sayısı da belirgin bir şekilde artmıştır. Dönme açısı $\theta=50^\circ$ olan dönen jette Nusselt sayısı $H/D=8$ oranı için durgunluk noktasından yaklaşık $X/D=2.5$ civarında maksimum değerdedir (Şekil 4.6).

Şekil 4.7-11 arasında dönen ($\theta=22.5^\circ$) ve normal jetler mukayese edildiğinde yaklaşık $X/D=5$ oranına kadar Nusselt sayısı değerleri normal (boş) jetlerde dönen ($\theta=22.5^\circ$) jetlerinkinden daha büyük iken bu noktadan sonra dönen jetlerin Nusselt sayıları normal jetlerinkinden daha büyük olduğu görülmüştür.

Şekil 4.12-16'da normal ve çok kanallı ($\theta=0^\circ$) jetler karşılaştırıldığında her ikisinde de maksimum Nusselt sayısı değerlerinin durma noktasında (çarpma noktasında) meydana geldiği görülmektedir. Durgunluk noktasından uzaklaştıkça Nusselt sayısı değerinin azaldığı ve çok kanallı jetlerin Nusselt sayısı oranları hem durgunluk noktasında hem de yüzey boyunca normal jetlerinkinden daha yüksek olduğu grafiklerden anlaşılmaktadır.

Çok kanallı ve dönen ($\theta=22.5^\circ$) jetlerde ise yaklaşık X/D oranının 5.5 değerine kadar çok kanallı jetlerin Nusselt sayısı dağılımları dönen jetlerinkinden daha yüksek olduğu, bu noktadan sonra Nusselt sayısı dağılımları her iki jet tipi içinde yaklaşık aynı değerde kaldığı görülmüştür (Şekil 4.17-21).

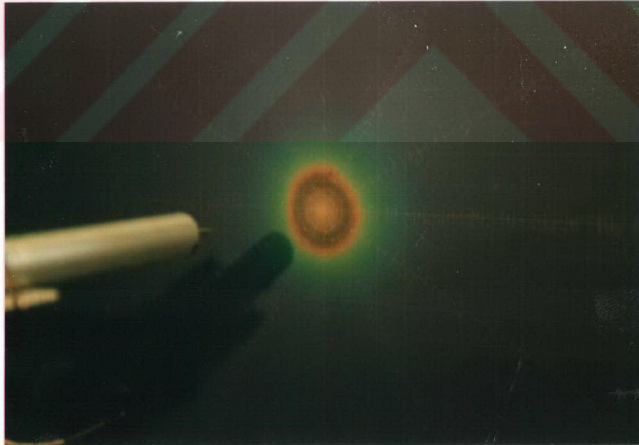
Şekil 4.22-24'de $Re=20\ 000$ değeri için dönen ($\theta=22.5^\circ$), normal ve çok kanallı jetlerin her üçünde de durma noktasındaki maksimum Nusselt sayısının lüle-levha mesafesine bağlı olarak $H/D=6$ oranında meydana geldiği, durma noktasından itibaren X/D oranı arttıkça Nusselt sayısında azalma olduğu görülmüştür.

Şekil 4.25-26'da $Re=20\ 000$, $H/D=6,8$ ve 10 değerlerinde ise $\theta=41^\circ$ ve $\theta=50^\circ$ açılı dönen jetlerin Nusselt sayısı dağılımları incelendiğinde, maksimum Nusselt sayısı durma noktasından yaklaşık $X/D=2.5$ civarında meydana geldiği

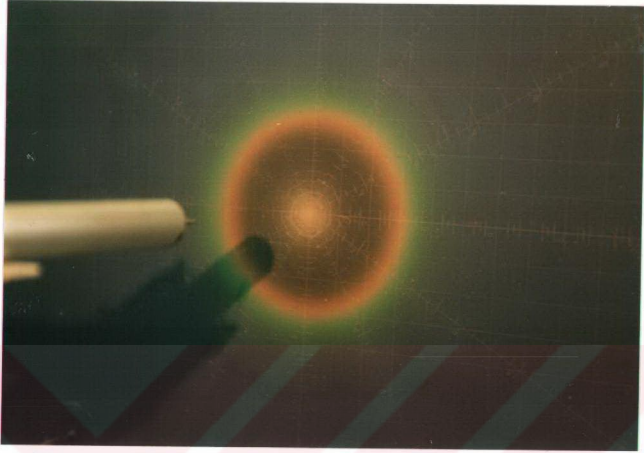
görülmüştür. Ayrıca Şekil 4.29-30'da $\theta=22.5^\circ$, $\theta=41^\circ$, $\theta=50^\circ$ açılı ve çok kanallı jetin ($\theta=0^\circ$) Nusselt sayısı dağılımları gösterilmiştir.

Şekil 4.27'de $Re=20\ 000$ değerinde $H/D=6$, 8, 10 ve 14 oranlarına göre çok kanallı, normal ve dönen ($\theta=22.5^\circ$) jetlerin Nusselt sayısı dağılımları elde edilmiş ve durma noktasındaki maksimum Nusselt sayısı $H/D=6$ değerinde ortaya çıkmıştır. Şekil 4.28'de ise aynı jetlerin X/D oranına göre Nusselt sayısı dağılımları verilmiş ve maksimum Nusselt sayısı büyükten küçüğe doğru sırayla çok kanallı, normal ve dönen ($\theta=22.5^\circ$) jetlerde meydana gelmiştir.

Şekil 4.31-35'de normal (boş), çok kanallı ($\theta=0^\circ$) ve dönen ($\theta=22.5^\circ$, $\theta=41^\circ$ ve $\theta=50^\circ$) jetlerin çarpma levhası üzerindeki eş Nusselt sayısı çizgileri gösterilmiştir. Şekil 4.36'da ise normal (boş) jetler için elde edilen deneysel sonuçların literatürdeki benzer çalışmalar ile karşılaştırması verilmiştir.

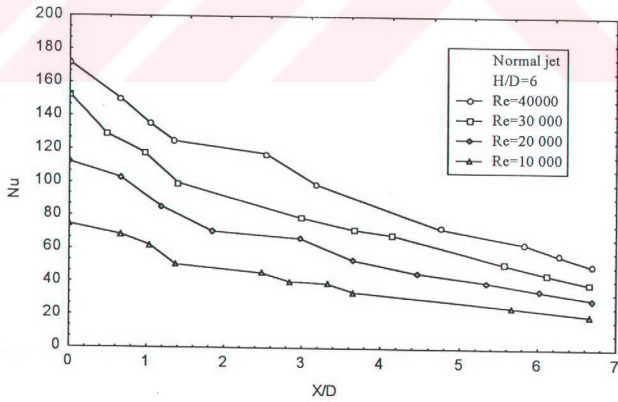


a)

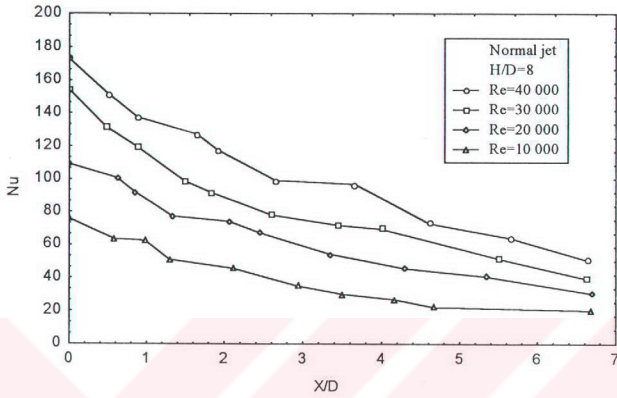


b)

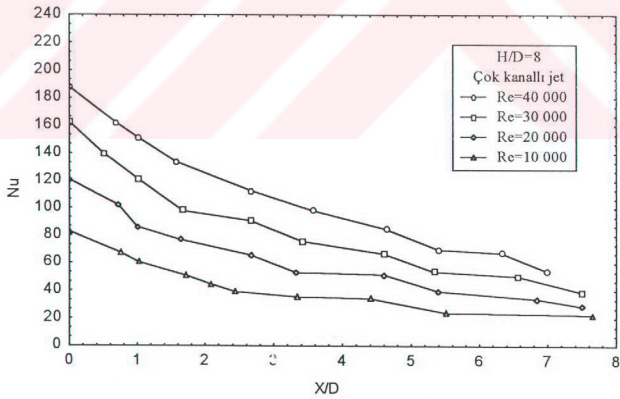
Şekil 4.1. Sıvı kristalin renk halkaları. a) Başlangıçta b) Kararlı durumda



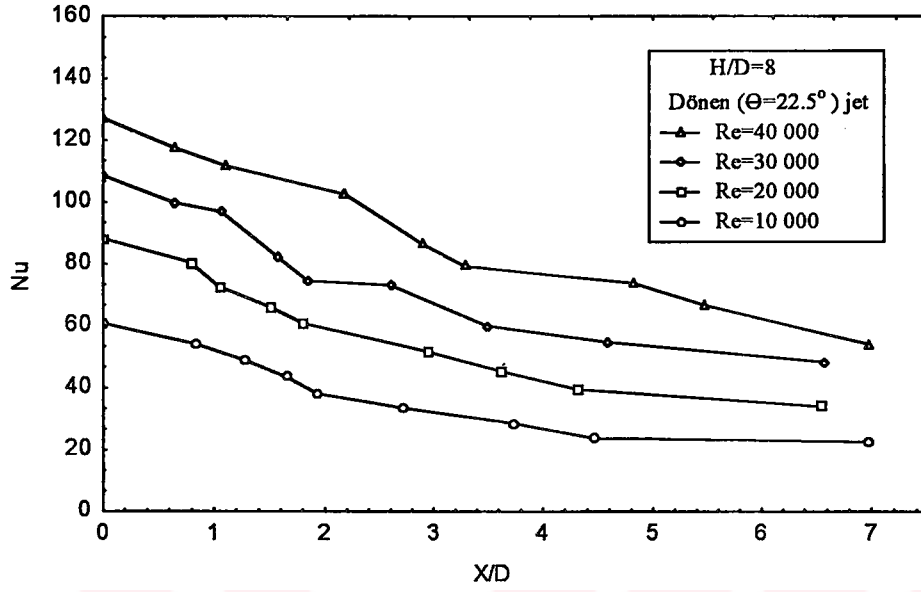
Şekil 4.2. Normal jette Nusselt sayısının durgunluk noktası uzaklığıyla değişimi ($H/D=6$).



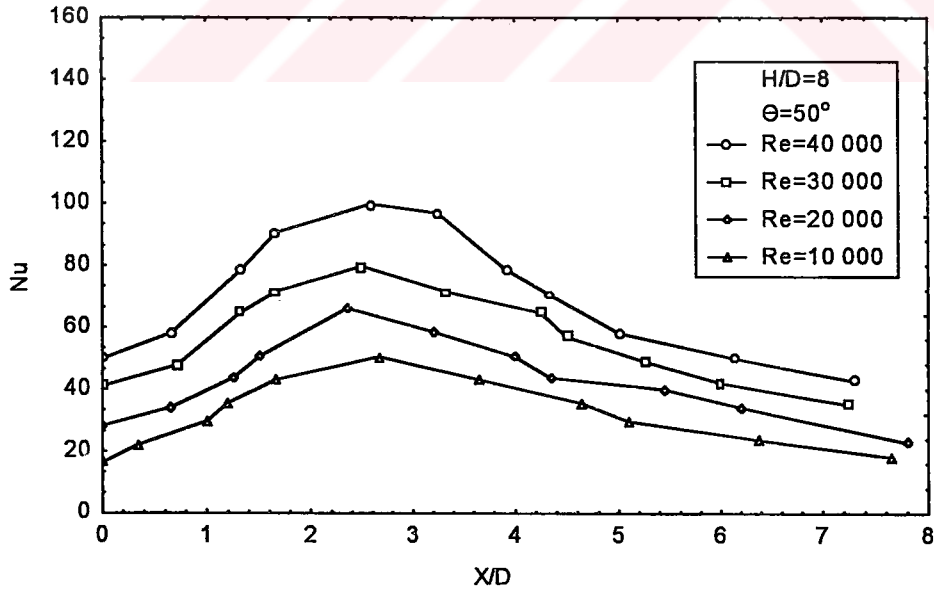
Şekil 4.3. Normal jette Nusselt sayısının durgunluk noktası uzaklığıyla değişimi (H/D=8).



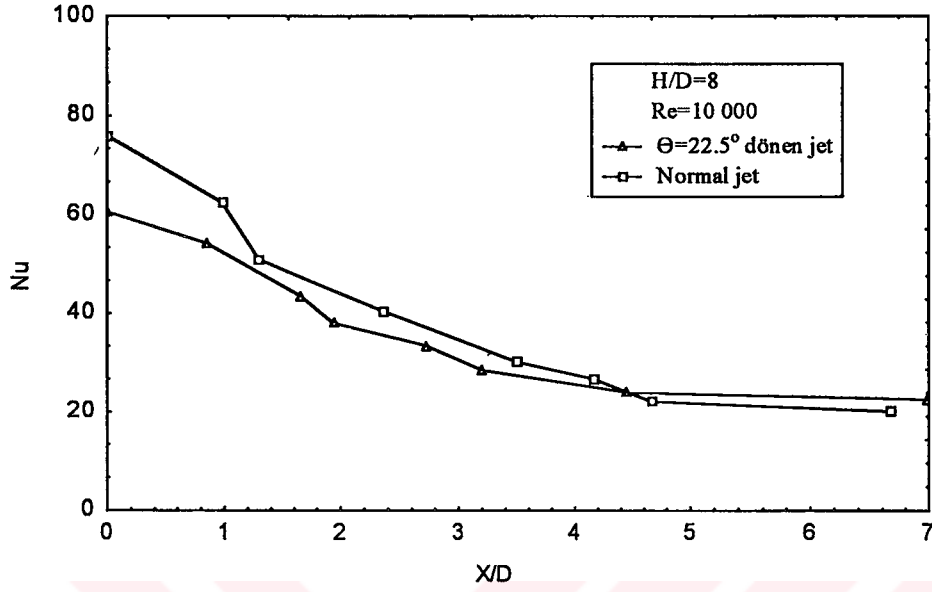
Şekil 4.4. Çok kanallı ($\theta=0^\circ$) jette Nusselt sayısının durgunluk noktası uzaklığıyla değişimi, H/D=8.



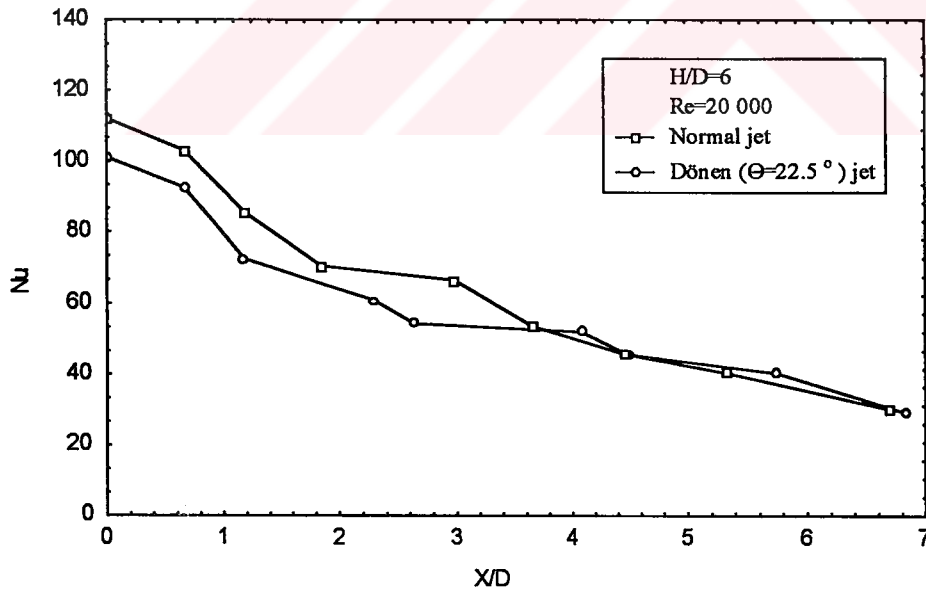
Şekil 4.5. Dönen ($\theta=22.5^\circ$) jette Nusselt sayısının durgunluk noktası uzaklığıyla değişimi ($H/D=8$).



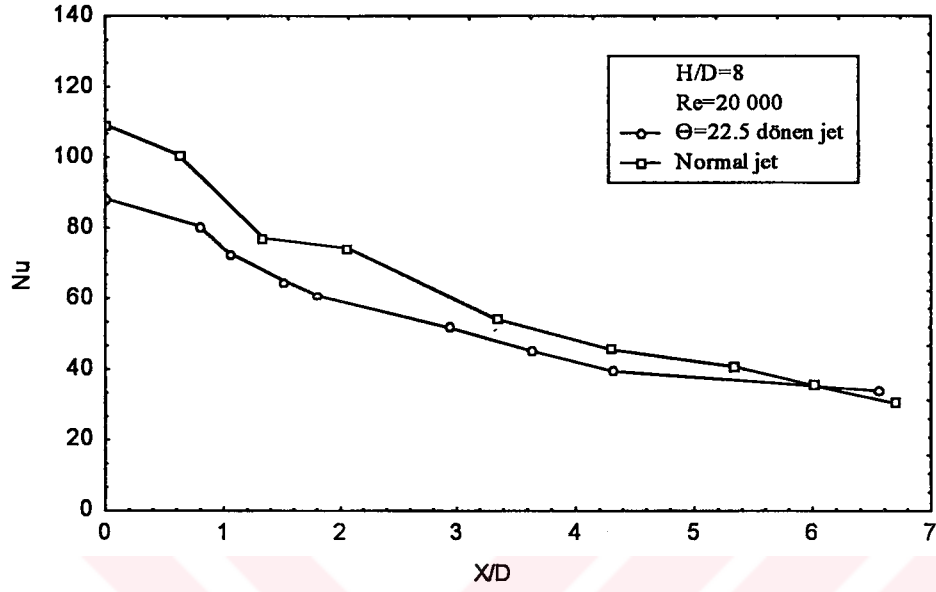
Şekil 4.6. Dönen ($\theta=50^\circ$) jette Nusselt sayısının durgunluk noktası uzaklığıyla değişimi ($H/D=8$).



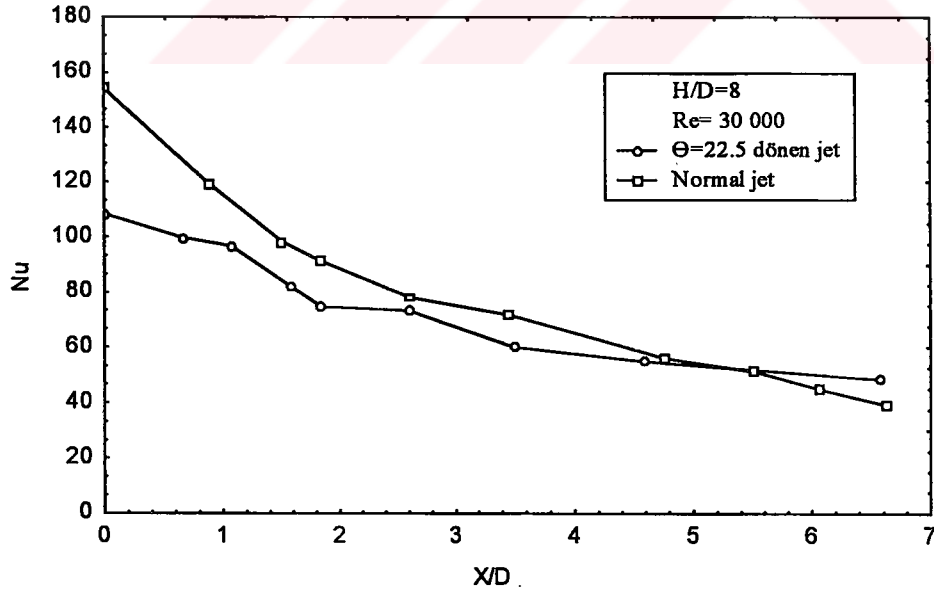
Şekil 4.7. Dönen ($\theta=22.5^\circ$) jet ile normal jetin Nusselt sayısının durgunluk noktası uzaklığıyla değişimi ($Re=10\,000$, $H/D=8$).



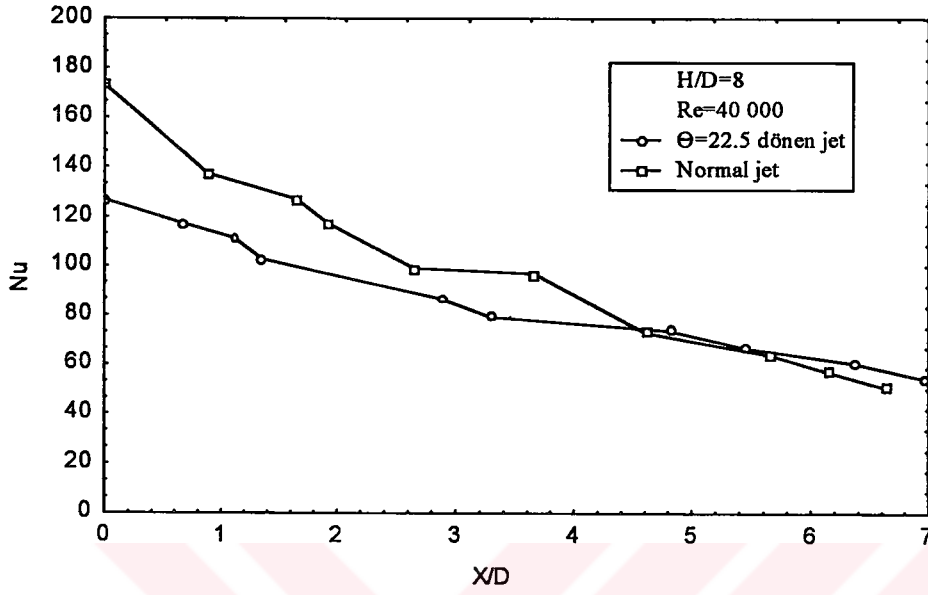
Şekil 4.8. Dönen ($\theta=22.5^\circ$) jet ile normal jetin Nusselt sayısının durgunluk noktası uzaklığıyla değişimi ($Re=20\,000$, $H/D=6$).



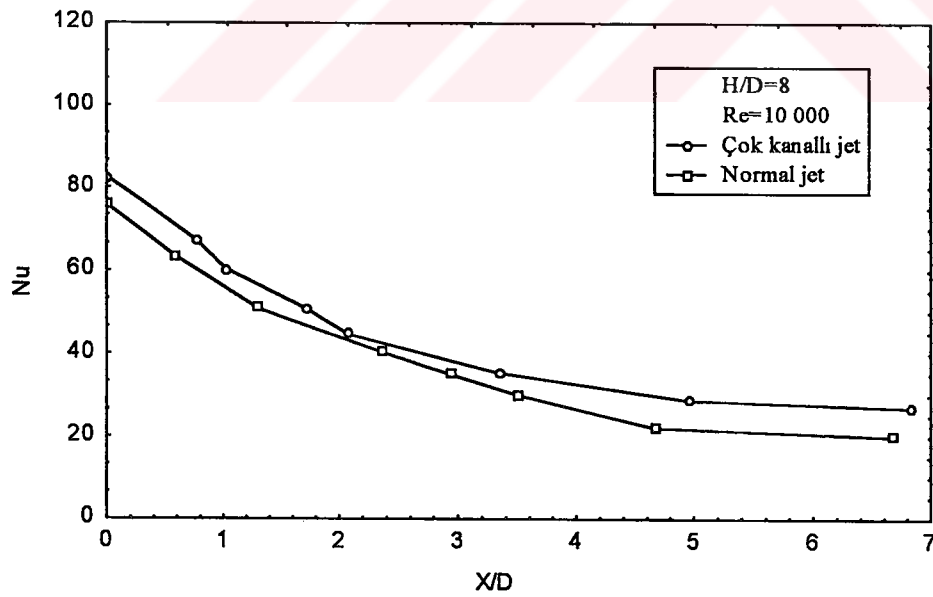
Şekil 4.9. Dönen ($\theta=22.5^\circ$) jet ile normal jetin Nusselt sayısının durgunluk noktası uzaklığıyla değişimi ($Re=20\,000$, $H/D=8$).



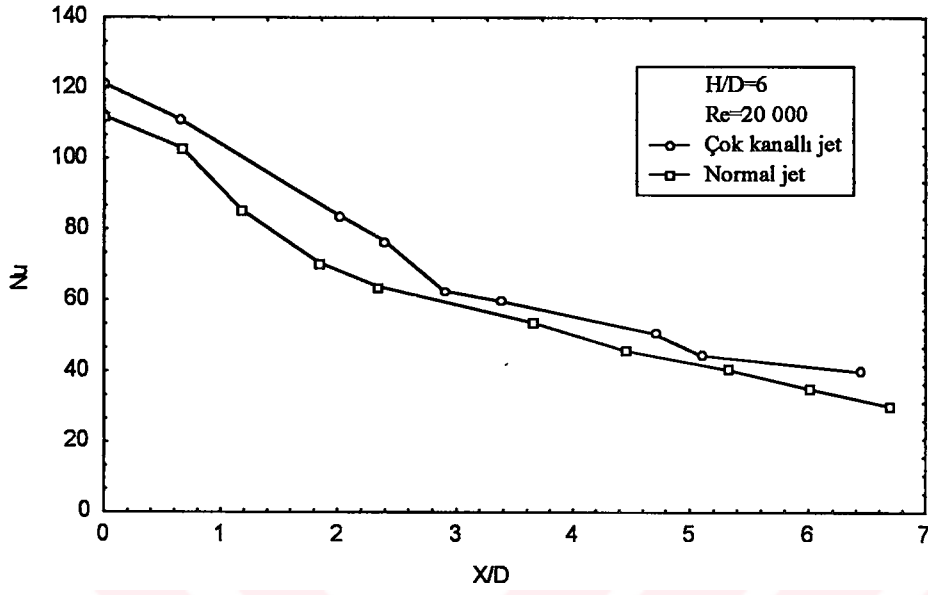
Şekil 4.10. Dönen ($\theta=22.5^\circ$) jet ile normal jetin Nusselt sayısının durgunluk noktası uzaklığıyla değişimi ($Re=30\,000$, $H/D=8$).



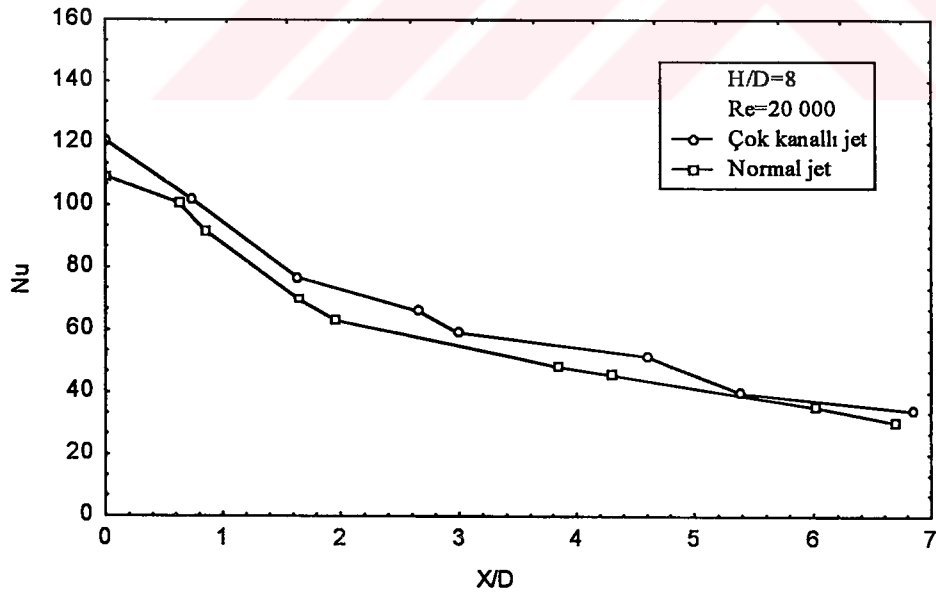
Şekil 4.11. Dönen ($\theta=22.5^\circ$) jet ile normal jetin Nusselt sayısının durgunluk noktası uzaklığıyla değişimi ($Re=40\,000$, $H/D=8$).



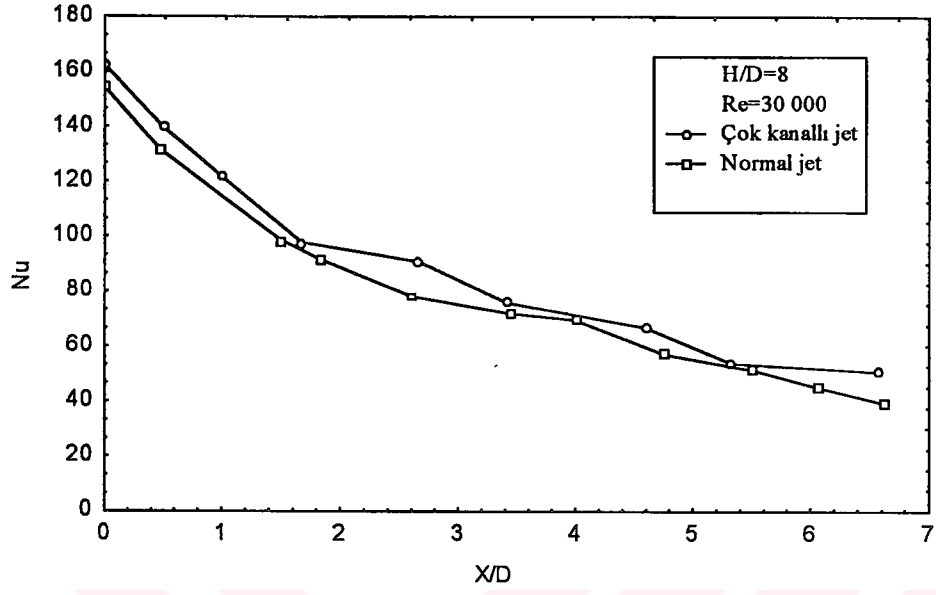
Şekil 4.12. Çok kanallı jet ile normal jetin Nusselt sayısının durgunluk noktası uzaklığıyla değişimi ($Re=10\,000$, $H/D=8$).



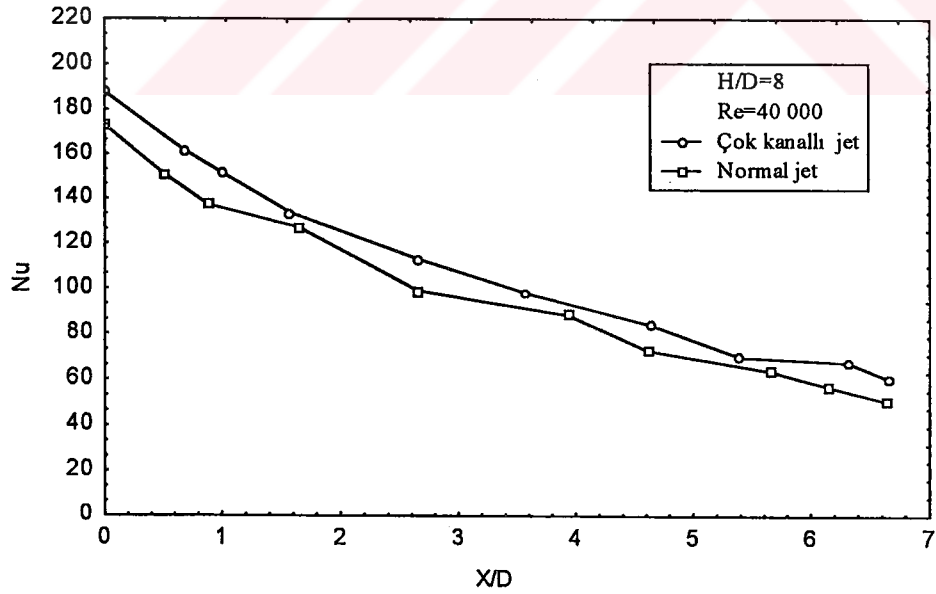
Şekil 4.13. Çok kanallı jet ile normal jetin Nusselt sayısının durgunluk noktası uzaklığıyla değişimi ($Re=20\,000$, $H/D=6$).



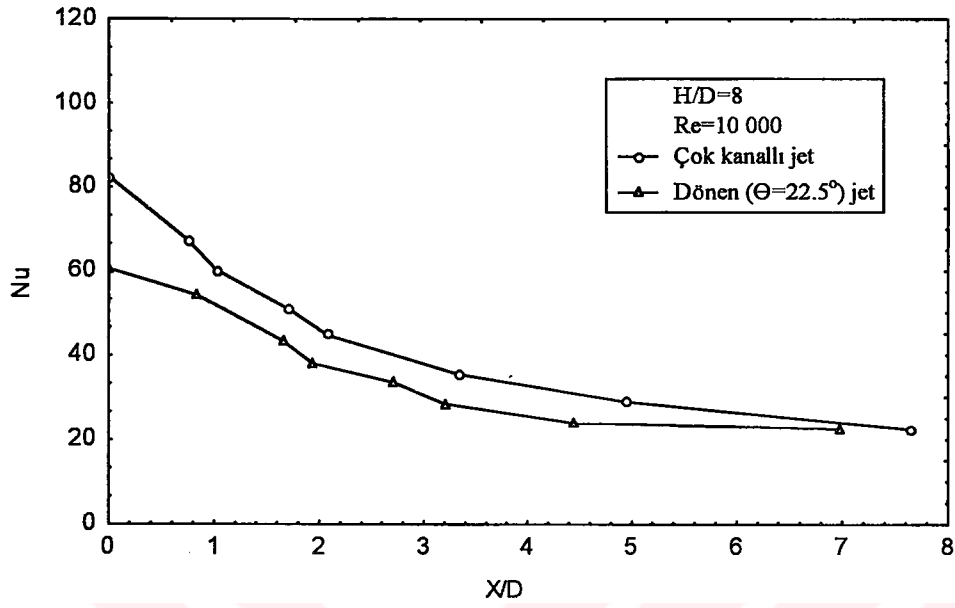
Şekil 4.14. Çok kanallı jet ile normal jetin Nusselt sayısının durgunluk noktası uzaklığıyla değişimi ($Re=20\,000$, $H/D=8$).



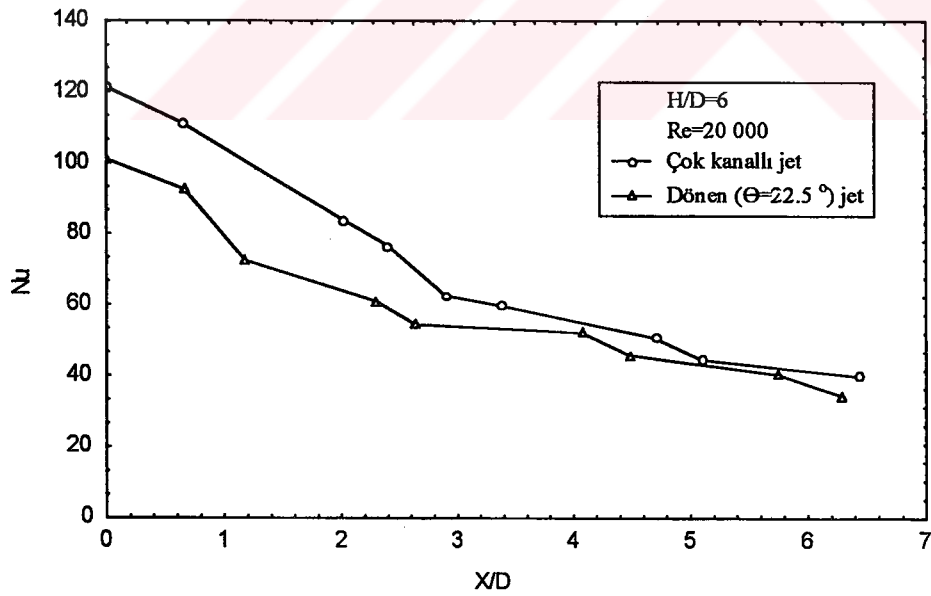
Şekil 4.15. Çok kanallı jet ile normal jetin Nusselt sayısının durgunluk noktası uzaklığıyla değişimi ($Re=30\,000$, $H/D=8$).



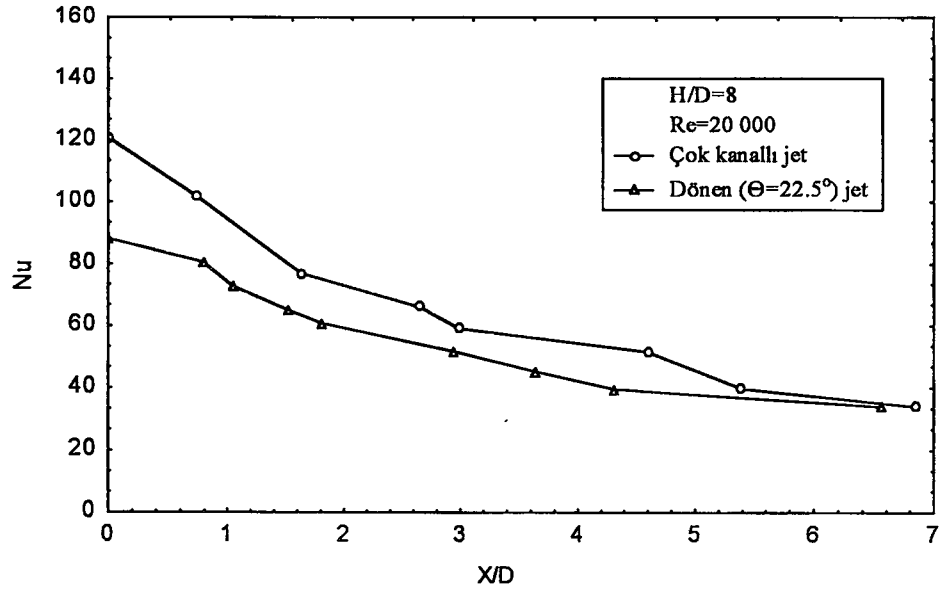
Şekil 4.16. Çok kanallı jet ile normal jetin Nusselt sayısının durgunluk noktası uzaklığıyla değişimi ($Re=40\,000$, $H/D=8$).



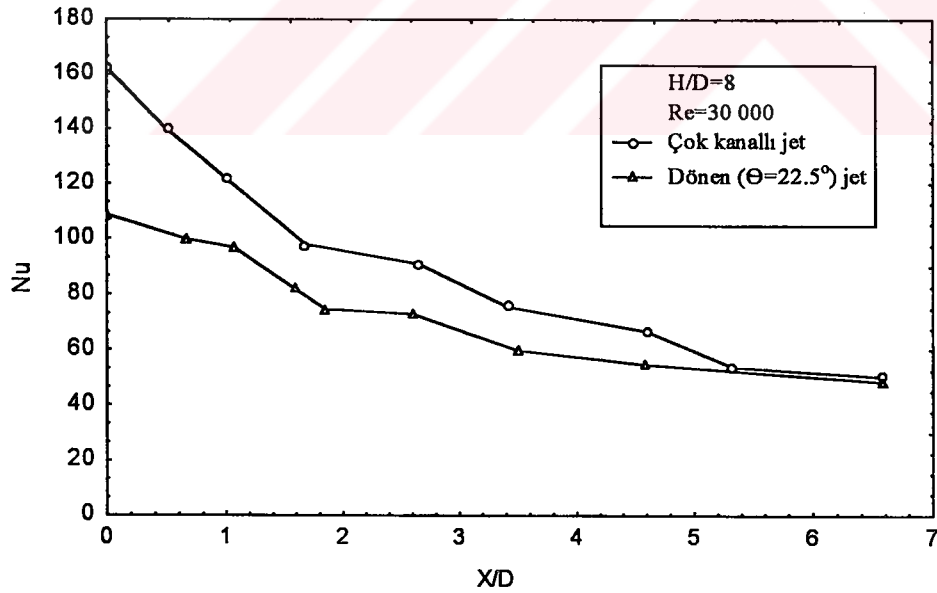
Şekil 4.17. Çok kanallı jet ile dönen ($\theta=22.5^\circ$) jetin Nusselt sayısının durgunluk noktası uzaklığıyla değişimi ($Re=10\,000$, $H/D=8$).



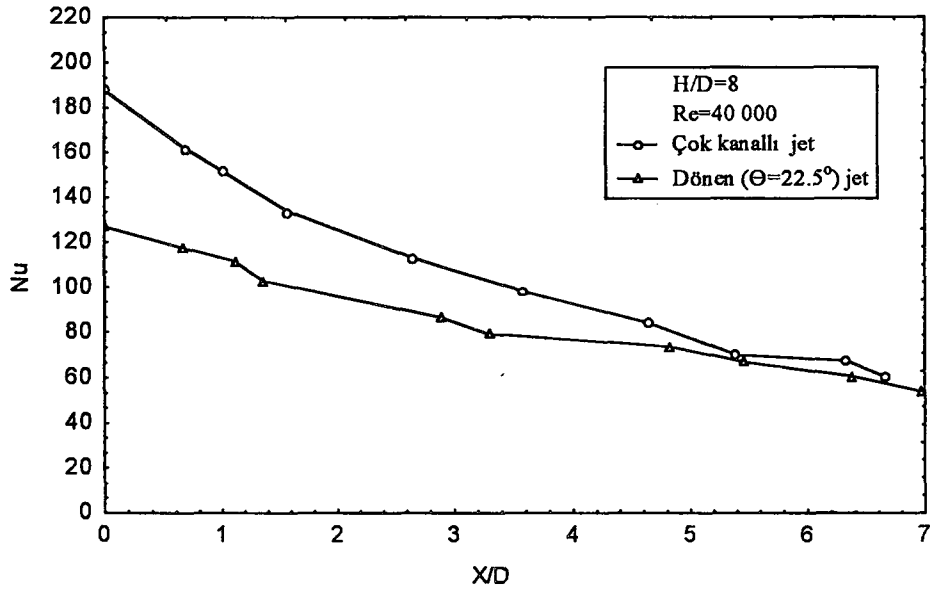
Şekil 4.18. Çok kanallı jet ile dönen ($\theta=22.5^\circ$) jetin Nusselt sayısının durgunluk noktası uzaklığıyla değişimi ($Re=20\,000$, $H/D=6$).



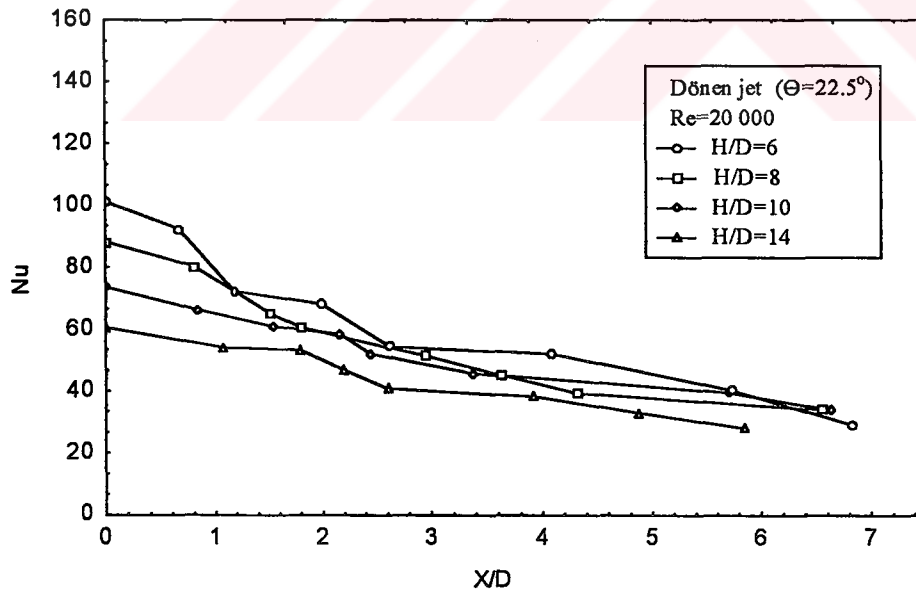
Şekil 4.19. Çok kanallı jet ile dönen ($\theta=22.5^\circ$) jetin Nusselt sayısının durgunluk noktası uzaklığıyla değişimi ($Re=20\,000$, $H/D=8$).



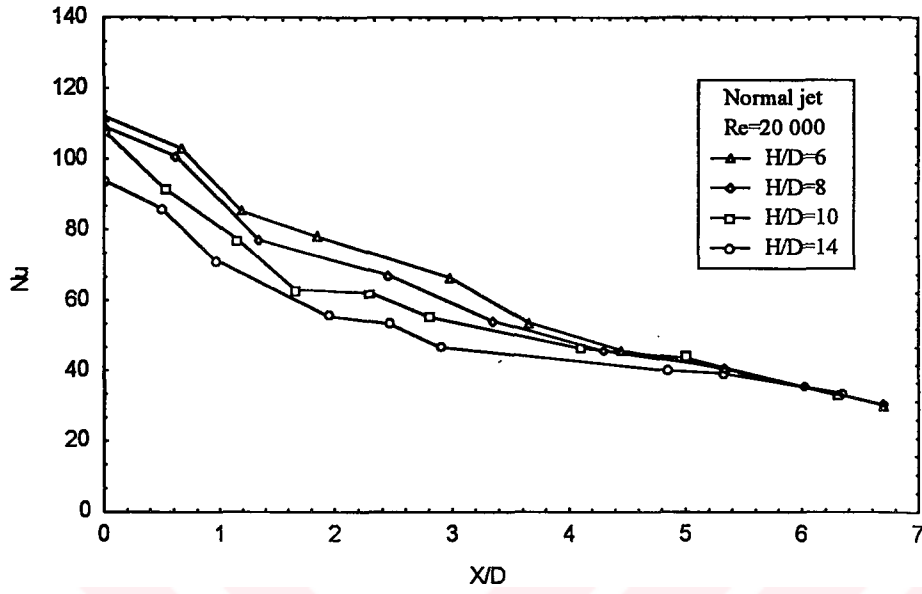
Şekil 4.20. Çok kanallı jet ile dönen ($\theta=22.5^\circ$) jetin Nusselt sayısının durgunluk noktası uzaklığıyla değişimi ($Re=30\,000$, $H/D=8$).



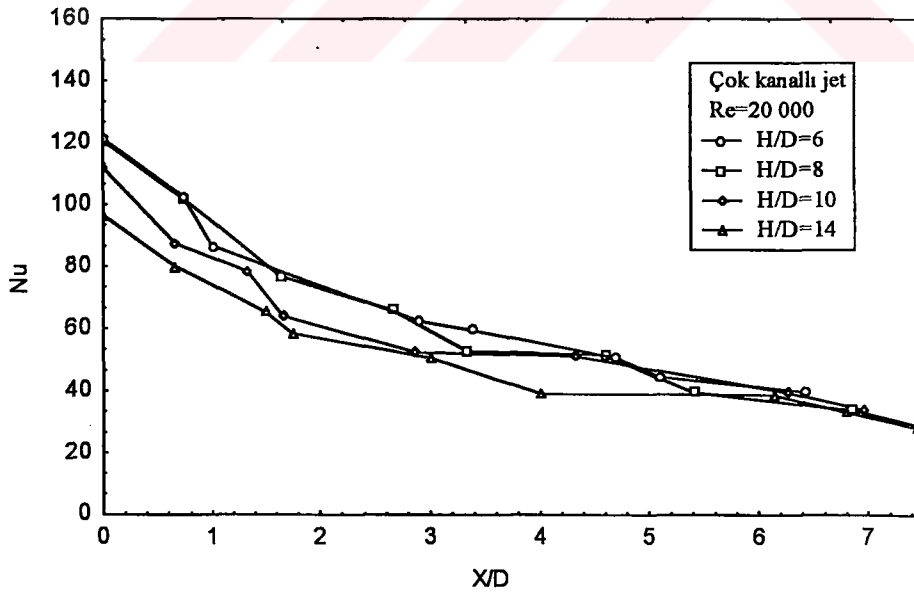
Şekil 4.21. Çok kanallı jet ile dönen ($\theta=22.5^\circ$) jetin Nusselt sayısının durgunluk noktası uzaklığıyla değişimi ($Re=40\,000$, $H/D=8$).



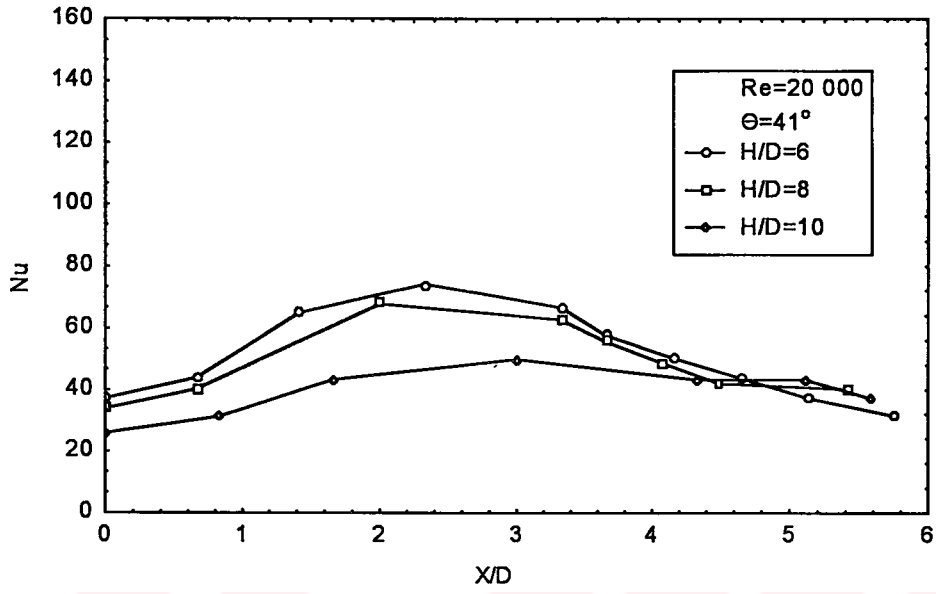
Şekil 4.22. H/D oranı 6, 8, 10 ve 14 için dönen ($\theta=22.5^\circ$) jetin Nusselt sayısının durgunluk noktası uzaklığıyla değişimi ($Re=20\,000$).



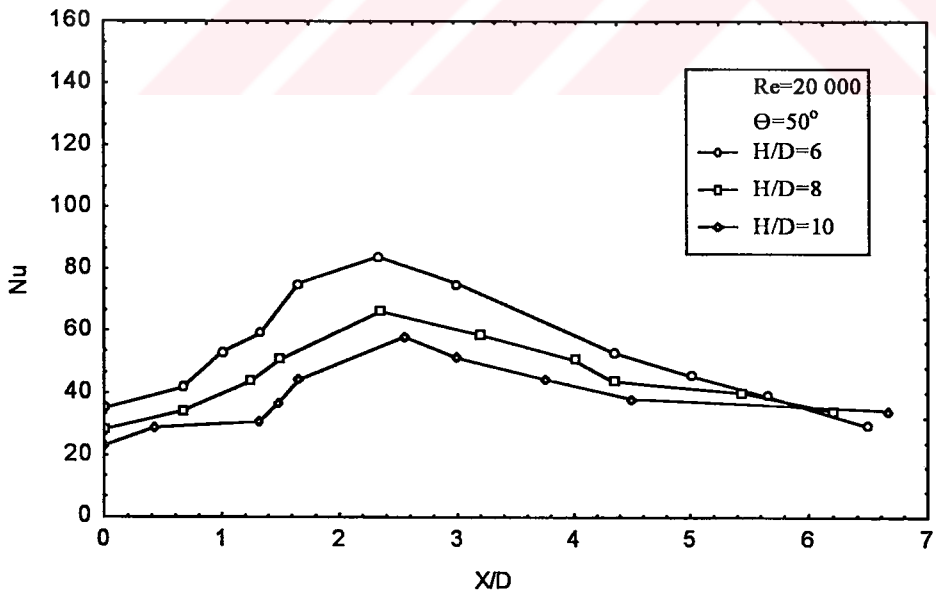
Şekil 4.23. H/D oranı 6, 8, 10 ve 14 için normal jetin Nusselt sayısının durgunluk noktası uzaklığıyla değişimi (Re=20 000).



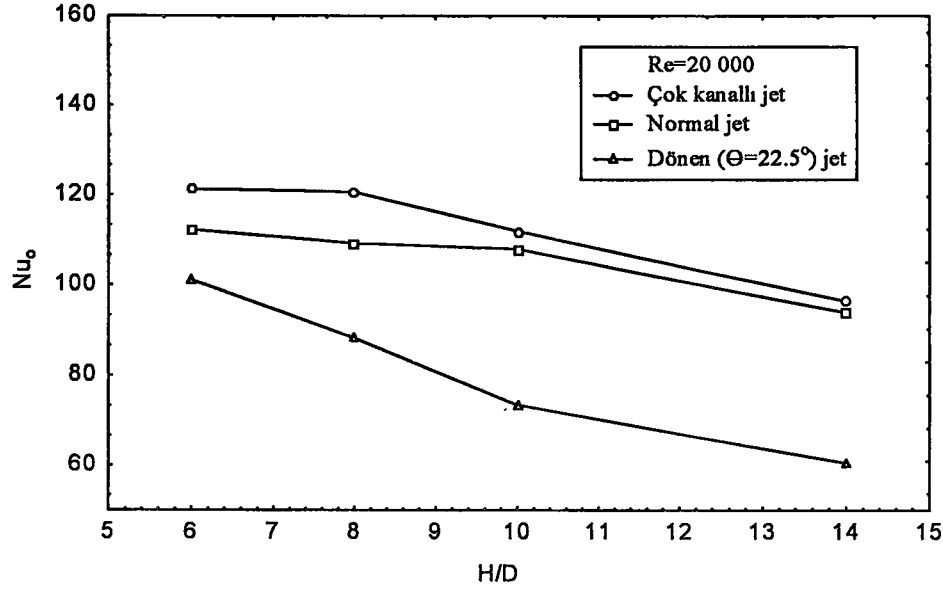
Şekil 4.24. H/D oranı 6, 8, 10 ve 14 için çok kanallı jetin Nusselt sayısının durgunluk noktası uzaklığıyla değişimi (Re=20 000).



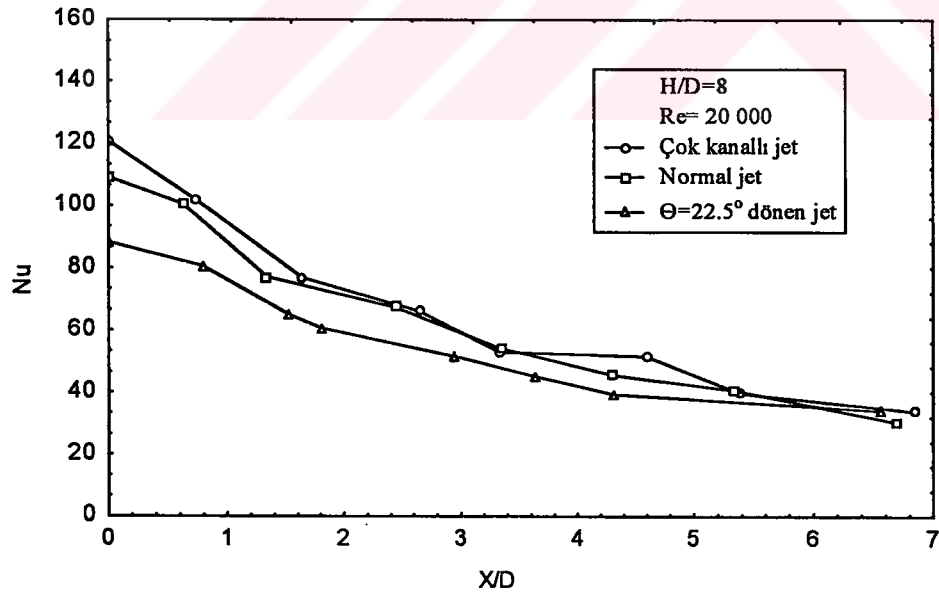
Şekil 4.25. Dönen jetin Nusselt sayısının durgunluk noktası uzaklığıyla değişimi ($\theta=41^\circ$).



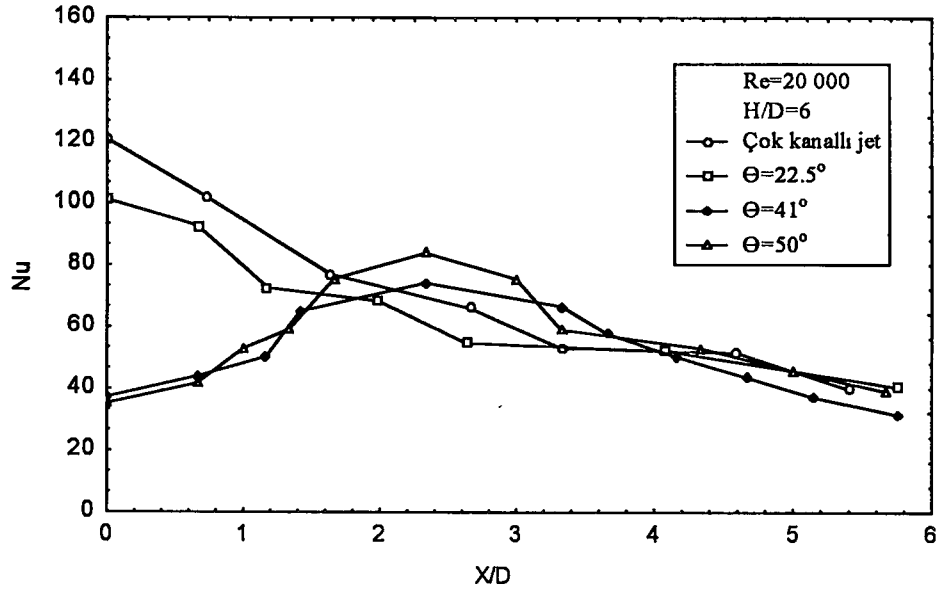
Şekil 4.26. Dönen jetin Nusselt sayısının durgunluk noktası uzaklığıyla değişimi ($\theta=50^\circ$).



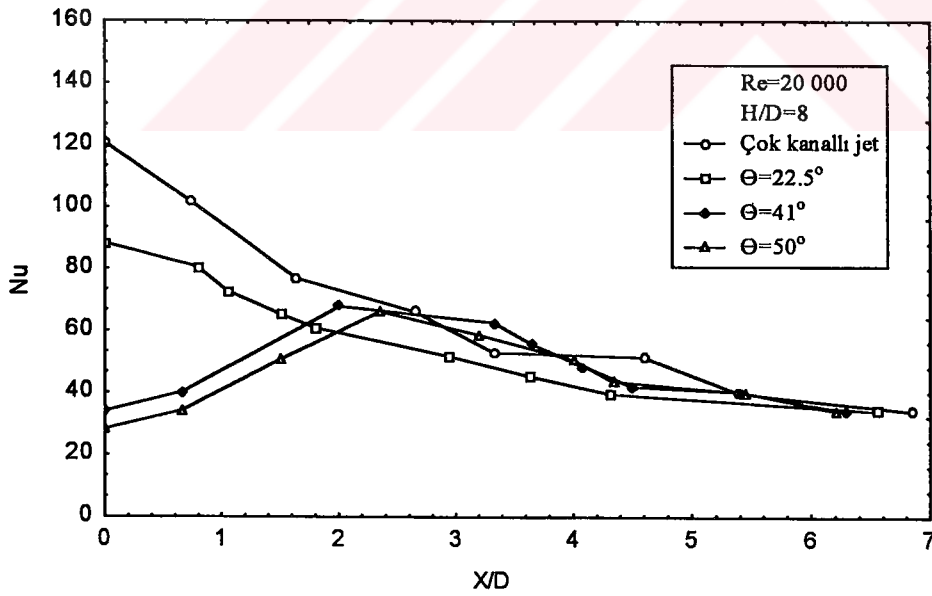
Şekil 4.27. Çok kanallı, normal ve dönen ($\theta=22.5^\circ$) jetin durgunluk noktasındaki Nusselt sayısının, lüle-levha mesafesine göre değişimi ($Re=20\,000$).



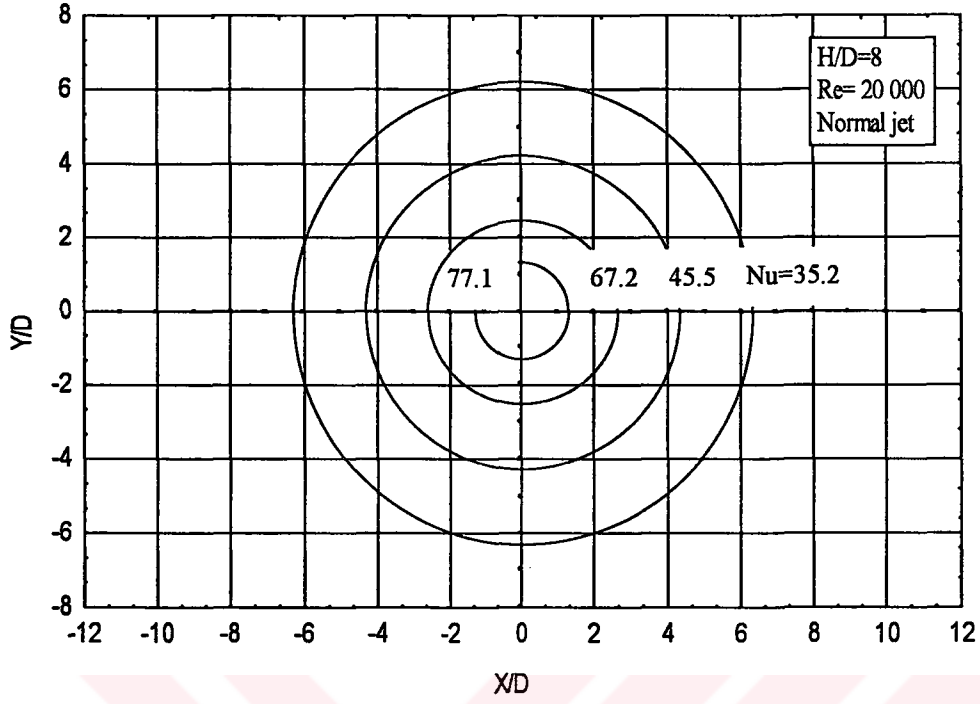
Şekil 4.28. Çok kanallı, normal ve dönen ($\theta=22.5^\circ$) jetin Nusselt sayısının durgunluk noktası uzaklığıyla değişimi ($Re=20\,000$, $H/D=8$).



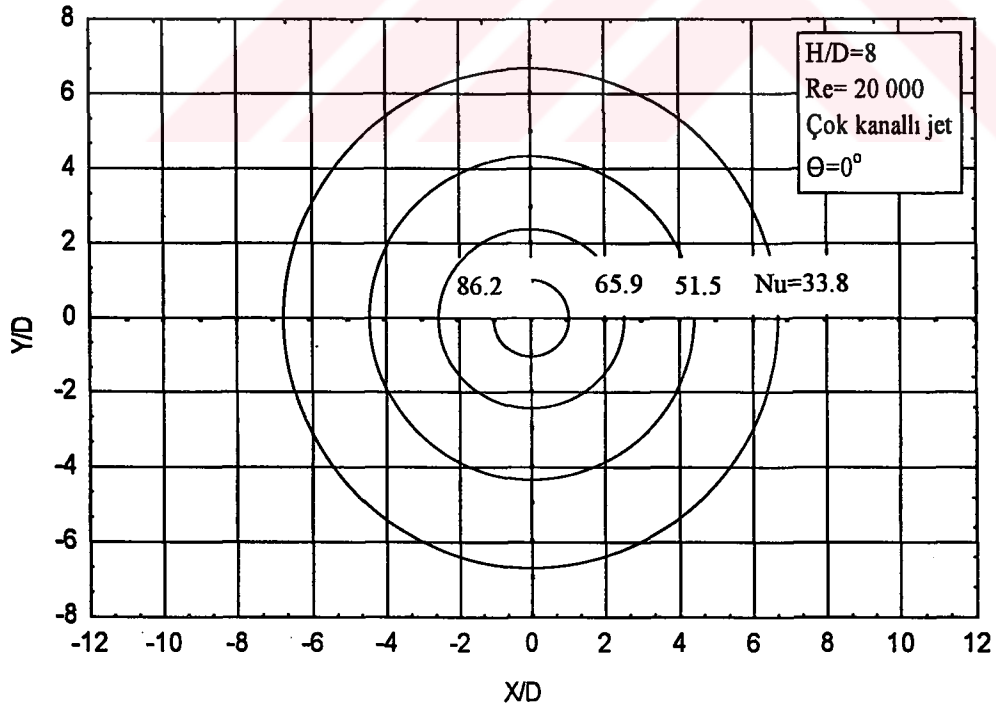
Şekil 4.29. Çok kanallı ve dönen jetlerin Nusselt sayısının durgunluk noktası uzaklığıyla değişimi ($Re=20\,000$, $H/D=6$).



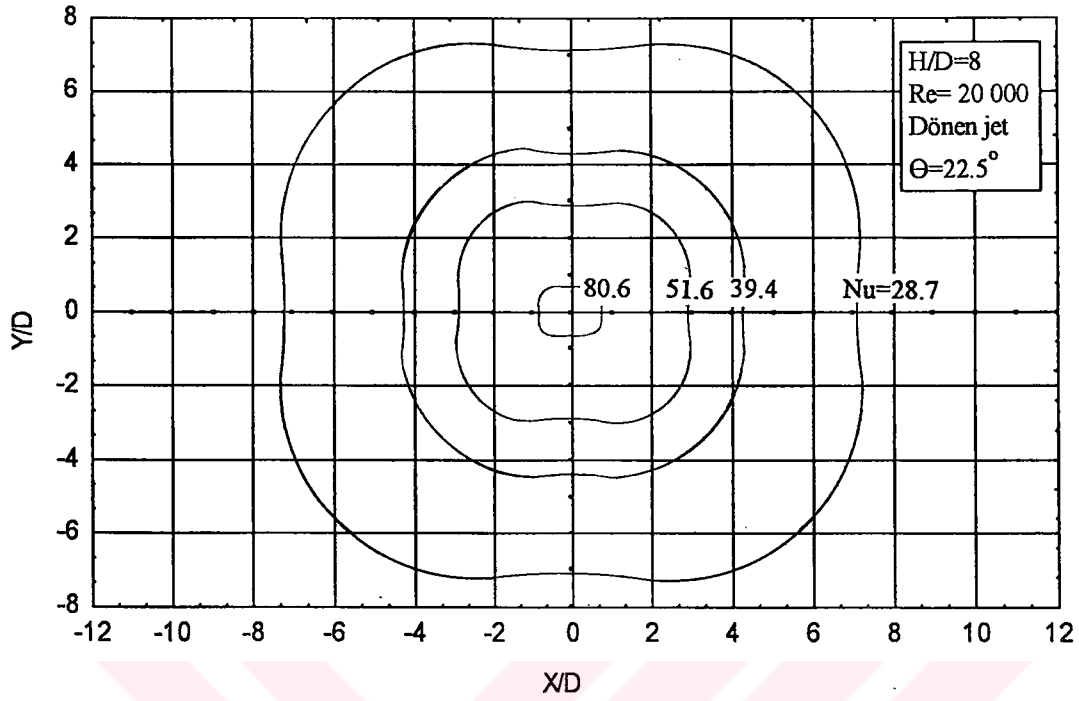
Şekil 4.30. Çok kanallı ve dönen jetlerin Nusselt sayısının durgunluk noktası uzaklığıyla değişimi ($Re=20\,000$, $H/D=8$).



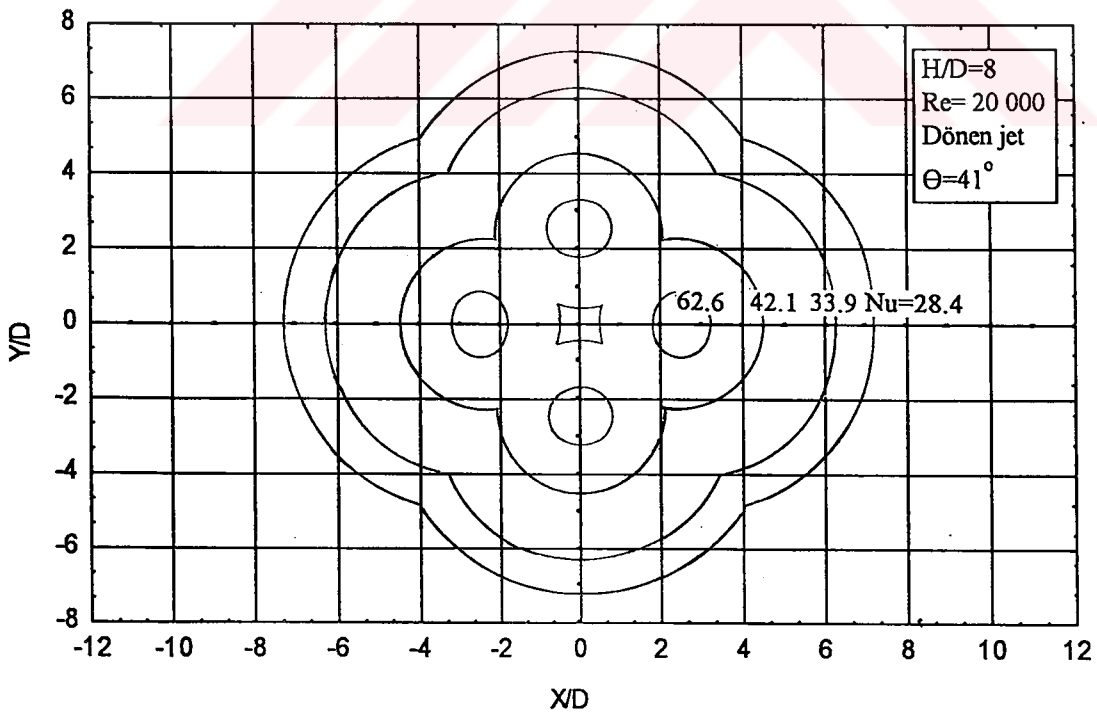
Şekil 4.31. Çarpma levhası üzerinde normal (boş) jetin eş Nusselt sayısı çizgileri $Re=20\,000$, $H/D=8$.



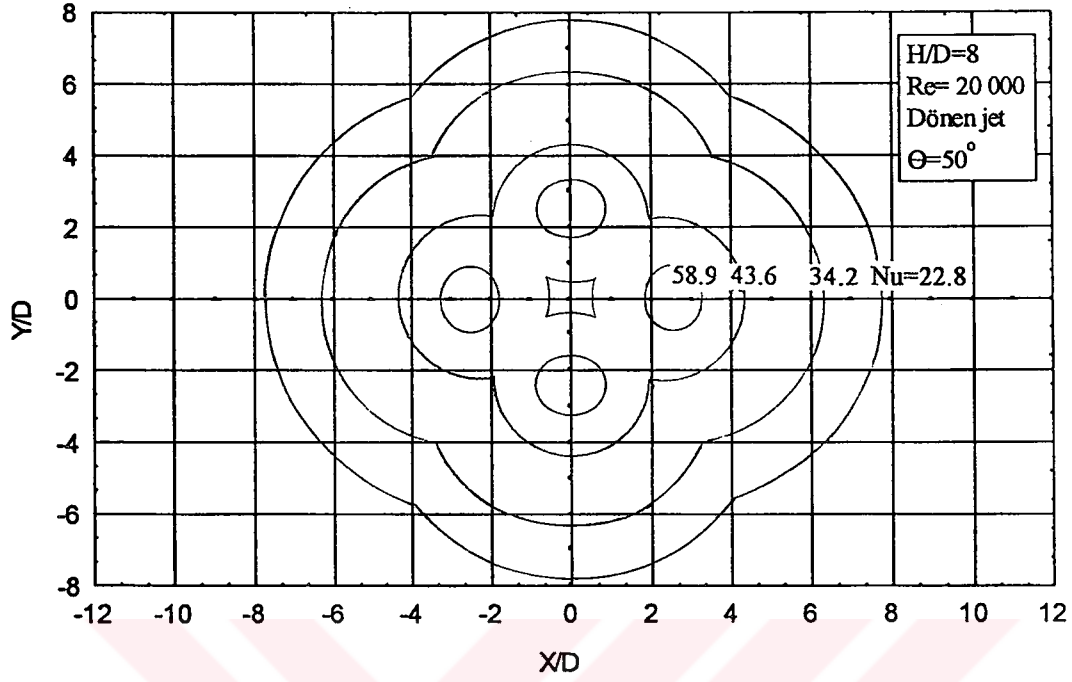
Şekil 4.32. Çarpma levhası üzerinde çok kanallı ($\theta=0^\circ$) jetin eş Nusselt sayısı çizgileri $Re=20\,000$, $H/D=8$.



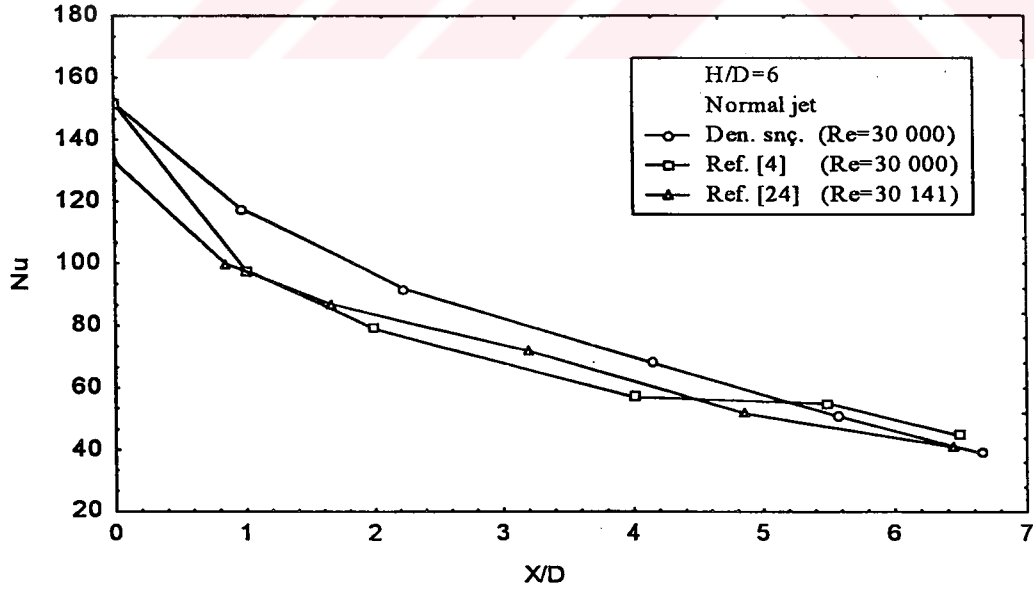
Şekil 4.33. Çarpma levhası üzerinde dönen ($\theta=22.5^\circ$) jetin eş Nusselt sayısı çizgileri $Re=20\,000$, $H/D=8$.



Şekil 4.34. Çarpma levhası üzerinde dönen ($\theta=41^\circ$) jetin eş Nusselt sayısı çizgileri $Re=20\,000$, $H/D=8$.



Şekil 4.35. Çarpma levhası üzerinde dönen ($\theta=50^\circ$) jetin eş Nusselt sayısı çizgileri $Re=20\,000$, $H/D=8$.



Şekil 4.36. Normal (boş) jette deneysel sonuçların literatürdeki benzer çalışmaları ile karşılaştırılması.

5. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

- Normal (boş) jetler, çok kanallı ($\theta=0^\circ$) jetler ve dönen ($\theta=22.5^\circ$) jetlerin her üçünde de lüle-levha mesafesi oranı $H/D=6, 8, 10$ ve 14 değerleri için maksimum Nusselt sayıları durgunluk noktasında meydana gelmiştir. Ayrıca durgunluk noktası mesafesi (X/D oranı) arttıkça Nusselt sayısı da azalmıştır.
- Dönen ($\theta=22.5^\circ$) jetlerle normal jetler mukayese edildiğinde, normal jetlerde durma noktasındaki maksimum Nusselt sayısının dönen jetlerdekinden daha fazla olduğu ancak X/D oranı arttıkça (yaklaşık $5-6 X/D$) dönen jetlerin Nusselt sayısının normal jetlerinkinden daha yüksek olduğu görülmüştür. Bu durum, dönen jetlerin yüzeydeki Nusselt sayısı eğiminin normal jetlerinkinden daha küçük olduğunu göstermiştir.
- Reynolds sayısı $10\ 000, 20\ 000, 30\ 000$ ve $40\ 000$ için yapılan deneylerde her üç jet tipinde de minimum Nusselt sayısı Reynolds sayısının $10\ 000$ değerinde, maksimum Nusselt sayısı ise Reynolds sayısının $40\ 000$ değerinde meydana gelmiştir. Bu da Reynolds sayısı arttıkça Nusselt sayısının da arttığını göstermektedir.
- $Re=20\ 000$ değeri için normal jetler, çok kanallı jetler ve dönen jetlerde maksimum Nusselt sayısı, lüle-levha mesafesinin (H/D oranının) yaklaşık olarak 6 olduğu durumda meydana gelmiştir.
- Yapılan deneyler sonucunda durgunluk noktasındaki maksimum Nusselt sayısı büyükten küçüğe doğru sırasıyla çok kanallı ($\theta=0^\circ$), normal ve $\theta=22.5^\circ$ açılı jetlerde meydana gelirken, $\theta=41^\circ$ ve $\theta=50^\circ$ açılı dönen jetlerde ise durma noktasından yaklaşık $X/D=2.5$ 'de meydana geldiği görülmüştür. Ayrıca $\theta=41^\circ$ ve $\theta=50^\circ$ açılı dönen jetlerde yüzeyde dört ayrı durma noktası meydana gelmiştir.

- Sonuç olarak eğer noktasal bir soğutma amaçlanıyorsa çok kanallı veya norma jetler, bölgesel bir soğutma amaçlanıyorsa dönen ($\theta=41^\circ$ ve 50°) jetler kullanılabilir.
- Normal (boş) jetlerdeki sonuçların literatürdeki benzer çalışmalarla uyum içinde olduğu görülmüştür.



KAYNAKLAR

1. Lee, S.J., Lee, J.H. and Lee, D.H., 1994, Local heat transfer measurements from an elliptic jet impinging on a flat plate using liquid crystal. Int. J. Heat Mass Transfer, 37, (6), 967-976.
2. Goldstein, R.J., Behbahani, A.I. and Heppelmann, K.K., 1986, Streamwise distribution of the recovery factor and the local heat transfer to an impinging circular air jet. Int. j. Heat Mass Transfer, 29, (8), 1227-1235.
3. Mujumdar, A.S., Obot, N.T. and Douglas, W.J.M., 1980, Design correlations for heat and mass transfer under various turbulent impinging jet configurations. Drying 80, (1), 388-402.
4. Bilen, K., 1994, Isıtılan düzlem bir plakaya dik ve eğik hava jeti çarpmasında ısı transfer karakteristiklerinin deneysel incelenmesi. Doktora Tezi, Karadeniz Teknik Üniversitesi, Trabzon, s 1-87.
5. Hardisty, H., 1980, Int. conf. on market trends and technical dev. in Gravure. Gravure 80,1-18.
6. Donaldson, C.D. and Snedeker, R.S., 1971, A study of free jet impingement, part 1, mean properties of free and impinging jets. J. Fluid Mechanics, 45, (2), 281-319.
7. Donaldson, C.D., Snedeker, R.S. and Margolis, D.P., 1971, A study of free jet impingement, part 2, free jet turbulent structure and impingement heat transfer. J. Fluid Mechanics, 45, (3), 477-512.

8. Goldstein, R.J. and Timmers, J.F., 1982, Visualization of heat transfer from arrays of impinging jets. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 25, (2), 1857-1868.
9. Pamadi, B.N. and Below, I.A., 1979, A note on the heat transfer characteristics of circular impinging jet. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 23, 783-787.
10. Shoukri, M. and Calka, A., 1987, On the heat transfer characteristics of a constrained air jets impinging on a flat surface. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 30, (1), 203-205.
11. Sparrow, E.M. and Lowell, B.J., 1980, Heat transfer characteristics of an obliquely impinging circular jet. *Journal of Heat Transfer*, 102, 202-209.
12. Popiel, C.O and Boguslawski, L., 1986, Local heat transfer from a rotating disc in an impinging round jet. *Journal of Heat Transfer*, 108, 357-364.
13. Popiel, C.O, Meer, T.H.V.D. and Hoogendoorn, C.J., 1979, Convective heat transfer on a plate in an impinging round hot gas jet of low Reynolds number. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 23, 1055-1068.
14. Özdemir, İ.B. and Whitelaw, J.H., 1992, Impingement of an axisymmetric jet on unheated and heated flat plates. *J. Fluid Mechanics*, 240, 503-532.
15. Aralow, A.D., 1987, Heat transfer coefficients in the accelerating flow zone of an axisymmetric impinging jet. *Heat Transfer-Soviet Research*, 19, (4) , 102-109.

16. Can, M., 1988, Çarpan hava jetleri ile ısı transferinin artırılması. Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, 11, (1), 25-32.
17. Dakos, T., Verriopoulus, C.A. and Gibson, M.M., 1984, Turbulent flow with heat transfer in plane and curved wall jets. J. Fluid Mechanics, 45, 339-360.
18. Ward, J. and Mahmood, M., 1982, Heat transfer from a turbulent, swirling impinging jet. Proceedings of the Seventh International Heat transfer Conference, Hemisphere, Washington, 3, 401-407.
19. Owsenek, B.L., Cziesla, T., Mitra, N.K. and Biswas, G., 1997, Numerical investigation of heat transfer in impinging axial and radial jets with superimposed swirl. Int. J. Heat Mass Transfer, 40, (1), 141-147.
20. Mohanty, A.K. and Tawfek, A.A., 1993, Heat transfer due to a round jet impinging normal to a flat surface. Int. J. Heat Mass Transfer, 36, (6), 1639-1647.
21. Jambunathan, K., Lai, E., Moss, M.A. and Button, B.L., 1992, A review of heat transfer data for single circular jet impingement. Int. J. Heat and Fluid Flow, 13, (2), 106-115.
22. Liu, T. and Sullivan, J.P., 1996, Heat transfer and flow structure in an excited circular impinging jet. Int. J. Heat Mass Transfer, 39, (17), 3695-3706.
23. Colucci, D.W. and Viskanta, R., 1996, Effect of nozzle geometry on local convective heat transfer to a confined impinging air jet. Experimental Thermal and Fluid Science, 13, 71-80.

24. Huang, L. and El-Genk, M.S., 1994, Heat transfer of an impinging jet on a flat surface. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 37, (13), 1915-1923.
25. Huang, L. and El-Genk, M.S., 1998, Heat transfer and flow visualization experiments of swirling, multi-channel, and conventional impinging jets. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 47, (3), 583-600.
26. Boughn, J.W. and Shimizu, S., 1989, Heat transfer measurements from a surface with uniform heat flux and an impinging jet. *Journal of Heat Transfer*, 111, 1096-1098.
27. Goldstein, R.J. and Franchelt, M.E., 1988, Heat transfer from a flat surface to an oblique impinging jet. *Journal of Heat Transfer*, 110, 84-90.
28. Incropera, F.P. and De Witt, D.P., 1990, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 3rd Edition, John Wiley and Sons, New York, p 431.
29. Kataoka, K., Sahara, R., Ase, H. and Harada, T., 1987, Role of large-scale coherent structures in impinging jet heat transfer. *Journal of Chemical Engineering of Japan*, 20, (1), 71-76.
30. Bejan, A., 1993, *Heat Transfer*. John Wiley and Sons, New York, p 273-276.

EKLER

Ek 1. Nusselt Sayısının Hesaplanmasında Kullanılan Bilgisayar Programı

CLS

Tpd = 57.35

Tjd = 23.90

Sıvı kristal renk sıcaklıkları

Tk1 = 35.00

Tk2 = 36.10

Ty1 = 36.10

Ty2 = 37.35

kp = 0.8184

L = 0.0060

D = 0.0150

Sıcaklık kanallarının kalibrasyon katsayıları

bp1 = -0.001009

bp2 = 1.042561

bp3 = -0.748931

$T_p = bp1 * (T_{pd})^2 + bp2 * T_{pd} + bp3$

bj1 = -0.000994

bj2 = 1.043478

bj3 = -0.772294

$T_j = bj1 * (T_{jd})^2 + bj2 * T_{jd} + bj3$

$$T_{ko} = (T_{k1} + T_{k2}) / 2$$

$$T_{yo} = (T_{y1} + T_{y2}) / 2$$

Lokal ısı transfer katsayılarının hesaplanması

$$h_{k1} = k_p / L * (T_p - T_{k1}) / (T_{k1} - T_j)$$

$$h_{k2} = k_p / L * (T_p - T_{k2}) / (T_{k2} - T_j)$$

$$h_{y1} = k_p / L * (T_p - T_{y1}) / (T_{y1} - T_j)$$

$$h_{y2} = k_p / L * (T_p - T_{y2}) / (T_{y2} - T_j)$$

$$h_{yo} = k_p / L * (T_p - T_{yo}) / (T_{yo} - T_j)$$

$$h_{ko} = k_p / L * (T_p - T_{ko}) / (T_{ko} - T_j)$$

Sıvı kristal renklerinin film sıcaklıklarının hesaplanması

$$T_{fk1} = (T_{k1} + T_j) / 2 + 273$$

$$T_{fk2} = (T_{k2} + T_j) / 2 + 273$$

$$T_{fy1} = (T_{y1} + T_j) / 2 + 273$$

$$T_{fy2} = (T_{y2} + T_j) / 2 + 273$$

$$T_{fko} = (T_{ko} + T_j) / 2 + 273$$

$$T_{fyo} = (T_{yo} + T_j) / 2 + 273$$

Jet havası ısı iletim katsayılarının fonksiyon ile hesaplanması

$$k_{ak1} = (1.22 + .0894 * T_{fk1} - 2 / 100000 * T_{fk1}^2) * .001$$

$$k_{ak2} = (1.22 + .0894 * T_{fk2} - 2 / 100000 * T_{fk2}^2) * .001$$

$$k_{ay1} = (1.22 + .0894 * T_{fy1} - 2 / 100000 * T_{fy1}^2) * .001$$

$$k_{ay2} = (1.22 + .0894 * T_{fy2} - 2 / 100000 * T_{fy2}^2) * .001$$

$$k_{ako} = (1.22 + .0894 * T_{fko} - 2 / 100000 * T_{fko}^2) * .001$$

$$k_{ayo} = (1.22 + .0894 * T_{fyo} - 2 / 100000 * T_{fyo}^2) * .001$$

Lokal Nusselt sayıları

$$\text{Nuk1} = (\text{hk1} * D) / \text{kak1}$$

$$\text{Nuk2} = (\text{hk2} * D) / \text{kak2}$$

$$\text{Nuy1} = (\text{hy1} * D) / \text{kay1}$$

$$\text{Nuy2} = (\text{hy2} * D) / \text{kay2}$$

$$\text{Nuko} = (\text{hko} * D) / \text{kako}$$

$$\text{Nuyo} = (\text{hyo} * D) / \text{kayo}$$

PRINT "Nuk1="; Nuk1

PRINT "Nuko="; Nuko

PRINT "Nuk2="; Nuk2

PRINT "Nuy1="; Nuy1

PRINT "Nuyo="; Nuyo

PRINT "Nuy2="; Nuy2