

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNDE HAVA TARAFI ISIL VE AKIŞ PERFORMANSLARININ
PANJURLU KANATLARLA İYİLEŞTİRİLMESİ**

ABDULKERİM OKBAZ

**DOKTORA TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ISI-PROSES PROGRAMI**

**DANIŞMAN
PROF. DR. ALİ PINARBAŞI**

İSTANBUL, 2018

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNDE HAVA TARAFI ISIL VE AKIŞ PERFORMANSLARININ
PANJURLU KANATLARLA İYİLEŞTİRİLMESİ

Abdulkerim OKBAZ tarafından hazırlanan tez çalışması 29.11.2018 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Prof. Dr. Ali PINARBAŞI
Yıldız Teknik Üniversitesi

Eş Danışman

Doç. Dr. Ali Bahadır OLCAY
Yeditepe Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Ali PINARBAŞI
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. İsmail TEKE
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Mehmet Barış ÖZERDEM
İzmir Ekonomi Üniversitesi

Prof. Dr. Şevket Özgür ATAYILMAZ
Yıldız Teknik Üniversitesi

Dr. Öğretim Üyesi Levent KAVURMACIOĞLU
İstanbul Teknik Üniversitesi

Bu alışma, T.C. BİLİM, SANAYİ ve TEKNOLOJİ BAKANLIĞI'nın **0649.STZ.2014** numaralı SAN-TEZ projesi ile desteklenmiştir.

ÖNSÖZ

Bu çalışmada ısı değıştiricileri ile ilgili sayısal simölasyonlar, PIV ile akış görselleştirme ve tam ölçekli modellerle rüzgâr tüneli testleri gerçekleştirilmiştir. Bu üç farklı yöntem sayesinde ısı transferi ve akış yapısı ilişkisi incelenebilmiş ve tam ölçekli modeller üzerinde gerçek ısı – akış performansları tespit edilebilmiştir.

Tez çalışmamın her safhasında çeşitli kaynak, bilgi ve önerileriyle benden yardımlarını esirgemeyen kıymetli danışman hocam Prof. Dr. Ali PINARBAŞI'na ve eş danışman hocam Doç. Dr. Ali Bahadır OLCAY'a teşekkür ederim. Tez çalışmasının kapsamında yapıldığı SAN - TEZ projesi destekleyicisi Bilim Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı, Bilim ve Teknoloji Genel Müdürlüğüne, proje ortağı FRİTERM A.Ş'ye, PIV sistemi ve alt yapısının kullanılmasına izin veren Selçuk Üniversitesi İleri Teknoloji Araştırma ve Uygulama Merkezine teşekkür ederim. Tez çalışmalarım süresince destek veren AR-GE müdürümüz Dr. Hüseyin ONBAŞIOĞLU'na, SAN – TEZ projesini destekleme kararı alan Yönetim Kurulu Başkanımız Makine Yüksek Mühendisi Metin DURUK ve Makine Yüksek Mühendisi Naci ŞAHİN'e teşekkür ederim. Rüzgâr tüneli deneylerinin yapılmasında emeği olan Ar-Ge Mühendisi Harun SÖKÜCÜ'ye teşekkür ederim.

PIV deneylerinin yapılmasında yardımcı olan arkadaşlarım Dr. Muharrem Hilmi AKSOY, Arş. Gör. Sercan DOĞAN, Arş. Gör. Sercan YAĞMUR ve Arş. Gör. İlker GÖKTEPELİ'ye teşekkür ederim. Proje ekibinden çalışma arkadaşlarım Dr. Mehmet Salih CELLEK, Arş. Gör. Merve ÖZTÜRK'e ve Mete ÖZŞEN'e teşekkür ederim. FRİTERM AR-GE Merkezi danışmanımız İstanbul Teknik Üniversitesi emekli öğretim üyesi Prof. Dr. Feridun ÖZGÜÇ hocama tecrübelerini paylaştığı için teşekkür ederim. Tez çalışmalarım süresince yardımlarını esirgemeyen arkadaşlarım Dr. Mahdi Tabatabaei MALAZİ, Dr. Nurullah KAYACI ve Arş. Görevlisi Ahmet DOĞAN'a teşekkür ederim.

Bu günlere gelmemde büyük emekleri olan anne ve babama teşekkür ederim. Çalışmalarım boyunca manevi desteğini, hoşgörüsünü ve yardımını benden esirgemeyen değerli eşim Fazilet TUĞRUL OKBAZ'a teşekkür ederim.

KASIM, 2018

Abdulkerim OKBAZ

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ.....	viii
KISALTMA LİSTESİ.....	x
ŞEKİL LİSTESİ.....	xi
ÇİZELGE LİSTESİ	xiii
ÖZET	xiv
ABSTRACT.....	xvi
BÖLÜM 1	
GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Özeti	2
1.1.1 Deneysel Çalışmalar.....	2
1.1.1.1 Büyük Ölçekli Modellerle Yapılan Deneysel Çalışmalar	2
1.1.1.2 Tam Ölçekli Modellerle Yapılan Deneysel Çalışmalar	5
1.1.2 Sayısal Çalışmalar.....	6
1.1.3 Korelasyon Çalışmaları.....	11
1.1.4 Tez Kapsamında Yapılan Çalışmalar	13
1.2 Tezin Amacı	14
1.3 Orijinal Katkı.....	15
BÖLÜM 2	
SAYISAL YÖNTEM	17
2.1 Korunum Denklemleri.....	17
2.2 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Modelinin Ayrıntıları	20
2.3 Akış Hacmi, Sayısal Ağ Yapısı ve Sınır Şartları	20
2.3.1 Panjur Kanatlı ve Düz Borulu Isı değiştircisi	20
2.3.2 Panjur Kanatlı ve Yuvarlak Borulu Isı Değiştiricisi.....	22
2.4 Sayısal Modelin Doğrulanması.....	26

2.4.1	Panjur Kanatlı ve Düz Borulu Isı değiştiricisi.....	26
2.4.2	Panjur Kanatlı ve Yuvarlak Borulu Isı Değiştiricisi.....	28
2.5	Sayısal alışmalar İçin Hesaplamalar	30
BÖLÜM 3		
DENEYSEL YÖNTEM.....		33
3.1	Paracak Görüntülemeli Hız Ölçme Yöntemi (PIV) ve PIV Deney Düzeneiği 33	
3.1.1	PIV Sistemini Oluşturan Elemanlar	34
3.1.1	Kapalı Devre Açık Su Kanalı ve Panjurlu Kanat Deney Modeli	35
3.1.2	PIV Deney Yöntemi	37
3.2	Isı Geçişi ve Basınç Düşüşü Deneyleri	40
3.2.1	İklimlendirme Odası.....	40
3.2.2	Rüzgâr Tüneli	41
3.2.3	Test Edilen Isı Değiştiricileri	44
3.2.1	DeneySEL Prosedür ve Hesaplamalar	47
3.2.2	Belirsizlik Analizi	57
BÖLÜM 4		
PANJUR KANATLI VE DÜZ BORULU ISI DEğİşTİRİCİLERİ İÇİN HAD SONUÇLARI.....		58
4.1	Akım izgileri.....	58
4.1.1	Kanat Adımı $H=3.24$ mm İçin Akım izgileri	58
4.1.2	Kanat Adımı $H=2.5$ mm İçin Akım izgileri	62
4.1.3	Kanat Adımı $H=2.24$ mm İçin Akım izgileri	65
4.1.4	Kanat Adımı $H=2$ mm İçin Akım izgileri	67
4.2	Sıcaklık ve Hız Eş Düzey Eğrileri	69
4.2.1	Kanat Adımı $H=3.24$ mm İçin Sıcaklık ve Hız Eş Düzey Eğrileri	69
4.2.2	Kanat Adımı $H=2.5$ mm İçin Sıcaklık ve Hız Eş Düzey Eğrileri	73
4.2.3	Kanat Adımı $H=2.24$ mm İçin Sıcaklık ve Hız Eş Düzey Eğrileri	79
4.2.4	Kanat Adımı $H=2$ mm İçin Sıcaklık ve Hız Eş Düzey Eğrileri	83
4.3	Isı Geçişi ve Basınç Düşüşü Karakteristikleri	87
4.3.1	Colburn - j faktör Sonuçları.....	87
4.3.2	Fanning Sürtünme Faktörü f Sonuçları.....	91
4.3.3	$j/f^{1/3}$ Oranı.....	94
4.3.4	Q^*, j^*, f^* ve Isıl - Akış Performans JF Faktör Sonuçları.....	97
BÖLÜM 5		
PANJUR KANATLI VE YUVARLAK BORULU ISI DEğİşTİRİCİLERİNİN HAVA TARAFI ISI GEçİşi VE BASINÇ DÜşÜşÜ KARAKTERİSTİKLERİNİN DENEYSEL, HAD VE AKIş GÖRSELLEşTİRME ALIşMALARI İLE İNCELENMESİ		104
5.1	$F_L/H = 20.625$ İçin Colburn – j faktör, Fanning Sürtünme Faktörü $f, j/f^{1/3}$ Oranları ve Sıcaklık Eş Düzey Eğrileri	104
5.2	$F_L/H = 26.4$ İçin Colburn – j Faktörü, Fanning Sürtünme Faktörü $f, j/f^{1/3}$ Oranları ve Sıcaklık Eş Düzey Eğrileri	111

5.3	$F_L/H = 31.428$ için Colburn – j faktörü, Fanning Sürtünme Faktörü f , $j/f^{1/3}$ Oranları ve Sıcaklık Eş Düzey Eğrileri	119
5.4	PIV Yöntemi ile Akış Görselleştirme Çalışmaları	126
BÖLÜM 6		
PANJUR KANATLI VE DALGALI KANATLI ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN ISI TRANSFERİ VE BASINÇ DÜŞÜŞÜ KARAKTERİSTİKLERİNİN BORU SIRA SAYISINA GÖRE DEĞİŞİMİNİN DENEYSEL İNCELENMESİ		
131		
6.1	Panjur Kanatlı ve Dalgali Kanatlı Isı Değıştiricilerinin Isı Transferi ve Basınç Düşüşü Karakteristikleri Sonuçları	131
6.2	Boru Sıra Sayısı ve Reynolds Sayısına Göre $j_{panjur}/j_{dalgalı}$, $f_{panjur}/f_{dalgalı}$ ve JF Faktör Sonuçları	135
6.3	Isı Transferi ve Basınç Düşüşü Karakteristiklerinin Farklı Hava Giriş Hızları İçin Boru Sıra Sayısına Göre Değışimi.....	136
6.4	Isı Transferi ve Basınç Düşüşü Karakteristiklerinin Kanat Adımına Göre Değışimi.....	140
BÖLÜM 7		
SONUÇ VE ÖNERİLER		
145		
7.1	Panjur Kanatlı ve Düz Borulu Isı Değıştiricileri.....	146
7.2	Panjur Kanatlı ve Yuvarlak Borulu Isı Değıştiricileri	149
7.3	Panjur Kanatlı ve Yuvarlak Borulu Isı Değıştiricileri için Rüzgâr Tüneli Çalışması	152
7.4	Öneriler	153
KAYNAKLAR.....		
155		
ÖZGEÇMİŞ.....		
160		

SİMGE LİSTESİ

A	Alan (m^2)
A_c	Minimum serbest akış alanı (m^2)
A_f	Kanat yüzey alanı (m^2)
$A_{giriş}$	Ön yüzey alanı (m^2)
A_o	Toplam dış yüzey alanı (m^2)
A_i	Boru iç yüzey alanı (m^2)
C_p	Boyutsuz basınç düşüşü katsayısı
$c_{p,c}$	Soğuk akışkan özgül ısısı (J/kg °C)
$c_{p,h}$	Sıcak akışkan özgül ısısı (J/kg °C)
d_i	Boru iç çapı (m)
d_o	Boru dış çapı (m)
d_c	Boru boğaz çapı (m)
f	Fanning sürtünme faktörü
F_L	Akış uzunluğu (m)
H	Kanat adımı (m)
h	Isı taşınım katsayısı ($W/m^2 °C$)
h_o	Hava tarafı ısı taşınım katsayısı ($W/m^2 °C$)
h_w	Su yüksekliği (m)
j	Colburn – j faktör
L_p	Panjur adımı (m)
L_H	Panjur yüksekliği (m)
L_L	Panjur uzunluğu (m)
Nu	Nusselt sayısı
U	Toplam ısı transfer katsayısı ($W/m^2 °C$)
P_L	Akış yönünde boru adımı (m)
P_r	Prandtl sayısı
P_T	Akışa dik yönde boru adımı (m)
r	Boru yarıçapı (m), boğaz kanat kalınlığı dahil
Re	Reynolds sayısı
Re_q	Dairesel kanat için eş değer yarıçap
St	Stanton sayısı
T	Sıcaklık (°C)
$T_{c,g}$	Soğuk akışkanın giriş sıcaklığı (°C)
$T_{c,ç}$	Soğuk akışkanın çıkış sıcaklığı (°C)
T_w	Katı yüzey sıcaklığı (°C)

$\dot{m}_c$	Soğuk akışkan kütleli debisi (kg/s)
$\dot{m}_h$	Sıcak akışkan kütleli debisi (kg/s)
$T_{h,g}$	Sıcak akışkan giriş sıcaklığı (°C)
$T_{h,ç}$	Sıcak akışkan çıkış sıcaklığı
$U_{giriş}$	Hava giriş hızı (m/s)
U_{∞}	Serbest akım hızı (m/s)
X_L	Geometrik parametre (m)
X_M	Geometrik parametre (m)
W_{λ}	Dalgalı kanatın dalga boyu (m)
W_h	Dalgalı kanatın dalga yüksekliği (m)
ΔP	Basınç düşüşü (Pa)
ΔT_{In}	Ortalama logaritmik sıcaklık farkı (°C)
$\dot{Q}_h$	Sıcak akışkan ısı transfer hızı (W)
$\dot{Q}_c$	Soğuk akışkan ısı transfer hızı (W)
$\dot{Q}$	Ortalama ısı transfer hızı (W)
μ	Dinamik viskozite (kg/m.s)
ν	kinematik viskozite (m ² /s)
δ_f	Kanat kalınlığı (m)
θ	Panjur açısı (°)
η_f	Kanat verimi
η_o	Yüzey etkenliği
λ	Isı iletim katsayısı (W/mK)
ρ	Yoğunluk (kg/m ³)

KISALTMA LİSTESİ

HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
NTU	Number of Transfer Unit
PIV	Particle Image Velocimetry
CFD	Computational Fluid Dynamics
CMOS	Complementary Metal Oxide Semiconductor
2B	İki boyutlu
3B	Üç boyutlu

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 4. 1 $U_{giriş} = 1 \text{ m/s}$, $H=3.24 \text{ mm}$ için akım çizgileri	61
Şekil 4. 2 $U_{giriş} = 3 \text{ m/s}$, $H=3.24 \text{ mm}$ için akım çizgileri	61
Şekil 4. 3 $U_{giriş} = 6 \text{ m/s}$, $H=3.24 \text{ mm}$ için akım çizgileri	62
Şekil 4. 4 $U_{giriş} = 1 \text{ m/s}$, $H=2.5 \text{ mm}$ için akım çizgileri.	63
Şekil 4. 5 $U_{giriş} = 3 \text{ m/s}$, $H=2.5 \text{ mm}$ için akım çizgileri.	64
Şekil 4. 6 $U_{giriş} = 6 \text{ m/s}$, $H=2.5 \text{ mm}$ için akım çizgileri.	64
Şekil 4. 7 $U_{giriş} = 1 \text{ m/s}$, $H=2.24 \text{ mm}$ için akım çizgileri	66
Şekil 4. 8 $U_{giriş} = 3 \text{ m/s}$, $H=2.24 \text{ mm}$ için akım çizgileri	66
Şekil 4. 9 $U_{giriş} = 6 \text{ m/s}$, $H=2.24 \text{ mm}$ için akım çizgileri	67
Şekil 4. 10 $U_{giriş} = 1 \text{ m/s}$, $H=2 \text{ mm}$ için akım çizgileri	68
Şekil 4. 11 $U_{giriş} = 3 \text{ m/s}$, $H=2 \text{ mm}$ için akım çizgileri	68
Şekil 4. 12 $U_{giriş} = 6 \text{ m/s}$, $H=2 \text{ mm}$ için akım çizgileri.	69
Şekil 4.13 Kanat adımı $H=3.24 \text{ mm}$, $U_{giriş}=1 \text{ m/s}$ mm için sıcaklık (solda) ve hız eş düzey eğrileri (sağda)	71
Şekil 4. 14 Kanat adımı $H=3.24 \text{ mm}$, $U_{giriş}=3 \text{ m/s}$ mm için sıcaklık (solda) ve hız eş düzey eğrileri (sağda)	72
Şekil 4. 15 Kanat adımı $H=3.24 \text{ mm}$, $U_{giriş}=6 \text{ m/s}$ mm için sıcaklık (solda) ve hız eş düzey eğrileri (sağda)	73
Şekil 4. 16 Kanat adımı $H=2.5 \text{ mm}$, $U_{giriş}=1 \text{ m/s}$ mm için sıcaklık (solda) ve hız eş düzey eğrileri (sağda).....	76
Şekil 4. 17 Kanat adımı $H=2.5 \text{ mm}$, $U_{giriş}=3 \text{ m/s}$ mm için sıcaklık (solda) ve hız eş düzey eğrileri (sağda)	77
Şekil 4. 18 Kanat adımı $H=2.5 \text{ mm}$, $U_{giriş}=6 \text{ m/s}$ mm için sıcaklık (solda) ve hız eş düzey eğrileri (sağda)	78
Şekil 4. 19 Kanat adımı $H=2.24 \text{ mm}$, $U_{giriş}=1 \text{ m/s}$ mm için sıcaklık (solda) ve hız eş düzey eğrileri (sağda)	81
Şekil 4. 20 Kanat adımı $H=2.24 \text{ mm}$, $U_{giriş}=3 \text{ m/s}$ mm için sıcaklık (solda) ve hız eş düzey eğrileri (sağda)	82
Şekil 4. 21 Kanat adımı $H=2.24 \text{ mm}$, $U_{giriş}=6 \text{ m/s}$ mm için sıcaklık (solda) ve hız eş düzey eğrileri (sağda)	83
Şekil 4. 22 Kanat adımı $H=2 \text{ mm}$, $U_{giriş}=1 \text{ m/s}$ mm için sıcaklık (solda) ve hız eş düzey eğrileri (sağda).....	85
Şekil 4. 23 Kanat adımı $H=2 \text{ mm}$, $U_{giriş}=3 \text{ m/s}$ mm için sıcaklık (solda) ve hız eş düzey eğrileri (sağda).....	86

Şekil 4. 24	Kanat adımı $H=2$ mm, $U_{giriş}=3$ m/s mm için sıcaklık (solda) ve hız eş düzey eğrileri (sağda).....	87
Şekil 4. 25	Colburn - j faktörün farklı panjur açıları için Reynolds sayılı ile değişimi (sol sütunda) ve Colburn - j faktörün farklı $U_{giriş}$ hızları için panjur açısı ile değişimi (sağ sütunda).	88
Şekil 4. 26	Fanning sürtünme faktörü f' nin farklı panjur açıları için Reynolds sayılı ile değişimi (sol sütunda) ve Fanning sürtünme faktörü f' nin farklı $U_{giriş}$ hızları için panjur açısı ile değişimi (sağ sütunda).	93
Şekil 4. 27	$j/f^{1/3}$ oranının farklı panjur açıları için Reynolds sayılı ile değişimi (sol sütunda) ve $j/f^{1/3}$ oranının farklı $U_{giriş}$ hızları için panjur açısı ile değişimi (sağ sütunda).....	95
Şekil 4. 28	Isı akıları oranı Q^* 'ın Reynolds sayısına bağlı değişimi (sol sütunda) ve Isı akıları oranı Q^* 'ın (sağ sütunda) panjur açısına bağlı değişimi.....	98
Şekil 4. 29	Colburn - j faktör oranı j^* 'ın Reynolds sayısına bağlı değişimi (sol sütunda) ve Colburn - j faktör oranı j^* 'ın farklı panjur açısı ile değişimi (sağ sütunda)	99
Şekil 4. 30	Fanning sürtünme faktörleri oranı f^* 'ın farklı panjur açıları için Reynolds sayısı ile değişimi.....	101
Şekil 4. 31	Isıl - akış performans ölçütü JF' in farklı panjur açıları için Reynolds sayısı ile değişimi (sol sütunda) ve farklı hava giriş hızları için panjur açısı ile değişimi (sağ sütunda)	103

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 2. 1 Panjur kanatlı ve düz borulu modelin geometrik ve akış parametreleri ..	22
Çizelge 2. 2 Panjur kanatlı ve yuvarlak borulu modelin geometrik ve akış parametreleri	24
Çizelge 3. 1 Panjur kanatlı ve dalgalı kanatlı ısı değıştiricilerinin geometrik özellikleri	44
Çizelge 3. 2 Ölçüm aletlerinin belirsizliği.....	49
Çizelge 3. 3 Kanat adımı 2.5 mm olan panjur kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değıştiricileri için ölçüm sonuçları.....	50
Çizelge 3. 4 Kanat adımı 2.5 mm olan dalgalı kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değıştiricileri için ölçüm sonuçları.....	51
Çizelge 3. 5 Kanat adımı 2.5 mm olan dalgalı kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değıştiricileri için ölçüm sonuçları (Devamı)	52
Çizelge 3. 6 Boru sıra sayısı 3 ve kanat adımı 2.1 mm olan panjur kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değıştiricileri için ölçüm sonuçları	52
Çizelge 3. 7 Boru sıra sayısı 3 ve kanat adımı 3.2 mm olan panjur kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değıştiricileri için ölçüm sonuçları	53
Çizelge 6. 1 $H=2.5$ mm için panjur kanatlı ve yuvarlak boru ısı değıştiricisinin ısı tranferi ve basınç düşüşü karakteristiklerinin Reynolds sayısı ile değışimi.....	142
Çizelge 6. 2 $H=2.5$ mm için panjur kanatlı ve yuvarlak boru ısı değıştiricisinin ısı tranferi ve basınç düşüşü karakteristiklerinin Reynolds sayısı ile değışimi (Devamı)	143
Çizelge 6. 3 Boru sıra sayısı 3 için panjur kanatlı ve yuvarlak boru ısı değıştiricisinin ısı tranferi ve basınç düşüşü karakteristiklerinin Reynolds sayısı ile değışimi.	144

ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNDE HAVA TARAFI ISIL VE AKIŞ PERFORMANSLARININ PANJURLU KANATLARLA İYİLEŞTİRİLMESİ

Abdulkerim OKBAZ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Doktora Tezi

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Ali PINARBAŞI

Eş Danışman: Doç. Dr. Ali Bahadır OLCA

Isı değıştircileri hava koşullandırma cihazlarında, ısı pompalarında, deniz, kara ve hava araçlarında, soğutma sistemlerinde, termik ve nükleer santrallerde kısacası endüstriyel ürünlerden evsel kullanım ürünlerine kadar birçok alanda kullanılmaktadır. Bir ısı değıştircisinin ısı transfer kapasitesini artırmak ısı değıştircisinin hacminin ve kullanılan malzemenin azalması anlamına gelmektedir. Panjur kanatlı ısı değıştircileri de yüksek ısı transferi gerçekleştirme potansiyelleri nedeniyle birçok uygulamada kullanım alanı bulmuştur. Panjur kanatlı ısı değıştircilerinin mümkün olan en düşük basınç düşüşü ile en yüksek ısı transferi iyileşmesi sağlayacak şekilde tasarlanabilmesi yüksek ısı - akış performans elde etmek için büyük önem arz etmektedir. Panjur kanatlı ısı değıştircileri iki temel ilkeye dayanarak ısı transferi iyileşmesi sağlar. Kesintili geometrik yapıları sınır tabakanın sürekli olarak kesintiye uğrayıp tekrar başlamasına neden olarak sınır tabaka kalınlığının büyümesini yavaşlatır. Düşük sınır tabaka kalınlığı da yüksek ısı taşınım katsayısı anlamına geldiğinden ısı transferi iyileşmesi sağlanır. Bir diğer ilke ise panjurların akışı yönlendirmesi sebebiyle akışın kanatlar arasında dolaşarak akmasıdır. Farklı kanatlar arasında dolaşan akışın akış yolu uzar, soğuk - sıcak akışkan karışımı artar ve dolayısıyla ısı değıştircisi genelinde ortalama taşınım katsayısı artmış olur.

Panjurlu kanatların yukarıda bahsedilen özellikleri gereği geometrik özellikleri ve akış şartları dikkate alınarak titizlikle tasarlanması büyük önem arz eder. Panjurlu kanatların ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristiklerinin araştırılmasında temel olarak kullanılan üç yöntem vardır: gerçek ölçekli ısı değıştircileri ile gerçekleştirilen deneyler,

büyütölmüş ölçekli modellerle gerçekleştirilen deneyler ve HAD yaklaşımı ile yapılan sayısal çalışmalar. Özellikle HAD çalışmalarıyla ve büyütölmüş ölçekli modellerle yapılan deneysel çalışmalar akış yapısı ve ısı transferi arasındaki ilişkinin anlaşılması bakımından büyük fayda sağlamıştır. Panjurlu kanatlarla ilgili yapılan ilk çalışmalarda araştırmacılar panjurlu kanatların pürüz etkisi yaratarak türbölans oluşturduğunu ve bu nedenle ısı transferi iyileşmesi meydana getirdiğini düşünmekteydi. İlerleyen dönemde ise büyütölmüş ölçekli modellerle yapılan ısı tansferi ve akış görselleştirme deneyleri sayesinde gerçek ısı transfer iyileşme mekanizma anlaşölmüş oldu.

Bu tez çalışması kapsamında panjurlu kanatlı ısı değıştiricilerinin akış, ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristiklerini araştırmak için yukarıda bahsedilen üç yöntem kullanılmıştır. Ansys FLUENT 16.2 yazılımı ile HAD çalışmaları, PIV yöntemi ile akış görselleştirme çalışmaları, rüzgar tüneline ise gerçek boyutlu ısı değıştiricileri ile ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristiklerini belirleme çalışmaları yapılmıştır. HAD çalışması diğeri iki yöntemin özelliklerini birleştirmiş hem ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristikleri elde edilmiş hem de akış görselleştirme sonuçları ile akış yapısı hakkında bilgi edinilmiştir. Elde edilen verilerle ısı transferi ve basınç düşüşü korelasyonları türetilmiştir.

Anahtar Kelimeler: ısı değıştiricisi, ısı transferi, panjurlu kanat, dalgalı kanat, PIV

**ENHANCEMENT OF AIRSIDE THERMAL AND FLOW PERFORMANCES OF
HEAT EXCHANGERS with LOUVERED FINS**

Abdulkerim OKBAZ

Department of Mechanical Engineering

PhD. Thesis

Adviser: Prof. Dr. Ali PINARBAŞI

Co-Adviser: Assoc. Dr. Ali Bahadır Olcay

The heat exchangers are used in air conditioners, heat pumps, marine, land and air vehicles, refrigeration systems, thermal and nuclear power plants, in short, they are used from industrial products to domestic products. Increasing the heat transfer capacity of a heat exchanger means that the volume of the heat exchanger and the material that is used will be reduced. Louvered fin heat exchangers are used in many applications due to their potential of high heat transfer enhancement ability. The ability of the louvered fin heat exchangers to be designed to provide the highest heat transfer enhancement with the lowest possible pressure drop is of great importance for achieving high thermal - flow performance. Louvered fin heat exchangers provide heat transfer enhancement based on two basic principles. The intermittent geometric structures break the boundary layer and slow the growth of boundary layer thickness. As the low boundary layer thickness also means high heat transfer coefficient, heat transfer is enhanced. Another principle is that the louvers direct the flow and the fluid flows between the fins. The flow path of the flow circulating between the different fins is extended, the cold - hot fluid mixture increases and thus the average heat transfer coefficient is increased throughout the heat exchanger.

Due to the above mentioned abilities of the louvered fins, it is of great importance to design meticulously considering the geometric characteristics and flow conditions. There are three methods which are used to investigate the heat transfer and pressure

drop characteristics of louvered fin heat exchangers: experiments with real - scale heat exchangers, experiments with scaled-up models and numerical studies with the CFD approach. Experimental studies with scaled-up models and CFD studies provide deep understanding of the relationship between flow structure and heat transfer. In the early studies on louvered fins, the researchers thought that louvered fins caused turbulence by creating a rough effect and thus caused heat transfer enhancement. In the following period, the actual heat transfer enhancement mechanism was understood by means of the flow visualization experiments performed with scaled - up models.

In the scope of this thesis, the above mentioned three methods were used to investigate the flow, heat transfer and pressure drop characteristics of the louvered finned heat exchangers. CFD studies with Ansys FLUENT 16.2 software, flow visualization studies with PIV method, heat transfer and pressure drop characteristics with real scale heat exchangers in wind tunnel were performed. The CFD study combined the advantages of the other two methods, both heat transfer and pressure drop characteristics were obtained, as well as information about flow structure were obtained by visualization results. Heat transfer and pressure drop correlations are derived using CFD results.

Keywords: Heat exchanger, heat transfer, louvered fin, wavy fin, PIV

GİRİŞ

Isı değıştircileri endüstriyel uygulamalardan ev aletlerine, hava, deniz, kara taşıtlarından uzay araçlarına, enerji santrallerinden iklimlendirme sistemlerine kadar çok geniş bir alanda kullanılmaktadır. Isı değıştircilerinin ısı ve akış performanslarının artırılması kayda değer miktarda enerji ve malzeme tasarrufu anlamına gelmektedir. Bu nedenle gerek üniversitelerdeki araştırmacılar gerekse imalatçılar ısı değıştircilerinin performanslarını artırmaya yönelik çalışmalar yürütmektedirler. Isı değıştircilerinde ısı direncin (%85 veya daha fazla) en çok olduğu kısım ısının hava akışkanı ile değıştirildiği yerdedir [1]. Bu nedenle hava tarafı ısı transfer yeteneğinin artırılması çok önem arz etmektedir. Panjur kanatlı ısı değıştircileri yüksek ısı transfer yetenekleri nedeniyle hava koşullandırma cihazlarında, ısı pompalarında, araç klimalarında ve birçok soğutma sistemi uygulamalarında sıklıkla kullanılmaktadır. Bu kanat tipi düz kanat üzerine özel kalıplarla açılan panjur yapılarından oluşur.

Panjurlu kanatlar ısı değıştircilerinin ısı performansını artırmak için kullanılan kayda değer etkileri olan bir yöntemdir. Sürekli olmayan kesintili bir yüzey sağlayan panjurlu kanatlar hava tarafı ısı taşınım katsayısını iki şekilde artırır. İlk olarak akışkanla temas halinde olan katı cidarın süreksiz olması sınır tabakanın gelişimini durdurarak kalınlığını azaltmaktadır (Kısa levhalar üzerindeki sınır tabaka kalınlığı uzun levhalar üzerindeki sınır tabaka kalınlığından daha azdır.). İkinci olarak ise akışkan panjurların etkisi ile farklı kanatlar arasında dolaşabilmekte bu da soğuk ve sıcak akışkanın karışımını artırmaktadır [1]. Kanatlar üzerine panjur açarak bu tür iyileştirmelerin elde edilebilmesi için akışın panjur cidarlarını takip ederek akması gerekmektedir. Bu tür akışkara panjur doğrultulu akış adı verilir ve bu tür bir akışın oluşabilmesi Reynolds

sayısına ve geometrik parametrelere bağılıdır [2]. Diğer taraftan panjur kanatlar akışın kanatlar arasında dolaşmasını sağladığından basınç düşüşünü de artırır. Basınç düşüşü ısı değiştiricilerinde havanın hareketini sağlayacak fan gücünü artırdığı için istenmeyen bir durumdur. Bu nedenle mümkün olan en çok ısı transferi iyileştirmesi mümkün olan en az basınç düşüşü ile elde edilmelidir. Bunun içinde panjur yapılarının birçok parametreyi dikkate alarak uygun şekilde tasarlanması gerekmektedir.

1.1 Literatür Özeti

Aşağıda panjur kanatlı ısı değiştiricileri ile ilgili literatürde bulunan bazı çalışmalar deneysel ve sayısal çalışmalar şeklinde gruplandırılarak özetlenmiştir. Deneysel çalışmalar tam ölçekli modellerle ve büyük ölçekli modellerle yapılan çalışmalar şeklinde alt gruplara ayrılmıştır. Bunun yanında deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçlarla üretilen korelasyonları içeren çalışmaların bazıları da ayrı bir grup olarak özetlenmiştir.

1.1.1 Deneysel Çalışmalar

1.1.1.1 Büyük Ölçekli Modellerle Yapılan Deneysel Çalışmalar

Wong and Smith [3] panjur kanatlı ısı değiştiricilerinde hava tarafı ısı transferi ve basınç düşüşü çalışmalarının enken dönem örneklerinden birini gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarının temel amacı büyük ölçekli modeller kullanarak elde edilecek sonuçların gerçek ölçekli modellerde geçerli olup olmayacağını araştırmaktır. Bu sayede deneysel çalışmalar için gerekli maliyetleri azaltmayı, daha ayrıntılı ölçümlerle de panjurlu kanatlar için akış ve ısı transferi temelleri hakkında daha derin bir anlayış kazanabilmeyi amaçlamışlardır. Varmış oldukları sonuca göre büyük ölçekli modellerde elde ettikleri ısı transferi, basınç düşüşü ve hava akışı bilgileri gerçek ölçekli modeller için de geçerlidir. Daha iyi tasarımlar yapabilmek için ayrıntılı bir çalışma yapmak amacıyla büyük ölçekli modellerle çalışılabileceğini ispatlamışlardır.

Webb ve Trauger [1] 10:1 ölçekli panjurlu kanat modellerini kullanarak su tüneline akış görselleştirme çalışmaları yapmışlardır. Deneyler farklı Reynolds sayılarında, panjur adımlarında, panjur açılarında ve kanat adımlarında gerçekleştirilmiştir. Elde edilen

görselleri kullanarak akışın panjur ve kanal doğrultulu olmasına göre “akış verimi” (ortalama akış açısının panjur açısına oranı) ifadesini tanımlamışlar ve yukarıdaki parametreleri kullanarak akış verimini tahmin eden korelasyonlar geliştirmişlerdir. Akış veriminin Reynolds sayısı, panjur açısı ve panjur adımının kanat adımına oranı arttıkça arttığını belirtmişlerdir.

Springer ve Thole [4] yapmış oldukları deneysel ve sayısal çalışmada iki boyutlu panjurlu kanat geometrisinin deneysel bir modelinin tasarlanması için kullandıkları bir yöntemi açıklamışlardır. Deneysel modelin tasarımında akışın periyodik olması için gerekli olan kanat sıra sayısını tespit edebilmek amacıyla HAD yaklaşımını kullanmışlardır. Buldukları sonuca göre çalışmış oldukları şartlarda kullandıkları modelin tam ölçekli bir ısı değiştiricindeki akış yapısını sergiileyebilmesi için kanat sıra sayısının en az 19 olması gerekmektedir. HAD yaklaşımı ile elde ettikleri tasarım şartlarını yerine getirerek 20 kat büyütülmüş bir model kullanarak zamana bağlı hız ölçümleri gerçekleştirmişler ve akış yapısını Reynolds sayısına göre değerlendirmişlerdir.

Springer ve Thole [5] deneysel çalışmalarında panjurlu kanatların giriş bölgelerindeki akış yapısını incelemek amacıyla zaman ortalamalı hız ölçümleri ve daimi olmayan akış yapılarını gözlemlemek için zamana bağlı hız ölçümleri yapmışlardır. Deneylerinde Reynolds sayısını, panjur açısını ve kanat adımının panjur adımına olan oranını değiştirmişlerdir. Kullandıkları deneysel model 20:1 ölçeklidir. Elde ettikleri sonuçlara göre daha yüksek kanat adımlarında panjurlar arasındaki ortalama akış açıları daha düşük olmakta ve akışın gelişme uzunluğu artmaktadır. Kanat adımının panjur adımına oranı sabit tutulup panjur açısı artırıldığında ise ortalama akış açıları artmakta ve akışın gelişme uzunluğu azalmaktadır. Reynolds sayısının artırılması akışın gelişme uzunluğunu artırmakta ve ortalama akış açısı daha yüksek olmaktadır.

Lyman vd. [6] panjurlu kanatların kompakt ısı değiştiricilerinde basınç düşüşünde önemli bir artışa neden olmadan ısı transferi performansını artırmak için etkili bir yöntem olduğunu belirtmişlerdir. Deneylerinde her bir panjurun ısı transferi karakteristiğini ayrıntılı olarak inceleyebilmek amacıyla büyük ölçeklerde farklı panjurlu kanat modelleri kullanmışlardır. Yapmış oldukları çalışmada, ortalama akış sıcaklığı ve

adyabatik cidar sıcaklığı olmak üzere iki farklı referans sıcaklık kullanarak her bir panjurdaki ısı transfer katsayısını belirlemişlerdir. Elde ettikleri sonuçlara dayanarak belirli bir panjuru çevreleyen sıcaklık alanının yapısının panjurdan gerçekleşen ısı transferi üzerinde güçlü bir etkiye sahip olduğunu belirtmişlerdir.

Dejong ve Jacobi [7] panjur kanatlı ısı değiştirici modelleri kullanarak panjursuz üst ve alt duvarların akış yapısı üzerine ve panjurlu kanatlardan gerçekleşen ısı transferine etkisini naftalin süblimleşme ve akış görselleştirme teknikleri ile deneysel olarak araştırmışlardır. Kütle transferi ve ısı transferi benzeşimi ile naftalin kaplanmış yüzeydeki süblimleşen naftalin miktarı ısı transferi karakteristiklerinin belirlenmesinde kullanılmıştır. Duvar yakınındaki akış karakteristiklerinin ısı transferi üzerinde olumsuz etkileri olmuştur. Akış ayrılmalarının artması düşük Reynolds sayılarında ısı transferinde düşüşe neden olurken (sınır duvarlarından uzaktaki panjurlarla karşılaştırıldığında), yüksek Reynolds sayılarında akış kararsızlıkları ısı transferinde artış sağlamıştır.

Dejong ve Jacobi [8] büyük ölçekli panjurlu kanat modelleri kullanarak panjurlu kanatların ısı transferi, basınç düşüşü ve akış yapısını deneysel olarak incelemişlerdir. Basınç düşüşü verileri düşük hızlı rüzgâr tüneline elde edilmiş, ısı değiştiricisi içerisindeki yerel akış yapıları da su kanalında boya ile görselleştirme tekniği kullanılarak tespit edilmiştir. Panjurlardan gerçekleşen kütle transferini Reynolds sayısının 130'dan 1400'e kadar olan değerlerinde naftalin süblimleşme tekniğini kullanarak ölçmüşlerdir. Girdap kopma olayının ısı transferi iyileştirmesine olan etkisi üzerine ayrıntılı araştırma yapmışlardır.

Huisseune vd. [9] akış görselleştirme çalışmalarını altı kat büyütülmüş panjurlu kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değiştiricisi modeli kullanarak bir su kanalında gerçekleştirmişlerdir. Düşük Reynolds sayılarında akım yolları boru yüzeyini takip ederken yüksek Reynolds sayılarında boruların ön kısmında at nalı girdapları oluşmuştur. Bu girdaplar aşağı akım yönündeki panjurlar tarafından bozulmuştur. Girdapların bozulması kanat adımıyla azalırken Reynolds sayısının ve panjur açısının artmasıyla şiddetini artırmıştır. Kanat adımının artması daha büyük ve daha güçlü at

nalı girdaplarının oluşmasına neden olmuştur. Bu göstermiştir ki kanat adımı azaldıkça mekanik blokaj ve sürtünmenin etkisi ile girdap hareketleri daha çok sönümlenmiştir.

1.1.1.2 Tam Ölçekli Modellerle Yapılan Deneysel Çalışmalar

Büyük ölçekli modellerle yapılan çalışmaların yanında tam ölçekli ve ticari olarak temin edilebilen ısı değiştiricileri kullanılarak yapılan deneysel çalışmalar da mevcuttur. Bu tür çalışmalarda akış yapısı doğrudan araştırma konusu edilmeden giriş ve çıkış verilerinden yola çıkarak ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristikleri elde edilmiştir.

Wang vd. [10] nem alma koşulları altında panjurlu kanat yüzeylerinin hava tarafı performansını incelemişlerdir. Toplam 10 adet panjurlu kanatlı ısı değiştiricisi test etmişler ve karşılaştırmışlardır. Test sonuçları, kanat adımının ısı transfer performansı üzerindeki etkisinin nispeten küçük olduğunu ve sürtünme faktörlerinin tamamen ıslak koşullar için kanat adımının artmasıyla önemli ölçüde arttığını göstermiştir. Giriş bağıl neminin duyulur ısı transferi performansı üzerindeki etkisi ihmal edilebilir düzeydedir. Ancak, yoğunlaşma etkisi nedeniyle giriş koşulunun tip (I) panjur için (çalışmada bu şekilde isimlendirilmiştir) sürtünme faktörleri üzerinde saptanabilir bir etkisi olduğunu belirtmişlerdir.

Vaisi vd. [11] kompakt ısı değiştiricilerinde panjurlu kanatların hava tarafı ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristiklerini deneysel olarak araştırmışlardır. Deneylerinde simetrik ve asimetrik olmak üzere iki farklı panjur dizilimi kullanmışlardır. Panjurlu kanatların simetrik yerleşimi asimetrik yerleşime göre kıyaslandığında ısı transferi performansında % 9.3 artış ve basınç düşüşünde miktarında ise % 18.2 azalış olduğu gözlemlenmiştir. Ayrıca, sabit bir ısı transferi miktarı ve basınç düşüşü için toplam kanat ağırlığında kanatların simetrik yerleştirildiği durumda % 17.6 düşüş olurken ısı değiştiricisinin toplam boyutunda ve maliyetinde de kayda değer bir düşüş gerçekleşmiştir. Sonuçlar göstermiştir ki panjurların ısı transferi ve basınç düşüşüne etkisinde en önemli parametre panjurların yerleşimidir. Başka bir ifadeyle panjurlu kanatların panjur açısı, panjur yüksekliği ve panjur adımı gibi ana yapısında hiçbir değişiklik yapılmadan ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristikleri boru sıraları üzerindeki panjurların yerleşimi değiştirilerek iyileştirilebilmektedir.

Dogan vd. [12] panjur kanatlı ve düz borulu ısı değıştircilerinde hava tarafı ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristiklerini kanat üzerindeki panjur sıra sayısının iki ve üç olması durumları için deneysel olarak incelemişlerdir. Panjur sıra sayısının iki olduğu durumda panjur sıra sayısının üç olduğu duruma göre NTU ve etkenlik açısından daha yüksek ısı transferi performansına ulaşılmıştır. Ancak aralarında ciddi bir fark olmadığını belirtmiştir.

1.1.2 Sayısal Çalışmalar

Bilgisayar teknolojilerinin gelişmeye başlamasıyla birlikte panjur kanatlı ısı değıştircilerinin ısı tranferi ve basınç düşüşü karakteristikleri birçok araştırmacı tarafından sayısal yöntemlere başvurularak araştırılmaya başlanmıştır. Sayısal simülasyonlarla yerel olarak ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristikleri elde edilebilmiştir. Yerel veriler ısı tranferi ve basınç düşüşü mekanizması hakkında daha ayrıntılı ve geniş kapsamlı bilgilerin ve çıkarımların elde edilebilmesini sağlayabilmektedir. Aşağıda panjur kanatlı ısı değıştircilerinin ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristiklerini inceleyen bazı sayısal çalışmalar özetlenmiştir. Sıralama kronolojik olarak yapılmıştır.

Atkinson vd. [13] düz borulu ve panjur kanatlı ısı değıştircilerin hava tarafı ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristiklerini sayısal olarak incelemişlerdir. Sayısal çözümlerinde 2B ve 3B modeller kullanmışlar sonuçları deneysel bulgularla karşılaştırmışlardır. 3B modellerin 2B modellere göre deneysel sonuçlarla daha uyumlu olduğunu 2B modellerin ısı transferi miktarlarını daha yüksek tahmin ettiğini belirtmişlerdir. Ancak basınç düşüşü karakteristiklerini iki model de doğru tahmin etmiştir.

Tafti vd. [14] panjurlu kanatlarda meydana gelen daimi olmayan akış yapılarını farklı Reynolds sayıları için sayısal olarak araştırmışlardır. Akış içindeki hız ve sıcaklığın zamana bağlı değışim sonuçlarını, dönüm eş düzey eğrilerini, akış ayrılmalarının yerini ve Kelvin-Helmholtz kararsızlıklarını ve girdap kopma olaylarını değerlendirerek akış fiziği ve ısı transferi mekanizması hakkında çıkarımlarda bulunmuşlardır.

Leu vd. [15] panjur kanatlı ve borulu ısı değıştircilerinin hava tarafa ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristiklerini yuvarlak ve oval borulu durumlar için sayısal olarak

incelemişlerdir. Kanat tarafında inceledikleri geometrik parametreler panjur açısı, panjur adımı ve panjur uzunluğudur. Sabit bir panjur uzunluğu (6.25 mm) ve panjur açısı (14°) için oval borulu durumda yuvarlak borulu duruma göre ısı transferi performansında %10, basınç düşüşü miktarında ise %41 düşüş olduğunu belirtmişlerdir. Basınç düşüşünün her zaman panjur açısı ile arttığını tespit etmişlerdir. Isı transferi ve basınç düşüşü miktarları her zaman panjur uzunluğu ile artmaktadır.

Zhang ve Tafti [16] panjurlu - kanatlı ısı değıştiricilerinde gerçekleşen iki farklı ısı art izi girişimi olayını sınıflandırmışlardır. Buna göre kanatlar arası (Inter - fin) ısı art izi girişimi farklı kanat sıralarındaki panjurlar arasında meydana gelmekte; yüksek akış verimlerinde ve akış panjur doğrultusunda baskın olmaktadır. Çünkü bu durumda hava akışı panjur doğrultulu olarak kanatlar arasında akmakta farklı kanatlardaki panjurlar akış yolunu oluşturmaktadır. Kanat içi (Intra - fin) ısı art izi girişimi ise aynı sıradaki kanatın art arda panjurlarında ortaya çıkmakta; düşük akış verimlerinde veya akış kanal doğrultulu olduğunda gerçekleşmektedir. Isı transferi kapasitesindeki artışın panjur adımının kanat adımına oranının düşük olduğu durumlarda daha yüksek olduğunu ifade etmişlerdir. Isı transfer katsayısının belirlenmesinde kullanılan deneysel yöntemlerin yüksek akış verimlerinde büyük hatalara neden olmazken düşük akış verimlerinde % 100'e varan hatalara neden olabildiğini belirtmişlerdir.

Perrotin ve Clodic [17] tek sıra borulu bir otomobil yoğunlaştırıcısı için elde ettikleri HAD çalışması sonuçlarını literatürdeki kanat tasarımı ve akış şartlarını kapsayan korelasyonlarla ve deneysel sonuçlarla karşılaştırmışlardır. Hesaplamalar hava akımının farklı giriş hızlarında gerçekleştirilmiştir. Üniform ve sabit kanat sıcaklığı şartlarında yapılan 2B analizler sonucunda deneysel değerlere göre çok yüksek ısı transfer katsayısı sonuçları (%80 daha fazla) elde etmişlerdir. Borunun etkilerini, taşınım ve kanatlardaki iletimle gerçekleşen bileşik ısı transferini de dikkate alarak yaptıkları üç boyutlu hesaplamaların sonuçları ise deneysel verilerle daha uyumlu (% 13 daha fazla) değerler vermiştir. Ancak, HAD sonuçları ile deneysel sonuçlar arasında bazı farklılıklar olsa da HAD sonuçlarının eğilimi deneysel bulgularla uyumlu olmuştur. Bu nedenle akış alanındaki yerel akış bölgelerinin akış fiziği hakkında daha iyi bilgi edinme açısından HAD sonuçları güvenilir sonuçlar vermiştir. Ayrıca daha gerçekçi kanat verimleri ve daha düşük eleman boyutları ile yapılan hesaplamalarla deneysel sonuçlarla daha az

sapma gösteren sonuçların elde edilebileceği belirtilmiş, bunun ise daha fazla hesaplama süresine yol açacağı vurgulanmıştır.

Hsieh ve Jang [18] art arda artırılan ya da azaltılan panjur açılarının ısı transferine ve akış yapısına etkilerini 3B olarak sayısal analiz yaparak araştırmışlardır. Hesaplamalar beş farklı durum için yapılmıştır. Referans açısı 20° olarak seçilmiş ve diğer durumlarda açılar $+2^\circ$, $+4^\circ$, -2° , -4° şeklinde değiştirilmiştir. A durumunda her bir panjurun açısı 20° , 22° , 24° , 26° , 24° , 22° , 20° , B durumunda 20° , 24° , 28° , 32° , 28° , 24° , 20° , C durumunda 26° , 24° , 22° , 20° , 22° , 24° , 26° , D durumunda 32° , 28° , 24° , 20° , 24° , 28° , 32° , ve E durumunda ise bütün panjur açıları 20° 'dir. A ($+2^\circ$), B ($+4^\circ$), C (-2°) ve D (-4°) durumları için 20° 'lik uniform açılı durumla karşılaştırıldığında j/j_0 şeklinde tanımlanan maksimum ısı transferi iyileştirmesi sırası ile % 115, % 118, % 109 ve % 107 iken f/f_0 şeklindeki sürtünme faktörüne göre sürtünme direncindeki maksimum artış oranları sırası ile %116, %119, %110 ve %108'dir. Mevcut sonuçlar göstermiştir ki ısı değiştiricilerine uygulanan art arda değişken açılı panjur yerleşimi ısı transfer performansını ciddi bir şekilde artırmaktadır.

Malapure vd. [19] 15 farklı panjurlu kanat modeli için ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristiklerini sayısal çözümle elde etmişlerdir. ısı transferi ve basınç düşüşü tasarım eğrilerini, Stanton sayısını, yerel Nusselt sayısını ve sıcaklık eş düzey eğrilerini farklı panjur adımı, boru adımı, kanat adımı ve Reynolds sayısı için sunmuşlardır. Hava akışının yüksek Reynolds sayılarında panjur doğrultulu, düşük Reynolds sayılarında kanat doğrultulu olduğunu tespit etmişlerdir.

Qi vd. [20] panjur kanatlı ısı değiştiricisinin ısı ve akış performansına etki eden beş farklı parametrenin (akış uzunluğu, kanat adımının kanat kalınlığına oranı, boru adımı, panjur sayısı ve panjur açısı) etki oranlarını Taguchi yöntemini kullanarak belirlemişlerdir. Elde ettikleri sonuçlara göre panjur kanalı ısı değiştiricisinin performansına akış uzunluğu % 31.57, kanat adımının kanat kalınlığına oranı % 21.53 ve panjur sayısı % 20.34 oranında etkilidir.

Hsieh ve Jang [21] sayısal çalışmalarında çeşitli parametrelerin panjur kanatlı bir ısı değiştiricisinde ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristiklerine etkilerini sayısal yöntemle araştırmışlardır. Bu parametreleri Taguchi yöntemini kullanarak optimize

etmişlerdir. Sonuç olarak kanat boğaz çapının, enine boru adımının ve kanat adımının JF - faktör üzerinde en büyük etkiye sahip parametreler oldukları tespit etmişlerdir.

Ferrero vd. [22] panjur kanatların optimizasyonu üzerine sayısal bir çalışma yapmışlardır. Farklı geometrik özelliklerin ısı transferi ve basınç düşüşü üzerine etkilerini tespit etmek için farklı panjur açılarında, panjur adımlarında ve kanat adımlarında toplamda 40 model için ısı transferi ve basınç düşüşü miktarlarını sayısal yöntemle araştırmışlardır. Panjur açısının daha çok basınç düşüşü üzerinde etkisi olduğunu ısı transferi üzerine etkisinin nispeten daha az olduğunu belirtmişlerdir. Panjur adımının artması ile akışın panjurlar tarafından daha iyi yönlendirebilmesi nedeniyle ısı transferini artırıcı etkisi olduğunu ancak panjur adımının artmasının panjur sayısını azaltarak sınır tabaka kalınlığını artıracığından dolayı ısı transferini azaltıcı etkisi olduğunu vurgulamışlardır. Bu nedenle bu iki etki arasında bir denge kurmak için optimum panjur adımının diğer şartları da dikkate alarak belirlenmesi gerektiğini belirtmişlerdir. Bunun yanında tek bir optimal tasarım olamayacağını da ifade etmişlerdir.

Ameel vd. [23] ısı değiştiricilerinin optimizasyonu üzerine çalışmışlar farklı performans kriterlerini fiziksel anlamları ile birlikte değerlendirmişlerdir. Performans ölçütleri ile farklı ısı değiştiricilerini değerlendirirken Reynolds sayısının sabit tutulmasının yanlış değerlendirmelere neden olacağını belirtmişler Reynolds sayısının doğru kullanımı ile ilgili bir yöntem sunmuşlardır. X - şekilli panjur kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değiştiricilerinin optimizasyonunu VG -1 olarak adlandırdıkları bir ölçütü kullanarak yapmışlardır.

Ryu vd. [24] panjur kanatlı ısı değiştiricilerinin optimizasyonu için tasarım parametrelerinin etkisini sayısal yöntemle araştırmışlar ve optimize edilmiş bir tasarım elde etmişlerdir. Optimizasyon ölçütü olarak JF faktörü kullanmışlar ve temel aldıkları kontrol modeline göre optimize ettikleri modelin JF faktör değeri % 14 - 32 oranında artırılmıştır. Bunun yanında panjurlu kanatların optimum şeklini tahmin eden Suga - Aoki denklemini hataları daha aza indirerek modifiye etmişlerdir.

Karthik vd. [25] deneysel ve sayısal olarak panjur kanatlı ve düz borulu ısı değiştiricilerinin ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristiklerini farklı hava giriş hızları,

kanat adımları, boru adımları, panjur adımları ve panjur açıları için araştırmışlardır. Hava tarafı ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristiklerini sırası ile Colburn - j faktör ve Fanning sürtünme faktörü f olarak değerlendirmişlerdir.

Liang vd. [26] otomotiv ısı değiştiricilerinde hava tarafı ısı - akış performansı deneysel ve sayısal simülasyon çalışmalarıyla incelemişlerdir. Farklı kanat yüksekliği ile yaptıkları çalışma sonucunda aynı boyutlardaki iki yoğunlaştırıcıyı karşılaştırdıklarında 5.4 mm kanat yüksekliği olan yoğunlaştırıcının ısı transfer kapasitesinin 8 mm kanat yüksekliğine sahip yoğunlaştırıcıya göre % 3.0 - 8.6 arasında daha yüksek olduğunu tespit etmişlerdir. Buharlaştırıcılarda ise daha kısa kanatlar kullanıldığında aynı soğutma kapasitesi için % 9.3 hacimsel düşüş elde etmişlerdir.

Gorman vd. [27] panjurlu ve düz kanatların hava tarafı ısı transferi ve basınç düşüşü performanslarını sayısal yöntemle araştırmışlardır. Panjurlu kanatlı ısı değiştiricilerinin ısı transfer miktarlarının düz kanatlı ısı değiştiricilerinininkine oranını ısı transferi iyileşmesi olarak tanımlamışlar ve Reynolds sayısının bir fonksiyonu olarak 2.2 - 2.8 arasında bulmuşlardır. Panjurlu kanatların basınç düşüşü miktarlarının düz kanatların basınç düşüşü miktarlarına oranlarını ise aynı Reynolds sayısı aralığı için 2.33 - 3.56 arasında bulmuşlardır.

Jang ve Chen [28] panjurlu kanatların hava tarafı ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristiklerini sayısal yöntemle araştırmışlar ve optimizasyon çalışması yapmışlardır. Modellerinde kullandıkları panjurlu kanatların panjur açıları değişkendir, başka bir ifadeyle aynı kanat üzerinde farklı açılarda panjurlar bulunmaktadır. Sayısal modellerini doğrulamak adına küçük ölçekli bir rüzgâr tüneline termal kamera ile panjurlu kanat etrafındaki sıcaklık alanlarını görüntülemişlerdir. Kullanmış oldukları deneysel model sıcaklık alanının daha ayrıntılı görüntülenebilmesi için gerçek boyutlu kanattan daha büyüktür. Deneysel ve sayısal olarak tespit edilen sıcaklık alanları uyumlu olmuştur. Ancak Jang ve Chen [28] bu çalışmalarında sadece üç kanat sırası kullanmışlardır. Springer ve Thole [4] ise gerçek ölçekli bir modelin büyütülmüş ölçekli model kullanarak akış ve ısı transferi karakteristiklerinin tespit edilebilmesi için yeterli sayıda kanat sırası kullanılması gerektiğini vurgulamıştır. Çünkü panjurlar akışı farklı kanatlar arasında akmaya zorlamaktadır ve gerçek ölçekli modeldeki akışın ölçekli

modeldekine benzeyebilmesi için periyodik akış koşulunun sağlanması gerekmektedir. Dejong ve Jacobi [7] panjurlu kanatla komşu olan üst ve alt cidarların akış yapısını etkilediğini akışın panjurları takip etmesini engelleyerek akış ayrılmalarının oluşmasına neden olduğunu belirtmiştir. Oysa Jang ve Chen [28] sadece üç kanat sırası kullanmışlardır. Ancak Jang ve Chen [28]'in modellerinde kanat adımının panjur adımına oranı yüksektir. Akış sadece komşu kanatlar arasında dolaşabilmekte ve kanatlar arasında kanal doğrultulu akış oluşmaktadır. Bu nedenle üç kanat sıra sayısı kullanılmasının periyodik akış koşulunu sağlayabileceği düşünülmektedir. Jang ve Chen [28] optimizasyon çalışmalarının sonunda düz kanata göre karşılaştırıldığında panjurlu kanat kullanarak ısı transferi yüzey alanında Reynolds sayısına bağlı olarak % 41 - 51 oranında azalma elde ettiklerini belirtmişlerdir.

Zuokin vd. [29] panjur kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değiştiricilerinde geometrik parametrelerin ve hava giriş hız profilinin ısı transferi ve basınç düşüşüne etkisini sayısal olarak araştırmışlar ve optimizasyon çalışması yapmışlardır. Sayısal çalışmalarını deneysel çalışmalarla karşılaştırdıklarında deneysel sonuçlara en yakın çözümü ileri $k - \epsilon$ türbülans modelinin verdiğini belirtmişlerdir. Üniform hız profili giriş şartı ile karşılaştırıldığında yukarı - doğrusal hız profili giriş şartlarında % 13 – 32 arasında düşük Nusselt sayısı ve % 61 – 66 arası düşük basınç düşüşü meydana geldiğini aşağı - doğrusal hız profili giriş şartlarında % 26 – 34 daha yüksek Nusselt sayısı ve % 80 – 89 daha yüksek basınç düşüşü meydana geldiğini tespit etmişlerdir.

1.1.3 Korelasyon Çalışmaları

Isı transferi ve basınç düşüşü karakteristiklerinin geometik ya da akış parametrelerine göre değişimini araştıran çalışmaların yanında bu tür çalışmalardan elde edilen verileri kullanarak ısı transferi ve basınç düşüşü korelasyonları geliştiren çalışmaların bazıları aşağıda özetlenmiştir.

Wang vd. [30] panjurların farklı yerleşim durumları için panjur kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değiştiricilerinde Colburn - j faktör ve Fanning sürtünme faktörü f değerlerini hesaplamak için korelasyonlar geliştirmişlerdir. Korelasyon çalışmaları için panjur adımı, panjur yüksekliği, enine ve boyuna boru adımı, boru çapı ve kanat adımı gibi geometrik parametreleri dahil ettikleri 49 örnek kullanmışlardır.

Kim ve Bullard [31] panjur kanatlı ve düz borulu ısı değıştircilerinin hava tarafı ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristiklerini deneysel olarak incelemişler ve deneysel bulgularından ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristikleri için korelasyon geliştirmişlerdir. Deneylerinde gerçek boyutlu ısı değıştircileri kullanmışlardır. Farklı panjur açısına, kanat adımına ve akış derinliğine sahip toplam 45 farklı gerçek boyutlu ısı değıştircisini Reynolds sayısının 100 - 6000 değeri aralığında test etmişlerdir. Elde ettikleri sonuçları Colburn - j faktör ve Fanning sürtünme faktörü f şeklinde Reynolds sayısının bir fonksiyonu olarak sunmuşlardır. Panjur açısının ısı geçişi üzerine etkisinin akış derinliğine, kanat adımına ve Reynolds sayısına bağı olarak değıştiğini belirtmişlerdir. Elde ettikleri sonuçlara göre basınç düşüşü panjur açısı ve akış derinliği ile artmakta ve kanat adımının artması ile azalmaktadır. Deneysel bulguları kullanarak Colburn - j faktör ve Fanning sürtünme faktör korelasyonları geliştirmişlerdir.

Dong vd. [32] panjur kanatlı ve düz borulu ısı değıştircilerinin hava tarafı için ısı transferi ve basınç düşüşü korelasyonları geliştirmek amacıyla 20 farklı ısı değıştircisini test etmişlerdir. Test örnekleri geometrik parametre olarak farklı kanat adımlarını, kanat yüksekliklerini, kanat kalınlıklarını, panjur açılarını ve akış uzunluklarını içermektedir. Test ve korelasyon sonuçlarına göre kanat yüksekliği ve kanat adımı hava giriş hızına bağı olarak ısı transfer katsayısı ve basınç düşüşü üzerinde büyük bir etkiye sahiptir. Aynı hava giriş hızında ısı transfer katsayısı kanat uzunluğunun ve kanat adımının artması ile azalmakta kanat yüksekliğinin artmasıyla ise artmaktadır. Basınç düşüşü aynı hava giriş hızı için kanat uzunluğunun artması ile artmakta kanat adımı ve kanat yüksekliğinin artması ile azalmaktadır.

Li ve Wang [33] panjur kanatlı ve düz borulu ısı değıştircilerinin hava tarafı ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristiklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Kanat üzerindeki panjurlu bölgenin sayısını ve hava giriş hızını değıştirerek elde ettikleri sonuçlarla ısı transferi ve basınç düşüşü korelasyonları geliştirmişlerdir.

Ryu ve Lee [34] 2B model ile yaptıkları sayısal çalışma sonucu elde edilen verilerle Colburn - j faktör, Fanning sürtünme faktörü f ve akış verimi için korelasyonlar türetmişlerdir. Geliştirmiş oldukları korelasyonlar kanat adımının panjur adımına oranının birden büyük ve küçük değeri için $100 < Re < 3000$ aralığında geçerlidir.

Deng [35] büyük boyutta panjur kanatlı ve düz borulu yoğunlaştırucu modeli kullanarak deneysel ve sayısal çalışma gerçekleştirmiş ve elde ettiği sonuçlardan ısı transferi ve basınç düşüşü korelasyonları türetmiştir.

Sadeghianjahromi vd. [36] panjur kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değiştiricileri için ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristikleri korelasyonları türetmek için parametrik olarak sayısal bir çalışma yapmışlardır. Panjur kanatlı ısı değiştiricisinin Colburn - j faktör değerlerinin düz kanatlı ısı değiştiricilerinin Colburn - j faktör değerlerine oranı ve panjur kanatlı ısı değiştiricisinin Fanning sürtünme faktörü f değerlerinin düz kanatlı ısı değiştiricilerinin Fanning sürtünme faktörü f değerlerine oranı şeklinde elde ettikleri korelasyonları optimizasyon çalışmaları için kullanmışlardır.

Yadav vd. [37] genetik algoritma tekniği ile panjur kanatlı ve düz borulu ısı değiştiricileri için amaç fonksiyonunu ısı transferi iyileşmesi olarak bir optimizasyon çalışması gerçekleştirmişlerdir.

1.1.4 Tez Kapsamında Yapılan Çalışmalar

Bu tez kapsamında yapılan çalışmalar bu bölümde kısaca özetlenmiştir.

Okbaz vd. [38] büyük ölçekli bir modelle deneysel bir çalışma gerçekleştirebilmek için kaç adet panjurlu kanat sırası kullanılması gerektiğini saptamak için sayısal bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Yapmış oldukları çalışmada sıcaklık eş düzey eğrilerini ve akım çizgilerini kullanarak farklı kanat sıra sayıları için sonuçları sunmuşlar ve akışın periyodik yapıya ulaştığı kanat sıra sayısını araştırmışlardır.

Okbaz vd. [39] bu iki çalışmalarında yuvarlak borulu ve panjur kanatlı ısı değiştiricilerinde kanat açısı, kanat adımı ve panjur adımının ısı transferi ve basınç düşüşü üzerine etkisini sayısal olarak araştırmışlardır.

Okbaz vd. [40] düz borulu ve panjur kanatlı ısı değiştiricilerinin ısı ve akış performanslarını sayısal olarak araştırmışlar kanat etrafındaki akış yapısını ise su kanalında boya görselleştirme tekniği ile incelemişlerdir. Panjur açısına bağlı olarak ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristiklerini tespit etmişler, akış verimini hesaplamışlardır.

Okbaz vd. [41] bu çalışmalarında yuvarlak borulu ve panjur kanatlı ısı değıştircilerindeki ısı transferi ve basınç düşüşünü HAD yaklaşımı ile incelemişler, gerçek ölçekli modeller kullanarak panjur kanatlı ve dalgalı kanatlı ısı değıştirileri ile rüzgâr tüneline ısı transferi ve basınç düşüşü ölçümleri yapmışlar, 10:1 ölçekli akrilik malzemeden yapılmış panjur kanatlı modelleri ile açık su kanalında PIV ölçümleri gerçekleştirmişlerdir.

1.2 Tezin Amacı

Isı değıştircilerinde ısı – akış verimin artırılması boyutların küçülmesi ile malzeme tasarrufu sağlarken aynı zamanda kompaktlık özelliğinin de artmasını sağlamaktadır. Özellikle kanatlı borulu ısı değıştircilerinde ısı direncin büyük kısmının hava tarafında olması hava tarafı taşınım katsayısının artırılmasına yönelik çalışmaların temel nedenini oluşturmaktadır. Isı değıştircilerinin ısı – akış performansının artması sadece bir ısı değıştiricisi elemanın performansı üzerinde değil toplam sistem performansı üzerinde de büyük etki yaratabilmektedir. Hava taşınım katsayısını artırırken basınç düşüşünün de mümkün olduğunca az atmasını sağlamak hava akışı için harcanan enerjinin de azalmasını sağlayacaktır.

Özellikle son zamanlarda küresel ısınmanın ciddi seviyelere ulaşmasıyla ısı değıştircilerinde enerji sınıfı kimlikleri büyük önem kazanmıştır. Mümkün olan en az enerji harcanarak mümkün olan en yüksek ısının transfer edilmesi ısı değıştircileri için önemli bir tasarım kriteridir.

Panjurlu kanatlar sahip oldukları özel geometik yapıları gereğİ ısı transfer katsayılarında önemli artışlara neden olmaktadır. Kesintili yapıları sınır tabaka kalınlaşmasını en aza indirirken panjurların akışı yönlendirmesi ile havanın farklı kanatlar arasında dolaşabilmesi sıcak – soğuk akışkan karışımını artırmakta ve dolayısıyla ısı taşınım katsayısı artmaktadır. Bunun yanında akışın yönünün değışmeye ve farklı kanatlar arasında dolaşmaya zorlanması basınç düşüşünde de ciddi oranda artışa neden olmaktadır.

Bu tez kapsamında panjurlu kanatların ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristikleri farklı geometrik parametreler için sayısal olarak araştırılmış, açık su kanalında PIV

ölçüm metodu ile akış görselleştirme çalışmaları yapılmış, üretilen tam ölçekli modellerle iklimlendirilmiş bir odada bulunan rüzgâr tüneline ısı transferi ve basınç düşüşü testleri gerçekleştirilmiştir. Bu yöntemlerle panjur kanatlı ısı değiştiricilerinin ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristiklerine etki eden parametrelerin araştırılması ve ısı – akış performanslarının artırılması amaçlanmıştır.

1.3 Orijinal Katkı

Panjur kanatlı ısı değiştiricileri kesintili geometrik yapıları sayesinde sınır tabaka gelişimini sürekli olarak kesintiye uğratarak sınır tabaka gelişimini yavaşlatmakta ve dolayısıyla sınır tabaka kalınlığını azaltmaktadır. Bunun bir sonucu olarak ısı taşınım katsayısında artış meydana gelmektedir. Bunun yanında diğer kanat tiplerinden farklı olarak patlatma tekniği ile imal ediliyor olması ve panjurlu yapıların bulunması ile akış farklı kanatlar arasında dolaşabilmekte ve sıcak – soğuk akışkan karışımı artmaktadır. Ancak, akış yolunun artması ısı transferini artırırken basınç düşüşünü de artırmaktadır. İyi bir tasarım mümkün olan en az basınç düşüşü artışı ile en yüksek ısı transferi artışını sağlayabilmelidir.

Özellikle panjurlu kanatların ilk kullanılmaya başlandığı ve üzerinde ilk çalışmaların yapıldığı yıllarda panjur yapılarının pürüz etkisi yaratarak türbülans oluşturduğu ve ısı transferini ve basınç düşüşünü artırdığı düşünülmekteydi. İlerleyen yıllarda büyük ölçekli modellerle yapılan akış görselleştirme çalışmaları sonucu panjurlu kanatların ısı transferi iyileştirme mekanizmasının gerçek temelleri tespit edilmiş oldu [1].

Bu tez kapsamında yapılan çalışmalarla panjur kanatlı ısı değiştiricilerinin farklı geometrik ve akış parametreleri için ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristikleri sayısal ve deneysel olarak araştırılmıştır. Isı transferi ve basınç düşüşünün akış yapısıyla olan ilişkisini anlamak için akım çizgileri, hız vektörleri, hız eş düzey eğrileri ve sıcaklık eş düzey eğrileri sonuçları kullanılmıştır. PIV tekniği kullanılarak su kanalında akış görselleştirme çalışmaları yapılmış ve akış yapısı hakkında nicel veriler elde edilmiştir. Sayısal modellerin ve basitleştirilmiş deneysel modellerin yanında panjurlu kanatların tam ölçekli bir ısı değiştiricisinde kullanılması durumundaki gerçek çalışma koşullarındaki performansını ölçmek için modeller imal edilmiş ve iklimlendirilmiş bir odadaki rüzgâr tüneline testler gerçekleştirilmiştir. Bunun yanında panjur kanatların

performansını sınamak maksatı ile aynı temel geometrik ölçülere sahip dalgalı kanatlı ısı değıştiricileri imal edilmiş ve test edilmiştir.

Literatürdeki çalışmalar incelediğinde çalışmalar temelde üçe ayrılmaktadır: Basitleştirmiş modellerle yapılan sayısal çalışmalar, büyük ölçekli modellerle yapılan akış görselleştirme çalışmaları ve ticari ısı değıştiricileri ile yapılan testler. Basitleştirilmiş modellerle yapılan sayısal çalışmalar ısı transferi ve basınç düşüşü hakkında ayrıntılı bilgi sağlamakta ancak yapılan kabuller gereği akış ve ısı transferi bazen gerçek durumu yansıtamamaktadır. Akış görselleştirme çalışmaları akışın panjur doğrultulu ya da kanat doğrultulu olması ve akış ayrılmalarının olup olmaması hakkında önemli bilgiler sunmakta ancak bunların ısı transferi ile doğrudan ilişkisi hakkında bilgi sağlamamaktadır. Ticari olarak temin edilebilen tam ölçekli modellerle yapılan testler korelasyon geliştirmekte önemli veriler sağlarken akış yapısı hakkında bilgi sağlayamamakta sadece giriş çıkış özelliklerine bakarak “kara kutu” (black box) yaklaşımı ile yorum yapılabilmektedir. Bu tez çalışmasında ise her üç yaklaşım birlikte kullanılarak akış yapısı ile ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristikleri ilişkilendirilmiş sayısal çalışmalarda kullanılan kanat yapılarının benzerleri imal edilerek basitleştirilmiş modellerle akış görselleştirme ve gerçek modellerle ısı transferi ve basınç düşüşü deneyleri yapılmıştır. Deneysel ölçüm sonuçları sayısal modellerini doğrulamak ya da korelasyon geliştirmek isteyen araştırmacılar için paylaşılmıştır.

2.1 Korunum Denklemleri

Bu tez kapsamında düz borulu ve yuvalak borulu olmak üzere iki türlü panjur kanatlı ısı değıştircisi modeli kullanılmıştır. Panjur kanatlı - düz borulu ısı değıştircileri ve panjur kanatlı - yuvarlak borulu ısı değıştircilerinde geometrik yapıların farklı olmasından ötürü akış yapıları da farklıdır. Yuvarlak borulu ısı değıştircilerinde boruların etkisiyle düz borulu duruma göre akış daha düşük Reynolds sayılarında türbülansa geçmektedir. Düz borulu ısı değıştircisinde ise kanat açısına ve kanat adımına bağılı olarak akışın laminar ya da türbülanslı yapıda olması farklı Reynolds sayılarına karşılık gelmektedir. Panjur açısı ve akış hızı arttıkça akış türbülanslı yapıya geçmiş, laminar çözümlerde yakınsama elde edilememiştir. Bu nedenle düz borulu ısı değıştircilerinin çözümü yapılırken geometriye ve Reynolds sayısına göre laminar veya türbülanslı çözüm yapılmıştır.

Her iki modelde de hız ve sıcaklık alanları için diferansiyel denklemler, kontrol hacmi yöntemiyle çözüm yapan ANSYS Fluent 16.2 ticari paket yazılımı kullanılarak çözülmüştür. Akış düz borulu ısı değıştircilerinin bazı durumlarında laminar kabul edilirken bazı durumlarında türbülanslı kabul edilmiştir. Yuvarlak borulu ısı değıştircilerinin bütün çalışma şartlarında akış üç boyutlu, sıkıştırılmaz ve türbülanslı kabul edilmiştir. Isı transferi ve akış olaylarının çözülmesinde Standart $k-\epsilon$, RNG $k-\epsilon$, Realizable $k-\epsilon$ ve Reynolds stres modelleri kullanılmıştır. Üç boyutlu akış yapısı çözülürken türbülansın yanı sıra borular ve panjurlar etrafında meydana gelen akış ayrılmalarının etkisi de dikkate alınmıştır. Kullanılan sayısal modelin (panjur kanatlı ve

yuvarlak borulu ısı değiştiricisi) deneysel bulgularla doğrulanması amacıyla Selçuk Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Akışkanlar Mekaniği ve PIV Laboratuvarında PIV deneyleri, Friterm Ar-Ge Merkezinde rüzgâr tüneli testleri yapılmıştır. Standart $k - \epsilon$, RNG $k - \epsilon$, Realizable $k - \epsilon$ ve Reynolds stres modelleri ile elde edilen ısı transferi ve basınç düşüşü çözüm sonuçları Standart $k - \epsilon$ modeli ile elde edilen sonuçlara göre deneysel sonuçlarla daha uyumlu olmuştur. Ancak Reynolds stres modeli diğer modellere göre daha fazla denklem çözdüğü için hesaplama süresi ve bilgisayar kaynağı ihtiyacı daha fazladır. Bunun yanında Hsieh ve Jang [21] bu tarz akış yapılarının çözümü için genişletilmiş Standart $k - \epsilon$ modelini önermişlerdir. Akış ayrılmalarının fazla olduğu akış tiplerinde Realizable $k - \epsilon$ türbülans modeli diğer $k - \epsilon$ modellerine göre daha doğru çözümler sağladığından [42] ve daha düşük bilgisayar donanımı gerektirdiğinden bu çalışmada üç boyutlu türbülanslı akış ve ısı transferinin çözümünde Realizable $k - \epsilon$ türbülans modeli kullanılmıştır. Cidara yakın bölgelerdeki viskoz alt tabakanın daha doğru çözümü için model içinde sağlanan “Enhanced wall treatment” yöntemi kullanılmıştır.

Kütlenin, momentumun ve enerjinin korunumunu temsil eden denklemler sırasıyla aşağıdaki gibidir.

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (2.1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i u_j - \tau_{ij}) = \frac{\partial p}{\partial x_j} + S_{ij} \quad (2.2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\rho u_i h - \lambda \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) = u_i \frac{\partial p}{\partial x_i} + \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (2.3)$$

Burada τ_{ij} viskoz gerilme tensörüdür.

$$\tau_{ij} = 2\mu S_{ij} - \frac{2}{3}\mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (2.4)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.5)$$

Akışın türbülanslı olduğu koşullar için türbülans etkileri Realizable k - ε türbülans modeli kullanılarak hesaba katılmıştır. Realizable k - ε türbülans modelinde k ve ε için modellenmiş transport denklemleri:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (2.6)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + S_\varepsilon \quad (2.7)$$

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right], \eta = S \frac{k}{\varepsilon}, S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \quad (2.8)$$

Burada G_k , ortalama hız gradyanlarından ötürü türbülans kinetik enerjinin üretimini temsil etmektedir. Y_m sıkıştırılabilir türbülanstaki çalkantılı genişlemenin toplam dağılıma oranına katkısını temsil eder. C_2 sabittir. σ_k ve σ_ε sırasıyla k ve ε için türbülanslı Prandtl sayılarıdır. S_k ve S_ε ise kullanıcı tarafından tanımlanan kaynak terimleridir.

Girdap viskozitesi aşağıdaki şekilde hesaplanır:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.9)$$

Burada C_μ aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{k U^*}{\varepsilon}} \quad (2.10)$$

$$U^* \equiv \sqrt{S_{ij} S_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij} \Omega_{ij}} \quad (2.11)$$

$$\tilde{\Omega}_{ij} = \Omega_{ij} - 2 \varepsilon_{ijk} \omega_k \text{ ve } \Omega_{ij} = \overline{\Omega_{ij}} - 3 \varepsilon_{ijk} \omega_k \quad (2.12)$$

Model sabitleri $A_0=4.04$ ve $A_s = \sqrt{6} \cos \phi$ şeklinde tanımlanmıştır. Burada ϕ aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\phi = \frac{1}{3} \cos^{-1}(\sqrt{6}W), W = \frac{S_{ij}S_{jk}S_{ki}}{\tilde{S}^3}, \tilde{S} = \sqrt{S_{ij}S_{ij}}, S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (2.13)$$

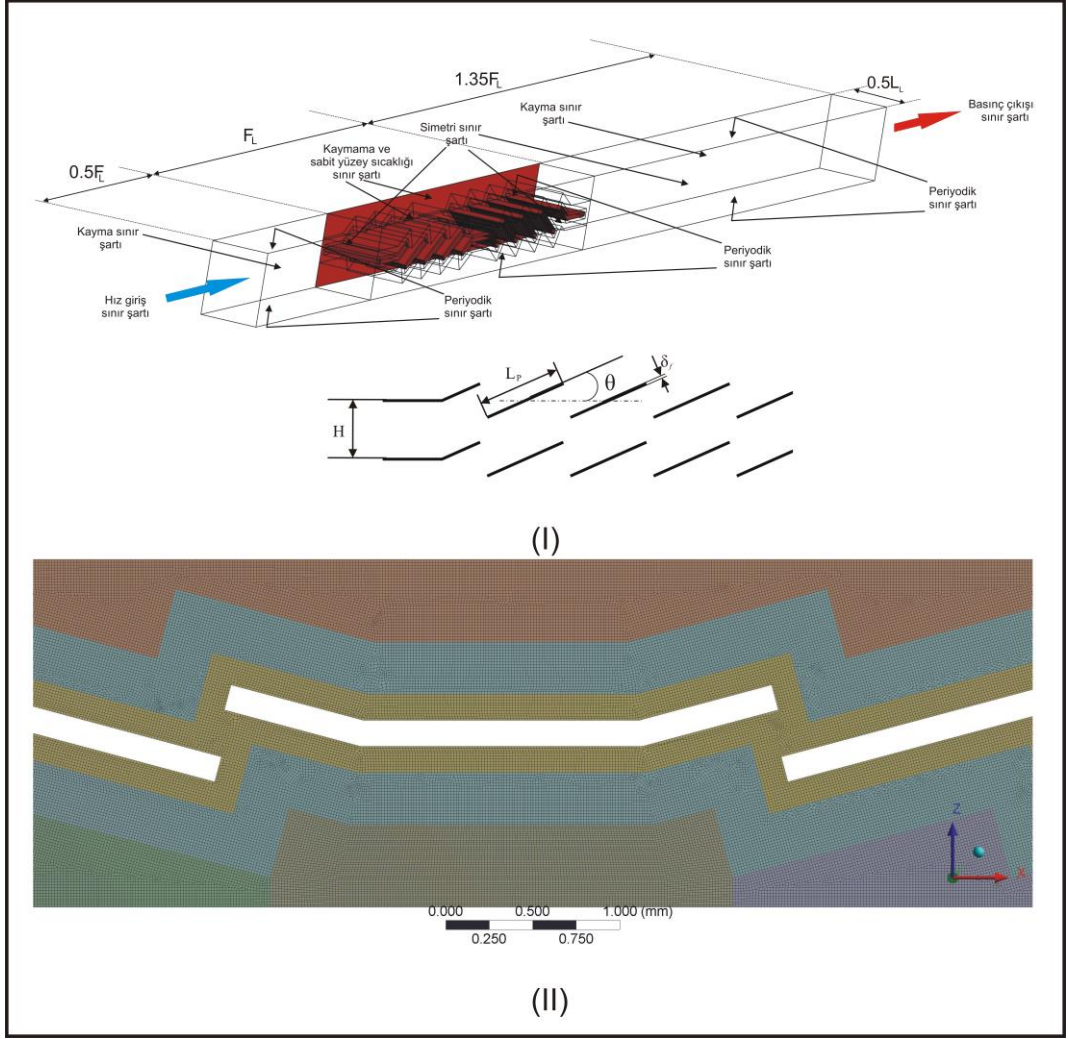
2.2 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Modelinin Ayrıntıları

Basınç temelli birleşik algoritma, çözümde yakınsama üstünlüğüne sahip olması nedeniyle hız - basınç eşleşme algoritması olarak kullanılmıştır. Korunum denklemlerinin uzaysal olarak ayrıklaştırılması için ikinci dereceden ileri farklar yöntemi kullanılmıştır. Skaler değerlerin, ikincil difüzyon terimlerinin ve hız türevlerinin gradyanını hesaplamak için hücre - temelli en küçük kareler gradyan değerlendirme yöntemi kullanılmıştır. Yüzeylerdeki basınç değerlerinin enterpolasyonu için ikinci dereceden bir basınç enterpolasyon şeması kullanılmıştır. Süreklilik, momentum, türbülans kinetik enerjisi ve türbülans dağılım oranı denklemlerinin çözümünde artık değerler 10^{-5} 'in altına düşünceye kadar, enerji denklemi çözümünde ise artık değer 10^{-9} 'un altına düşünceye kadar iterasyonlar sürdürülmüştür.

2.3 Akış Hacmi, Sayısal Ağ Yapısı ve Sınır Şartları

2.3.1 Panjur Kanatlı ve Düz Borulu Isı Değiştiricisi

Çözüm hacmi ve ağ yapısı Şekil 2. 1'de gösterilmiştir. Ağ yapısının daha kaliteli olması için akış hacmi çoklu parçalara bölünmüştür. Çözüm hacmi temelde üç parçaya bölünmüştür; giriş bölgesi, çıkış bölgesi ve ısı transferi ile basınç düşüşünün incelendiği kanatlı borulu bölge. Kanat ve boru cidarları ise kendi aralarında panjur açısına bağlı olarak çoklu parçalara bölünmüştür. Bu sayede çözüm hacminin tamamı yapılandırılmış altı yüzlü elemanlara bölünebilmiştir. Elaman kalitesi için çarpıklık değeri dikkate alınmıştır ve ortalama çarpıklık değeri 0.20'de sabit tutulurken en yüksek çarpıklık değeri ise 0.40'dır. Çözüm hacminin giriş ve çıkış bölgeleri sırasıyla $0.5F_L$ ve $1.35F_L$ olarak uzatılmıştır. Çözüm hacminde toplamda 6 milyon eleman kullanılmıştır. Giriş ve çıkış bölgelerinin uzatılması giriş bölgesinde uniform bir hız profili elde etmek ve çıkış bölgesinde ise akışın çıkış kesitine dik olarak çözüm hacminden ayrılmasını sağlamak için gereklidir. Panjur ve düz borunun birleştiği bölgedeki panjursuz bölge dikkate alınmamış panjurların doğrudan boru ile temas ettiği varsayılmıştır.



Şekil 2. 1 Panjur kanatlı ve düz borulu ısı değıştirci sayısal modelinin çözüm hacmi, sınır şartları, geometrik parametreler (I) ve ağı yapısı (II)

Sınır şartları Şekil 2. 1'de çözüm hacmi üzerinde gösterilmiştir. Girişte uniform hız ve sıcaklık şartı çıkışta ise basınç çıkış şartı tanımlanmıştır (gösterge basıncı 0 Pa). Panjurlar ve boru cidarına kaymama sınır şartı ve sabit yüzey sıcaklığı sınır şartı tanımlanmıştır. Isı transferi ve akış yapısının incelendiği orta bölgenin bir tarafı boru olarak kabul edildiği için sabit yüzey sıcaklığı ve kaymama sınır şartı ile tanımlanırken diğer kısım simetri sınır şartlı ile tanımlanmıştır. Giriş ve çıkış bölgelerinin düz boru kısmı dışında kalan bölgesi kayma sınır şartı karşısı ise simeti sınır şartı ile tanımlanmıştır. Bütün kontrol hacminin üst ve alt kısımları ise periyodik sınır şartı olarak tanımlanmıştır. Akışkan sabit özellikli ve sıkıştırılmaz ideal gaz olarak kabul edilmiştir. Akışkanın sabit özellikli tanımlanabilmesi için referans bir sıcaklığın seçilmesi gerekmektedir. Bu referans sıcaklık ısı değıştircisi hesaplarında genellikle akışkanın

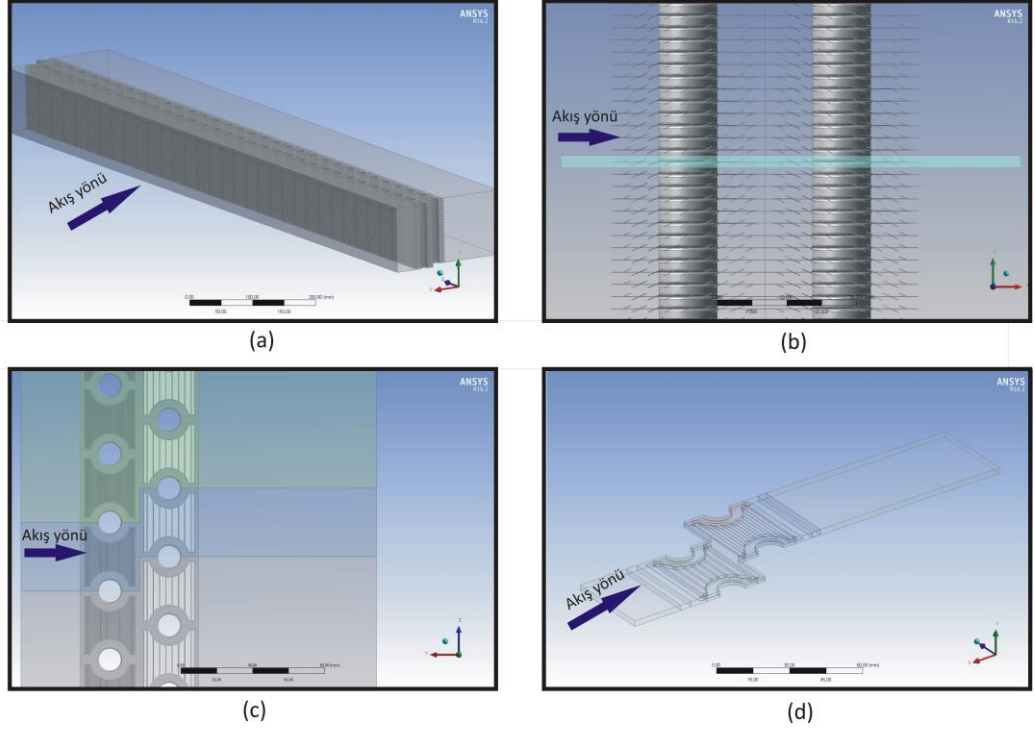
giriş ve çıkış sıcaklıklarının aritmetik ortalamasıdır. Ancak çıkış sıcaklıkları bilinmediği için öncelikle akış ve ısı transferi probleminin çözülüp çıkış sıcaklığına göre tekrar akışkan özelliği tanımlamak ve çözümü iteratif olarak tekrarlamak gerekir. Ancak bu durum çözüme ulaşmak için daha fazla zaman harcanmasına neden olacaktır. Bu nedenle havanın özellikleri akışkanın giriş sıcaklığı ve kanatların cidar sıcaklığının aritmetik ortalama değerine göre belirlenmiştir. Bu kabul makul değerlerde sapmayla doğru sonuç verebilecek bir çözümün yapılmasına olanak sağlamaktadır. Akış, sıcaklık ve geometrik parametreler Çizelge 2. 1’de ayrıntılı olarak verilmiştir.

Çizelge 2. 1 Panjur kanatlı ve düz borulu modelin geometrik ve akış parametreleri

$H, (m)$	0.00324, 0.0025, 0.00224, 0.002
$L_p, (m)$	0.0016
$L_L, (m)$	0.004
$\theta (^{\circ})$	15, 20, 25, 30, 35, 40
$\delta_f, (m)$	0.00015
$F_L, (m)$	0.0172
$T_g, (^{\circ}C)$	30
$U_{giriş}, (m/s)$	1, 2, 3, 4, 5, 6
$T_w, (^{\circ}C)$	40

2.3.2 Panjur Kanatlı ve Yuvarlak Borulu Isı Değiştiricisi

Panjur kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değiştiricisi modelinin oluşturulması ve nihai hesaplama hacmi ile ağ yapısı sırasıyla Şekil 2. 2 ve Şekil 2. 3’te gösterilmiştir. Daha kaliteli ve geometrik ayrıntılara daha duyarlı bir ağ yapısı oluşturmak amacıyla çözüm



Şekil 2. 2 Panjur kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değıştiricisi modelinin oluşturulması. (a) Tam akış hacmi, (b) tam akış hacminden modelin çıkarılması yandan görünüş, (c) tam akış hacminden modelin çıkarılması üstten görünüş, (d) modelde kullanılan akış hacmi.

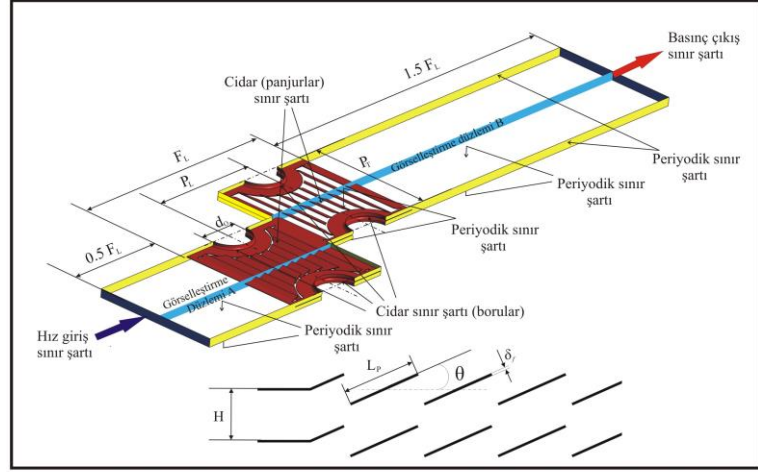
geometrisi birçok alt bölgeye ayrılmıştır. Bu şekilde çoklu bloklı melez bir ağ yapısı oluşturulmuştur. Ağ yapısı oluşturulurken her bir elemanın kalite değerlerine dikkat edilmiştir. Bütün elemanların ortalama arpıklık değerı 0.25'te sabit tutulurken bütün elemanlar arasında en yüksek arpıklık değerine sahip elemanın arpıklık değerı 0.60 olmuştur. Panjurlu kanadın ve boruların cidarına yakın bölgede sınır tabaka hız gradyanlarını daha iyi yakalamak için beş tabaka halinde prizmatik elemanlar kullanılırken dış bölgelere yapılandırılmamış dört yüzlü elemanlar oluşturulmuştur. Uzatılmış giriş ve çıkış bölgelerinde ise yapılandırılmış altı yüzlü elemanlardan oluşan bir ağ yapısı oluşturulmuştur. Panjurlu kanat ve boruların olduğu bölgede geometrik karmaşıklıktan ötürü yapılandırılmış düzgün dört yüzlü elemanlar oluşturulamamıştır.

Giriş ve çıkış bölgelerinin boyutları, girişte uniform bir hız profili ve çıkışta tam gelişmiş akış durumu sağlamak için şekil 2. 3'te gösterildiği gibi sırasıyla toplam akış uzunluğunun yarısı ve bir buçuk katı kadar uzatılmıştır. Boru ve kanat cidarında kaymama sınır şartı ve sabit yüzey sıcaklığı sınır şartı uygulanmıştır. şekil 2. 3'te görüldüğü gibi zm hacminin yüzeyleri sınır şartlarına göre renklendirilmiştir.

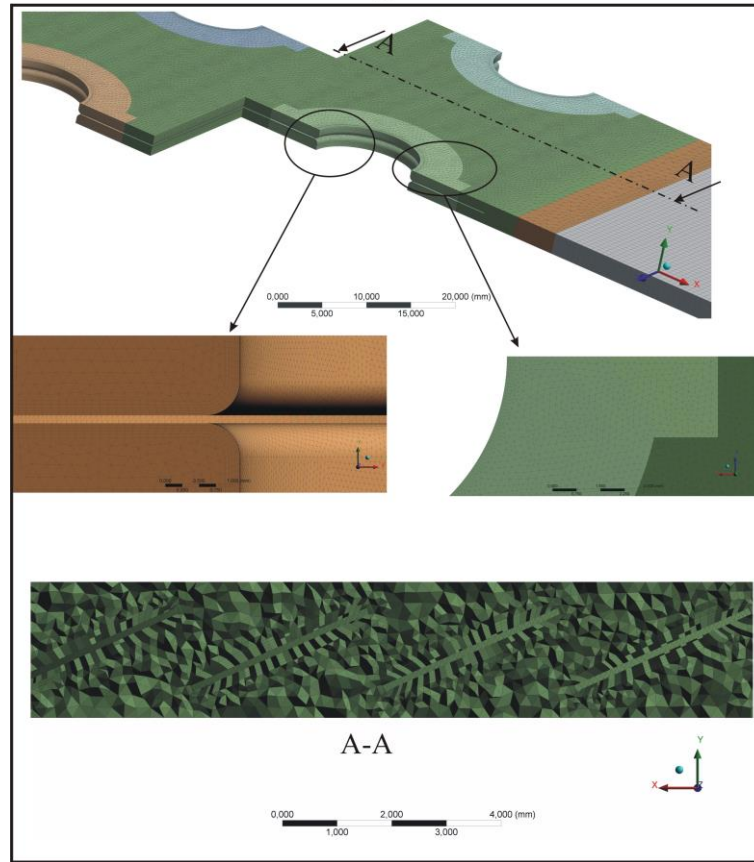
Çizelge 2. 2 Panjur kanatlı ve yuvarlak borulu modelin geometrik ve akış parametreleri

Panjur açısı (θ , °)	22, 24, 26, 28, 30								
(F_L/H)	20.625			26.4			31.428		
(L_p/H)	0.843	1.093	1.187	1.080	1.400	1.52	1.285	1.666	1.809
Panjur sayısı	22	18	16	22	18	16	22	18	16
P_T (m)	0.0381								
P_L (m)	0.033								
δ_f (m)	0.00012								
$U_{giriş}$ (m/s)	1, 1.22, 1.50, 1.52, 1.75, 2, 2.25, 2.28, 3								
$T_{c,g}$ (°C)	20, 30								
T_w (°C)	40								

Girişte (mavi) üniform hız profili ve sıcaklık sınır şartları uygulanmış çıkışta (kırmızı) 0 Pa gösterge basıncında atmosferik basınç sınır şartı uygulanmıştır. Hesaplama hacminin sol - sağ yan yüzeylerine (sarı) ve yukarı - aşağı (beyaz) yüzeylerine periyodik sınır şartı uygulanmıştır. Geometrik ve çalışma parametreleri Çizelge 2. 2’de özetlenmiştir. Akışkan sabit özellikli ve sıkıştırılmaz ideal gaz olarak kabul edilmiştir. Akışkan özellikleri akışkanın giriş sıcaklığı ve boruların cidar sıcaklığının aritmetik ortalama değerine göre belirlenmiştir.



(I)



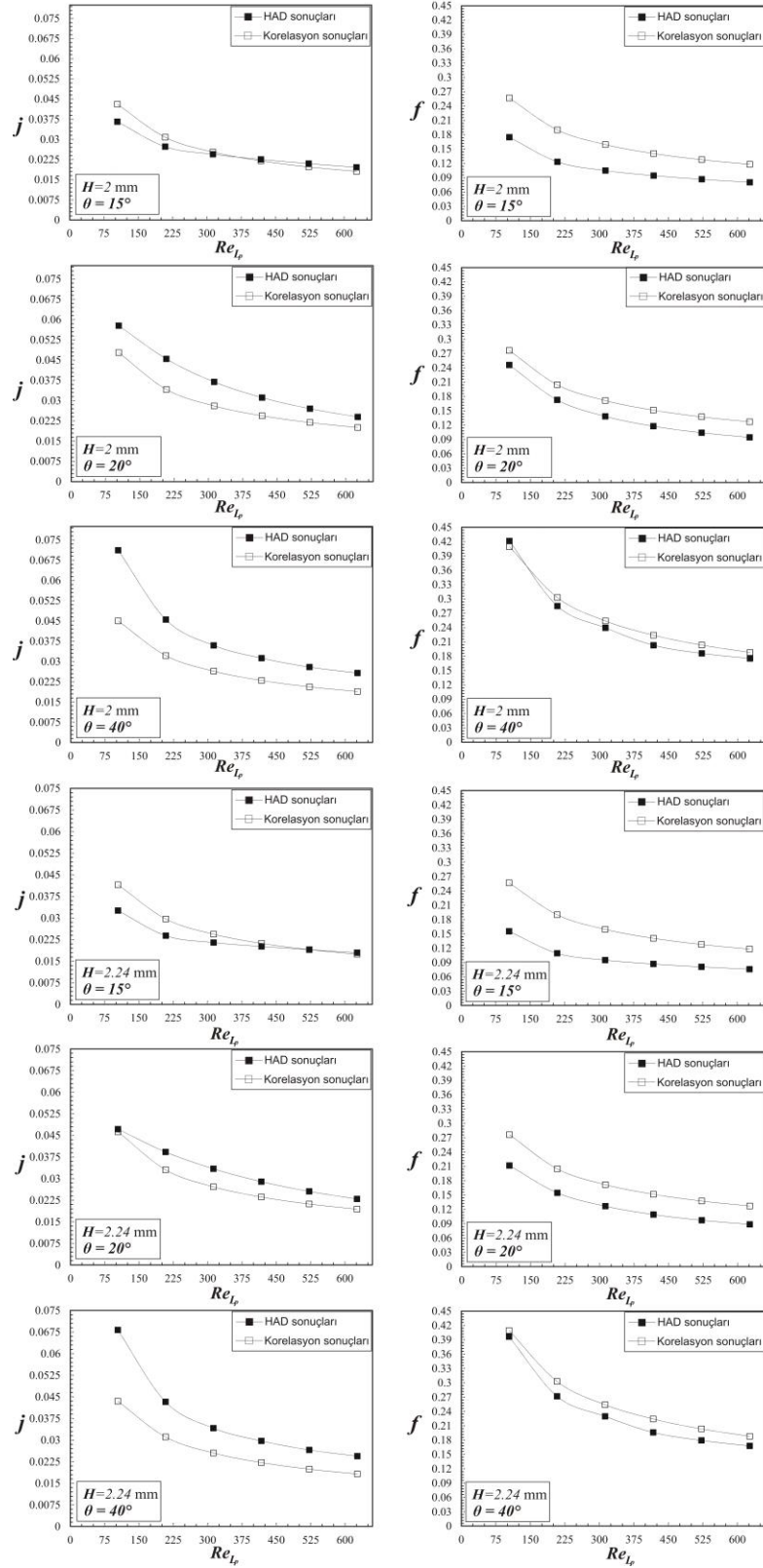
(II)

Şekil 2. 3 Panjur kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değıştircisi sayısal çözüm hacmi, sınır şartları geometrik parametreler (I) ve sayısal ağı yapısı (II)

2.4 Sayısal Modelin Doğrulanması

2.4.1 Panjur Kanatlı ve Düz Borulu Isı Değiştiricisi

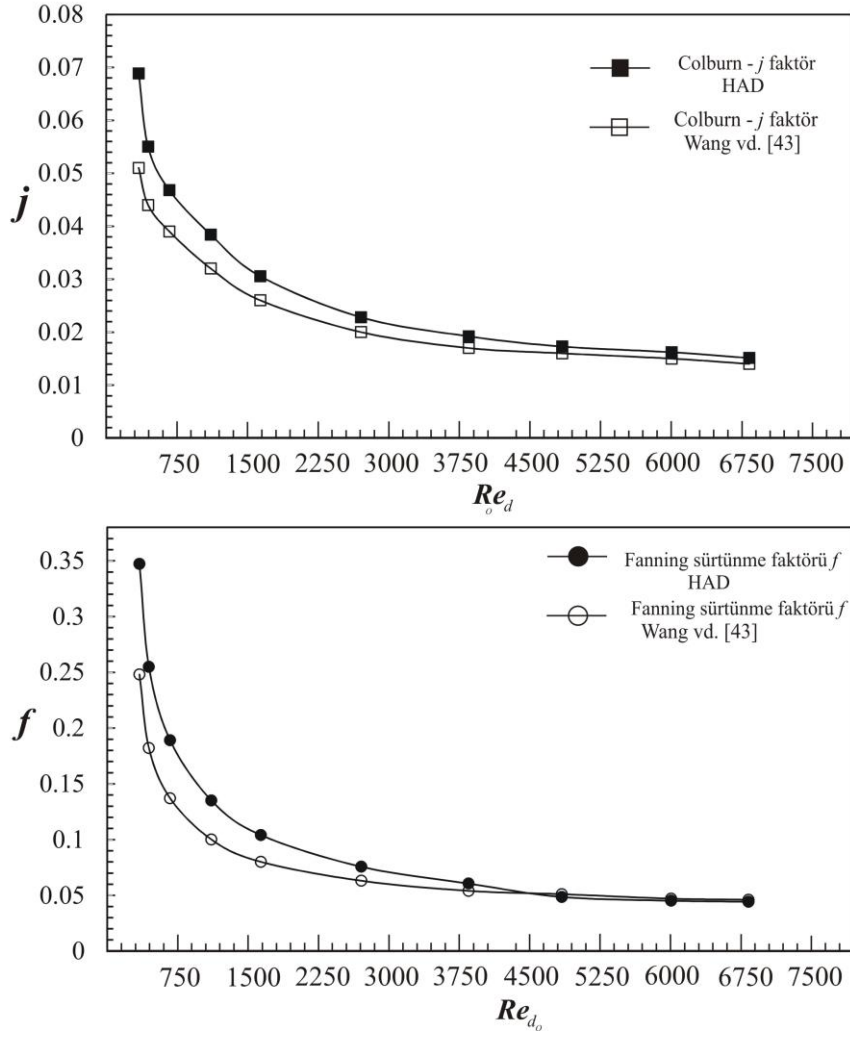
Düz borulu ve panjur kanatlı ısı değiştiricisinde kullanılan sayısal modelin doğrulanması doğrudan bir deneyle gerçekleştirilmemiştir. Türbülanslı akış durumu için panjur kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değiştiricisi için yapılan doğrulama temel alınarak Realizable $k - \epsilon$ türbülans modeli kullanılmıştır. Bunun yanında PIV deneylerinde de düz borulu ısı değiştiricisi modeli kullanıldığı için oradaki deney verileri de model doğrulamasında katkı sağlamıştır. Bunun yanında geometrik benzerliğin doğrudan sağlanabilmesi için literatürdeki panjur kanatlı ve düz borulu ısı değiştiricileri için geliştirilmiş Colburn - j faktör ve Fanning sürtünme faktörü f korelasyonları kullanılmıştır. Bu çalışma için en uygun korelasyon Ryu ve Lee [34]'in korelasyonlarıdır. Çünkü bu korelasyonlar Reynolds sayısının 100 ve 3000 değerleri arasında kanat adımının panjur adımına oranının 1'den büyük değerleri için geçerlidir. Korelasyon sonuçları farklı kanat adımları ve kanat açıları için karşılaştırılmış ve bunlara bağlı olarak farklı derecelerde uyum olduğu tespit edilmiştir. Ryu ve Lee [34]'in korelasyonlarında panjurlu bölge ile düz borunun kesişim bölgelerinin etkisi dikkate alınmamıştır. Çünkü Ryu ve Lee [34]'in çalışması üç boyutlu olarak yapılsa da akışa dik doğrultuda geometrik periyodiklik tanımlanmış ve bu da boruların etkisinin yok sayıldığı anlamına gelmektedir. Ancak gerek sayısal çalışmadan ve korelasyonlardan elde edilen Colburn - j faktör ve Fanning sürtünme faktörü f değerlerinin yakınlığı gerekse panjur açısına ve Reynolds sayısına göre bu değerlerin aynı eğilimde olması modelin yeterli miktarda doğru olduğunu kanıtlamaktadır (Şekil 2. 4).



Şekil 2. 4 Panjur kanatlı ve düz borulu ısı değıştircisi sayısal modelinin Ryu ve Lee [34]'ün korelasyonlarıyla karşılaştırılması

2.4.2 Panjur Kanatlı ve Yuvarlak Borulu Isı Değiştiricisi

Sayısal modelin doğruluğunu sınamak için Wang vd. [43]'in deneysel verileri kullanılmıştır. Ancak, ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristikleri geometrik yapıya hassas bir şekilde bağlıdır. Bu nedenle sayısal modelin doğrulanmasında iki farklı geometri için aynı sınır şartlarının kullanılması veya Reynolds benzerliğinin sağlanması yeterli değildir. Bu nedenle sayısal çalışmalara başlamadan önce Wang vd. [43]'in panjur kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değiştiricisinin geometrik modeli (iki boru sıra sayılı ve kanat adımı 2.08 mm) oluşturulmuş ve deneylerin yapıldığı şartları yansıtacak en uygun sınır şartları uygulanarak sayısal simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Colburn - j faktör ve Fanning sürtünme faktörü f Wang vd. [44]'te ayrıntılı olarak anlatılan prosedür kullanılarak elde edilmiştir. Bu sayede farklı veri işleme yöntemlerinden kaynaklanan farklılıklar elimine edilmiştir ve daha gerçekçi bir karşılaştırma yapılabilmiiştir.



Şekil 2. 5 Panjur kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değıştiricisi için HAD ve deneysel sonuçların kıyaslanması

Şekil 2. 5'teki grafikte Colburn - j faktör ve Fanning sürtünme faktörü f 'nin sayısal yöntemle hesaplanan ve Wang vd. [43]'ün deneysel yöntemle elde edilmiş olan sonuçları görülmektedir. Sayısal modelden elde edilen Colburn - j faktör değeri deneysel sonuçlardan elde edilen Colburn - j faktör değeriyle en düşük ve en yüksek Reynolds sayılarında sırasıyla % 35 ve % 8 sapma göstermiştir. Bu sapma Fanning sürtünme faktörü f değeri için ise en düşük ve en yüksek Reynolds sayıları için sırasıyla % 40 ve % 4'tür. Bu çalışma için bu kadar sapma kabul edilebilir düzeydedir. Mevcut çalışmanın yapıldığı Reynolds sayıları görece sapmanın az olduğu yüksek Reynolds sayısı bölgesine denk gelmektedir. Ancak boru çapı, boru adımı ve panjur boyutları açısından mevcut çalışmada kullanılan geometrik model Wang vd. [43]'in modelinden bir miktar farklıdır. Bu nedenle modelin doğrulanması açısından

aynı geometrik yapıdaki bir deneysel modelden elde edilen deneysel verilerle karşılaştırma yapılmalıdır. Bu yüzden sayısal modelle bire bir benzer tam ölçekli bir ısı değiştiricisi üretilmiş ve rüzgâr tüneline test edilmiştir. Bunun yanında PIV yöntemi ile akış görselleştirme deneyleri yapılmış ve aynı şartlarda elde edilen simülasyon sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

Çözümün doğru eleman sayısını tespit etmek için eleman sayısından bağımsızlık çalışması yapılmıştır. Bunun için en büyük panjur açısı olan 30° seçilmiştir. Çünkü akış ayrılmalarının olma olasılığı geniş panjur açılarında daha yüksektir, akış yapısı karmaşıktıkça çözüm için daha fazla sayıda elemana gerek duyulur. Eleman sayısı 2.35 milyondan 21. 46 milyona kadar artırılarak sayısal çözümler yapılmıştır. 2.35 milyon, 5.16 milyon, 8.2 milyon, 12 milyon ve 21.76 milyon eleman sayıları için en yüksek hava giriş hızında çözüm yapılmıştır. Sonuçlar Colburn - j faktör ve Fanning sürtünme faktörü f olarak değerlendirilmiştir. 21.76 milyon eleman ile elde edilen Colburn - j faktör değerlerinin 2.35 milyon, 5.16 milyon, 8.2 milyon ve 12 milyon eleman kullanılarak yapılan çözümlerden elde edilen Colburn - j faktör değerlerinden farkı sırasıyla % 3.1, % 0.5, % 0.01 ve % 0.0025 olmuştur. Fanning sürtünme faktörü f sonuçları ise daha az sayıda eleman kullanılarak yakınsamıştır. Eleman sayısından bağımsızlık çalışması sonucunda 12 milyon eleman kullanılmasına karar verilmiştir. Aslında sonuçlara bakıldığında daha düşük eleman sayıları için de makul oranda hata ile çözüm yapılabilceği görülmektedir. Ancak eleman kalitesinin yüksek ve y^+ değerinin 1'in altında tutulabilmesi için eleman sayısı bu şekilde seçilmiştir. Sonuç olarak bu çalışmada sayısal model Wang vd. [43]'nın deneysel sonuçları, elemandan bağımsızlık çalışması, rüzgâr tüneli testleri ve PIV ile akış görselleştirme çalışmaları ile doğrulanmıştır. PIV sonuçları ve rüzgâr tüneli sonuçları Bölüm 5'te sunulmuştur.

2.5 Sayısal Çalışmalar İçin Hesaplamalar

Sayısal çalışma sonuçları kullanılarak düz borulu ve yuvarlak borulu ısı değiştiricileri için ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristikleri elde edilmiştir. Bu bölümde ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristiklerinin her iki model için de hesaplama yöntemi açıklanmıştır.

Reynolds sayısı hesaplanırken iki model için de farklı karakteristik uzunluklar kullanılmıştır. Yuvarlak borulu ısı değıştircisi için karakteristik uzunluk boru dış çapı, düz borulu ısı değıştircisi içinse panjur adımıdır.

Panjur kanatlı ve düz borulu ısı değıştircisi için Reynolds sayısı:

$$Re_{L_p} = \frac{U_{maks} L_p}{\nu} \quad (2.14)$$

Panjur kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değıştircisi için Reynolds sayısı:

$$Re_{d_o} = \frac{U_{maks} d_o}{\nu} \quad (2.15)$$

Burada U_{maks} aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$U_{maks} = U_{giris} \frac{A_{giris}}{A_c} \quad (2.16)$$

Hava tarafı ısı taşınım katsayısı ortalama logaritmik sıcaklık farkı yöntemi kullanılarak aşağıdaki denklemlerle hesaplanmıştır:

$$h_o = \frac{\dot{Q}}{A_o \Delta T_m} \quad (2.17)$$

$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_w - T_{c,g}) - (T_w - T_{c,\zeta})}{\ln \left(\frac{(T_w - T_{c,g})}{(T_w - T_{c,\zeta})} \right)} \quad (2.18)$$

Panjur kanatlı ve düz borulu ve ısı değıştircisi için ortalama Nusselt sayısı:

$$Nu = \frac{h_o L_p}{\lambda_a} \quad (2.19)$$

Panjur kanatlı ve yuvarlak borulu ve ısı değıştircisi için ortalama Nusselt sayısı:

$$Nu = \frac{h_o d_o}{\lambda_a} \quad (2.20)$$

Sonuçlar boyutsuz ısı tranfer ve basınç düşüşü karakteristikleri olarak verilmiştir. Colburn - j faktör, Fanning sürtünme faktörü f ve JF faktör sırasıyla aşağıdaki denklemlerle hesaplanmıştır:

$$j = \frac{Nu}{RePr^{1/3}} \quad (2.21)$$

$$f = \frac{\Delta p}{\rho \frac{U_{giris}^2}{2} \frac{A_o}{A_c}} \quad (2.22)$$

$$JF = \frac{j/j_0}{\left(f/f_0\right)^{1/3}} \quad (2.23)$$

Bunun yanında Colburn - j faktördeki artış oranı, ısı transferindeki artış oranı ve basınç düşüşündeki artış oranı değeleri j^* , Q^* ve f^* aşağıdaki gibi hesaplanmıştır:

$$j^* = j/j_0 \quad (2.24)$$

$$Q^* = Q/Q_0 \quad (2.25)$$

$$f^* = f/f_0 \quad (2.26)$$

DENEYSEL YÖNTEM

Bu bölümde deneysel sistem ve deney sonuçları ile yapılan hesaplama prosedürü anlatılmıştır.

3.1 Parçacık Görüntülemeli Hız Ölçme Yöntemi (PIV) ve PIV Deney Düzeneği

Belli bir akış alanı hakkında nitel ve nicel olarak ölçüm yapmak akış yapısı hakkında bilgi sahibi olmanın iki temel yöntemidir. Parçacık Görüntülemeli Hız Ölçme (PIV) yöntemi belli bir akış alanında ya da hacminde aynı anda birden çok bölgenin hızını iki boyutlu ya da üç boyutlu olarak ölçebilmeyi sağlar. Özellikle karmaşık akış yapılarında tek noktadan ölçüm yapmak akışın fiziksel olarak anlaşılabilmesi için yeterli olamamaktadır. PIV yönteminde ise belli bir akış görselleştirme düzlemi ya da hacmindeki hız değerleri anlık olarak ve aynı anda vektörel olarak elde edilebilmektedir. Hız vektörlerinden türetilen birçok akış karakteristiği ile akış hem nicel hem de nitel olarak incelenebilmektedir. PIV yöntemi ile ölçüm yaparken akışa herhangi bir etki edilmediği için akış yapısını bozmadan veri toplanabilmektedir.

PIV yöntemi küt cisim etrafındaki akışlarda, pompa ve fan çalışmalarında, taşıt aerodinamiğinde, karmaşık geometriler etrafındaki akışlarda, içten yanmalı motorlarda, jet akışlarında, biyomühendislikte, uçak ve uzay mühendisliğinde, kıyı mühendisliğinde, sıg su akışlarında, boru ve kanal akışlarında, binalar, köprüler ve rüzgâr türbinleri tasarımında vb. birçok alanda kullanılabilmektedir [45], [46], [47], [48], [49], [50], [51], [48], [52], [53], [54] .

3.1.1 PIV Sistemini Oluşturan Elemanlar

Bu tez çalışması kapsamında kullanılan PIV sistemini oluşturan elemanlar bu bölümde anlatılmıştır. PIV sisteminin temel elemanları: eş zamanlayıcı kontrol cihazı, akış alanını aydınlatan lazer, optik sistem, CMOS kamera, akış görselleştirmeye yarayan gümüş kaplama partiküller, çekilen görselleri bilgisayara aktaran donanım, bilgisayar ve proses yazılımıdır.

CMOS Kamera: Bu tez çalışması kapsamında Şekil 3. 3'te görülen Dantec Marka 1632 x 1200 piksel çözünürlüklü CMOS kamera kullanılmıştır. CMOS kameralar yeterli aydınlatma ile düşük parazitli görüntü oluşturabilir ve CCD kameralardan daha yüksek aydınlatma seviyesine ihtiyaç duyar. Kullanılan kamera saniyede 1000 adet görüntü çifti alabilmektedir.

Lazer Güç Kaynağı ve Nd – Yag Lazer Ünitesi: Deneylerde görüntü alanını 1 mm kalınlığında bir lazer tabakası ile aydınlatmak amacıyla 135 mJ çift kavite 15 Hz 532 nm Dantec Marka PIV lazeri kullanılmıştır. Lazerde bulunan lens lazer genişliğinin istenilen değere ayarlanabilmesini sağlamaktadır.

Akış Görselleştirme Partikülleri: Hesap yapılabilir bir görüntü alınması suretiyle akışın görselleştirilmesi için akış içinde kameranın tespit edebileceği cisimlerin olması gerekir. Bu nedenle lazer ışığı altında parlayan ve suyun hareketini takip edebilecek şekilde suyla aynı yoğunluğa sahip ve yeterince küçük gümüş kaplı 10 µm çapında Dantec Marka partiküller kullanılmıştır.

Eş zamanlayıcı kontrol cihazı: Belli bir frekansta görüntü alma işlemi yapan CMOS kameranın görüntü aldığı küçük zaman aralığında görüntüleme alanının aydınlatılması için lazerin de kamera ile eş zamanlı olarak çalışması gerekir. Eş zamanlı kontrol cihazı lazer ve kameranın eş zamanlı olarak çalışmasını sağlar. Bu şekilde lazer perdesinin ilk parlamasında kamera ilk görüntüsünü lazerin ikinci parlamasında ikinci görüntüsünü çeker. Bu görüntü çifti bilgisayara aktarılarak akış alanındaki partiküllerin izlediği yol hesaplanabilir.

Bilgisayar ve proses yazılımı: Elde edilen görüntülerin anlamlı verilere dönüştürebilmesi amacıyla HP marka Z840 model bir masa üstü bilgisayar ve Dantec

Dynamics tarafından geliştirilen ve mevcut sisteme engre olarak çalışan DnamicStudio yazılımı kullanılmıştır.

3.1.1 Kapalı Devre Açık Su Kanalı ve Panjurlu Kanat Deney Modeli

Tez kapsamındaki deneyler büyük ölçekli ve dikdörtgen kesitli kapalı devre açık su kanalında gerçekleştirilmiştir. Selçuk Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Hidrolik - PIV Laboratuvarında bulunan su kanalının yüksekliği 770 mm, genişliği 600 mm ve uzunluğu 6000 mm'dir (Şekil 3. 1). Su kanalı, panjurlu kanat deney modeli ve PIV sistemi Şekil 3. 3'te gösterilmiştir. Su kanalı temel olarak iki adet su tankı ve bu iki tankın bağlantı kısmında 15 mm kalınlığında akrilik döküm levhadan imal edilmiş bir kanaldan oluşmaktadır. Akrilik bölgeler akış ölçüm çalışmalarının yapılabilmesi için saydam bir ortam ve pürüzsüz bir yüzey sağlamaktadır. Kanaldaki su yüksekliği 475 mm'dir. Kanal içindeki su akış hızı santrifüj bir pompa ile ayarlanmakta pompanın devri de bir hız kontrol ünitesi (frekans kontrollü) tarafından kontrol edilebilmektedir.



Şekil 3. 1 PIV deneylerinin gerçekleştirildiği kapalı sistem su kanalı ve PIV laboratuvarı (Selçuk Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü)



Şekil 3. 2 PIV deneylerinde kullanılan saydam akrilik malzemeden imal edilmiş panjurlu kanat modeli

Suyun tanktan kanala giriş bölgesine bir adet akış düzenleyici petek yerleştirilmiştir. Bu petek su tankından kanala giren suyun çalkantılarını sönmülemeye ve düzenli bir akış yapısı elde etmeye yaramaktadır. Su test bölgesine ulaşmadan önce kanal daralma bölgesinden (1:2 oranında) ve ardından peteklerden geçmektedir. Testlerin yapıldığı Reynolds sayısı için serbest akım türbülans yoğunluğu değerleri % 1'den daha azdır. Maksimum 500 Hz frekansta çalışabilen bir Nd: YAG lazer akış düzlemini aydınlatmak için kullanılmıştır. Lazer tabakasının kalınlığı yaklaşık olarak 1 mm'dir. 10 μ m çapında gümüş kaplı cam küresel parçacıklar akışa eklenmiştir. Gümüş kaplı parçacıklar akışı takip edebilmesi için suyla aynı yoğunluğa sahiptir ve su içinde askıda kalmaktadır. Görselleştirme alanı belirli aralıklarla hız vektörleri elde edebilmek için belli büyüklükte ağ yapılarına bölünmüştür. Hız vektörlerinin doğru olarak elde edilebilmesi için ağ yapılarının oluşturduğu her bir elemanın içinde yaklaşık 20 - 30 adet partükül olması gerekmektedir. Bunun için kanala doğru oranda partükül eklenmesi gerekmektedir.

Panjurlu kanat modeli saydam akrilik malzemeden yapılmıştır (Şekil 3. 2). Panjurlu yapının oluşturulabilmesi için akrilik malzeme lazer ile kesilmiş ve ardından yapıştırma işlemi gerçekleştirilmiştir. Orta bölgedeki panjurlar ısıtılarak bir kalıpta şekillendirilmiştir. Periyodik akış koşulunun sağlanabilmesi için 10 adet panjurlu kanat sırası kullanılmıştır. Reynolds sayısı karakteristik uzunluk panjur adımına ve su giriş

hızına göre tanımlanmıştır. Kanat adımı ve panjur adımı sırasıyla 32 mm ve 35 mm'dir. Panjurlu kanat modeli akışın daha iyi görselleştirilebilmesi için 10: 1 ölçeklidir.

3.1.2 PIV Deney Yöntemi

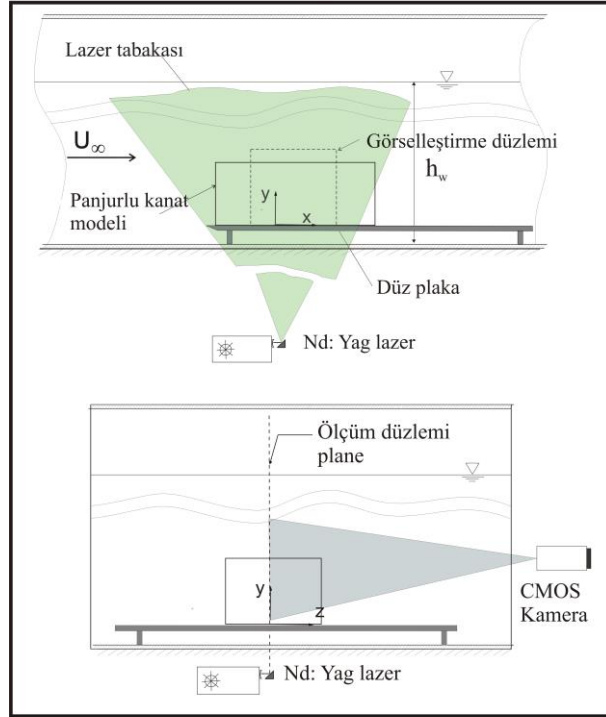
PIV deneyleri temel olarak akış bölgesinin aydınlatılması, görüntünün alınması ve işlenmesi süreçlerinden oluşur. Aşağıda bu süreçlerin özetleri maddeler halinde verilmiştir.

PIV ile hız ölçümü aşağıdaki adımlardan oluşmaktadır:

- Öncelikle çekim yapan kameranın lazer ışınlarından başka ışıkları algılamasını önlemek için ortam karartılmıştır. Laboratuvarda bulunan siyah perdeler ortamın karartılmasında kullanılmıştır.
- Panjurlu kanat modeli kanal içerisinde tabandan 100 mm yukarda bir levhanın en uç kısmına yerleştirmiştir. Bunun nedeni panjurlu kanat modeline giren suyun hız profilinin kanal tabanında oluşan sınır tabakadan etkilenmesi önlemektir.
- Akışın izlenebilmesi için suyla aynı yoğunluktaki gümüş kaplı içi boş partiküller akışa ekilmiştir.
- Lazer perdesi kalınlığı 1 mm olacak şekilde ayarlanmıştır. Darbe şeklinde verilen lazer perdesi hızı ölçülmek istenen alanı aydınlatacak şekilde yönlendirilmiştir. Her bir lazer perdesi çifti 15 Hz frekansla ortamı aydınlatmaktadır ve art arda 1024 adet görüntü çifti alınmıştır. Akış alanı içindeki partikülü doğru şekilde takip edebilmek ve hızını belirleyebilmek için ise bir çiftteki iki lazer darbesi arasındaki zaman farkı 1750 ns olarak ayarlanmıştır.
- Lazer ışın perdesinin aydınlattığı düzleme dik olarak yerleştirilmiş CMOS kamera ile görüntü alınmıştır. Kamera 15 Hz frekansla görüntü çifti almakta ve tıpkı lazerdeki gibi bir çift görüntüdeki her bir görüntü arasındaki zaman farkı 1750 ns'dir.
- Art arda gelen iki lazer ışığının aydınlattığı partiküllerin iki farklı konumu kaydedilmiştir. Görüntü işleme yazılımı kullanarak partiküllerin iki konum



(a)



(b)

Şekil 3. 3 (a) Deney sisteminin fotoğrafı ve (b) şematik görüntüsü

arasındaki mesafe farkı tespit edilmiş ve bu farkın lazer ışınlarının periyoduna (1750 ns) bölünmesi ile akışkanın her bir noktadaki hızı tespit edilmiştir.

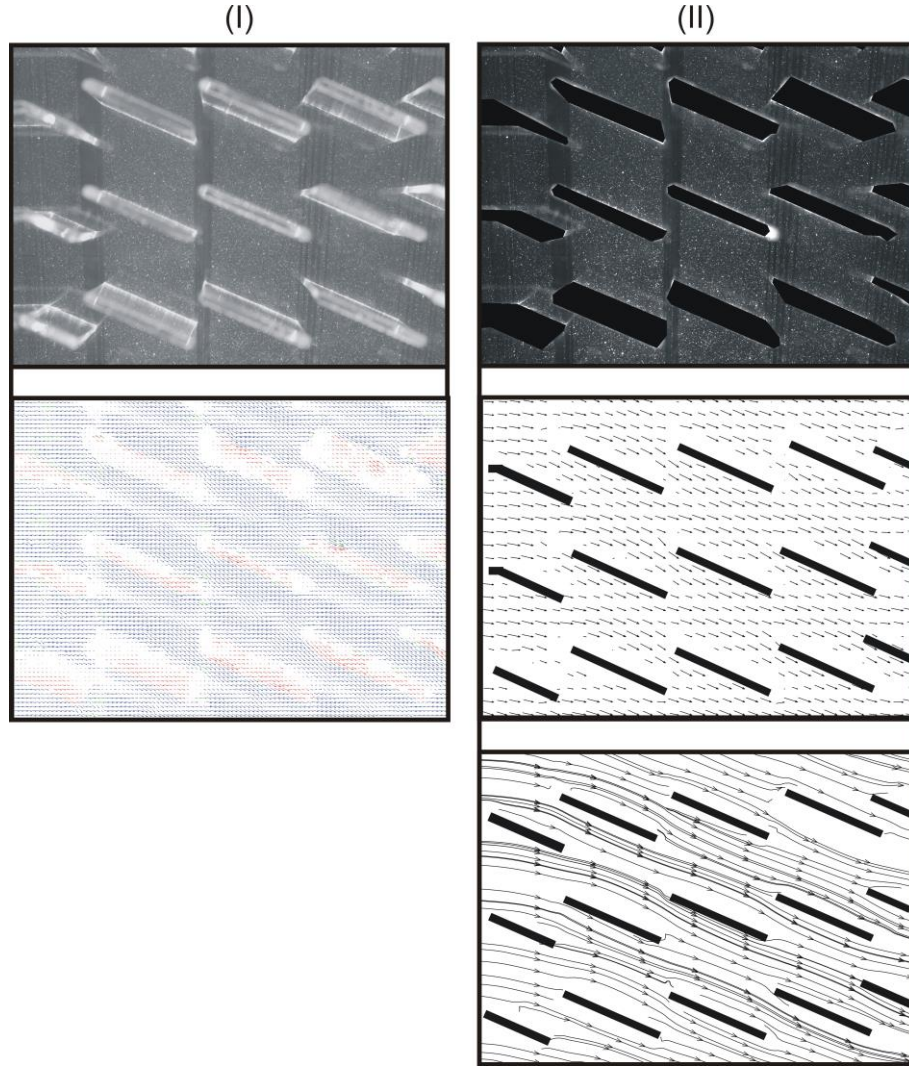
Yukarıdaki maddelerle de özetlendiği gibi PIV yöntemi kısaca akışkan içine eklenen parçacıkların takip edilmesi suretiyle yer değiştirme miktarlarından vektörel olarak hız tespitini içerir. Ancak, tek bir parçacığın takibi uygulamada imkânsızdır. Lazer düzlemi belli bir kalınlıktadır ve özellikli üç boyutlu akış yapılarında tek bir parçacık iki görüntü alma süresinde kolaylıkla aydınlatılmış düzlemin dışına çıkabilir. Bu nedenle 32 x 32 piksel olan sorgulama alanında yaklaşık 10 – 25 adet parçacığın olması gerekir.

Parçacıkların yer değiştirme miktarının hesabında ve hız vektörlerinin elde edilmesinde Dantec Dynamics Studio yazılımı kullanılmıştır. Parçacıkların bir sorgulama alanında kat ettiği mesafe uyarlamalı korelasyon yöntemi ile hesaplanmıştır. Bir sorgulama alanındaki parçacıkların yer değiştirme miktarları uyarlamalı korelasyon yöntemi ile hesaplandığında anlık hız vektörleri aşağıdaki denklemle belirlenir.

$$\vec{u} = \frac{\Delta x}{\Delta t * M} \quad (3.1)$$

$$\vec{v} = \frac{\Delta y}{\Delta t * M} \quad (3.2)$$

Yukarıdaki eşitlikte $\vec{u}$ ve $\vec{v}$ iki boyutlu hızın vektörel bileşenleridir. Δx , Δy ve Δt sırasıyla sorgulama alanındaki parçacıkların sırasıyla x ve y doğrultusundaki yer değiştirme miktarları ve yer değiştirme süreleridir. M ise ölçek değeridir. Ölçek değeri her bir piksel değerinin mm olarak karşılığının hesaplanmasında kullanılır. Çünkü parçacıkların yer değiştirme miktarı piksel olarak tespit edilir ve bunun mm olarak karşılığının belirlenmesi için ölçek değerine gerek vardır. Burada ölçek değeri tespit edilir ve korelasyon süreci o şekilde başlatılır. Ölçek değerinin tespit edilirken fotoğraf üzerinde mesafesi bilinen iki nokta işaretlenir ve değeri yazılıma girilir. Yazılım buradan ölçek değerini hesaplar. Burada panjur kanatların uzunluğu bilindiği için (35 mm) panjur kanat uzunluğu referans olarak alınmıştır. Akış olayının gerçekleşmediği panjurlu kanat bölgeleri maskelenmiştir. Maskeleye işleminin yapıldığı alanda hız hesabı yapılmamaktadır.



Şekil 3. 4 PIV verilerinin işlenmesi (I) Partikül fotoğraflarından ham hız vektörü sonuçlarının elde edilmesi, (II) partükül fotoğraflarının maskelenmesi ve hız vektörü ile akım çizgisi sonuçlarının elde edilmesi

3.2 Isı Geçişi ve Basınç Düşüşü Deneyleri

Bu bölümde deneylerin gerçekleştirildiği iklimlendirme odası, rüzgâr tüneli ve imalatı gerçekleştirilen ısı değiştiricileri tanıtılmış ve deneysel yöntem hakkında bilgi verilmiştir.

3.2.1 İklimlendirme Odası

Isı değiştiricileri test edilirken giriş havasının sıcaklık ve nem özelliklerini sabit tutabilmek için iklimlendirilmiş bir oda kullanılmıştır. İklimlendirilmiş odanın hava şartlandırma ünitesi; soğutma bölümü, 18 kW gücünde bir elektrikli ısıtıcı, bir

nemlendirme ünitesi ve sistemdeki havanın sirkülasyonunu sağlamak için kullanılan üç adet santrifüj fandan oluşmaktadır. Havanın soğutulması ve neminin alınması işlemi oda dönüş havasının ve hava ölçüm cihazlarından gelen havanın karıştırılarak hava şartlandırma ünitesinin tabanına yerleştirilmiş kanatlı borulu bir soğutma serpantininden geçirilmesiyle sağlanmaktadır. Sistemin soğutma ihtiyacı 2 adet hava soğutmalı yoğuşturucu ve buharlaştırıcı ünitesinden karşılanmaktadır. Odanın ısıtılması işlemi ise soğuk havanın elektrikli ısıtıcı elamanların içinden geçirilmesi ile sağlanmaktadır. Bu ısıtıcı elamanlar yalıtım seramikleri ile tutturulmuştur. Tekrar ısıtılmış hava ve buhar kazanından elde edilen buhar karıştırılıp hava şartlandırma ünitesindeki borular vasıtasıyla hazneye boşaltılarak odanın nemlendirme işlemi gerçekleştirilir. Hava sirkülasyonu, odadaki üç adet santrifüj tipi fan ile sağlanmaktadır.

Giriş ve çıkış havalarının kuru termometre sıcaklığını ve bağıl nemini ölçmek için iki adet sıcaklık ölçüm kutusu kullanılmaktadır. Isı değiştirici kesiti boyunca ortalama sıcaklığı ölçmek amacıyla girişte ve çıkışta olmak üzere iki adet hava numunelendirici vardır. Hava numunelendirici boruları üzerinde bulunan delikler vasıtasıyla alınan hava karışarak sıcaklık ölçüm kutusuna gitmekte burada kuru termometre sıcaklığı ve bağıl nemi ölçülmektedir. Sıcaklık ölçüm kutuları ile hava numunelendirici arasındaki bağlantı esnek bir kanal aracılığıyla sağlanmaktadır. Hava numunelendirici dikey açısı ve yüksekliği, ürünlerin farklı hava tiplerine uyacak şekilde ayarlanabilmektedir.

3.2.2 Rüzgâr Tüneli

İklimlendirme odasında bulunan emme tipi rüzgâr tünelinin giriş kesiti 715 mm x 715 mm 'dir. Rüzgâr tüneli temel olarak bir karışım haznesi, akış ölçüm ve hava karışım hazneleri bağlantı kanalı, lüle haznesi, egzoz körüğü ve giriş kısmından oluşmaktadır. Hava karışım haznesi 60 mm et kalınlığında PVC kaplı çelik sactan yapılmıştır. Hava karıştırıcı hava karışım haznesini basınç ve psikometrik olmak üzere iki bölüme ayırmaktadır. Hava karıştırıcı dikey ve yatay doğrultularda havayı karıştırabilmektedir. Statik basınç bölümünün her iki tarafında dört basınç probu vardır, bunlar test ürünlerinin çıkış statik basıncını ölçmek için kullanılır. Kuru termometre sıcaklığı ve çiğ noktası sıcaklığı sensörleri ile donatılmış sıcaklık ve nem ölçüm kutusu, hava karıştırıcısının aşağı akım bölgesine yerleştirilmiştir. Çapraz boru tipi bir hava

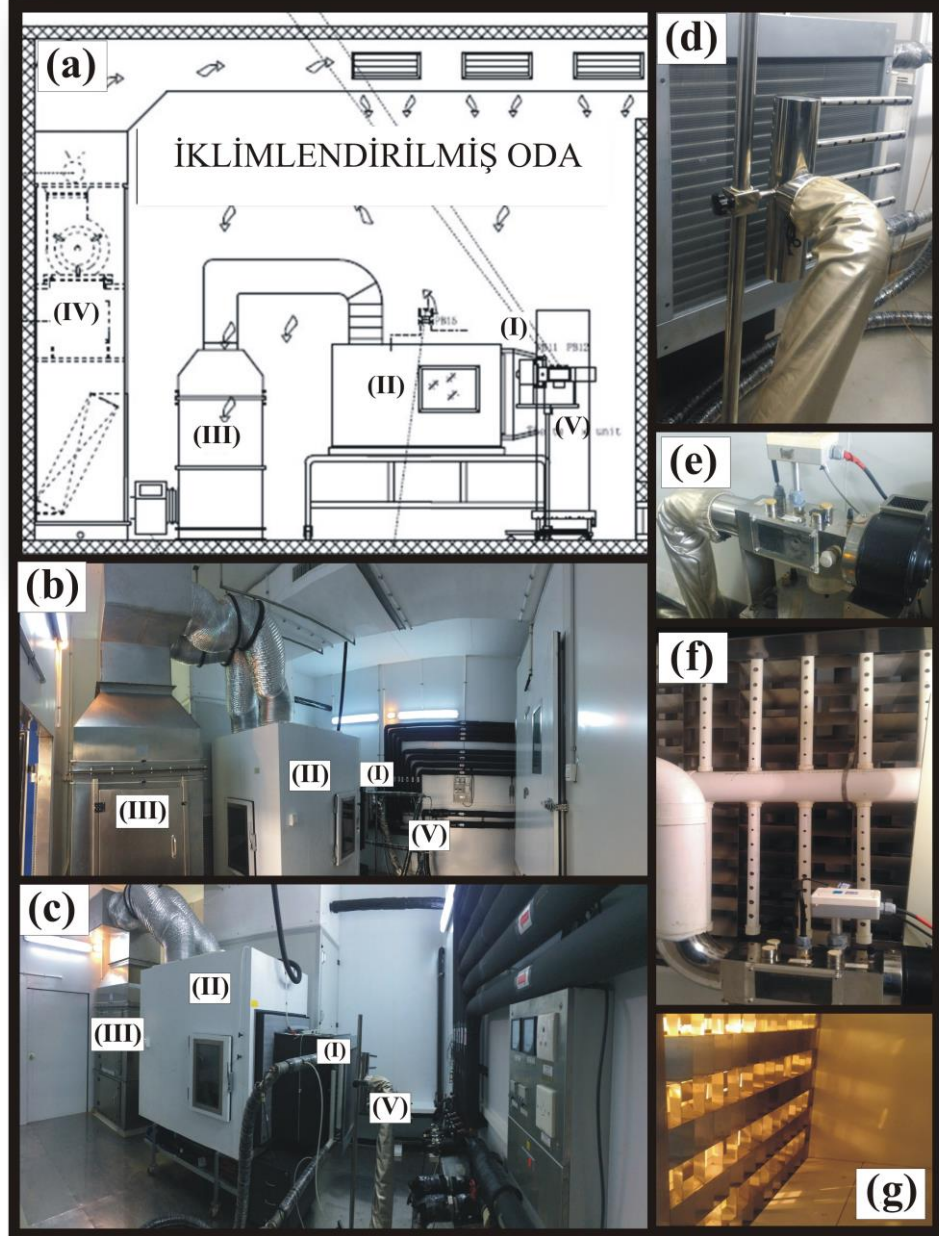
numunelendirici, havanın özelliklerinin ortalama değerlerini elde etmek için tüm bölüm alanındaki havayı numunelendirir.

Lüle haznesi paslanmaz çelik sactan yapılmıştır. Giriş kısmına bir hava adaptörü monte edilmiştir. Haznenin içerisinde beş adet lüle seti bulunmaktadır. Basınç bantları (pressure tape), statik basınç düşüşünü ölçmek için lülelerin hem yukarı hem de aşağı kısmında haznenin dört yanında yer almaktadır. Her bir lüle, pnömatik olarak çalıştırılan bir otomatik kapak disk - dudağı ile kontrol edilmekte ve dudağın kontrolü, kontrol panelindeki HMI'de yapılabilmektedir. Lülelerden önce hava sıcaklığını ölçerek hava özgül hacmini doğrulamak için bir sıcaklık sensörü yerleştirilmiştir. Egzoz körüğü lüle haznesinden havayı emerek ve bir kanal vasıtasıyla hava şartlandırma ünitesine boşaltmaya yaramaktadır.

Su giriş sıcaklığı bir adet su ısıtma tankı ile kontrol edilmektedir. Tankın içine her biri 9 kW ısıtma kapasitesi olan üç adet elektrikli ısıtıcı yerleştirilmiştir. Giriş suyu sıcaklığında doğru ayar yapmak için test edilen branşta ikincil bir su ısıtma tankı monte edilmiştir. Testler boru içi akışkanın debisinin referans alındığı durum ve çıkış sıcaklığının referans alındığı durum olmak üzere iki farklı durum için yapılabilmektedir. Sabit su debisi durumunda boru içinden belli debide su geçirilir ve buna bağlı olarak çıkış sıcaklığı ölçülür. Sabit su çıkış sıcaklığı durumunda ise su çıkış sıcaklığı su debisinin ayarlanması ile kontrol edilir. Testler sırasında, yazılım gerekli su akışını hesaplamak için gerçek zamanlı su çıkış sıcaklığını kullanır ve sabit bir çıkış suyu sıcaklığı durumu elde etmek için gerekli su debisi miktarını sıvı akış kontrolörüne ayar noktası olarak ayarlar. Su akışı bir invertör kontrollü su pompası tarafından ayarlanır. 3 yollu bir vana, su akışını 0.3 ila 5 m³/h arasında ayarlanmasına yardımcı olur. Pompa yüksek frekansta çalıştığında veya vana daha fazla açıldığında, test edilen ünite boyunca akış debisi artacaktır, aksi halde akış debisi azalacaktır.

Deney ünitesinde bulunan bütün ölçme ve kontrol elemanları bilgisayar yazılımı aracılığı ile bilgisayarlarla bağlantılıdır. Deneylerde kullanılan test ünitesinin şekli, ölçme ve kontrol elemanlarının şekli, değer göstergeleri, çalıştırma ve durdurma butonları bilgisayar ekranına hazır bir yazılım yardımı ile çizdirilmiştir.

Testin birinci aşamasında sistemin kararlı çalışma durumuna gelmesi için belirli bir süre beklenmektedir. Ölçülen bütün fiziksel büyüklükler eş zamanlı olarak kayıt edilmekte ve hesaplamalar zaman ortalaması alınmış şekilde yapılmaktadır. Ölçülen basınç ve sıcaklık değerlerinden faydalanılarak giriş ve çıkıştaki entalpi değerleri sistemin veri bankasında bulunan entalpi tablolarından belirlenmektedir.



Şekil 3. 5 İklİmlendirİlmİş oda ve rüzgar tüneli laboratuvarı şematik görünüm (a) ve fotoğrafları (b), (c), girişteki hava numunelendirici ve test edilen ısı değİştİricisi (d), sıcaklık ölçüm kutusu (e), çıkıştaki hava numunelendirici ve sıcaklık ölçüm kutusu (f), hava karıştıracı (g) (I: test edilen ısı değİştİricisi, II: Karışım haznesi, III: lüle haznesi, akış ölçüm haznesi, IV: hava şartlandırma ünitesi, V: hava numunelendirici)

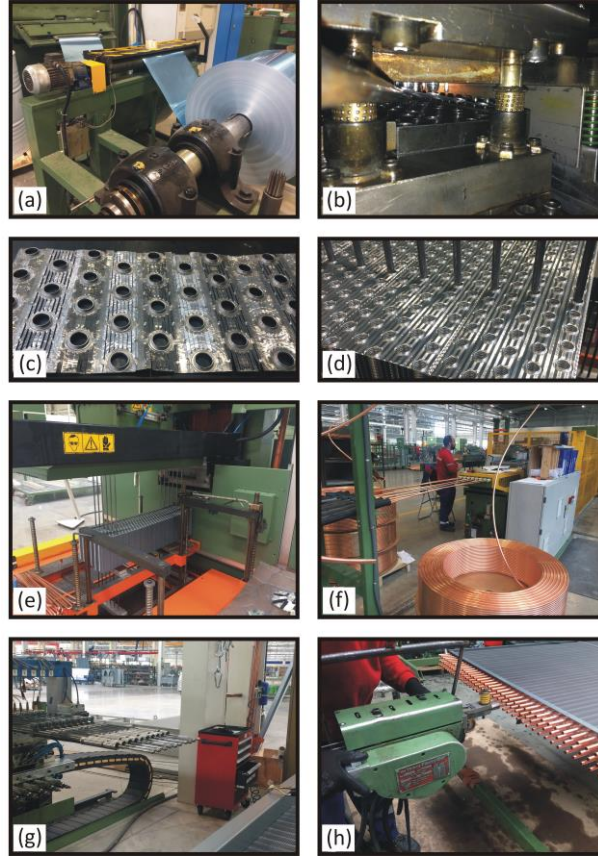
3.2.3 Test Edilen Isı Değiştiricileri

Deneylerde toplamda tam ölçekli 8 adet ısı değiştiricisi kullanılmıştır. Bunlardan 5 tanesi panjur kanatlı ve 3 tanesi dalgali kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değiştiricisidir. Kanatlar alüminyum, borular ise bakır malzemeden imal edilmiştir. Panjur kanatlı ve dalgali kanatlı ısı değiştiricilerinin boyutları aynıdır ve tamamen aynı koşullar altında test edilmiştir. Bu sayede ısı geçişi ve basınç düşüşü karakteristikleri boyutsuz sayıların yanı sıra boyutlu değerlerle de kıyaslanabilmektedir. Panjur kanatlı ve dalgali kanatlı ısı değiştiricilerinin ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristiklerinin kıyaslanması için kul-

Çizelge 3. 1 Panjur kanatlı ve dalgali kanatlı ısı değiştiricilerinin geometrik özellikleri

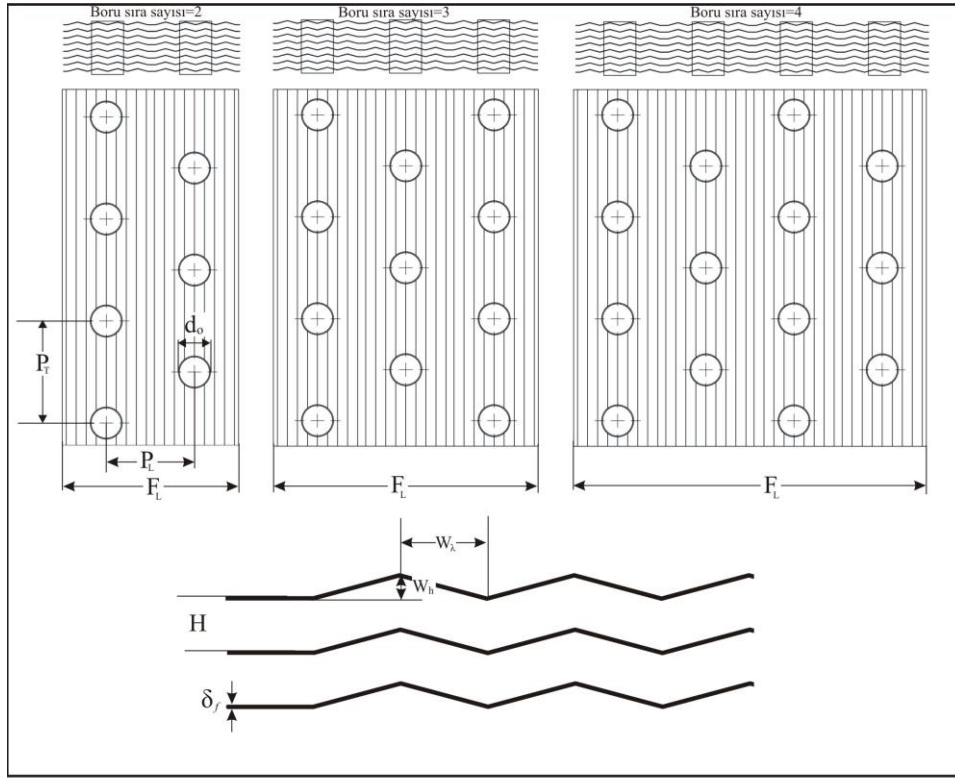
	Panjur kanatlı ısı değiştiricisi			Dalgali kanatlı ısı değiştiricisi		
P_T	0.0381			0.0381		
P_L	0.033			0.033		
δ_f	0.00012			0.00012		
L_p/L_H	4.92					
W_λ/W_h				2.5		
Boru sıra sayısı	2	3	4	2	3	4
F_L	0.066	0.099	0.132	0.066	0.099	0.132
	0.0025	0.0021 0.0025 0.0032	0.0025	0.0025	0.0025	0.0025

lanılan ısı değiştiricilerinin kanat adımı 2.5 mm ve boru sıra sayıları ise 2, 3 ve 4'tür. Bunlara ek olarak kanat adımları 2.1 mm ve 3.2 mm boru sıra sayısı 3 olan iki adet panjur kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değiştiricisi imal edilmiştir. Bu ısı değiştiricileri kanat adımının etkisini araştırmak için kullanılmıştır. Panjurlu ve dalgalı kanatların

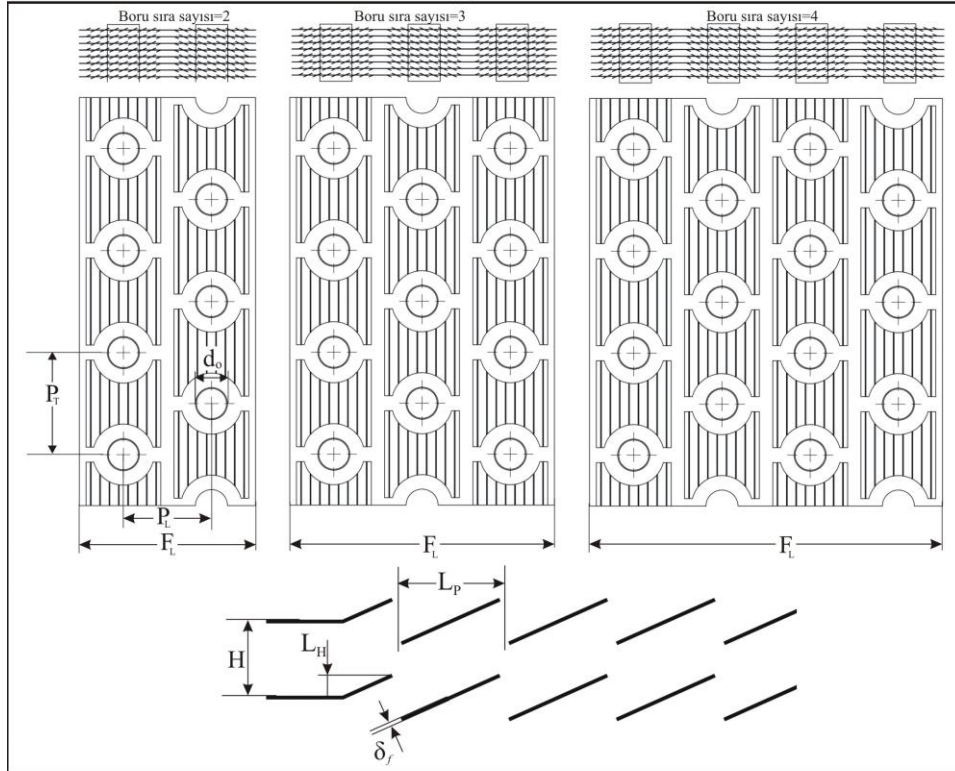


şekil 3. 6 Test edilen ısı değiştiricilerinin imalatı. (a) Kanatlar için alüminyum malzemenin kesilmesi, (b) alüminyum malzemenin saç kalıptan geçirilerek panjurlu ve dalgalı yapının verilmesi, (c) panjurlu kanat örneği, (d) dalgalı kanat örneği, (e) kanatların borulara dizilmesi, (f) boruların kesilmesi, (g) ve (h) boruların şişirilmesi işlemi

şematik resimleri şekil 3. 7'de geometrik özellikleri ise Çizelge 3. 1'de sunulmuştur. şekil 3. 8'de ısı değiştiricilerinin devre şemaları ve fotoğrafları verilmiştir. Panjurlu ve dalgalı kanatlı ısı değiştiricilerinin ısı transferi ve basınç düşüşü özelliklerini belirlemek için kullanılan tüm ölçüm sonuçları Çizelge 3. 3, 3. 4 ve 3. 5'te sunulmuştur. şekil 3. 6'da test edilen ısı değiştiricilerinin imalat aşamaları ile ilgili fotoğraflar sunulmuştur.

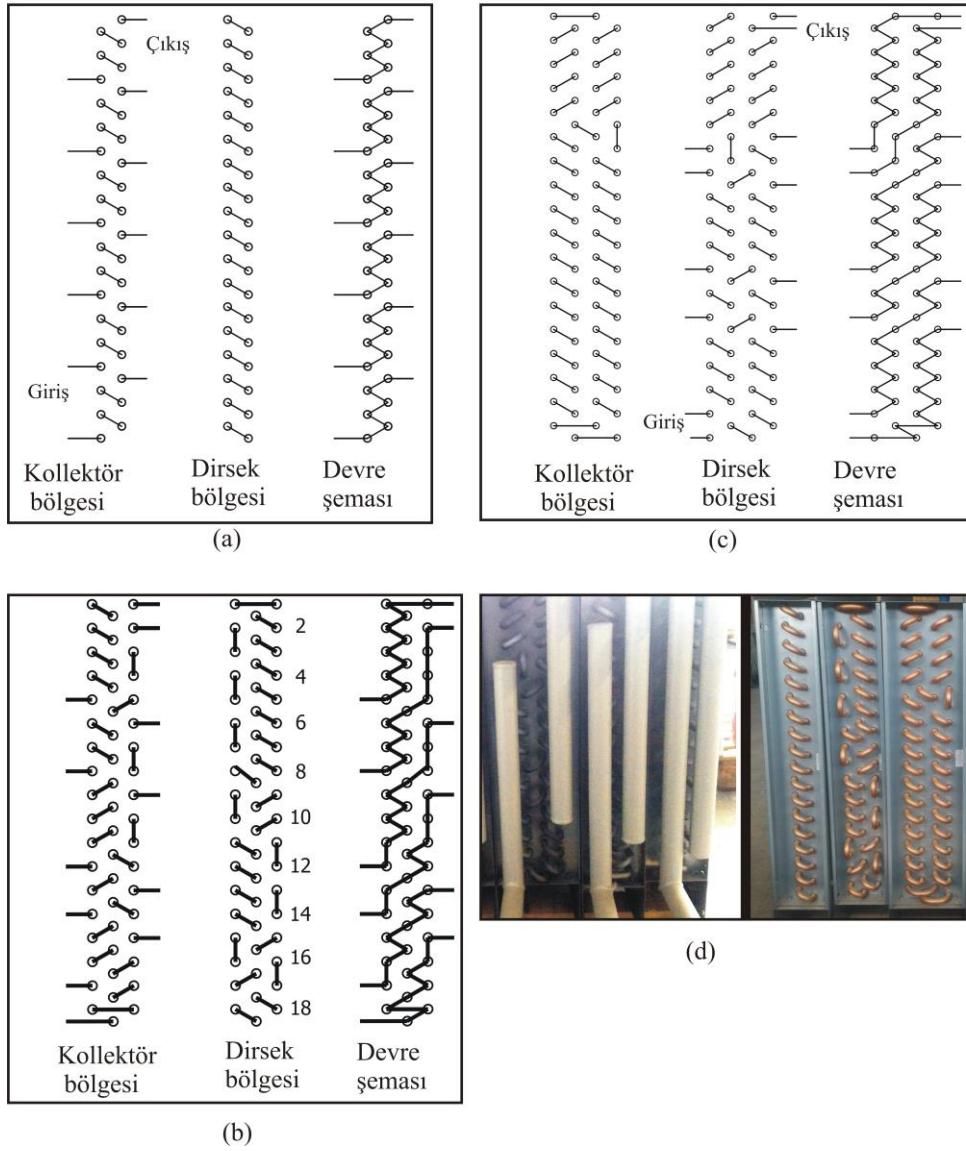


(a)



(b)

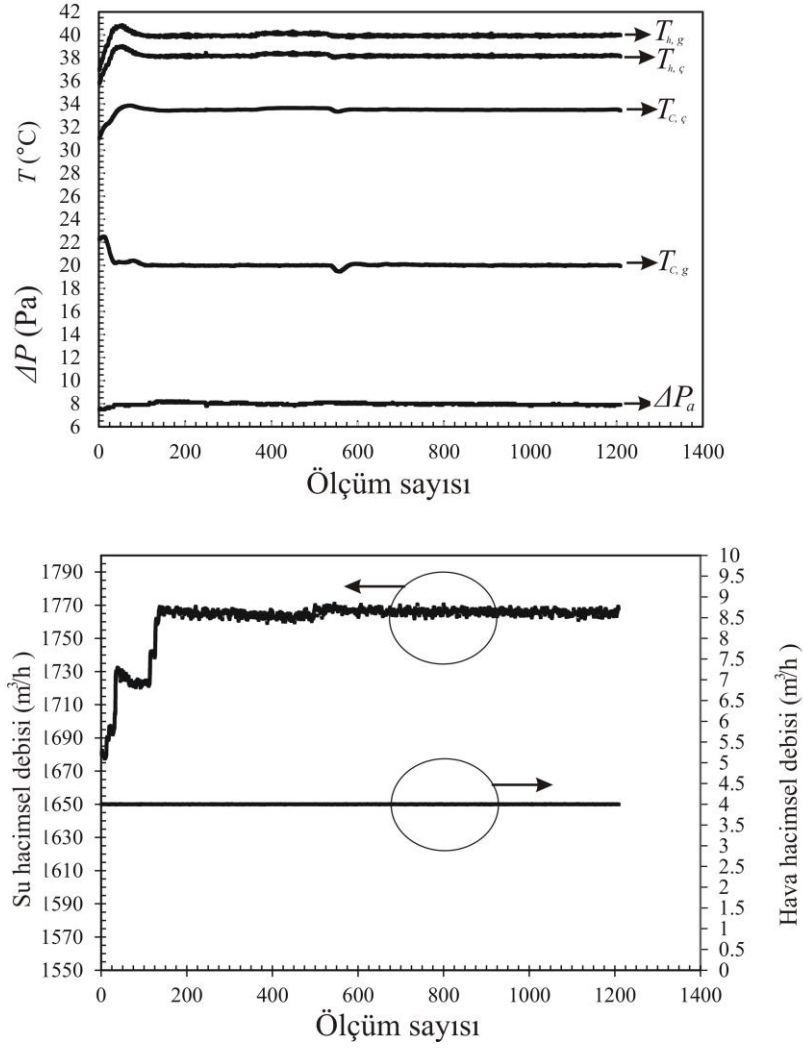
Şekil 3. 7 Dalgalı kanat (a) ve panjurlu kanat (b) şematik gösterimi ve geometik parametreler



Şekil 3. 8 Isı değıştircileri devre şemaları ve fotoğrafları. (a) İki boru sıra sayılı, (b) üç boru sıra sayılı, (c) dört boru sıra sayılı ısı değıştircisi için devre şeması ve (d) ısı değıştircilerinin fotoğrafları

3.2.1 DeneySEL Prosedür ve Hesaplamalar

Isı değıştircilerinin hava tarafı ısı transfer kapasitesini hesaplamak için giriş ve çıkıştaki havanın psikrometrik özelliklerinin ölçüldüğü hava entalpi yöntemi (Psikrometrik yöntem) kullanılmıştır. Test edilen ısı değıştircileri emme tipi rüzgâr tünelinin 715 mm x 715 mm kesitli giriş kısmına bağlanmıştır.



Şekil 3. 9 İki boru sıra sayılı ve kanat adımı 2.5 mm olan panjur kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değıştircisi için anlık ölçüm sonuçları

Hava giriş sıcaklığı ve nemi, bir hava numunelendirici ünitesi kullanılarak termokupllar ile ölçülmüştür (Şekil 3. 5d ve Şekil 3. 5f). Isı değıştirci için kapasite ölçüm aralığı 2.5 ila 15 kW arasındadır. Kuru termometre sıcaklığı ve bağıl nem sırasıyla 0 - 45 ° C ve % 40 - 100 aralığında ölçülebilmektedir. Hava debisi basınç farkı yöntemi ile debi ölçüm bölümünde ölçülmüştür. Hava akışı 500 ila 7500 m³/ h hacimsel debi ve 0 - 1000 Pa basınç farkı sağlayabilen 7.5 kW gücünde bir santrifüj fan ile sağlanmaktadır. Testler 6 farklı hava giriş hızında gerçekleştirilirken borular içindeki su hacimsel debisi 4 m³/h değerinde sabit tutulmuştur. Hava giriş ve su giriş sıcaklıkları sırasıyla 20 ° C ve 40 °C'de sabit tutulmuştur. Isı değıştircileri suyu şarj etmek ve boşaltmak için kullanılan giriş ve çıkış borularına sahiptir. Bu borulara yerleştirilen iki sensör, her bir boru için giriş ve çıkış sıcaklıklarını ve basınçlarını ölçmek için kullanılmıştır. Isı değıştirci borularındaki

su akışı, manyetik bir debimetre ile ölçülmüştür ve pompanın ayarlanması ile maksimum 5 m³/ h'lık bir debi elde edilebilmektedir. Ölçüm aletlerinin ölçüm belirsizlikleri Çizelge 3. 2'de verilmiştir.

Çizelge 3. 2 Ölçüm aletlerinin belirsizliği

Ölçüm	Alet	Ölçüm yeri	Ölçüm aralığı	Ölçüm belirsizlikleri
Hava tarafı statik basınç farkı	Yokogawa EJA110A	Ürün giriş ve çıkışı	(0)- (800) Pa	% 0.075
Lülelerde static basınç farkı	Yokogawa EJA120A	Lülelerin giriş ve çıkışı	(-50) – (450) Pa	% 0.15
Sıcaklık	Galltec	Ürünün giriş ve çıkışındaki sıcaklık ölçüm kutusu	(-40)- (85) °C	0.15°C
Nem	Galltec	Ürünün giriş ve çıkışındaki sıcaklık ölçüm kutusu	(0)-(100) % RH	% 1
Sıcaklık	PT 100	Boru su giriş ve çıkışı	(-30)- (70) °C	0.1°C
Debi	AXF025G Flow meter -FM3	Borularda su sebisi	(0)-(5) m ³ /h	% 0.5

Şekil 3. 9'da iki boru sıra sayılı ve 2.5 mm kanat adımlı panjur kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değiştiricisinin zamana bağlı ölçüm sonuçları grafik olarak sunulmuştur. Toplamda 1210 adet veri kaydedilmiş ve ısı geçişi, basınç düşüşü ve debi hesabında kullanılmıştır. Ölçüm verileri akış ve ısı transferi kararlı rejime geldikten sonra değerlendirilmeye alınmıştır. Şekil 3. 9'dan görüleceği üzere sıcaklık, basınç düşüşü ve debi değerlerindeki çalkantılar hassas ölçüm aletleri ve iyi şartlandırılmış ortam sayesinde çok düşüktür.

Tüm test cihazları laboratuvar test yöntemleri ve hesaplamalar ANSI / ASHRAE 33-2000 standardını karşılamaktadır.

Çizelge 3. 3 Kanat adımı 2.5 mm olan panjur kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değıştircileri için ölçüm sonuçları

Boru sıra sayısı 2	$\dot{Q}$ (W)	Hava hacimsel debisi (m ³ /h)	U_{giris} (m/s)	$T_{c,g}$ (°C)	$T_{c,\xi}$ (°C)	$T_{h,g}$ (°C)	$T_{h,\xi}$ (°C)	ΔP_o (Pa)
1.	8260	1765.27	1.00	20	33.51	39.97	38.20	7.88
2.	10250	2648.85	1.50	20	31.35	39.97	37.78	15.42
3.	11040	3092.87	1.75	20	30.45	39.96	37.60	20.19
4.	11890	3535.24	2.00	19.97	29.64	40.03	37.44	24.98
5.	12500	3972.91	2.25	20	29.07	40.04	37.31	30.59
6.	12975	4411.91	2.50	19.99	28.53	39.98	37.17	36.28
Boru sıra sayısı 3	$\dot{Q}$ (W)	Hava hacimsel debisi (m ³ /h)	U_{giris} (m/s)	$T_{c,g}$ (°C)	$T_{c,\xi}$ (°C)	$T_{h,g}$ (°C)	$T_{h,\xi}$ (°C)	ΔP_o (Pa)
1.	10035	1763.20	1.00	20.02	36.26	40.04	37.87	12.27
2.	12940	2649.51	1.50	20.01	34.19	40	37.21	22.86
3.	14160	3092.23	1.75	19.99	33.27	40.01	36.96	29.44
4.	15180	3530.02	2.00	19.99	32.48	40.03	36.74	35.94
5.	16040	3975.93	2.25	20.01	31.8	40.03	36.55	43.83
6.	16900	4416.00	2.50	20.01	31.19	40.03	36.38	51.73
Boru sıra sayısı 4	$\dot{Q}$ (W)	Hava hacimsel debisi (m ³ /h)	U_{giris} (m/s)	$T_{c,g}$ (°C)	$T_{c,\xi}$ (°C)	$T_{h,g}$ (°C)	$T_{h,\xi}$ (°C)	ΔP_o (Pa)
1.	10890	1762.07	1.00	20.01	37.71	40.02	37.67	16.46
2.	14710	2647.54	1.50	19.99	36.03	40.02	36.85	31.09

Çizelge 3. 3 Kanat adımı 2.5 mm olan panjur kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değıştircileri için ölçüm sonuçları (Devamı)

Boru sıra sayısı 4	$\dot{Q}$ (W)	Hava hacimsel debisi (m ³ /h)	U_{giris} (m/s)	$T_{c,g}$ (°C)	$T_{c,\zeta}$ (°C)	$T_{h,g}$ (°C)	$T_{h,\zeta}$ (°C)	ΔP_a (Pa)
3.	16210	3088.03	1.75	20.02	35.21	40.02	36.51	39.68
4.	17580	3530.00	2.00	20	34.49	40.01	36.22	48.64
5.	18770	3973.33	2.25	20	33.76	39.97	35.93	59.01
6.	1987	4415.60	2.50	20	33.14	40	35.7	69.57

Çizelge 3. 4 Kanat adımı 2.5 mm olan dalgalı kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değıştircileri için ölçüm sonuçları

Boru sıra sayısı 2	$\dot{Q}$ (W)	Hava hacimsel debisi (m ³ /h)	U_{giris} (m/s)	$T_{c,g}$ (°C)	$T_{c,\zeta}$ (°C)	$T_{h,g}$ (°C)	$T_{h,\zeta}$ (°C)	ΔP_a (Pa)
1.	7810	1765.70	1.00	20.01	32.81	40	38.33	6.58
2.	9710	2650.59	1.50	20.01	30.73	39.99	37.92	13.44
3.	10510	3091.05	1.75	20	29.93	39.99	37.74	17.83
4.	11230	3534.76	2.00	20	29.3	39.98	37.58	22.46
5.	11880	3976.33	2.25	20.01	28.76	39.97	37.42	27.93
6.	12590	4419.78	2.50	20.01	28.43	40	37.32	33.52
Boru sıra sayısı 3	$\dot{Q}$ (W)	Hava hacimsel debisi (m ³ /h)	U_{giris} (m/s)	$T_{c,g}$ (°C)	$T_{c,\zeta}$ (°C)	$T_{h,g}$ (°C)	$T_{h,\zeta}$ (°C)	ΔP_a (Pa)
1.	9260	1764.31	1.00	19.99	35.07	39.92	37.93	10.07
2.	11830	2648.91	1.50	20	33.05	39.93	37.4	19.68
3.	12960	3091.27	1.75	20.01	32.28	39.94	37.16	25.96
4.	14060	3530.15	2.00	20	31.4	40.03	36.94	32.6
5.	14950	3964.33	2.25	20.07	30.84	40.02	36.74	40.33
6.	15920	4414.23	2.50	20.01	30.33	40.01	36.52	48.87

Çizelge 3. 5 Kanat adımı 2.5 mm olan dalgalı kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değıştircileri için ölçüm sonuçları (Devamı)

Boru sıra sayısı 4	$\dot{Q}$ (W)	Hava hacimsel debisi (m ³ /h)	U_{giris} (m/s)	$T_{c,g}$ (°C)	$T_{c,\zeta}$ (°C)	$T_{h,g}$ (°C)	$T_{h,\zeta}$ (°C)	ΔP_a (Pa)
1.	10480	1764.60	1.00	19.99	36.85	40.03	37.74	13.1
2.	13930	2647.75	1.50	20	35.04	40.04	37	25.42
3.	15410	3090.91	1.75	20.01	34.29	40.03	36.67	33.14
4.	16710	3532.49	2.00	20	33.61	40	36.35	41.87
5.	18050	3973.14	2.25	19.99	33.07	40.01	36.07	51.14
6.	19280	4409.44	2.50	20.03	32.59	40.03	35.82	61.89

Çizelge 3. 6 Boru sıra sayısı 3 ve kanat adımı 2.1 mm olan panjur kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değıştircileri için ölçüm sonuçları

Kanat adımı 2.1 mm	$\dot{Q}$ (W)	Hava hacimsel debisi (m ³ /h)	U_{giris} (m/s)	$T_{c,g}$ (°C)	$T_{c,\zeta}$ (°C)	$T_{h,g}$ (°C)	$T_{h,\zeta}$ (°C)	ΔP_a (Pa)
1.	10730	1762.44	1.00	20	37.24	39.95	37.61	16.27
2.	14220	2652.53	1.50	20.01	35.42	39.97	36.88	29.44
3.	15610	3089.27	1.75	20	34.57	39.96	36.58	37.3
4.	16960	3531.34	2.00	19.97	33.82	39.99	36.3	45.74
5.	17980	3970.42	2.25	19.99	33.08	39.97	36.04	55.47
6.	19060	4414.67	2.50	19.96	32.47	39.98	35.83	65.03

Çizelge 3. 7 Boru sıra sayısı 3 ve kanat adımı 3.2 mm olan panjur kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değıştircileri için ölçüm sonuçları

Kanat adımı 3.2 mm	$\dot{Q}$ (W)	Hava hacimsel debisi (m ³ /h)	Su hacimsel debisi (m ³ /h)	U_{giris} (m/s)	$T_{c,g}$ (°C)	$T_{c,\xi}$ (°C)	$T_{h,g}$ (°C)	$T_{h,\xi}$ (°C)	ΔP_a (Pa)
1.	9340	1765.78	4.00	1.00	20.01	35.04	39.97	37.94	9.4
2.	11880	2651.51	4.00	1.50	20	32.94	40.01	37.43	18.68
3.	12820	3089.91	4.00	1.75	20	32.01	39.97	37.19	24.88
4.	13730	3532.14	4.00	2.00	20.01	31.26	39.99	37	30.64
5.	14560	3979.52	4.00	2.25	19.99	30.61	40	36.85	37.04
6.	15240	5295.08	4.00	2.50	19.98	30.05	40	36.69	43.82

Sıcaklık ve basınç ölçümleri sistem dengeye girdikten sonra hesaplamaya dâhil edilmiştir. Sistem dengeye girdikten sonra alınan ölçümlerin aritmetik ortalaması alınarak ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristikleri hesaplanmıştır.

Hava tarafı ve su tarafı ısı transfer hızları sırasıyla aşağıdaki enerji denkliklerinden hesaplanmıştır:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c \cdot c_c \cdot (T_{c,\xi} - T_{c,g}) \quad (3.3)$$

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_h \cdot c_h \cdot (T_{h,\xi} - T_{h,g}) \quad (3.4)$$

Ortalama ısı transfer hızı hava tarafı ve su tarafı ısı transferi hızlarının ortalaması alınarak hesaplanmıştır:

$$\dot{Q} = \frac{\dot{Q}_h + \dot{Q}_c}{2} \quad (3.5)$$

Hava tarafı genel ısı transfer katsayısını hesaplamak için ortalama logaritmik sıcaklık farkı yöntemi kullanılmıştır. Çapraz akışlı ısı değıştircilerinde ortalama logaritmik sıcaklık farkı hesaplanırken belli bir düzeltme katsayısı ile çarpılır. Bu düzeltme katsayısını hesaplamak için literatürde birçok yaklaşım vardır. Ancak, bu yaklaşımlar belli boru sıra sayılarına bağılı olarak geliştirilmiştir. Isı değıştirisindeki deve şeması

kullanılması gereken düzeltme faktörünü de etkilemektedir. Aynı geçiş sayısı ve boru sıra sayısı için farklı devre şemaları oluşturulabilmektedir. Bu nedenle uygun düzeltme faktörünün seçiminde karışıklık olabilmektedir. Bu nedenle ortalama logaritmik sıcaklık farkı düzeltme katsayısı 1 olarak alınmıştır. Düzeltme faktörünün 1'den farklı olması durumunun yaratacağı farklılık hava tarafı ısı taşınım katsayısına yüklenmiştir.

Genel ısı transfer katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanmıştır:

$$U = \frac{\dot{Q}}{A\Delta T_{ln}} \quad (3.6)$$

Burada ortalama logaritmik sıcaklık farkı ΔT_{ln} aşağıdaki gibi hesaplanmıştır:

$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_{h,g} - T_{c,s}) - (T_{h,s} - T_{c,g})}{\ln\left(\frac{(T_{h,g} - T_{c,s})}{(T_{h,s} - T_{c,g})}\right)} \quad (3.6)$$

Hava tarafı ısı transfer katsayısı h_o aşağıdaki eşitlikten hesaplanmıştır:

$$\frac{1}{\eta_o h_o A_o} = \frac{1}{UA} - \frac{\ln(d_c/d_i)}{2\pi\lambda_T L_T} - \frac{1}{h_i A_i} \quad (3.7)$$

Su tarafı ısı taşınım katsayısını hesaplamak için Gnielinski [55] korelasyonu kullanılmıştır.

$$Nu_i = \frac{(f/8) Re Pr}{1 + 12.7\sqrt{(f/8)(Pr^{2/3}-1)}} \left[1 + \left(\frac{d_i}{L}\right)^{2/3} \right] K \quad (3.8)$$

$$K = (\mu_b/\mu_w)^{0.11} \quad (3.9)$$

$$f = (1.8 \log_{10} Re - 1.5)^{-2} \quad (3.10)$$

$$h_i = \frac{Nu_i \lambda_w}{d_i} \quad (3.11)$$

Panjurlu ve dalgalı kanatlar için yüzey etkenliği ve kanat verimi Schmidt yaklaşımı ile sırasıyla Denklem 3. 12 ve Denkem 3. 13 [56] kullanılarak hesaplanmıştır. Bu yaklaşım sürekli yüzeye sahip kanatlar için geliştirilmiştir. Panjurlu kanatlar ise kesintili yüzeylere sahiptir. Ancak bu yaklaşım kullanılarak yeterli hassasiyette sonuç alınabilir ve

literatürdeki birçok çalışmada panjurlu kanat için bu şekilde kullanılmıştır [30]. Kanat veriminin bu şekilde bir kabul ile hesaplanması sonucu gerçek değerinden bir miktar sapmasının etkisi hava tarafı ısı taşınım katsayısına yüklenmiştir.

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_o} (1 - \eta_f) \quad (3.12)$$

$$\eta_f = \frac{\tanh(mr\phi)}{mr\phi} \quad (3.13)$$

Burada m ve ϕ değerleri aşağıdaki gibi hesaplanmıştır:

$$m = \sqrt{\frac{2h_o}{k_f \delta_f}} \quad (3.14)$$

$$\phi = \left(\frac{R_{eq}}{r} - 1 \right) \left[1 + 0.35 \ln(R_{eq}/r) \right] \quad (3.15)$$

Kanat verimi hesabı için eş değer bir kanat yarıçapı hesabı yapılması gerekmektedir. Şaşırtmalı boru dizilimi için eş değer kanat yarıçapı R_{eq} Denklem 3. 16 ile hesaplanmıştır.

$$\frac{R_{eq}}{r} = 1.27 \frac{X_M}{r} \left(\frac{X_L}{X_M} - 0.3 \right)^{1/2} \quad (3.16)$$

Burada X_L ve X_M aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır:

$$X_L = \frac{\sqrt{(P_T / 2)^2 + P_L^2}}{2} \quad (3.17)$$

$$X_M = P_T / 2 \quad (3.18)$$

Hava tarafı Reynolds sayısı en dar kesitteki ortalama hava hızı ve karakteristik uzunluk olarak boru boğaz dış çapı kullanılarak aşağıdaki gibi ifade edilmiştir:

$$Re_{d_c} = \frac{\rho_a U_{maks.} d_c}{\mu_a} \quad (3.19)$$

Burada en dar kesitteki ortalama hava hızı başka bir ifadeyle maksimum ortalama hava hızı:

$$U_{maks} = U_{giris} \frac{A_{giris}}{A_c} \quad (3.20)$$

Isı transferi karakteristikleri Stanton sayısı St ve Colburn - j faktör ve Nusselt sayısı Nu olarak hesaplanmış ve sunulmuştur.

$$j = St(Pr)^{2/3} \quad (3.21)$$

$$St = \frac{Nu}{RePr} \quad (3.22)$$

$$Nu = \frac{h_o d_c}{\lambda_a} \quad (3.23)$$

Basınç düşüşü karakteristikleri Fanning sürtünme faktörü f ve boyutsuz basınç düşüşü katsayısı C_p ise aşağıdaki hesaplanmıştır:

$$f = \frac{\Delta p}{\rho \frac{U_{maks}^2}{2} \frac{A_o}{A_c}} \quad (3.24)$$

$$C_p = \frac{\Delta p}{\rho \frac{1}{2} U_{maks}^2} \quad (3.25)$$

Isıl - akış performans ölçütü JF aşağıdaki gibi ifade edilmiştir:

$$JF = \frac{j_{panjurlu} / j_{dalgalı}}{\left(f_{panjurlu} / f_{dalgalı} \right)^{1/3}} \quad (3.26)$$

3.2.2 Belirsizlik Analizi

Deneysel bulguların hata analizinde Kline ve McClintock [57] tarafından ortaya atılmış belirsizlik analizi (uncertainty analysis) yöntemi kullanılmıştır:

$$w_{\dot{Q}} = \left[\left(\frac{\partial \dot{Q}}{\partial \dot{m}_h} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}}{\partial T_{h,\zeta}} w_2 \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}}{\partial T_{h,g}} w_3 \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.27)$$

Denklem 3.27’de ifade edilen kapasite ya da ısı transfer hızı ifadesinin belirsizlik değeri ölçülen debi, giriş ve çıkış sıcaklık değerlerinin değişimi ile ifade edilmektedir.

Belirsizlik yüzdesi ise Denklem 3. 28 ile hesaplanmaktadır:

$$\frac{w_{\dot{Q}}}{\dot{Q}} \times 100 \quad (3.28)$$

Çalışma koşullarına bağlı olarak ısı transfer hızı ölçümlerindeki belirsizlik değeri % 4 - % 2 arasında değişmektedir.

PANJUR KANATLI VE DÜZ BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ İÇİN HAD SONUÇLARI

Bu bölümde panjur kanatlı ve düz borulu ısı değıştircilerinin HAD sonuçları verilmiştir. HAD sonuçları akım çizgileri, sıcaklık ve hız eş düzey eğrileri, Colburn - j faktör, Fanning sürtünme faktörü f , $j/f^{1/3}$ oranı, Q^* , j^* , f^* ve JF olarak sunulmuştur.

4.1 Akım Çizgileri

Akım çizgilerinin incelenmesi panjurlu kanat üzerindeki akış yapısının en temel özellikleri hakkında önemli bilgiler vermektedir. Akım çizgileri mutlak hız değerleri ile renklendirilmiştir. Akışın panjur ya da kanat doğrultulu olması ısı – akış performanslarının belirlenmesinde en temel parametredir.

4.1.1 Kanat Adımı $H=3.24$ mm İçin Akım Çizgileri

Şekil 4. 1’de kanat adımı $H=3.24$ mm ve $U_{giriş} = 1$ m/s için akım çizgileri sonuçları verilmiştir. Kanat adımı $H=3.24$ mm ve hava giriş hızının 1 m/s olduğu durumda panjur açısı $\theta=15^\circ$ iken akış tamamen kanat doğrultusunda ilerlemektedir. Kanatlar arasından geçen akış bazı panjurlarda yerel akış ayrılmalarına neden olurken panjurlara yakın bölgelerde düşük hız bölgelerinin oluştuğu görülmektedir. Panjur açısı $\theta=20^\circ$ ’ye yükseldiğinde panjurlar arasından geçen akış miktarı artmakta ancak ana akış halen kanatlar arasından olmaktadır. Kanat adımının panjur adımına göre daha büyük olması nedeniyle ana akış bölgesi panjurların yönlendirdiği akıştan etkilenmemektedir. Panjur açısı $\theta=25^\circ$ iken panjurlar arasından geçen akışın doğrultusunun ve yönünün değışmesi kanatlar arasındaki ana akışı da etkilemeye ve bir miktar yönlendirmeye başlamıştır.

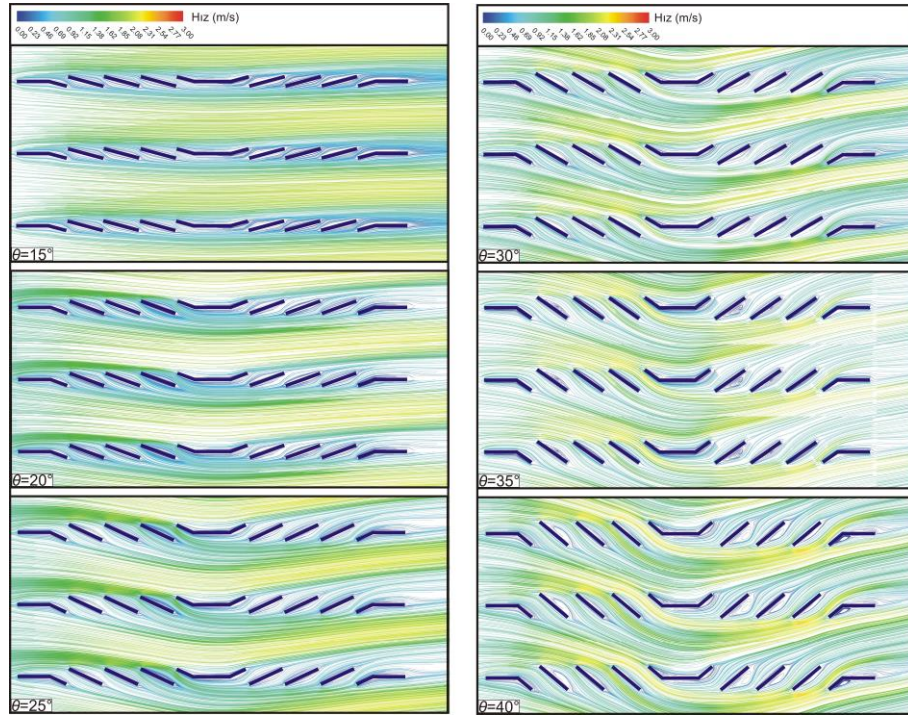
Panjur açısının $\theta=30^\circ$ 'ye yükselmesi ile panjur doğrultusunda saptırılan akış kanatlar arasındaki ana akışı daha çok etkilemeye başlamış $\theta=35^\circ$ ve $\theta=40^\circ$ 'de ise aşağı akım yönünde ilerledikçe ana akış bölgesi tamamen panjurlardan gelen akışla etkileşime girmiştir. Ancak panjur açısının hiçbir değeri için akış bir kanattan diğer kanada ulaşamamıştır. Bu açıdan bakıldığında bütün panjur açılarında akış veriminin sıfır olduğu söylenebilir. Ancak kanat - panjur geometrisi incelendiğinde panjur açısı $\theta=15^\circ$ iken panjur açısı geometrik özellik olarak akışın kanatlar arasında dolaşabilmesi için yeterince geniş değildir. Daha yüksek panjur açılarında geometrik yapı açısından akışın kanatlar arasında dolaşabilme potansiyeli vardır.

Şekil 4. 3'de kanat adımı $H=3.24$ mm ve $U_{giriş}=3$ m/s için akım çizgileri sonuçları verilmiştir. Hava giriş hızının 3 m/s'ye artırılması genel olarak akış yapısı üzerinde önemli değişimler olmasına yol açmıştır. Panjur açısı $\theta=15^\circ$ olduğu durumda halen panjurlar arasından gelen akış ana akışı etkileyemezken $\theta=20^\circ$ olduğunda kanatlar arasındaki akışın da doğrultusu değişmeye başlamıştır. Ancak $\theta=20^\circ$ ve daha yüksek panjur açılarında da akış henüz kanatlar arasında dolaşamamaktadır. Bununla birlikte panjur açısı $\theta=35^\circ$ iken panjurlar üzerinde akış ayrılımları oluşmaya başlamış $\theta=40^\circ$ iken akış ayrılımları daha da artmıştır. Panjur açıları $\theta=35^\circ$ ve 40° iken akış ayrılımları bütün panjurlarda meydana gelmiştir. Akış ayrılımları panjurlu kanatlarda ısı transferini artırmadan basınç düşüşünün artmasına neden olur. Üstelik akış ayrılımlarının olması panjur yapısı üzerinde bir ısı art izi bölgesi de oluşturacağından bazı durumlarda ısı transferi miktarının azalmasına da neden olabilir.

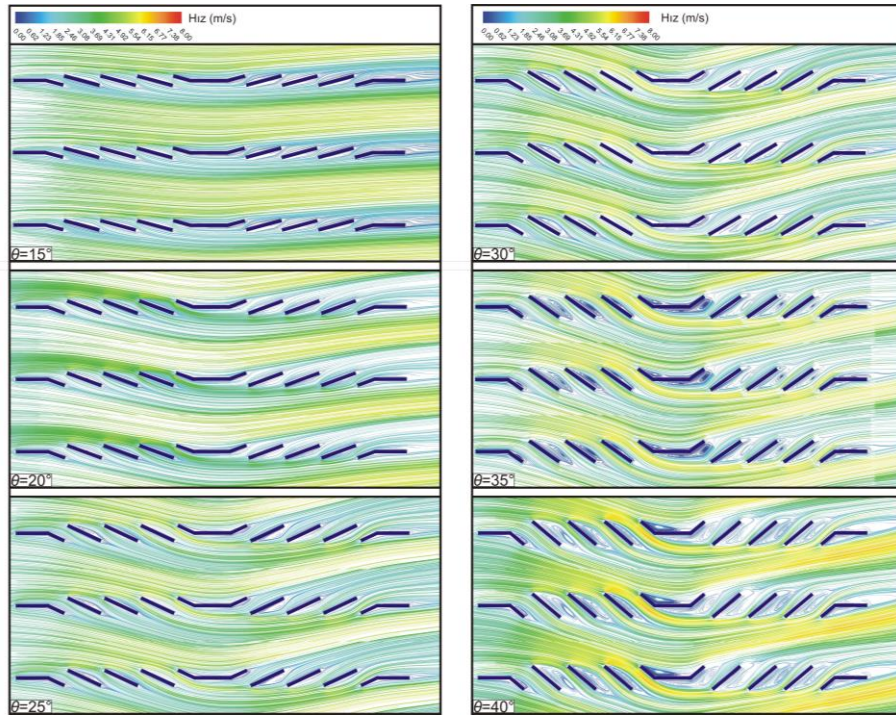
Hava giriş hızının 6 m/s olmasıyla panjurlar üzerindeki akış ayrılımlarının oluşmaya başladığı panjur açısı $\theta=20^\circ$ 'ye düşmüştür (Şekil 4. 3). Panjur açısının $\theta=25^\circ$ olduğu durumda giriş ve çıkış bölgelerindeki panjurlarda akış ayrılımları meydana gelmiştir. Hızın artması $\theta=30^\circ$ durumunda da akış ayrılımlarını artırmış $\theta=35^\circ$ 'de ise hızın artması ile akış ayrılımlarının olduğu panjur sayısı azalmış ve dönümlü akış bölgelerinin boyutları küçülmüştür (Şekil 4. 3). Panjur açısının $\theta=40^\circ$ olmasıyla hem akış ayrılımlarının olduğu panjur sayısında hem de dönümlü akış bölgelerinin büyüklüğünde ciddi miktarda azalma meydana gelmiştir. Hava giriş hızının 6 m/s'ye artması akışın kanatlar arasında da dolaşmasını sağlamıştır. $\theta=35^\circ$ durumunda akış iki

kanat arasında dolaşmaya meyil gösterirken $\theta=40^\circ$ 'de tam anlamıyla iki kanat arasında akmaya başlamıştır. Akışın panjur doğrultusunda ilerlemeye başlaması akış ayrılımlarının azalma nedenidir.

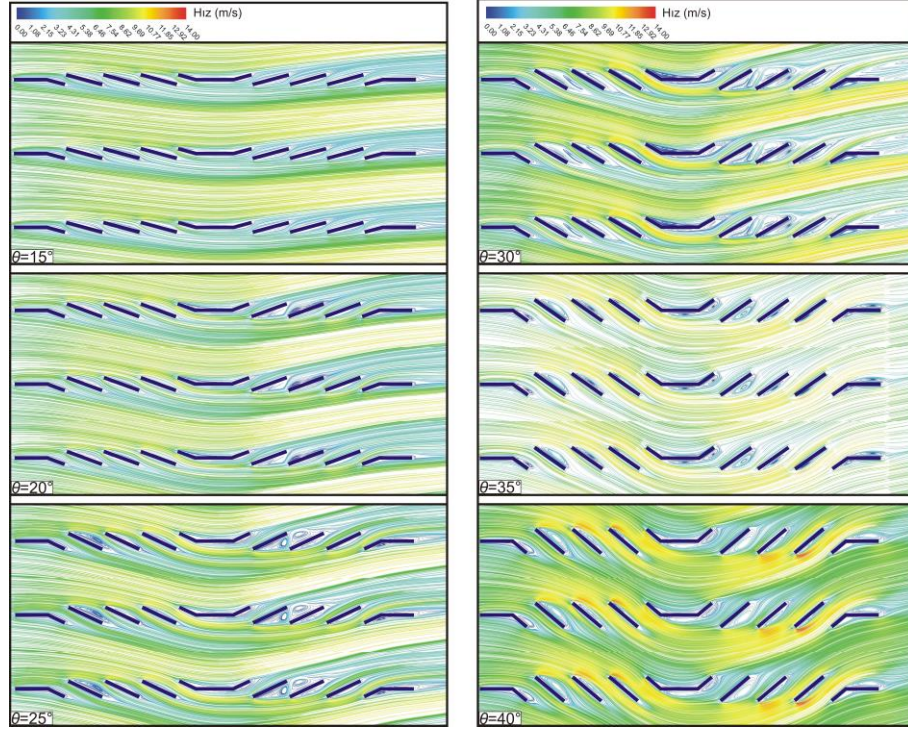
Dış akışlarda akışa maruz bırakılan bir levhanın hücum açısı artarsa akış ayrılımlarının artması beklenir. Bu çalışmada kanat adımının yüksek olmasından ötürü belli Reynolds sayılarında ve panjur açılarında akış yapısı dış akış davranışı gösterebilir. Yüksek panjur açılarında akış ayrılmasının hava akış hızının artması ile azalması şu şekilde açıklanabilir: Panjur açısının 30° 'den daha yüksek açılara hava giriş hızının ise 6 m/s'ye çıkarılması ile panjurların akışı kanatlar arasında yönlendirme eğilimi artmıştır. Panjurların akışı yönlendirme eğiliminin daha düşük hız ve dar panjur açılarına göre daha yüksek olması akışın aşağı akım yönündeki panjurlara dik olarak değil panjur açısına daha yakın bir açıda yönlendirilmiş olarak gelmesini sağlamakta akış ayrılımlarını engellemektedir. Bu yüzden daha yüksek panjur açılarında hızın artması ile akış ayrılımları azalmıştır.



Şekil 4. 1 $U_{giriş} = 1 \text{ m/s}$, $H = 3.24 \text{ mm}$ için akım çizgileri



Şekil 4. 2 $U_{giriş} = 3 \text{ m/s}$, $H = 3.24 \text{ mm}$ için akım çizgileri



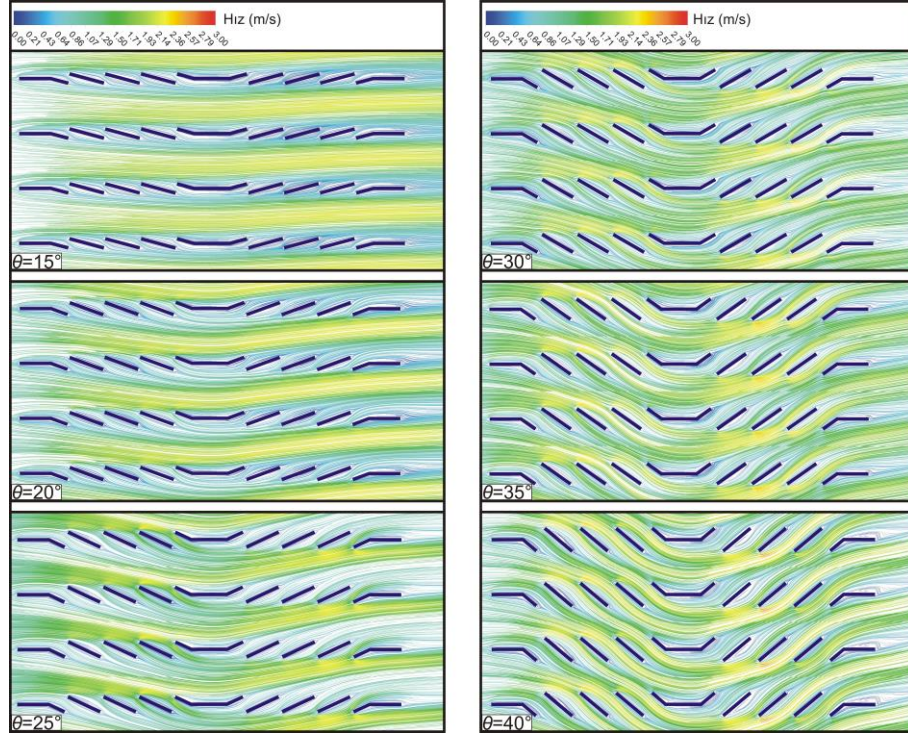
Şekil 4. 3 $U_{giriş} = 6$ m/s, $H = 3.24$ mm için akım çizgileri

4.1.2 Kanat Adımı $H = 2.5$ mm İçin Akım Çizgileri

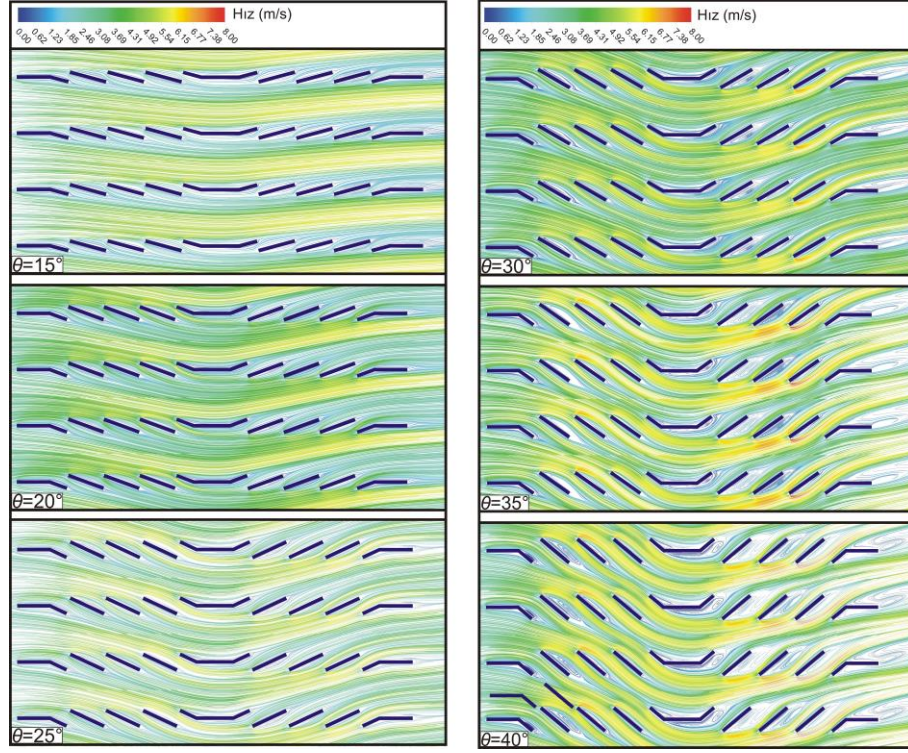
Şekil 4. 4, Şekil 4. 5 ve Şekil 4. 6'da panjur kanatlı ve düz borulu ısı değiştiricilerinde sırasıyla hava giriş hızı 1 m/s, 3 m/s ve 6 m/s için akım çizgileri sonuçları verilmiştir. Hava giriş hızı $U_{giriş} = 1$ m/s için $\theta = 15^\circ$, 20° ve 25° için panjurlar akışın doğrultusunu değiştirirse de hava kanatlar arasında dolaşmamaktadır. Akış ayrılmaları olmadan kanat doğrultulu bir akış yapısı oluşmuştur. Panjur açısı $\theta = 30^\circ$ olduğunda hava üst kanatlardan alt kanatlara ulaşmaya başlamıştır. Hava akımı panjur açısı $\theta = 35^\circ$ ve $\theta = 40^\circ$ iken sırasıyla ortalama iki ve üç kanat arasında dolaşabilmektedir. Bu hava hızında sadece panjur açısının $\theta = 40^\circ$ olduğu durumda çıkış panjurlarının iki tanesinde küçük ayrılma baloncukları oluşmuştur. Hava giriş hızının $U_{giriş} = 3$ m/s olmasıyla $\theta = 25^\circ$ olan panjurlar için akış kanatlar arasında dolaşma eğilimi göstermeye başlamış ancak tam anlamıyla akış bir kanattan diğerine ulaşacak kadar panjurlar tarafından yönlendirilememiştir. $\theta = 30^\circ$ 'de ise akış artık iki kanat arasında dolaşabilmektedir. Panjur açısı $\theta = 35^\circ$ ve $\theta = 40^\circ$ iken akış üç kanat arasında dolaşmaya başlamıştır. Hava akış hızının artmasıyla $\theta = 30^\circ$ olan panjurlarda küçük akış ayrılma baloncukları meydana gelirken $\theta = 35^\circ$ ve $\theta = 40^\circ$ olan panjurlarda ciddi miktarda akış ayrılmaları ve buna bağlı

olarak büyük boyutta ayrılma baloncukları meydana gelmiştir. Akış ayrılmalarının olması panjur açısı $\theta=35^\circ$ ve $\theta=40^\circ$ olan kanatların çıkış bölgesinde akışın kanatlar arasında dolaşabilme kabiliyetini azaltmıştır. Özellikle panjur açısı $\theta=40^\circ$ olan kanatta akış bir veya iki kanat arasında akabilmektedir. Akışın daha çok kanat arasında dolaşmaya başlaması ısı transferini artırıcı bir etki yaratırken akış ayrılmaları ısı transferine katkı sağlamadan basınç düşüşüne neden olmaktadır.

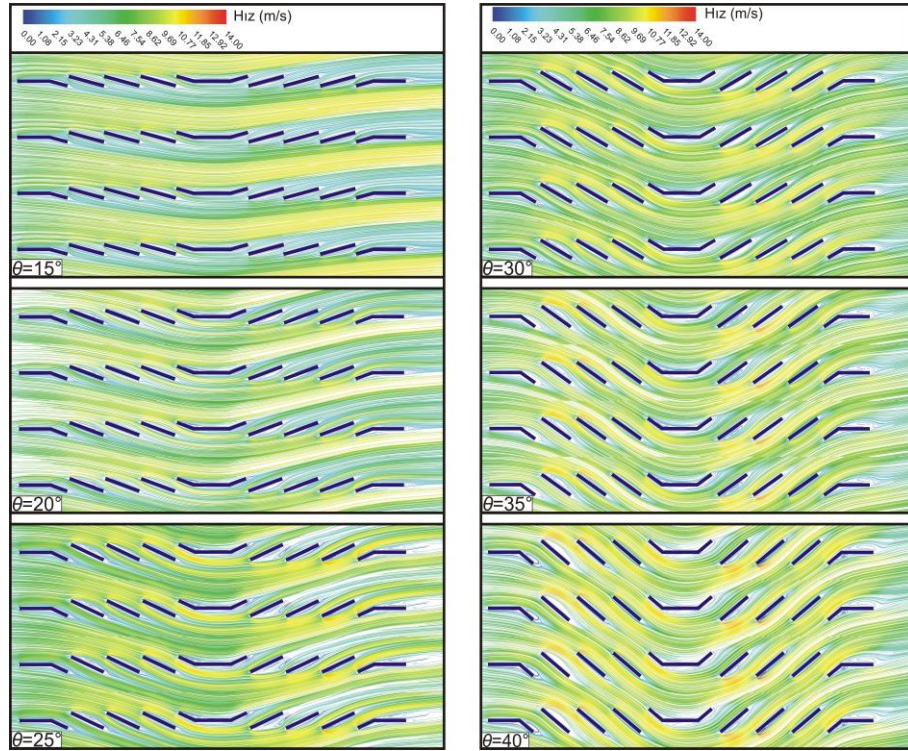
$U_{giriş}=6$ m/s hava hızında akış ayrılmaları daha düşük panjur açısında $\theta=25^\circ$ 'te meydana gelmiştir. $U_{giriş}=3$ m/s hava hızında $\theta=30^\circ$, $\theta=35^\circ$ ve $\theta=40^\circ$ panjur açılarında ise akış ayrılmaları büyük oranda ortadan kalkmıştır. Özellikle son çıkış panjurunda $U_{giriş}=3$ m/s çalışma şartlarında meydana gelen büyük ayrılma baloncuğu $U_{giriş}=6$ m/s hava hızında büyük oranda küçülmüş ancak hala küçük boyutta oluşmaktadır.



Şekil 4. 4 $U_{giriş}=1$ m/s, $H=2.5$ mm için akım çizgileri



Şekil 4. 5 $U_{giriş} = 3$ m/s, $H = 2.5$ mm için akım çizgileri

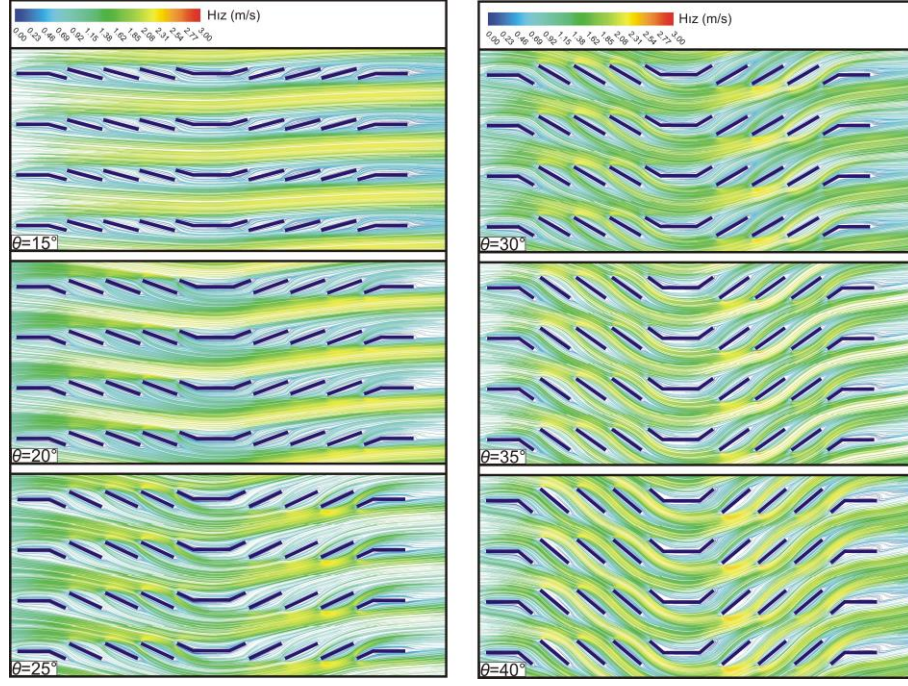


Şekil 4. 6 $U_{giriş} = 6$ m/s, $H = 2.5$ mm için akım çizgileri

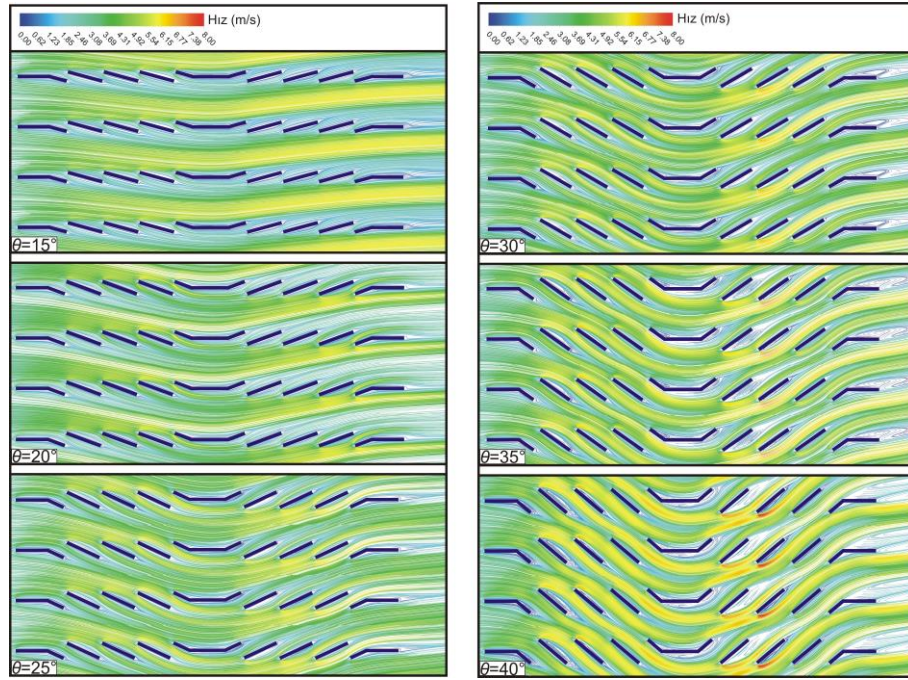
4.1.3 Kanat Adımı $H=2.24$ mm İçin Akım Çizgileri

Şekil 4. 7, Şekil 4. 8 ve Şekil 4. 9'da panjur kanatlı ve düz borulu ısı değıştircileri için kanat adımı $H=2.24$ mm'de sırasıyla hava giriş hızları 1 m/s, 3 m/s ve 6 m/s için akım çizgileri sonuçları sunulmuştur. Hava giriş hızı $U_{giriş}=1$ m/s için kanat adımının 2.5 mm'den 2.24 mm'ye düşürölmesi panjur açılarının 15° , 20° ve 25° gibi dar açılı olduğu durumlarda önemli bir değışime neden olmamıştır. Panjur açısı $\theta=35^\circ$ ve $H=2.5$ mm iken iki kanat arasında dolaşan hava $H=2.24$ mm olduğuunda üç kanat arasında dolaşmaya başlamıştır. Panjur açılarının 35° ve 40° olduğu durumlarda çıkış panjurları etrafında küçük akış ayrılmaları meydana gelirken genel olarak bütün panjur açıları için akışın cıardan ayrıldığı bir durum gerçekleşmemiştir.

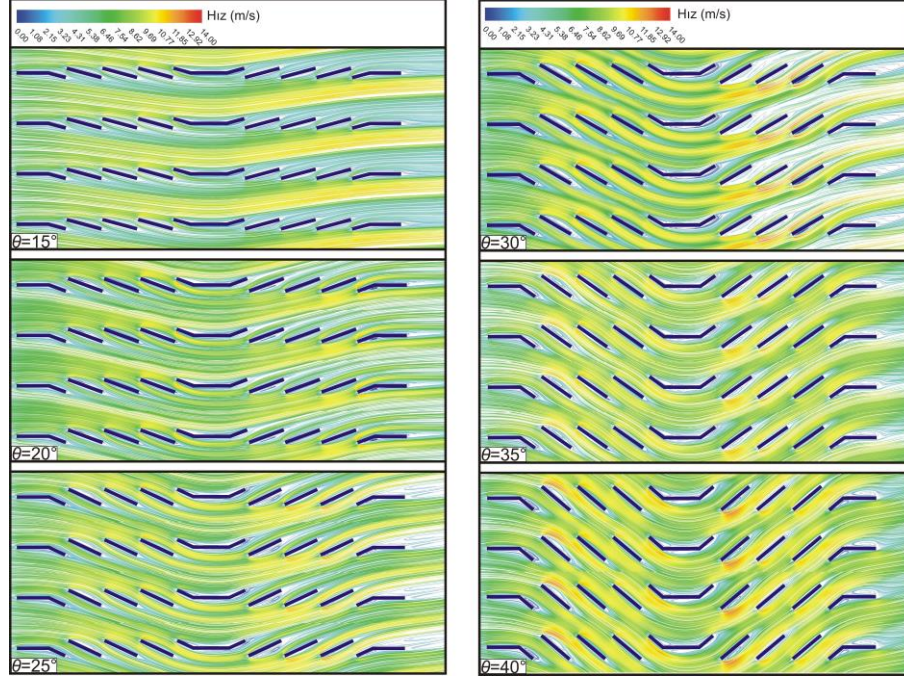
Hava giriş hızının $U_{giriş}=3$ m/s'ye çıkarılması ile akış yapısında panjur açısına bağılı olarak önemli değışimler meydana gelmiştir. Panjur açısı $\theta=25^\circ$ olduğuunda daha düşük hava hızı 1 m/s için kanatlar arasında dolaşmayan hava iki kanat arasında dolaşmaya başlamıştır. Aynı hava hızı için kanat adımının $H=2.5$ mm olduğu durumda da hava kanatlar arasında dolaşmamaktadır. Kanat adımının düşürölmesi veya hava hızının artırılması akışın panjur doğrultulu olmasını sağlamıştır. Hava hızının 1 m/s'den 3 m/s'ye artırılması 30° açılı panjurlu kanadın sadece çıkış panjurlarında akış ayrılmaları oluştururken 35° ve 40° açılı panjurlu kanatlarda aşağı akım yönündeki panjurların tamamında büyük miktarda akış ayrılmalarına neden olmuştur. Ancak, hava giriş hızı 3 m/s için kanat adımının $H=2.5$ mm'den $H=2.24$ mm'ye düşmesi akış ayrılmalarını azaltmıştır. Hava giriş hızı 6 m/s'ye artırıldığında akış ayrılmaları daha dar açılarda da oluşmaya başlamış ve ilk akış ayrılması panjur açısının $\theta=20^\circ$ olduğu durumda gözlemlenmiştir. Akış ayrılmaları $\theta=30^\circ$ 'de en üst düzeye çıkarken $\theta=35^\circ$ ve $\theta=40^\circ$ 'de son çıkış panjurları hariç neredeyse yok olmuştur. Hava akım hızı ve panjur açısı arttıkça akışın panjur doğrultulu olma eğilimi akış ayrılmalarının oluşmasını engellemiştir.



Şekil 4. 7 $U_{giriş} = 1$ m/s, $H = 2.24$ mm için akım çizgileri



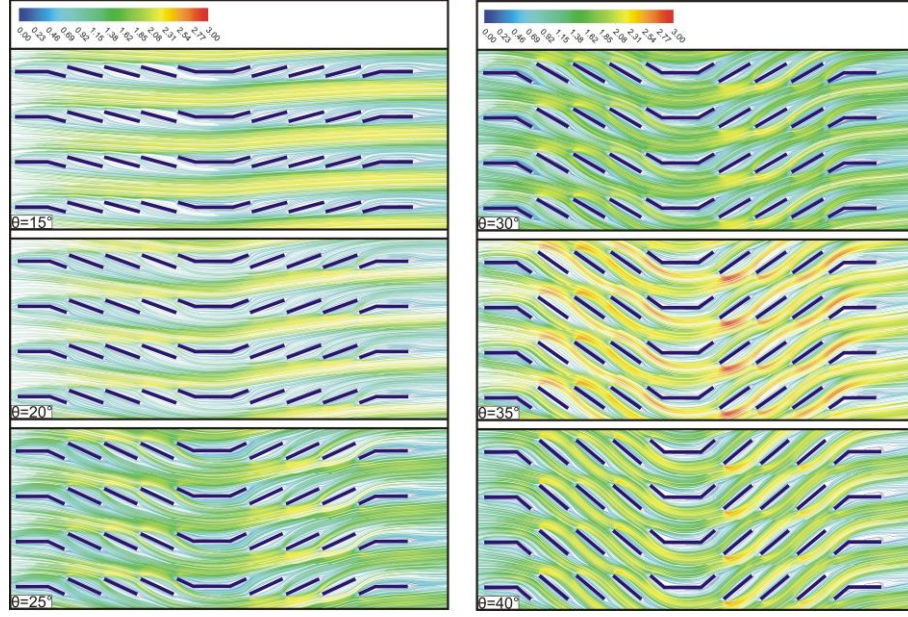
Şekil 4. 8 $U_{giriş} = 3$ m/s, $H = 2.24$ mm için akım çizgileri



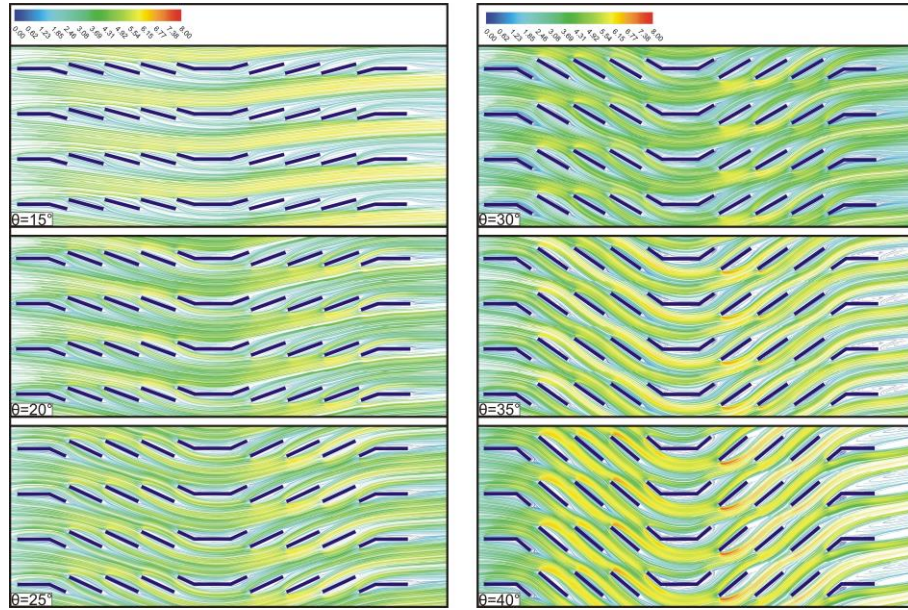
Şekil 4. 9 $U_{giriş} = 6$ m/s, $H = 2.24$ mm için akım çizgileri

4.1.4 Kanat Adımı $H = 2$ mm İçin Akım Çizgileri

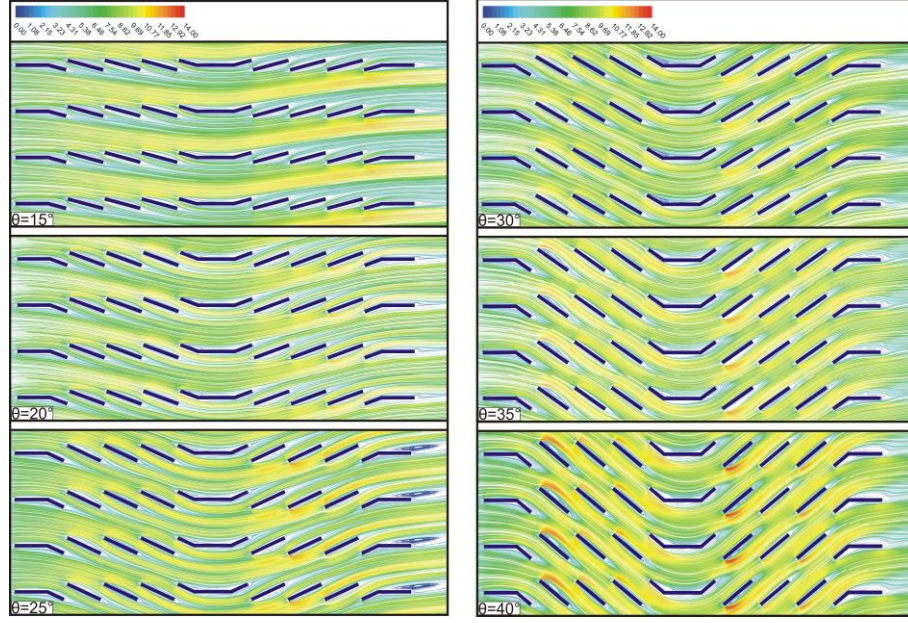
Şekil 4. 10, Şekil 4. 11 ve Şekil 4. 12 arasında panjur kanatlı ve düz borulu ısı değiştiricileri için kanat adımı $H = 2$ mm durumunda sırasıyla hava giriş hızları 1 m/s, 3 m/s ve 6 m/s için akım çizgileri sonuçları sunulmuştur. Bu çalışmada $H = 2$ mm kanat adımının en küçük değeridir. Kanat adımının küçük olması panjurların akışı yönlendirebilme kabiliyetini artırmıştır. Hava giriş hızı $U_{giriş} = 1$ m/s'de hiçbir panjur açısında akış ayrılması meydana gelmemiştir. Hava giriş hızı $U_{giriş} = 3$ m/s'ye çıkarıldığında ise panjur açısı $\theta = 35^\circ$ 'de akış ayrılmaları oluşmaya başlamıştır. Ancak aynı hava giriş hızı için kanat adımının $H = 2.24$ mm olduğu duruma göre akış ayrılmaları bir miktar daha az oluşmuştur. Panjur açısı $\theta = 40^\circ$ 'de ise en sondaki çıkış panjurlarında ciddi büyüklükte ve aşağı akım yönündeki altıncı panjurda küçük boyutta ayrılma baloncukları oluşurken diğer panjurlarda akış ayrılmaları olmamıştır.



Şekil 4. 10 $U_{giriş} = 1 \text{ m/s}$, $H = 2 \text{ mm}$ için akım çizgileri



Şekil 4. 11 $U_{giriş} = 3 \text{ m/s}$, $H = 2 \text{ mm}$ için akım çizgileri



Şekil 4. 12 $U_{giriş} = 6$ m/s, $H = 2$ mm için akım çizgileri

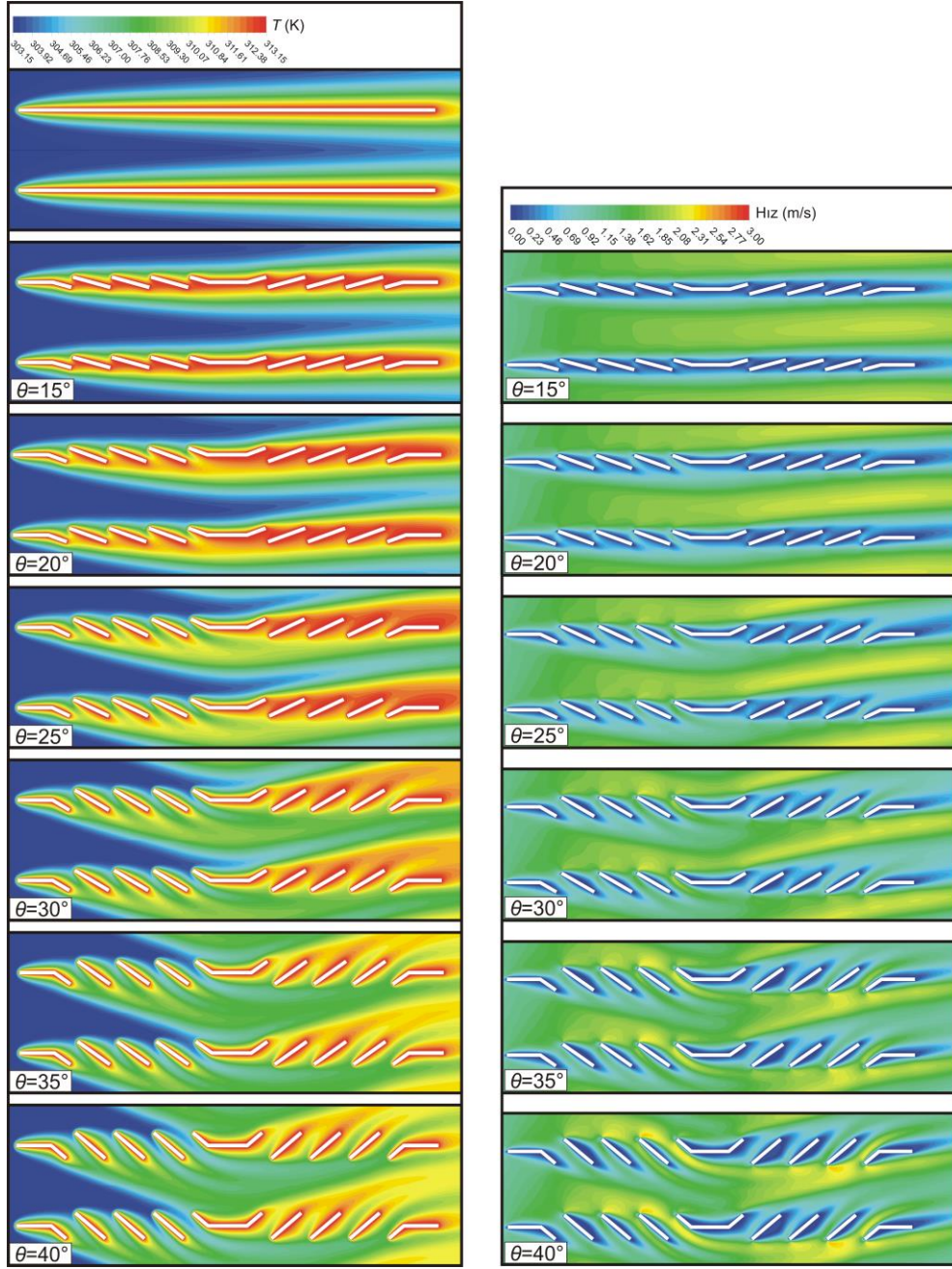
4.2 Sıcaklık ve Hız Eş Düzey Eğrileri

4.2.1 Kanat Adımı $H = 3.24$ mm için Sıcaklık ve Hız Eş Düzey Eğrileri

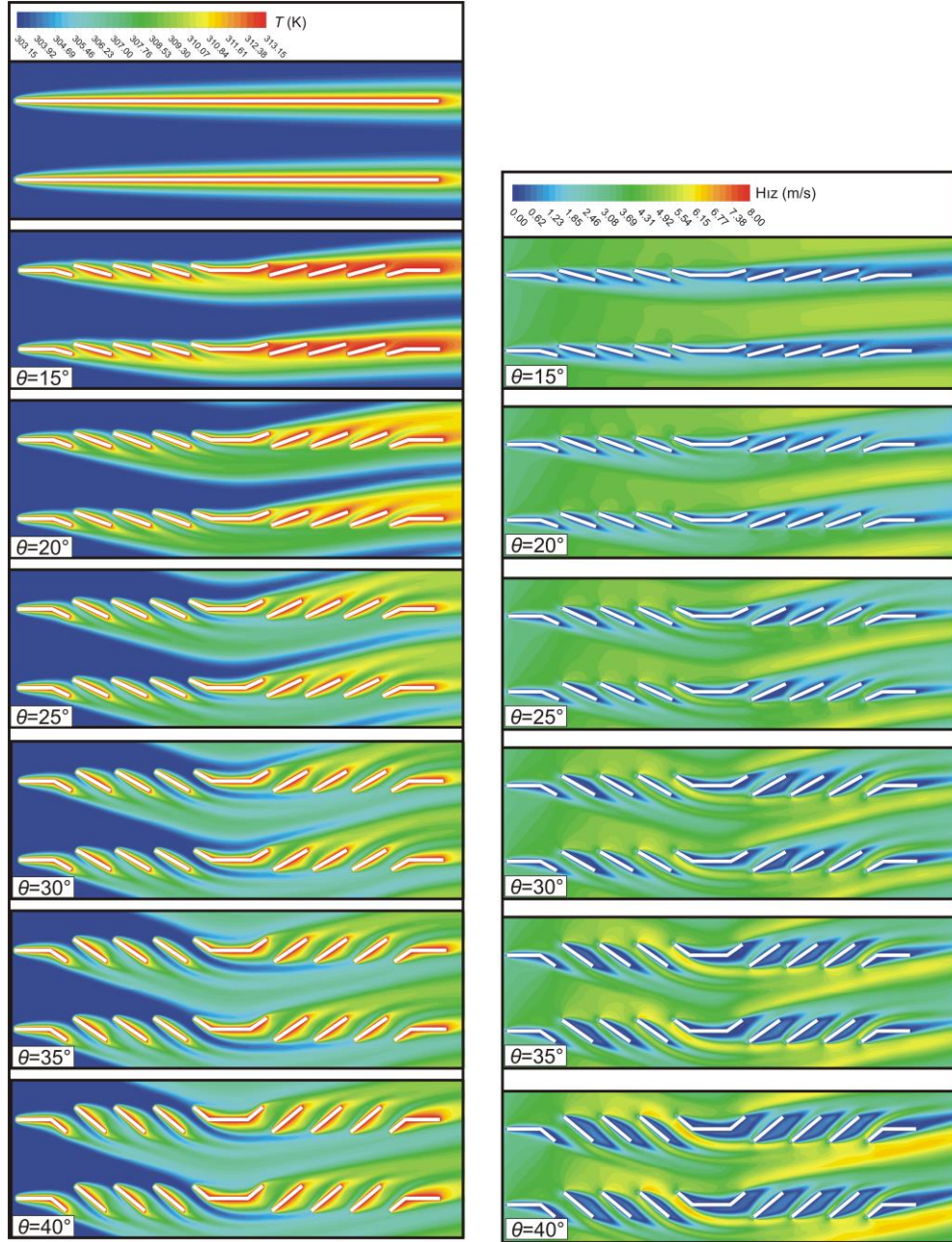
Şekil 4. 13, Şekil 4. 14 ve Şekil 4. 15'te hava giriş hızının 1 m/s – 6 m/s aralığında kanat adımının 3.24 mm olduğu durum için farklı panjur açılarında sıcaklık ve hız eş düzey eğrileri sunulmuştur. Panjur açısının $\theta = 15^\circ$ durumunda hava giriş hızının ve dolayısıyla Reynolds sayısının düşük olması nedeni ile panjurlar arasında ısı ve hız art izi bölgeleri oluşmuştur. Bu durum Şekil 4. 13'te görülebilmektedir. Kanat adımının yüksek olması havanın panjurlar arasından değil daha kolay bir yol olan kanatlar arasından hareket etmesine neden olmaktadır. Panjur açısının 20° ve 25° 'ye çıktığı durumlarda da hava akışı halen kanatlar arasından akmaktadır. Ancak kanadın giriş bölgesinde bulunan panjurlarda hava akışı yönlendirilmiştir. Panjurların bu kısımdaki düşük hız bölgeleri aşağı akım yönündeki panjurlu bölgelerdekine göre daha düşük bir alanı kaplamaktadır. Panjur açılarının 30° , 35° ve 40° değerlerinde farklı kanatlardaki panjurların akışta neden olduğu bozulma - değişimler etkileşime girmeye başlamıştır. Özellikle sıcaklık dağılımına bakıldığında üst ve alt kanatlardaki panjurların akışı yönlendirmesi ile sıcak ve soğuk akışkanların daha düşük kanat açılarında olduğundan daha iyi karışmaya başladığı görülebilmektedir.

Hava giriş hızının 3 m/s'ye yükselmesi panjurların panjur açısına bağlı olarak akış üzerinde meydana getirdiği bozulmalarda değişiklik yaratmıştır. Hem sıcaklık eş düzey eğrilerinden hem de hız eş düzey eğrilerinden görülebileceği üzere (Şekil 4. 14) panjur açısının 15° olduğu durumda giriş panjurlarındaki ısı ve hız art izi bölgeleri yok olurken çıkış panjurlarında halen devam etmektedir. Bunun nedeni giriş bölgesinde hız sınır tabakasının ince olması çıkışa doğru ise hız sınır tabakasının giderek kalınlaşmasıdır. Sınır tabakanın kalınlaşması akışın panjurlar arasından hareketini zorlaştırmakta akışın kanatlar boyunca akmasına neden olmaktadır. Panjur açılarının 20° ve 25° olduğu durumlarda ise ısı ve hız art izi bölgeleri hem giriş panjurlarında hem de çıkış panjurlarında büyük oranda yok olmuştur. Daha yüksek panjur açılarında ise hız art izi bölgeleri sayı ve büyüklük olarak artış göstermiştir. Panjur açısının ve hava akış hızının artması akış ayrılmalarına neden olduğu için giriş ve çıkış panjurlarında düşük hız bölgelerinin yoğunluğu artış göstermiştir. Özellikle panjur açısının 40° olduğu durumda ayrılmış akış bölgeleri ve buna bağlı olarak düşük hız bölgelerinde ciddi artış meydana gelmiştir.

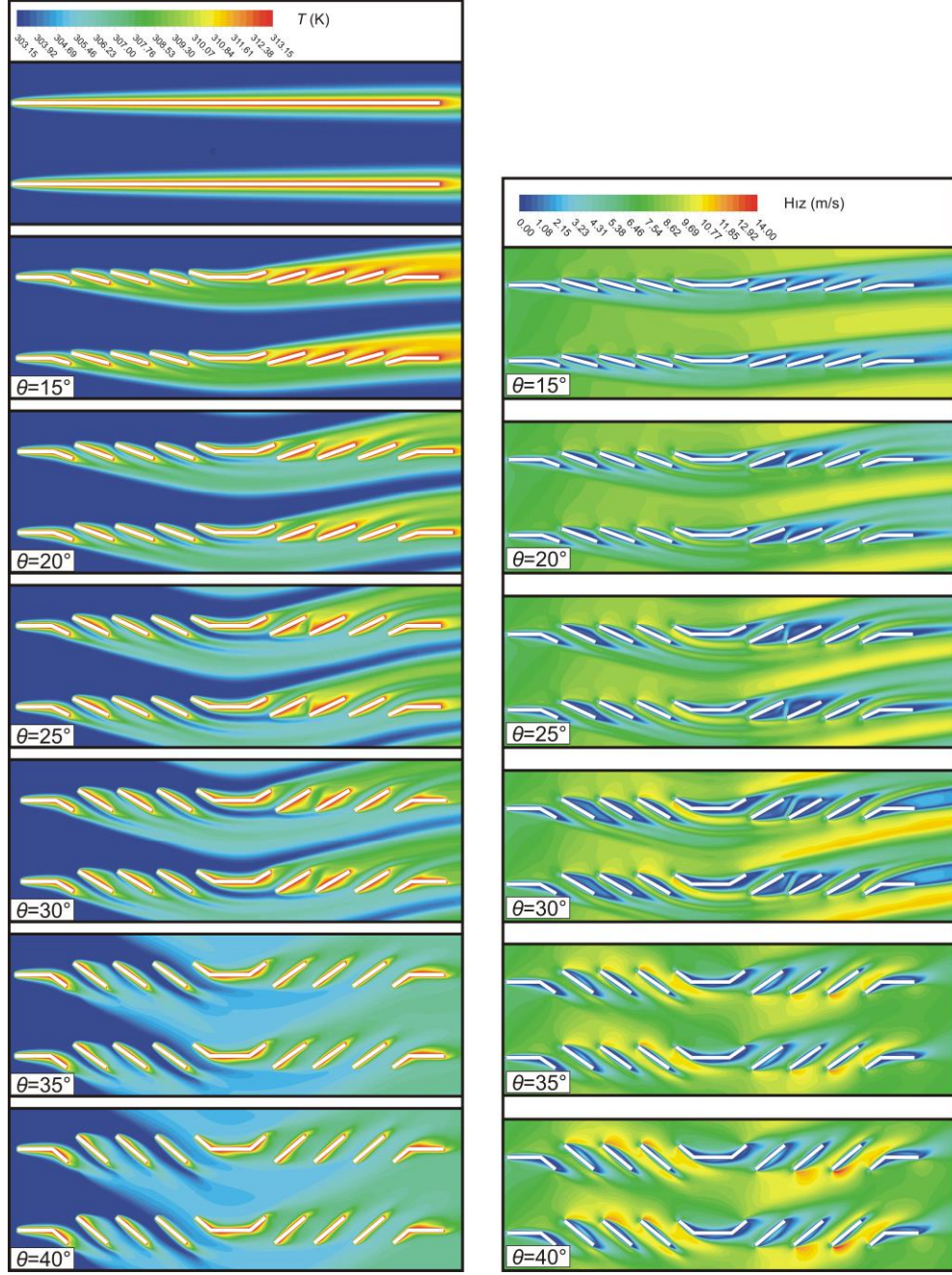
Hava giriş hızının 6 m/s değerine yükselmesi $\theta=15^\circ$ açılı panjurların da havayı yönlendirebilmesini sağlamıştır (Şekil 4. 15). Her ne kadar yüksek kanat adımıyla otürü kanat doğrultulu bir akış yapısı olsa da panjurlar akışı tam olarak yönlendirebilmektedir. Ancak panjur geometrisine bakılırsa panjur açılarının en ideal durumda bile akışın kanatlar arasında dolaşmasını sağlamak için dar olduğu görülebilir. Bu nedenden otürü kanatlar sıcak ve soğuk akışkanların tam olarak karışmasını sağlayamamaktadır. Hala kanatlar arasında havanın giriş sıcaklığı ile aynı sıcaklıkta kalan bölgeler bulunmaktadır. Panjur açılarının 15° ve 20° olduğu durumlarda hava hızının artması akışın kanatlar arasında karışmasına katkı sağlamamıştır. Havanın giriş hızının 3 m/s'den 6 m/s'ye artırılması panjur açısının 30° olduğu durumda panjurlar etrafındaki düşük hız bölgelerinin sayısının ve büyüklüğünün artmasına neden olurken panjur açılarının 35° ve 40° olduğu durumlarda tersi bir etki yaratmış ve panjurların etrafında yüksek hızlı bölgeler oluşmuştur.



Şekil 4. 13 Kanat adımı $H=3.24$ mm, $U_{giriş}=1$ m/s mm için sıcaklık (solda) ve hız eş düzey eğrileri (sağda)



Şekil 4. 14 Kanat adımı $H=3.24$ mm, $U_{giriş}=3$ m/s mm için sıcaklık (solda) ve hız eş düzey eğrileri (sağda)



Şekil 4. 15 Kanat adımı $H=3.24$ mm, $U_{giriş}=6$ m/s mm için sıcaklık (solda) ve hız eş düzey eğrileri (sağda)

4.2.2 Kanat Adımı $H=2.5$ mm İçin Sıcaklık ve Hız Eş Düzey Eğrileri

Şekil 4. 16, Şekil 4. 17 ve Şekil 4. 18’de hava giriş hızının 1 m/s – 6 m/s aralığında kanat adımının 2.5 mm olduğu durum için farklı panjur açılarındaki sıcaklık ve hız eş düzey eğrileri sunulmuştur. Kanat adımının 2.5 mm’ye düşmesi genel olarak hava giriş hızına ve panjur açısına bağlı olarak hız ve sıcaklık dağılımlarında ciddi değişimlere neden olmuştur. Ancak bu durum kendini daha çok yüksek panjur açılarındaki göstermiştir.

Panjur açısının $\theta=15^\circ$ ve hava giriş hızının 1 m/s olduğu durumda hız ve sıcaklık dağılımlarında kanat adımının 3.24 mm olduğu duruma göre bir değişim olmamıştır. Bunun nedeni panjur açısının hala çok dar olmasından kaynaklanmaktadır. Panjur açısı 20° 'ye yükseldiğinde ise panjurlar etrafındaki düşük hız bölgelerinin azaldığı ve aşağı akım yönüne doğru sıcaklık dağılımının daha homojen olduğu görülmektedir. Bu kanat adımının düşürülmesinin sıcak ve soğuk akışkanların karışımını artırdığını göstermektedir. Panjur açısının 25° ve daha yüksek olduğu durumlarda ise sıcaklık eş düzey eğrilerinden anlaşılabileceği üzere soğuk ve sıcak akışkan karışmaya başlamıştır. Hız eş düzey eğrilerinden görüldüğü üzere panjur açısının 25° olduğu durumda akış ayrılması neredeyse olmazken daha yüksek açılarda aşağı akım yönündeki panjurlarda yerel olarak akış ayrılmaları meydana gelmiştir. Panjur açısının 40° olduğu durumda kanat adımının düşmesi genel olarak panjurlar etrafındaki düşük hız bölgelerinin oluşumunu azaltırken çıkış panjurunda daha büyük bir alanda düşük hız bölgesi oluşmuştur.

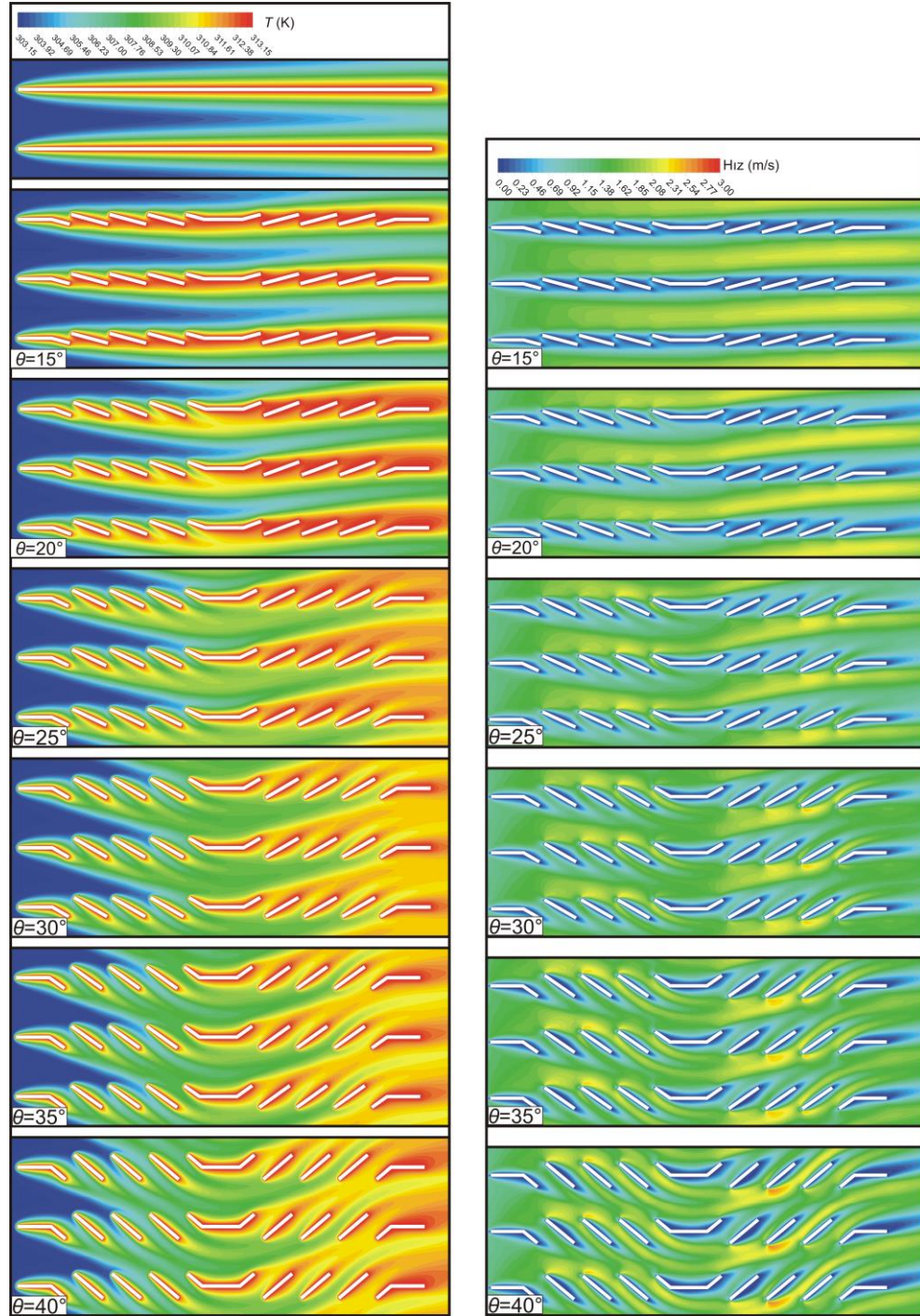
Hava giriş hızı 3 m/s'ye yükseldiğinde panjur açısının 15° olduğu durumda akış yapısında gerek akış hızının artması gerekse kanat adımının daralmasıyla herhangi bir değişim olmamıştır. Panjur açısının oluşturduğu dar bölgenin etkisi ile akış panjurlar arasından ilerleyememekte dolayısıyla düşük hız bölgeleri oluşmaktadır. Bu da panjurlardan havaya meydana gelen ısı transferi miktarını olumsuz etkilemektedir. Panjurlu kanatların çıkış bölgelerinde bile halen sıcak akışkanla karışmamış giriş sıcaklığına çok yakın soğuk akış bölgeleri vardır (Şekil 4. 17). Panjur açısı 20° ve 25° 'ye artırıldığında da panjurların yönlendirmesi ile sıcak ve soğuk akışkanlar karışırken akış halen kanatlar arasında dolaşamamaktadır. Panjur açısı 30° 'ye yükseldiğinde hız eş düzey eğrilerinden görülebileceği üzere akış ayrılmaları çıkış panjurlarında ve yönlendirme panjurlarından hemen sonraki panjurlarda oluşmaya başlamış ve bu bölgede düşük hız kümeleri oluşmuştur. Sıcaklık eş düzey eğrilerine göre (Şekil 4. 17) ise sıcak ve soğuk akışkanlar daha iyi karışmaya başlamıştır. Panjur açısı 35° ve 40° 'ye artırıldıkça akış ayrılamalarından kaynaklı düşük hız kümelerinin kapladığı alan da artmıştır. Panjurlar etrafında düşük hız bölgelerinin oluşması taşınım ile olan ısı transferinin azalmasına neden olan bir sonuçtur. Sıcaklık eş düzey eğrilerinde akış ayrılmalarının fazla olmasından dolayı ısı taşınım katsayısının düşük olduğu bölgelerin

sıcaklığı daha yüksektir. Akış ayrılmalarının az olduğu panjurların etrafındaki ısı alanlar incelenirse bu rahatlıkla görülebilir. Bunun nedeni bu bölgelerde ısıнын kolay transfer edilememesinden ötürü ısı art izlerinin oluşmasıdır.

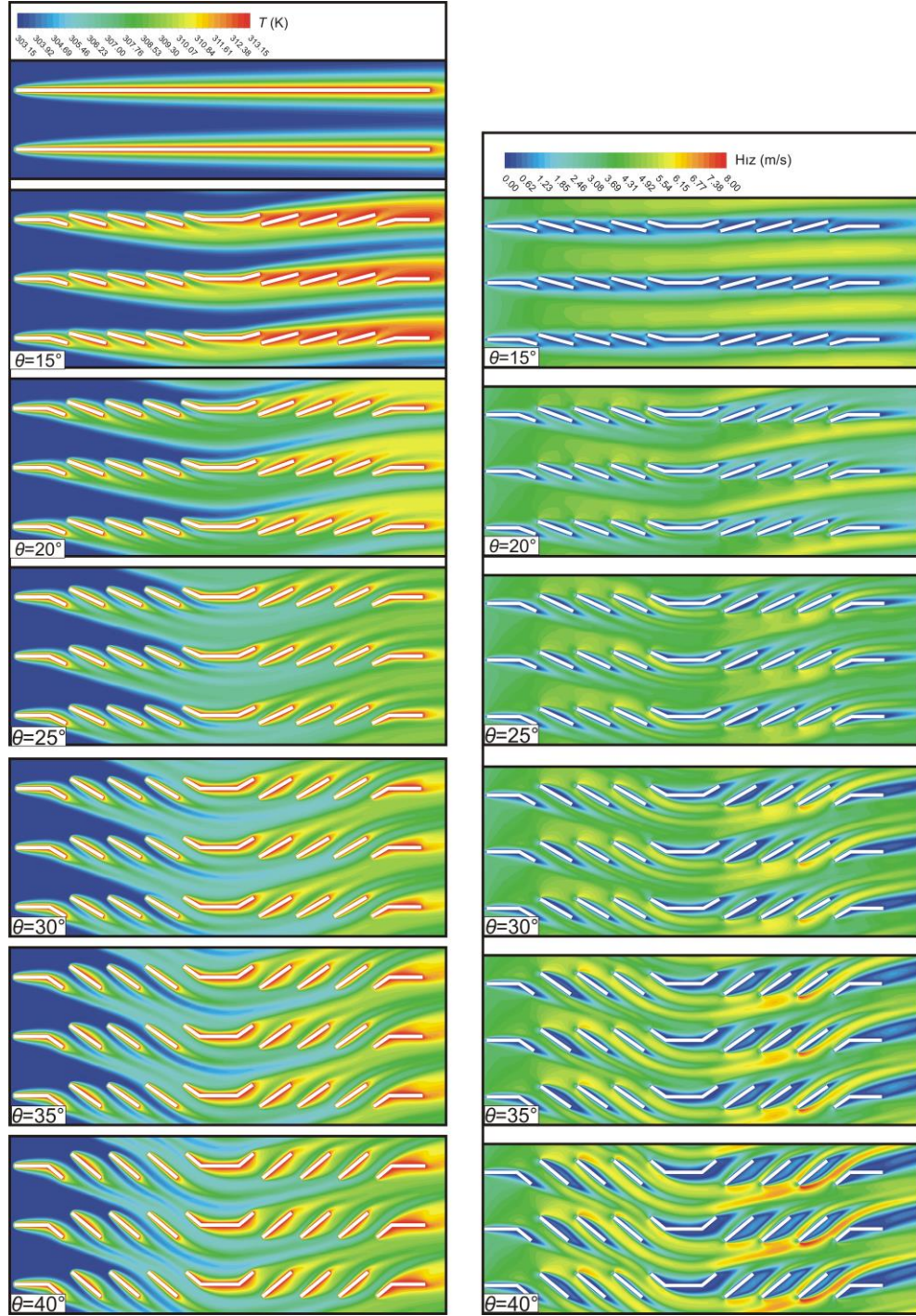
Hava giriş hızı 6 m/s'ye yükseldiğinde panjur açısının 15° olduğu durumda panjurlar etrafında düşük hız bölgesinin büyüklüğü azalmıştır (Şekil 4. 18). Bunun nedeni akışın panjurlar tarafından daha düşük hava hızlarına göre daha fazla yönlendiriliyor olmasıdır. Düşük hız bölgesinin azalmasıyla panjurlar arasındaki sıcak akışkan kümelenmeleri de azalmıştır (Şekil 4. 18). Ancak hala akışın kanatlar arasında dolaşamamasından dolayı sıcak ve soğuk akışkanların karışım miktarları genel anlamda değişmemiştir. Panjur açısı 20° olduğunda ise daha düşük hızlara göre ciddi bir değişim olmamakla birlikte akış ayrılmalarından kaynaklı düşük hız bölgelerinin büyüklükleri artmaya başlamıştır. Panjur açısı 25° olduğunda akış ayrılmaları hâkim olmaya başlamış ve art izi bölgelerinin büyüklüğü daha da artmıştır. Benzer şekilde akış ayrılma bölgelerinde ısı art izi bölgeleri oluşmaya başlamıştır.

Panjur açıları 30°,35° ve 40° olduğunda hız eş düzey eğrilerinden görüleceği üzere hava hızının artması daha dar açılarda olduğunun aksine akış ayrılmalarını dolayısıyla art izi bölgelerinin büyüklüğünü azaltmıştır. Özellikle bu hava hızında ve bu panjur açılarında panjurlu kanatların özgün bir özelliğinin sonucu gözlemlenmiştir. Panjurlu kanatların art arda belirli hücum açılarında sıralanmış düz levhalara benzediğini kabul edebiliriz. Tek bir levha ya da tek bir kanat sırası olan panjurlu kanat durumunda panjur açısının (hücum açısının) ve hava hızının artmasının akış ayrılmalarını artırması beklenir. Ancak burada farklı bir durum olmuş panjur açısının ve hava hızının artması akış ayrılmalarını azaltmıştır. Bunun nedeni belli bir kritik hava hızının (Reynolds sayısının) ya da panjur açısının altında havanın kanat (kanal) doğrultulu olma eğiliminin yüksek olmasıdır. Uygun hava hızında ve panjur açısında akış panjur doğrultulu olmaya zorlanmış akış ayrılmaları olmadan akış giriş doğrultusunu değiştirerek panjur doğrultulu akmaya başlamıştır. Ancak yeterli hava hızının olmaması ve panjur açılarının yeterince geniş olmaması durumunda akış genel olarak kanat doğrultulu akma eğilimini gösterirken panjurların etkisi ile akış ayrılmaları oluşmaktadır. Sıcaklık eş düzey eğrilerinden görüleceği üzere akış yapısının tamamen panjur doğrultulu olması ve akış ayrılmalarının olmaması ısı art izi bölgelerinin oluşmamasını sağlamış bunun yanında farklı kanatlar

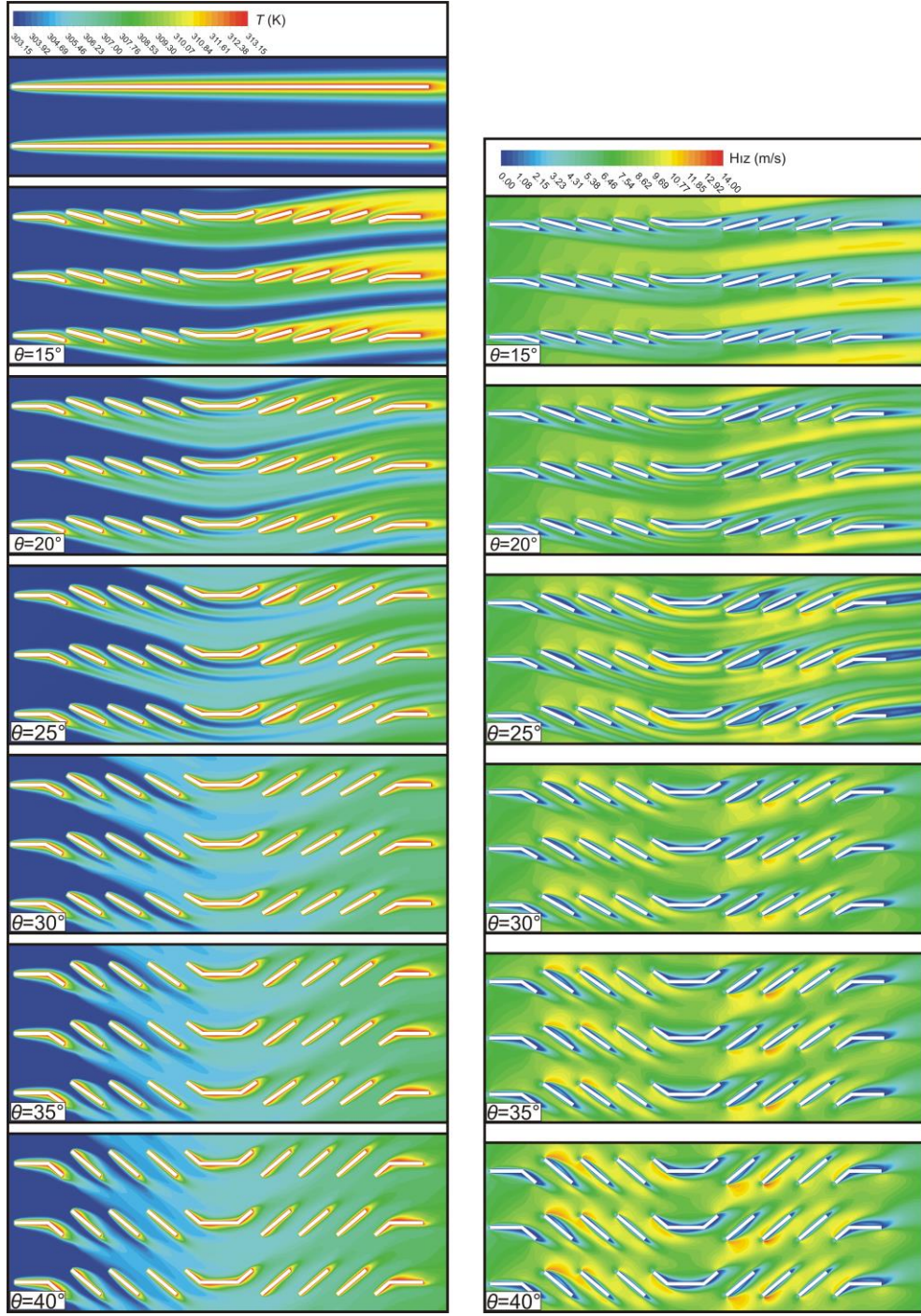
arasından dolaşabilen akış sıcak ve soğuk bölgelerin karışmasını sağlayarak ısı transfer miktarını da artırmıştır.



Şekil 4. 16 Kanat adımı $H=2.5$ mm, $U_{giriş}=1$ m/s mm için sıcaklık (solda) ve hız eş düzey eğrileri (sağda)



Şekil 4. 17 Kanat adımı $H=2.5$ mm, $U_{giriş}=3$ m/s için sıcaklık (solda) ve hız eş düzey eğrileri (sağda)



Şekil 4. 18 Kanat adımı $H=2.5$ mm, $U_{giriş}=6$ m/s mm için sıcaklık (solda) ve hız eş düzey eğrileri (sağda)

4.2.3 Kanat Adımı $H=2.24$ mm İçin Sıcaklık ve Hız Eş Düzey Eğrileri

Şekil 4. 19, Şekil 4. 20 ve Şekil 4. 21’de hava giriş hızının 1 m/s – 6 m/s aralığında kanat adımının 2.24 mm olduğu durum için farklı panjur açılarında sıcaklık ve hız eş düzey eğrileri sunulmuştur.

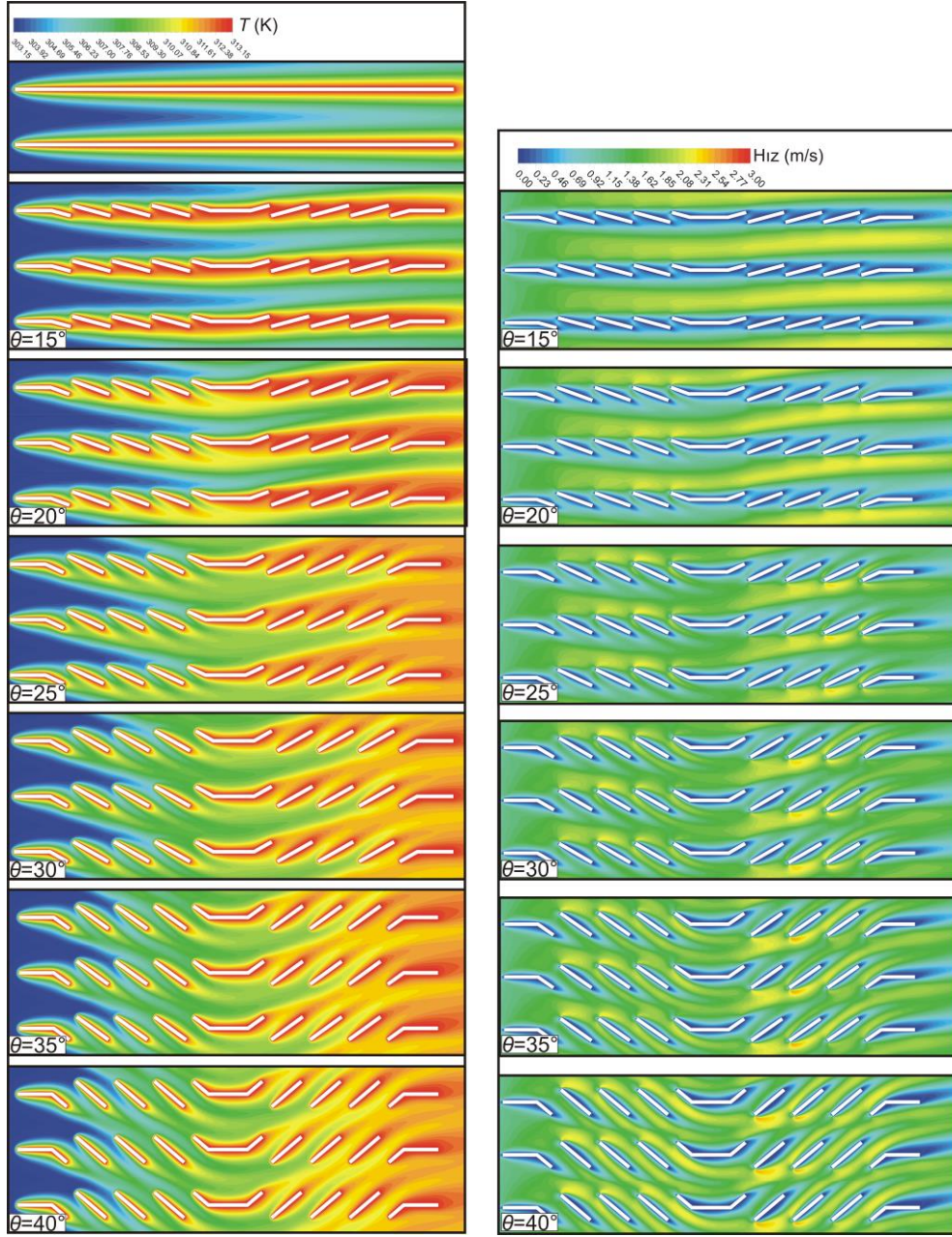
Panjur açısının 15° ve hava giriş hızının 1 m/s olduğu durum için sıcaklık ve hız eş düzey eğrilerinden (Şekil 4. 19) görülebildiği gibi ısı ve hız art izi bölgeleri panjurlar etrafında oluşmaktadır. Panjur açısı 20° olduğunda ise hız art izleri kaybolurken ısı art izleri hala etkindir. Panjur açısı 25° olduğunda ise ısı art izleri de neredeyse kaybolmuştur. Panjur açısı 30° ’den 40° ’ye artarken çıkış panjurlarının üst kısmında düşük hız bölgeleri oluşmuştur bu da sıcaklık alanında ısı art izlerinin oluşmasına neden olmuştur. Panjur açıları 35° ve 40° durumlarında akışın panjur doğrultulu olması ve kanatlar arasında dolaşmaya başlaması nedeniyle sıcak ve soğuk akışkanın karışımı artmıştır.

Hava giriş hızının 3 m/s’ye artırılması panjur açısının 15° ve 20° olduğu durumlarda panjurlar etrafındaki düşük hız bölgesinin sırasıyla azalmasını ve ortadan kalkmasını sağlamıştır. Panjur açısı 25° olduğu zaman ise akış panjurlar arasına yönelmiş ve panjurlar arasındaki hava akımının hızı giriş hızlarına göre değerlendirildiğinde artış göstermiştir. Sıcaklık alanlarına bakıldığında (Şekil 4. 20) panjur açısı 15° iken hava hızının artması panjurlar arasındaki ısı art izini azaltırken sıcak - soğuk akışkan karışımına her hangi bir katkı sağlamamıştır. Panjur açıları 20° ve 25° ’de hava hızının artması ile sıcaklık alanlarında ciddi oranda homojen bir dağılım gözlemlenmemiştir. Hava hızının artması panjurların akışı yönlendirebilme kabiliyetini artırsa da yüksek hava hızlarında panjurlar arasından ilerleyen akışkanın panjur desenini bozmadan ilerleme eğilimi sıcak - soğuk akışkan karışımını engellemiş olabilir. Bu durum kendini daha yüksek açılarda daha net göstermiştir. Panjur açısının 30° olduğu durumda panjurların akışı tam olarak yönlendirmesi ancak karışım sağlamaması nedeniyle bazı bölgelerde giriş akışkanının sıcaklığının çok değişmediği sabit sıcaklık “yollarının” olduğu görülebilmektedir. Şekil 4. 28’de verilen panjurlu kanatların düz kanatlara göre ısı transfer miktarlarındaki artışı veren grafiklerden de görüleceği üzere 30° panjur açısında ısı transferindeki artış düşük olmuştur. Daha yüksek panjur açılarında akışın kanatlar arasında dolaşabilmesinin yanında sıcak - soğuk akışkan bölgelerinin daha iyi

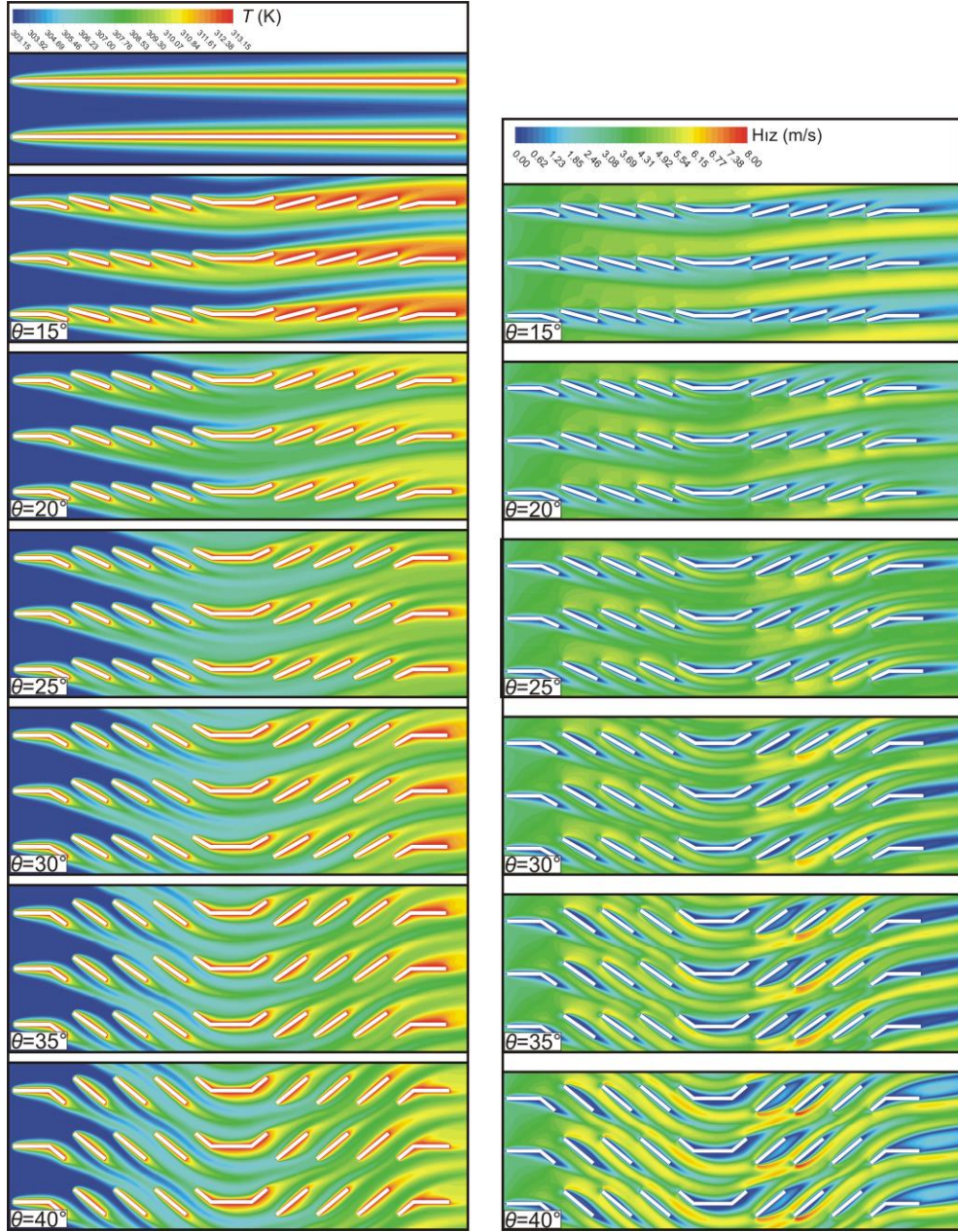
karıştığı görülebilmektedir. Bu durum panjur açısının, kanat adımının ve Reynolds sayısının (dolayısıyla hava hızının) akışın en iyi şekilde karışabilmesi için kritik öneme sahip olduğu göstermektedir.

Hava giriş hızının 3 m/s'den 6 m/s'ye artmasıyla sıcaklık dağılımları açısından bakıldığında 15° açılı panjurlu kanatta bir değişim olmazken 20° ve 25° açılı panjurlu kanatta akışın karışım miktarının arttığı görülebilmektedir (Şekil 4. 21). Ancak panjur açısının 25° olduğu durumda özellikle çıkış panjurunda akış ayrılmalarından dolayı ciddi miktarda düşük hız bölgesi oluşmuştur.

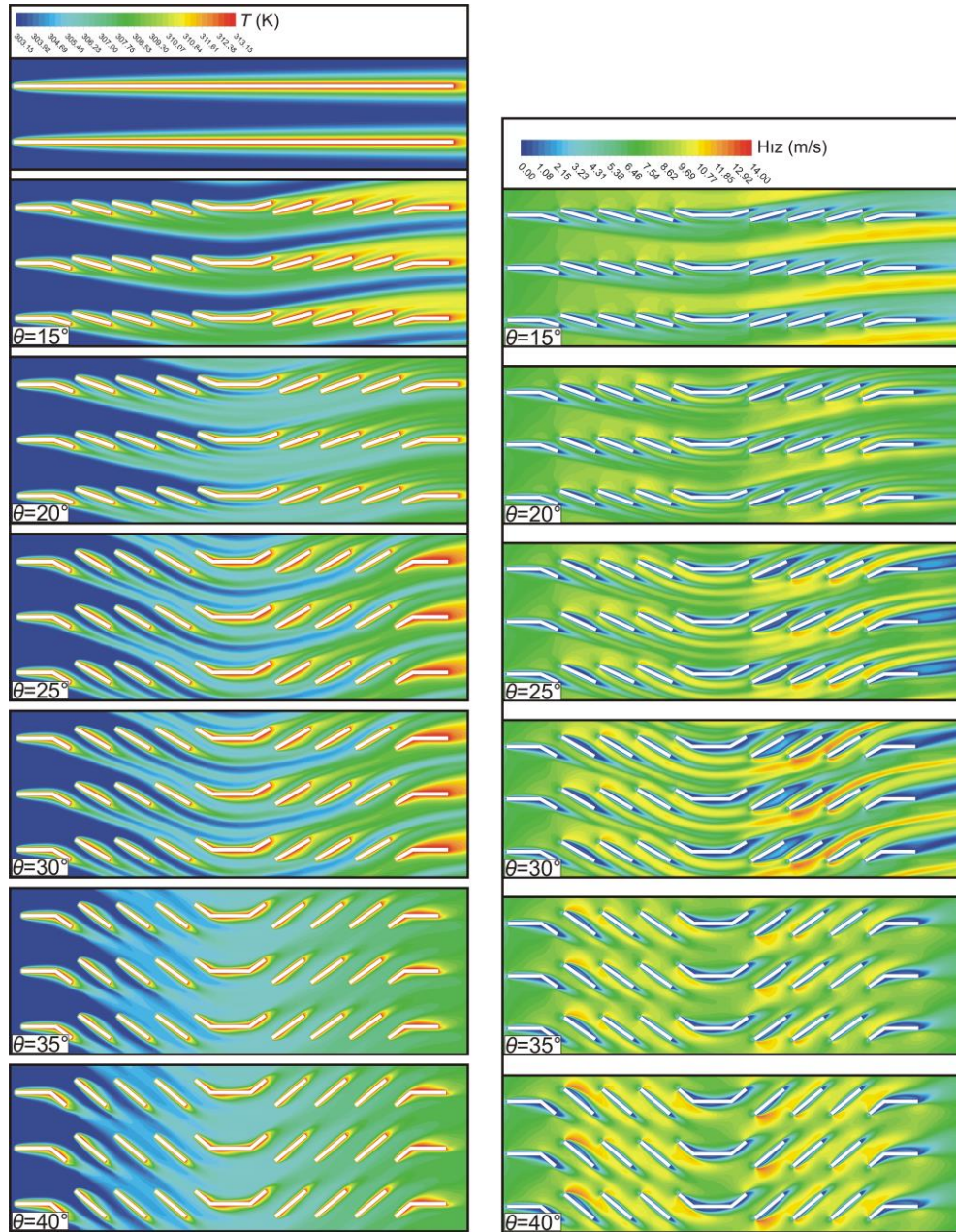
Panjur açısı 30° olduğunda ise sıcaklık eş düzey eğrilerinden görüleceği üzere akışın karışım miktarı azalmıştır (Şekil 4. 21). Akış ayrılmalarında ise hem panjur açısının artması ile hem de hava hızının artması ile ciddi artış olmuş ve düşük hız bölgelerinin büyüklüğü artmıştır. Ancak daha yüksek panjur açıları için akış ayrılmaları yok olmuş ve sıcak - soğuk akışkan karışımı ciddi oranda artmıştır.



Şekil 4. 19 Kanat adımı $H=2.24$ mm, $U_{giriş}=1$ m/s mm için sıcaklık (solda) ve hız eş düzey eğrileri (sağda)



Şekil 4. 20 Kanat adımı $H=2.24$ mm, $U_{giriş}=3$ m/s mm için sıcaklık (solda) ve hız eş düzey eğrileri (sağda)



Şekil 4. 21 Kanat adımı $H=2.24$ mm, $U_{giriş}=6$ m/s mm için sıcaklık (solda) ve hız eş düzey eğrileri (sağda)

4.2.4 Kanat Adımı $H=2$ mm İçin Sıcaklık ve Hız Eş Düzey Eğrileri

Şekil 4. 22, Şekil 4. 23 ve Şekil 4. 24'te hava giriş hızının 1 m/s – 6 m/s aralığında kanat adımının 2 mm olduğu durum için farklı panjur açılarında sıcaklık ve hız eş düzey eğrileri sunulmuştur.

Kanat adımı $H=2$ mm bu tez çalışması kapsamındaki en düşük kanat adımıdır. Kanat adımının düşük olması kanatlar arasındaki kanalın daralmasından ötürü akışın panjurlar

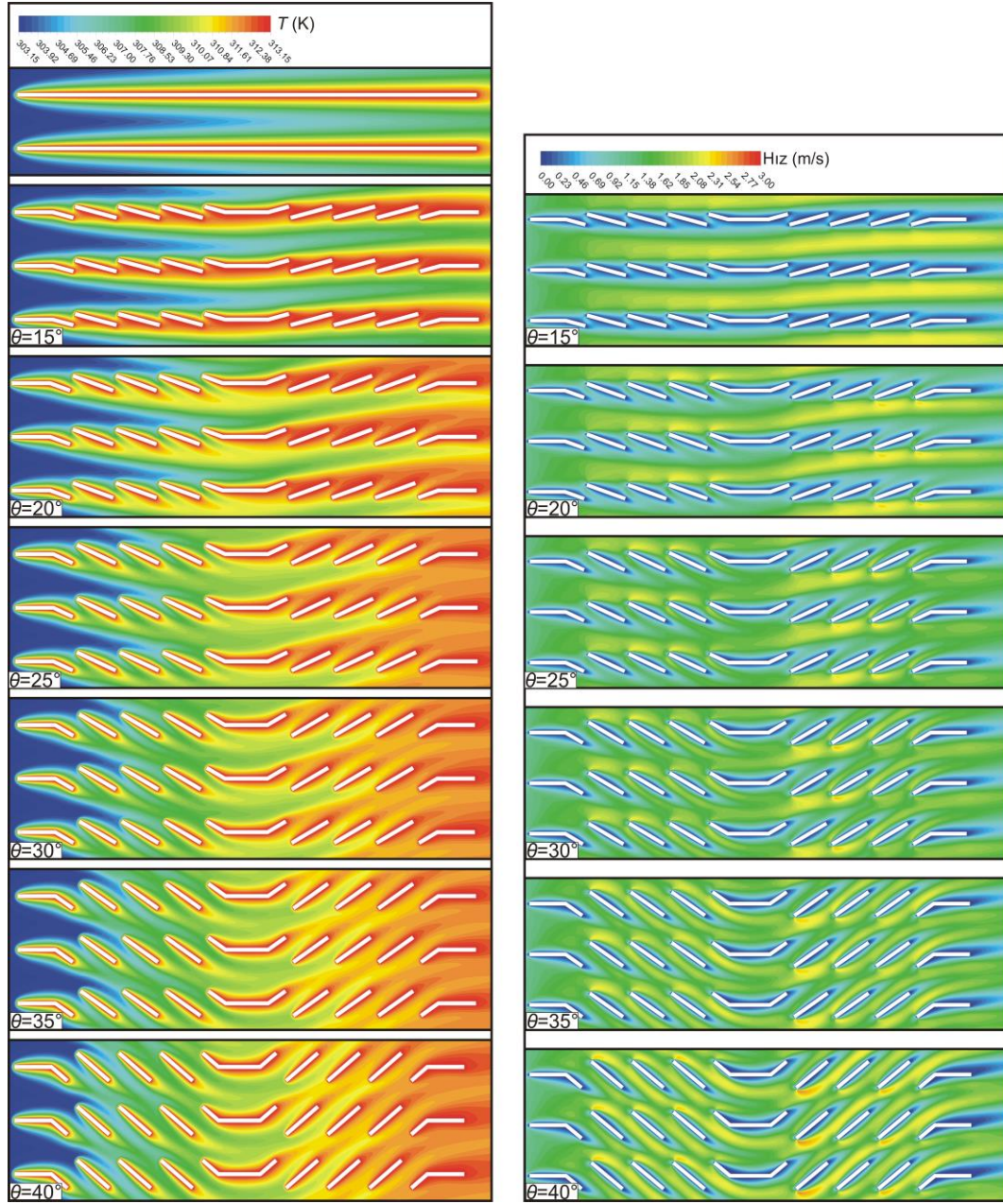
tarafından akış ayrılması olmadan saptırılmasını kolaylaştırmaktadır. Kanat adımının düşük olması aynı zamanda akışın daha fazla sayıda kanat arasında dolaşmasını sağlar. Aynı hava giriş hızı için kesitin daralmasından ötürü ortalama akış hızı da artar ve bu taşınım katsayısının artmasına neden olan bir etkidir.

Hava giriş hızı 1 m/s için panjur açısının 15° olduğu duruma bakıldığında panjurlar etrafındaki düşük hız bölgesinin diğer kanat adımlarına göre oldukça düşük bir alan kapladığı görülebilmektedir (Şekil 4. 22). En düşük hava hızında bile panjurların havayı yönlendirme etkisi yüksektir. Ancak hala panjurların üst bölgelerinde ısı art izleri oluşmuştur. Panjur açısı 20° için ısı art izleri yine panjurların üst bölgelerinde oluşurken düşük hız bölgeleri oldukça düşük bir alanı kaplamaktadır. Panjur açısı 25° olduğunda hem ısı art izi bölgeleri hem de düşük hız bölgeleri tamamen kaybolmuştur. Panjur açısı 30° 'den 40° 'ye yükselirken akış yine panjur doğrultulu olmaya devam etmiş sadece çıkış panjurlarında akış ayrılmasından kaynaklı düşük hız bölgeleri oluşmuştur. Benzer şekilde akışın panjur doğrultulu olmasından dolayı sıcaklık dağılımlarına bakıldığında sıcak – soğuk akışkan karışımının etkin şekilde gerçekleşebildiği görülmektedir.

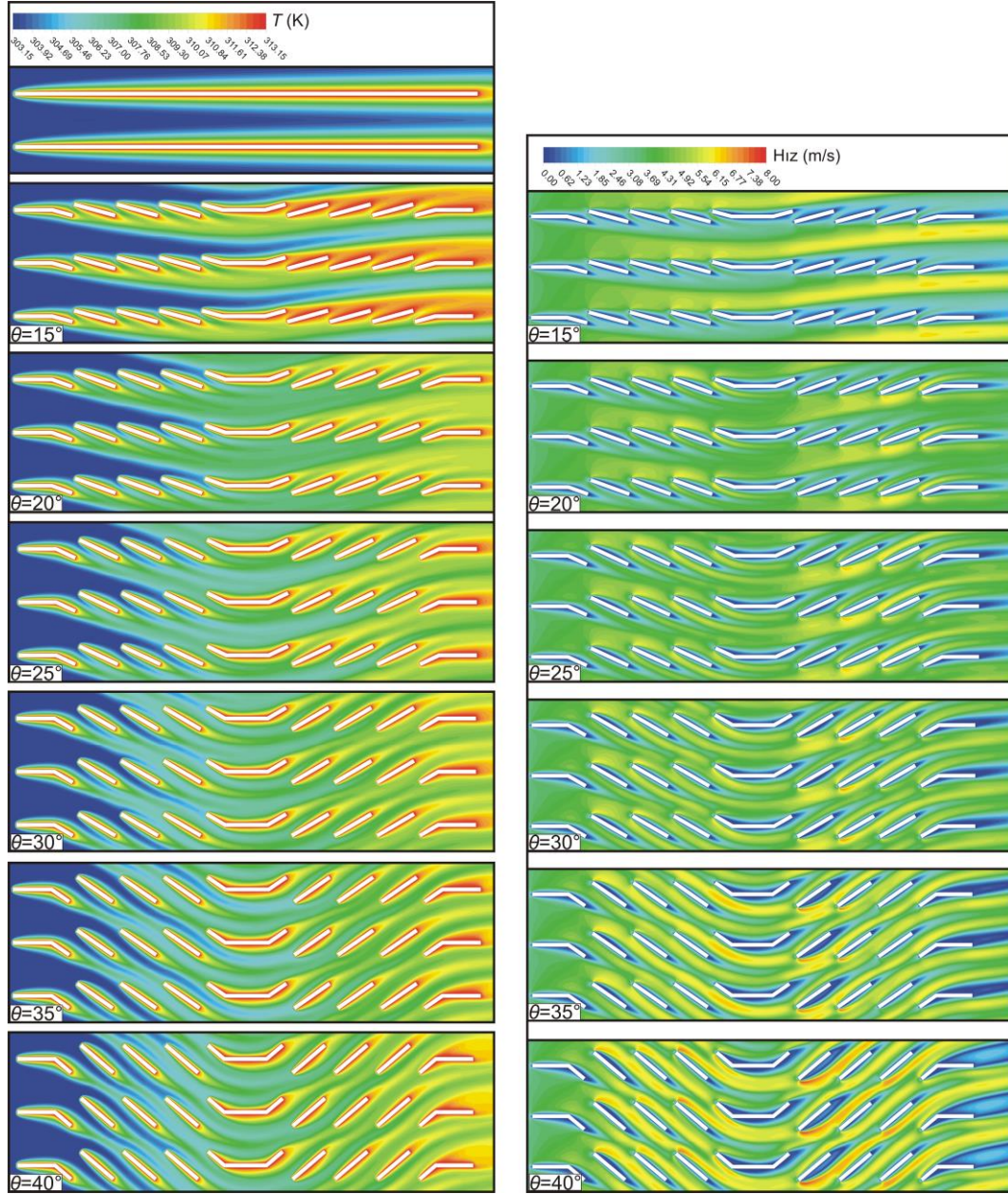
Hava giriş hızı 3 m/s'ye artırıldığında özellikle 15° açılı panjurlu kanatta panjurlar arasındaki düşük hız bölgeleri kaybolurken panjur açıları 20° ve 25° durumlarında herhangi bir değişim olmamıştır (Şekil 4. 23). Sıcaklık eş düzey eğrilerinde ise hava hızının artması panjur açıları 15° , 20° ve 25° için ısı art izi bölgelerinin kaybolmasını sağlamıştır. Panjur açıları 30° , 35° ve 40° olduğunda açının artmasıyla birlikte akış ayrılamalarından kaynaklı düşük hız bölgelerinin büyüklüğü ciddi oranda artmıştır. Özellikle çıkış panjurlarında ciddi akış ayrılmaları meydana gelmiştir. Şekil 4. 26'dan görüldüğü gibi panjur açısı 20° 'den sonra ısı transferindeki artış azalmaya başlamıştır.

Hava giriş hızı 6 m/s olduğunda düşük panjur açılarından sadece 20° 'de akış ayrılmaları meydana gelmiştir (Şekil 4. 24). Sıcaklık eş düzey eğrilerinden de panjur açısı 25° durumunda sıcak – soğuk akışkan karışımının azaldığı görülmektedir. Q^* değerlerine bakıldığında panjur açısı 25° olduğunda ani bir düşüşün olduğu görülmektedir (Şekil 4. 28). Panjur açısının 25° 'den büyük değerlerinde akış ayrılmaları ortadan kalkmış akış tamamen panjur doğrultulu olmuş ve sıcak – soğuk akışkan karışımı artmaya

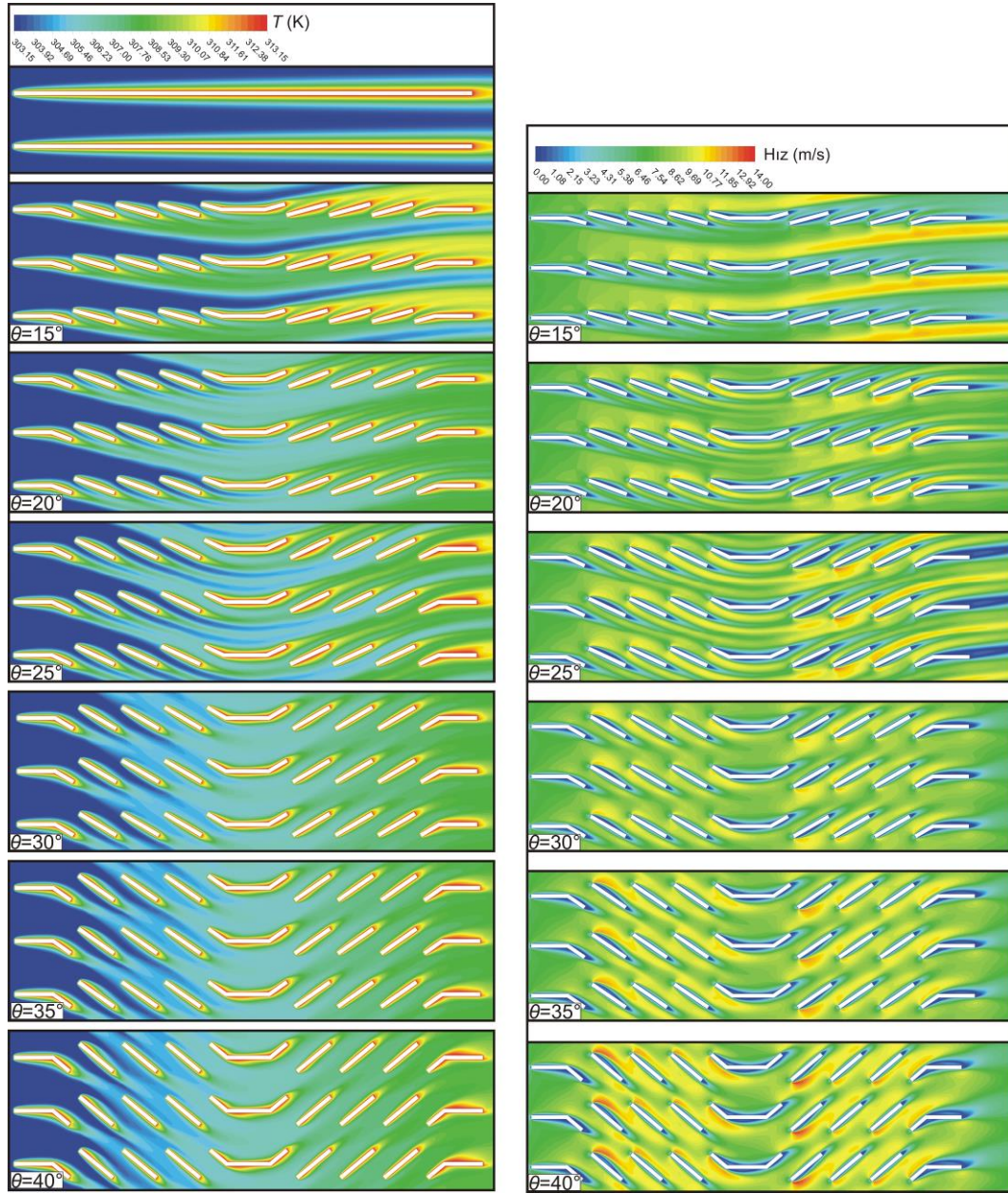
başlamıştır (Şekil 4. 24). Sonuç olarak Q^* değerleri de panjur açısı ile artmaya devam etmiştir (Şekil 4. 28).



Şekil 4. 22 Kanat adımı $H=2$ mm, $U_{giriş}=1$ m/s mm için sıcaklık (solda) ve hız eş düzey eğrileri (sağda)



Şekil 4. 23 Kanat adımı $H=2$ mm, $U_{giriş}=3$ m/s mm için sıcaklık (solda) ve hız eş düzey eğrileri (sağda)



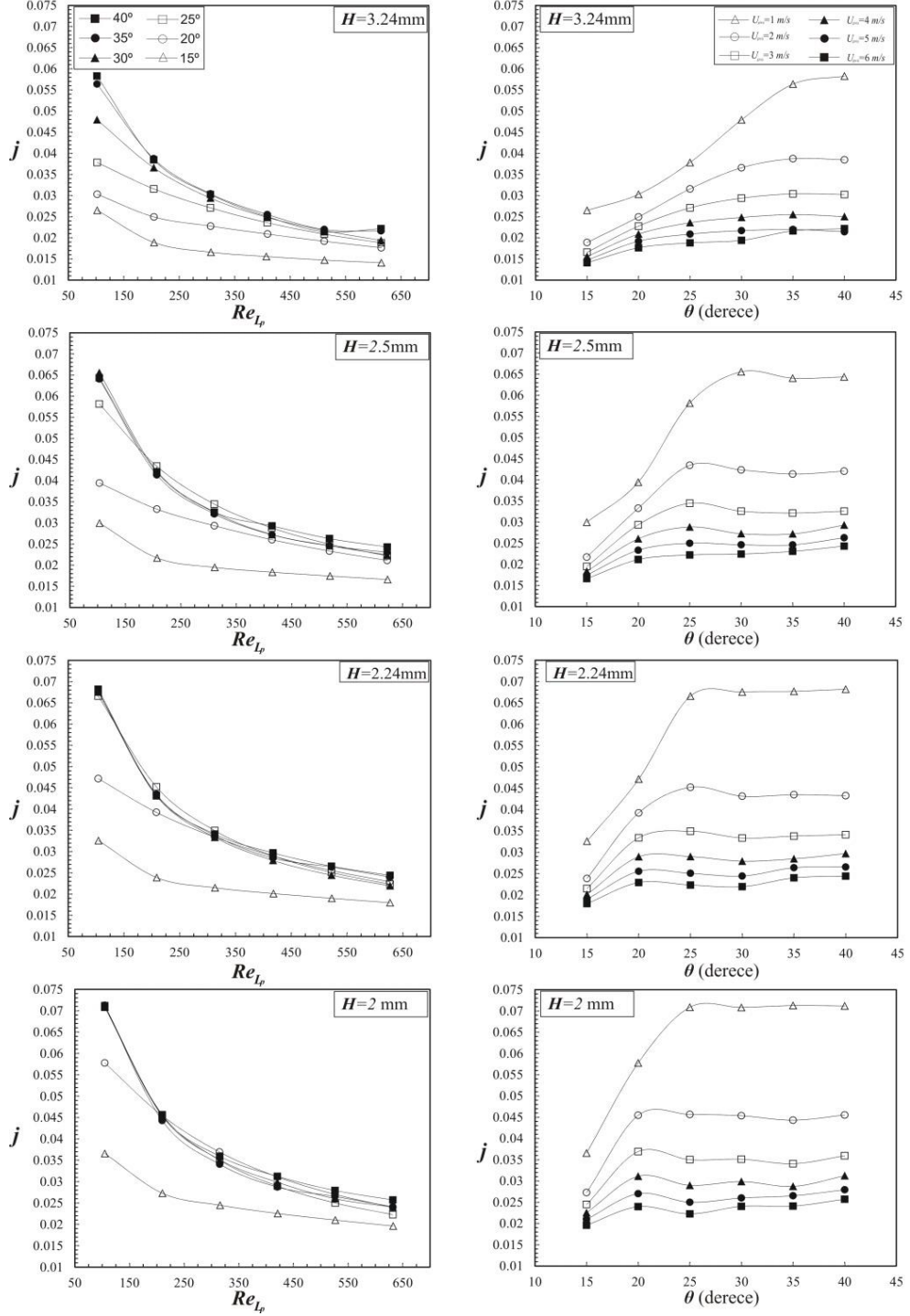
Şekil 4. 24 Kanat adımı $H=2$ mm, $U_{giriş}=3$ m/s mm için sıcaklık (solda) ve hız eş düzey eğrileri (sağda)

4.3 Isı Geçişi ve Basınç Düşüşü Karakteristikleri

4.3.1 Colburn - j faktör Sonuçları

Şekil 4. 25'te Colburn - j faktör değerlerinin panjur açısı ve Reynolds sayısına bağlı değişimi ile Colburn - j faktör değerlerinin farklı hava giriş hızları için panjur açısına bağlı değişimi bütün kanat adımları için sunulmuştur. Colburn - j faktör değerlerinin panjur açısına bağlı değişimleri akışkan özelliklerine ve kanat adımına bağlı olarak

Reynolds sayısındaki değişimleri göz ardı etmek için hava giriş hızına göre sunulmuştur. Bütün panjur açıları ve kanat adımları için Colburn - j faktör değerleri Reynolds sayısı arttıkça azalan bir eğilimle azalış göstermiştir.



Şekil 4. 25 Colburn - j faktörün farklı panjur açıları için Reynolds sayılı ile değişimi (sol sütunda) ve Colburn - j faktörün farklı U_{giris} hızları için panjur açısı ile değişimi (sağ sütunda)

Kanat adımı $H=3.24$ mm için bütün hava giriş hızlarında Colburn - j faktör değerleri panjur açısı ile artmıştır. Colburn - j faktör değerlerinin panjur açısı ile artışı Reynolds sayısına bağlı olarak panjur açısına göre farklı oranlarda artmıştır. Hava giriş hızı yükseldikçe Colburn - j faktör değerlerindeki artış oranı azalmıştır. $U_{giriş}=1$ m/s için Colburn - j faktör değeri panjur açısı $\theta=15^\circ$ 'den $\theta=40^\circ$ 'ye yükselirken 0,0265'ten 0,0583'e hiperbolik olarak %120 oranında artmıştır. $U_{giriş}=2$ m/s'ye çıkarıldığında ise Colburn - j faktör değeri panjur açısı $\theta=15^\circ$ 'den $\theta=40^\circ$ 'ye yükselirken % 103 oranında artmıştır. Panjur açısı ile Colburn - j faktör değerlerinin artış miktarı en yüksek hız için % 57.45 oranındadır.

Kanat adımı $H=2.5$ mm için Colburn - j faktör değerleri $H=3.24$ mm'ye göre farklı bir değişim eğilimi göstermiştir. Colburn - j faktör değerleri panjur açısına bağlı olarak sürekli bir artış göstermemiştir. Hava giriş hızı $U_{giriş}=1$ m/s için Colburn - j faktör değerleri $\theta=15^\circ$ 'den $\theta=30^\circ$ 'ye kadar % 119.4 oranında artarken daha yüksek açılarda bir miktar düşmüştür. Hava giriş hızı 2 m/s ve 3 m/s'ye yükseldiğinde ise Colburn - j faktör en yüksek değerlerini $\theta=25^\circ$ için almıştır. Hava giriş hızlarının 4 m/s ve 5 m/s değerlerinde ise Colburn - j faktör panjur açıları 30° ve 35° için düşerken 40° 'de tekrar artış göstermiştir. $U_{giriş}= 6$ m/s iken Colburn - j faktör panjur açısının $\theta=15^\circ$ 'den $\theta=40^\circ$ 'ye artmasıyla % 46.4 oranında artış göstermiştir. Colburn - j faktör hava giriş hızı 1 m/s ve panjur açısı $\theta=30^\circ$ iken panjur açısı ile artmayı bırakırken daha yüksek hızlarda bu kritik açı 25° olmuştur. Şekil 4. 4'te sunulan akım çizgilerinden görülebileceği üzere $U_{giriş}= 1$ m/s için panjur açısının artmasıyla akışın panjur doğrultulu olma eğilimi artış göstermiştir. Ancak $\theta=35^\circ$ ve $\theta=40^\circ$ 'de akış ayrılmaları da meydana gelmiştir. Bu durum ısı transferi miktarının $\theta=30^\circ$ 'den sonra artışının durmasına neden olmuştur. Hava akış hızı $U_{giriş}= 3$ m/s olduğunda akış ayrılmaları $\theta=30^\circ$ 'de başlamış $\theta=35^\circ$ ve $\theta=40^\circ$ 'de artarak devam etmiştir. Bu durum ısı transferi miktarının $\theta=25^\circ$ 'den sonra düşmesine neden olmuştur. Hava giriş hızının 6 m/s değerinde akış ayrılmaları ısı transferini azaltacak mertebede büyük olmamış ve panjur açısının yükselmesi ile ısı transferi miktarı dolayısıyla Colburn - j faktör değerleri artmıştır.

Kanat adımı $H=2.24$ mm'ye indirildiğinde hava giriş hızı 1 m/s için Colburn - j faktör $\theta=15^\circ$ 'den $\theta=25^\circ$ 'ye kadar % 104.3 oranında artarken daha yüksek açılarda sabit

kalmıştır. $H=2.5$ mm iken ısı transferi artışı açısından kritik panjur açısı $\theta=30^\circ$ iken $H=2.24$ mm'de kritik panjur açısı $\theta=25^\circ$ 'ye düşmüştür. Kanat adımının düşmesi akışın daha dar panjur açılarında panjur doğrultulu olma eğilimi göstermesini sağlamıştır. $U_{giriş}=2$ m/s için Colburn - j faktörün panjur açısına bağlı olarak en yüksek ve en düşük değerleri arasında % 89 fark vardır. Panjur açısının artırılması bu hız için Colburn - j faktörü etkin şekilde artırmıştır. Hava giriş hızı 3 m/s'ye artırıldığında ise panjur açısının $\theta=25^\circ$ 'den daha geniş değerlerinde Colburn - j faktör bir miktar düşüş göstererek sabitlenmiştir. Şekil 4. 8'te sunulan akım çizgilerinden görüldüğü gibi $\theta=30^\circ$ 'den itibaren akış ayrılmaları olmaya başlamıştır. $\theta=35^\circ$ ve $\theta=40^\circ$ 'de akış ayrılmaları ciddi boyuta ulaşmıştır. Ancak akış ayrılmaları sadece çıkış panjurlarında olmaktadır, giriş panjurlarında akış panjur doğrultulu olarak ilerlemektedir. Akış ayrılmalarının ısı transferini azaltıcı etkisini akışın panjur doğrultulu olması dengelemekte ve $\theta=25^\circ$ 'den sonra Colburn - j faktör değerleri sabitlenmektedir. Hava giriş hızları $U_{giriş}=4$ m/s, 5 m/s ve 6 m/s için Colburn - j faktör en yüksek değerlerine $\theta=20^\circ$ için ulaşmaktadır. Hava giriş hızının dolayısıyla Reynolds sayısının artmasıyla kritik panjur açısı da düşmüştür. Hava giriş hızı 6 m/s olduğunda panjur açısı $\theta=20^\circ$ 'den $\theta=25^\circ$ 'ye artarken Colburn - j faktör değeri düşmüştür. Akım çizgilerine göre (Şekil 4. 9) panjur açısı 20° ve 25° için akış aynı sayıda kanat arasında dolaşırken 25° 'de aşağı akım yönündeki son çıkış panjurunda akış ayrılmaları meydana gelmiştir. Bu akış ayrılmaları ısı transferini olumsuz etkilemektedir. Panjur açısı 30° 'ye yükseldiğinde ise hava üç kanat arasında dolaşabilmekte, ancak ısı transferini azaltıcı etkisi olan ciddi miktarda akış ayrılması oluşmaktadır. Şekil 4. 21'deki sıcaklık eş düzey eğrilerinden görüleceği üzere bu panjur açısı ($\theta=30^\circ$) için akış ayrılmalarının olduğu panjurlarda ısı art izleri de oluşmuştur. Bu nedenle $\theta=30^\circ$ için ısı transferi miktarı düşüş göstermiştir. Panjur açısı $\theta=35^\circ$ ve $\theta=40^\circ$ 'ye yükseldiğinde ise akış tam olarak panjur doğrultulu olmakta ve aynı zamanda akış ayrılmaları son çıkış panjurları hariç tamamen yok olmaktadır. Bu nedenle bu iki panjur açısı için ısı transferi miktarı tekrar artış göstermiştir.

Kanat adımının 2 mm'ye düşmesiyle 2 m/s ve daha yüksek hava hızlarında kritik panjur açısı 20° 'ye düşmüştür. Başka bir ifadeyle Colburn - j faktör değerleri panjur açısı $\theta=20^\circ$ 'ye kadar yükselirken artmış daha geniş açılarda ise sabitlenmiş ya da bir miktar

düşüş göstermiştir. Hava giriş hızının 1 m/s değerinde ise kritik panjur açısı 20° olmuştur ve panjur açısının 15° 'den 25° 'ye artırılması ile Colburn - j faktör değeri % 93.71 oranında artmıştır. Hava hızı 3 m/s için panjur açısı 20° 'den daha yüksek açılarda Colburn - j faktör değeri düşmektedir.

4.3.2 Fanning Sürtünme Faktörü f Sonuçları

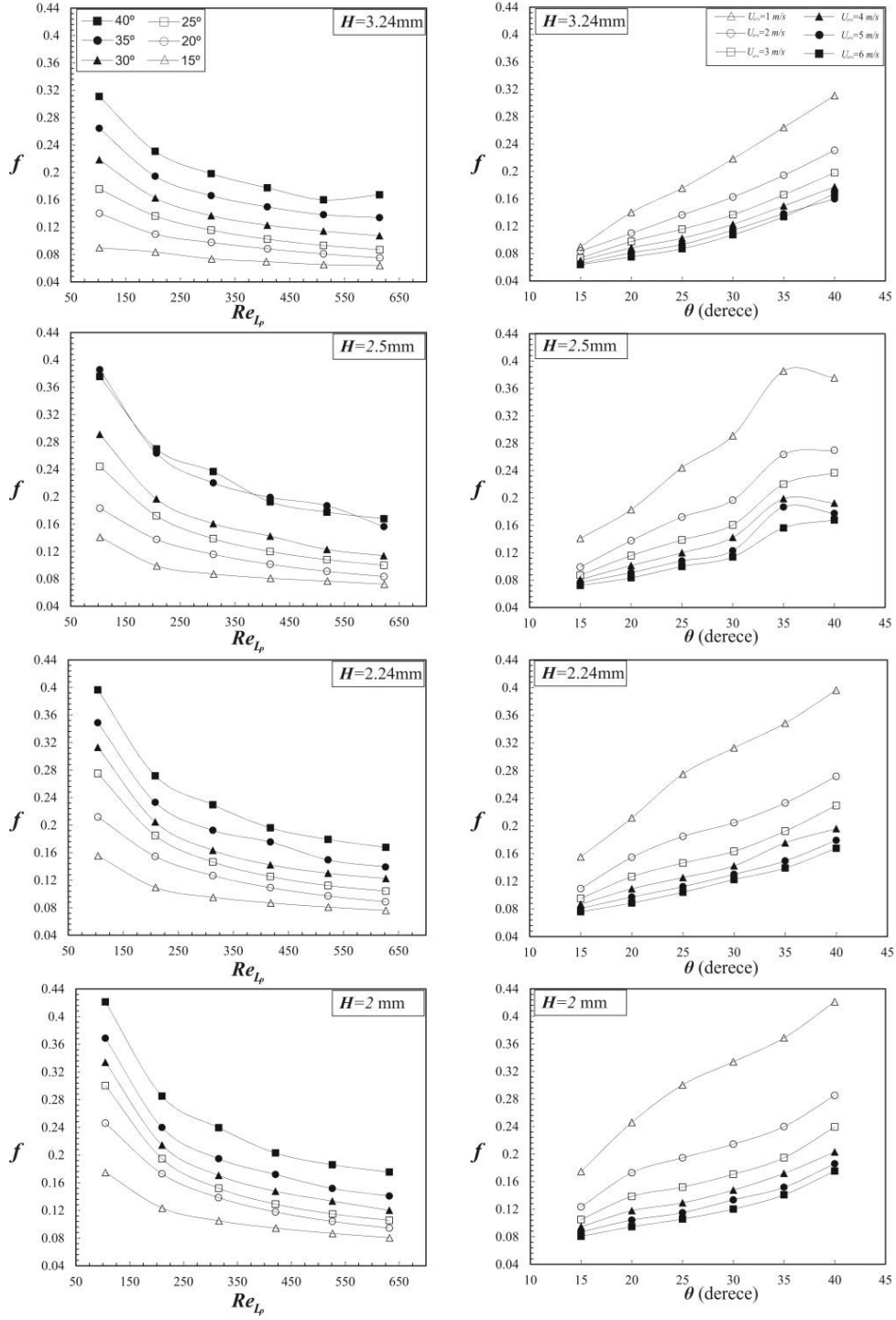
Şekil 4. 26'da Fanning sürtünme faktörü f 'nin farklı panjur açıları için Reynolds sayısı ile değişimi (sol sütunda) ve farklı hava giriş hızları için panjur açısı ile değişimi (sağ sütunda) verilmiştir. Fanning sürtünme faktörü bütün panjur açıları için Reynolds sayısı ile düşmüştür. Kanat adımı ve hava giriş hızına dolayısıyla Reynolds sayısına bağlı olarak Fanning sürtünme faktörünün panjur açısına bağlı değişimi farklı olmuştur. Isı transferinden farklı olarak akış ayrılmaları ve akışın panjur doğrultulu akarak akış yolunu uzatması Fanning sürtünme faktörünü artıran iki etmendir. Başka bir ifadeyle ısı transferini daha çok azaltıcı etki yapan akış ayrılmaları Fanning sürtünme faktörünü artırıcı etki yapmaktadır. Bu nedenle ısı transferi ve basınç düşüşü grafiklerinin panjur açısına bağlı değişimi aralarındaki analojiye aykırı olarak farklı eğilimler gösterebilmektedir.

$H=3.24$ mm'de bütün hava hızlarında Fanning sürtünme faktörü f panjur açısının artması ile doğrusal olarak artmaya devam etmiştir. Hava giriş hızı 1 m/s için panjur açısı $\theta=30^\circ$ 'ye kadar panjur açısının artması ile akışın daha geniş bir açıyla yönlendirilmesi basınç düşüşünü artırırken daha yüksek açılarda akış ayrılmaları da basınç düşüşünün artmasında etkili olmuştur. Panjur açısı 15° 'den 40° 'ye yükselirken hava giriş hızları 1 m/s ve 6 m/s için Fanning sürtünme faktörü f sırasıyla % 246 ve %162.2 artmıştır. Sürtünme faktörü f genel olarak hava akım hızının dolayısıyla Reynolds sayısının artması ile azalmıştır. Ancak Panjur açısı $\theta=40^\circ$ için Reynolds sayısı 512'den 614'e yükselirken sürtünme faktörü f de yükselmiştir. Panjur açısının düşmesiyle sürtünme faktörü f 'nin değişiminin Reynolds sayısına bağlılığı azalmıştır.

Kanat adımı $H=2.5$ mm ve hava giriş hızı $U_{giriş} = 1$ m/s'de panjur açısı $\theta=35^\circ$ 'ye kadar sürtünme faktörü f değerleri artmış ardından düşmüştür. Panjur açıları 35° ve 40° 'de hava akımı aynı sayıda kanat arasında dolaşabilmektedir. Panjur açısı 40° için

panjurların açısı nedeniyle panjurlar arasındaki boşluk panjur açısı 35° 'ye göre daha fazladır. Bu durum sürtünme faktörü f 'nin azalmasına neden olmuştur. Hava giriş hızı $U_{giriş} = 2$ m/s için de aynı durum meydana gelmiştir. $U_{giriş} = 3$ m/s olduğunda ise panjur açısının artmasıyla sürtünme faktörü f sürekli olarak artış göstermiştir. $U_{giriş} = 3$ m/s için $\theta = 35^\circ$ ve $\theta = 40^\circ$ durumlarında panjurlar etrafından akış ayrılmaları meydana gelmiştir. $\theta = 40^\circ$ için çıkış panjurlarında meydana gelen akış ayrılmaları düşük hız bölgeleri yaratırken (Şekil 4. 17) havanın panjur doğrultulu akması engellenmiş kanat doğrultulu akım (Şekil 4. 5) meydana gelmiştir. Giriş panjurlarında akış ayrılmaları nispeten daha azdır ve akış panjur doğrultulu olmuştur. Hava giriş hızlarının 4 m/s ve 5 m/s olduğu durumlarda da sürtünme faktörü f 'nin değeri $\theta = 35^\circ$ 'ye kadar artarken sonra düşmüştür. $U_{giriş} = 6$ m/s için akım çizgilerinden (Şekil 4. 6) görüldüğü üzere önemli boyutlarda akış ayrılmaları meydana gelmemiştir. Sürtünme faktörü f panjur açısının $\theta = 35^\circ$ 'ye kadar yükseltilmesi ile artmış $\theta = 40^\circ$ 'ye yükselirken ise az miktarda artış göstermiştir. Bu kanat adımıyla sürtünme faktörü f 'nin değişimini akış ayrılmaları ve panjur açılarına bağlı olarak panjurlar arasındaki mesafe belirlemiştir. Panjur açısı 15° 'den 40° 'ye yükselirken hava giriş hızları 1 m/s ve 6 m/s için Fanning sürtünme faktörü f sırasıyla % 166.5 ve % 132.5 artmıştır.

Kanat adımları $H = 2.24$ mm ve $H = 2$ mm için sürtünme faktörleri Reynolds sayısının artması ile azalmış ve panjur açısı ile artmıştır. $H = 2.24$ mm için $U_{giriş} = 1$ m/s hızında panjur açısı $\theta = 15^\circ$ 'den $\theta = 40^\circ$ 'ye yükselirken sürtünme faktörü f 0.1552'den 0.3963'e yükselerek %155.3 oranında artış göstermiştir. Hava giriş hızı 6 m/s için ise sürtünme faktörü f 'nin panjur açısı ile artışı en fazla % 108.7'dir. $H = 2$ mm için ise f 'nin panjur açısına göre artışı düşük hava hızlarında nispeten daha az yüksek hava hızlarında daha fazla olmuştur. $U_{giriş} = 1$ m/s ve 6 m/s için sürtünme faktörü f panjur açısının $\theta = 15^\circ$ 'den $\theta = 40^\circ$ 'ye artmasıyla sırasıyla %141 ve % 117.9 oranında artış göstermiştir.



Şekil 4. 26 Fanning sürtünme faktörü f 'nin farklı panjur açıları için Reynolds sayılı ile değişimi (sol sütunda) ve Fanning sürtünme faktörü f 'nin farklı Uğriş hızları için panjur açısı ile değişimi (sağ sütunda)

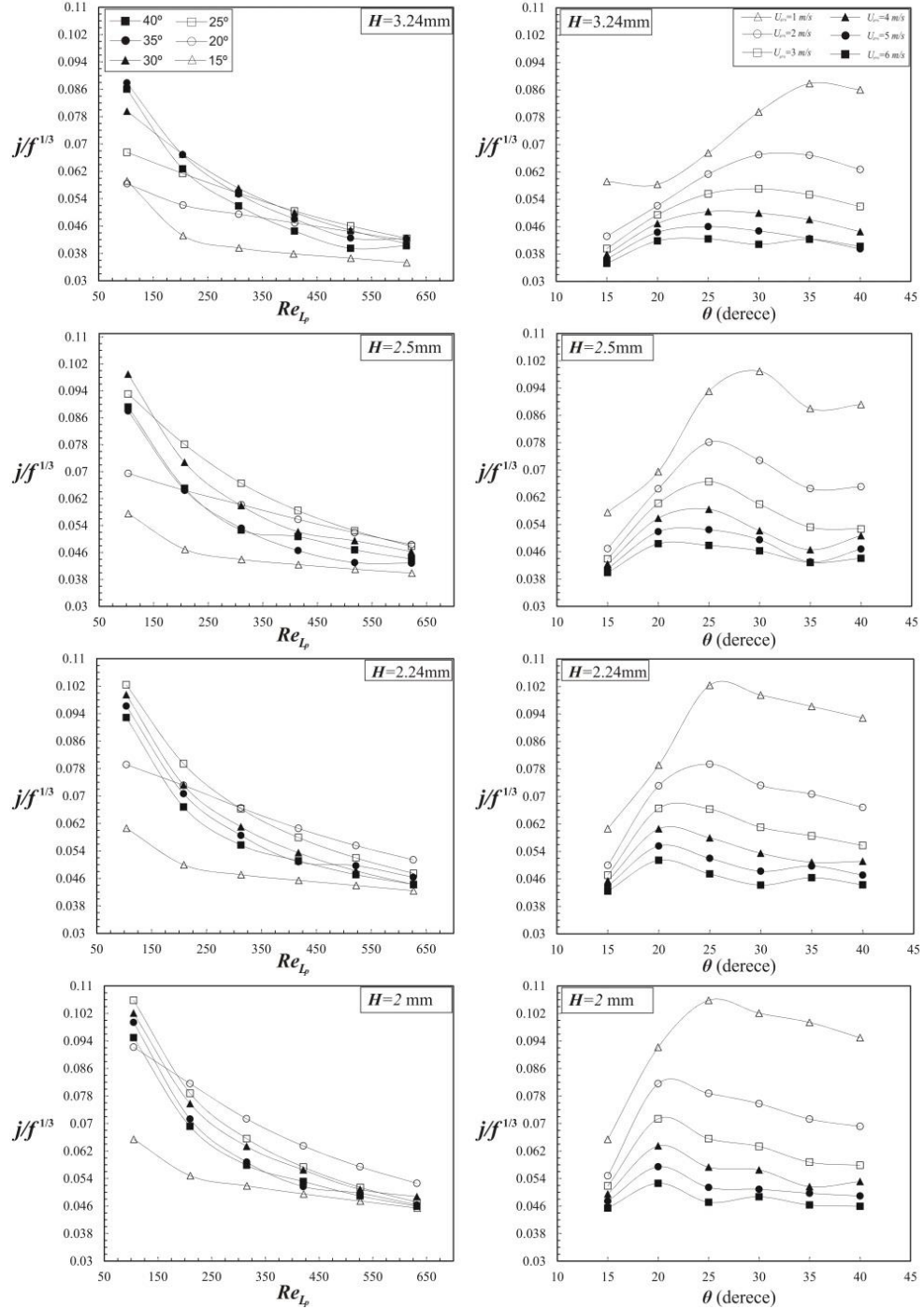
4.3.3 $j/f^{1/3}$ Oranı

Şekil 4. 27’de $j/f^{1/3}$ oranının farklı panjur açıları için Reynolds sayısı ile değişimi (sol sütunda) ve farklı hava giriş hızları için panjur açısı ile değişimi (sağ sütunda) verilmiştir. Bütün kanat adımı durumları için $j/f^{1/3}$ oranları Reynolds sayısı ile düşmüştür. $j/f^{1/3}$ oranı ısı transferi iyileşmesinin basınç düşüşü miktarındaki artışı dikkate alarak değerlendirilebilmesini sağlamaktadır.

$H=3.24$ mm’de $U_{giriş}=1$ m/s için panjur açısı $\theta=15^\circ$ ’den 20° ’ye yükselirken $j/f^{1/3}$ oranı düşmüş, panjur açısı $\theta=20^\circ$ ’den 35° ’ye yükselirken artmış daha yüksek açıda ise tekrar düşmüştür. Hava giriş hızı $U_{giriş}=2$ m/s ve 3 m/s’ye artırıldığında ise $j/f^{1/3}$ oranı $\theta=30^\circ$ ’ye kadar artmış daha yüksek açılarda düşmüştür. Daha yüksek hızlarda $j/f^{1/3}$ oranı en büyük değerini $\theta=25^\circ$ ’de almıştır. Hava giriş hızının artmasıyla $j/f^{1/3}$ oranı en yüksek değerlerini daha düşük panjur açılarında almaya başlamıştır. $U_{giriş}=1$ m/s için $j/f^{1/3}$ oranı en küçük değerini panjur açısının 20° değerinde almıştır. Panjur açısı 35° olduğunda $j/f^{1/3}$ değeri en yüksek değerine ulaşmış ve 20° durumuna göre % 50 artmıştır. $j/f^{1/3}$ oranları en yüksek değerlerini hava giriş hızları 1, 2, 3, 4, 5 ve 6 m/s için sırasıyla panjur açıları 35° , 30° , 30° , 25° , 25° ve 25° için almıştır. Hava giriş hızları 1 m/s, 2 m/s, 3 m/s, 4 m/s, 5 m/s ve 6 m/s için panjur açısına bağlı olarak $j/f^{1/3}$ oranlarının en küçük değerlerine göre karşılaştırıldığında (Her bir hava hızı ve her bir açı değerlendirildiğinde $j/f^{1/3}$ ’nin en küçük ve en yüksek değerleri kıyaslanmıştır.) artış miktarları sırasıyla % 50.5, % 34.5, % 44.2, % 33, % 25.8 ve % 20.4’tür. Hava hızının artmasıyla $j/f^{1/3}$ oranlarının panjur açısının değiştirilmesi ile gerçekleşen artış oranları azalmıştır.

Kanat adımı $H=2.5$ mm’ye düştüğünde $j/f^{1/3}$ oranlarının hava giriş hızına ve panjur açısına bağlı olarak değişimi $H=3.24$ mm durumuna göre farklılık göstermiştir. $U_{giriş}=1$ m/s için $j/f^{1/3}$ en küçük değerini panjur açısı 15° için alırken en yüksek değerini panjur açısının 30° olduğu durumda almıştır. Kanat adımının düşmesiyle $j/f^{1/3}$ en yüksek değerini aldığı panjur açısı da 35° ’den 30° ’ye düşmüştür. Panjur açısı 30° ’den 35° ’ye yükselirken $j/f^{1/3}$ oranı düşmüş açı 40° ’ye yükseldiğinde ise tekrar artmıştır. Hava giriş hızı 2 m/s’ye yükseldiğinde de benzer durum gerçekleşmiştir, ancak $j/f^{1/3}$ oranı en yüksek değerini daha dar bir açıda $\theta=25^\circ$ ’de almıştır. Benzer durum daha yüksek hava hızlarında da gerçekleşmiş $j/f^{1/3}$ oranı en yüksek değerini $\theta=25^\circ$ ’de almıştır. $U_{giriş}=1$

m/s için panjur açısı 15° 'den 30° 'ye yükselirken $j/f^{1/3}$ oranı yaklaşık % 71.7'lik bir iyileşmeyle 0.0576'dan 0.0989 değerine yükselmiştir. $j/f^{1/3}$ oranının panjur açısının değiştirilmesi ile iyileşme miktarı en az hava giriş hızının 6 m/s olduğu durumda meydana gelmiştir ve % 21.2 civarındadır.



Şekil 4. $27 j/f^{1/3}$ oranının farklı panjur açıları için Reynolds sayılı ile değişimi (sol sütunda) ve $j/f^{1/3}$ oranının farklı U_{giris} hızları için panjur açısı ile değişimi (sağ sütunda)

Kanat adımının $H=2.24$ mm'ye düşmesiyle $j/f^{1/3}$ oranlarının panjur açısına ve hava giriş hızına bağlı değişimi farklılık göstermeye başlamıştır. Hava giriş hızları 1 m/s ve 2 m/s için $j/f^{1/3}$ oranı en yüksek değerini panjur açısının 25° olduğu durumda almış daha yüksek açılarda doğrusal bir düşüş göstermiştir. $U_{giriş}= 3$ m/s için de aynı durum gerçekleşirken $j/f^{1/3}$ oranı en yüksek değerini panjur açısı $\theta=20^\circ$ için almıştır. Hava giriş hızı 4 m/s olduğunda $j/f^{1/3}$ oranı en yüksek değerini $\theta=20^\circ$ için alırken panjur açısı $\theta=35^\circ$ 'ye kadar düşmüş daha sonra sabitlenmiştir. Hava giriş hızları 5 m/s ve 6 m/s için ise $j/f^{1/3}$ oranı en yüksek değerlerini $\theta=20^\circ$ için almış, daha yüksek açılarda ise düşmüş $\theta=35^\circ$ 'de bir miktar artmış sonra tekrar düşmüştür. $j/f^{1/3}$ oranları bütün hava hızlarında en küçük değerlerini panjur açısı 15° için almıştır. Hava giriş hızları 1 m/s, 2 m/s, 3 m/s, 4 m/s, 5 m/s ve 6 m/s için panjur açısına bağlı olarak $j/f^{1/3}$ oranlarının en küçük değerlerine göre karşılaştırıldığında artış miktarları sırasıyla % 68.9, % 59, % 41.3, % 33.3, % 26.5 ve % 21.2'dir.

Kanat adımı $H=2$ mm değerine düştüğünde $j/f^{1/3}$ oranı değerleri panjur açısına ve hava giriş hızına - Reynolds sayısına bağlı olarak diğer kanat adımlarına göre daha yüksek değerler almıştır. Genel olarak kanat adımının düşmesiyle $j/f^{1/3}$ oranları artmıştır. $U_{giriş}= 3$ m/s için $j/f^{1/3}$ oranı en büyük değerini panjur açısının 25° olduğu durumda alırken daha yüksek hava hızlarında ve dolayısıyla daha yüksek Reynolds sayılarında bu açı 20° olmuştur.

Reynolds sayısının artması sınır tabaka kalınlığının düşmesine neden olmaktadır. Daha yüksek Reynolds sayılarında kanat doğrultulu bir akış daha yüksek basınç düşüşlerine neden olur. Bunun nedeni panjurlara paralel akmayan havanın panjurlara yüksek hücum açısıyla gelmesidir. Bu durumda hava panjur doğrultusunu takip eder ve bu durum ısı transferinin iyileşmesini sağlar. Bu iyi bilinen durumdan ötürü Reynolds sayısının artmasıyla hava daha dar açılarda panjur doğrultulu olmuş ve ısı transferi iyileşmesi artmıştır. Dolayısıyla $j/f^{1/3}$ oranları da daha yüksek hava hızlarında daha dar açılarda en yüksek değerlerini almıştır. Hava giriş hızları 1 m/s, 2 m/s, 3 m/s, 4 m/s, 5 m/s ve 6 m/s için panjur açısına bağlı olarak $j/f^{1/3}$ oranlarının en küçük değerlerine göre karşılaştırıldığında artış miktarları sırasıyla % 61.8, % 48.9, % 37.6, % 28.3, % 21.1 ve % 15.9'dur.

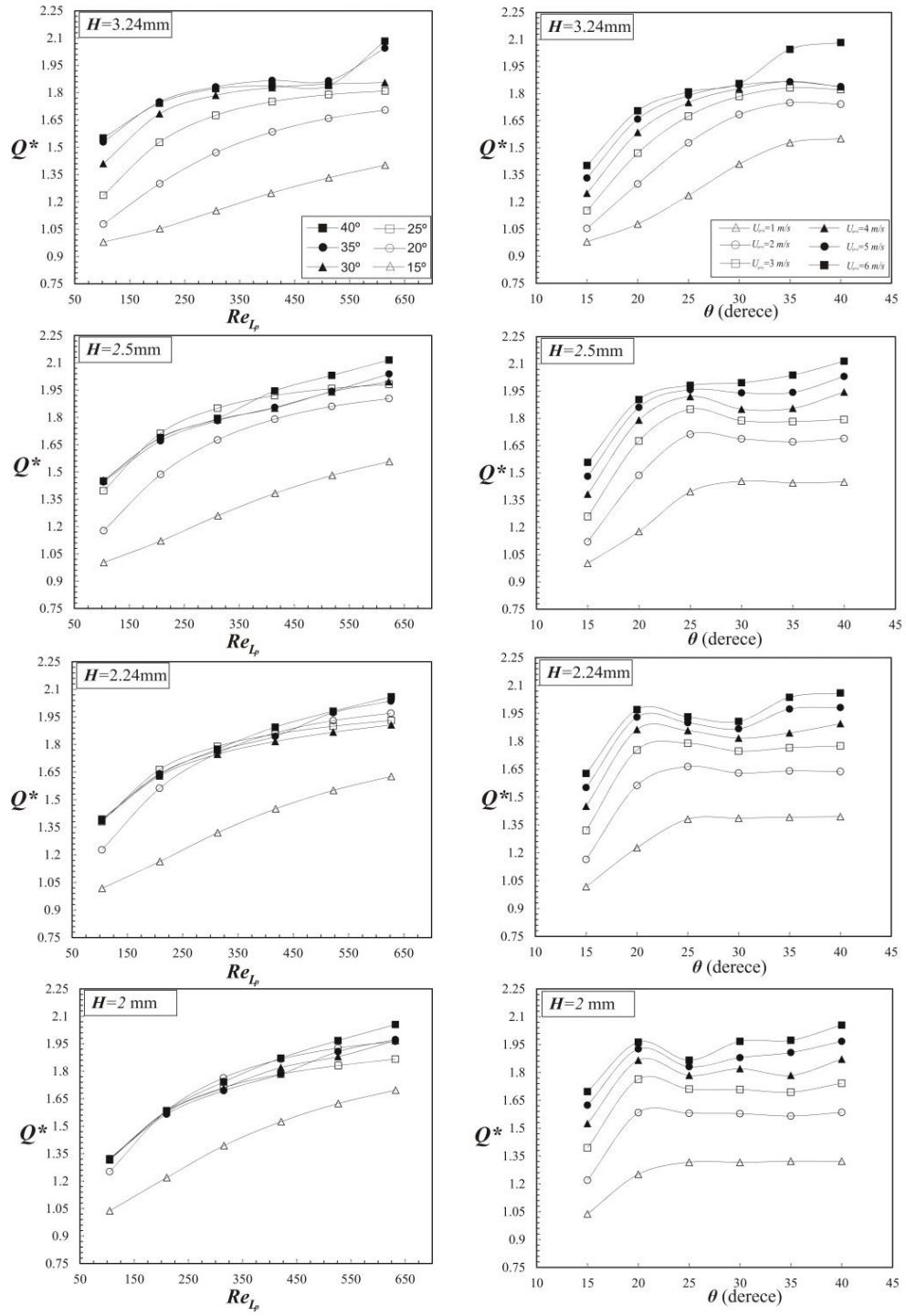
Bütün kanat adımları, panjur açıları ve hava hızlarında $j/f^{1/3}$ oranları ısı transferi ve basınç düşüşünü birlikte dikkate alarak en yüksek ısı ve akış performanslarına sahip kanat yapısının seçilebilmesini sağlamaktadır.

4.3.4 Q^*, j^*, f^* ve Isıl - Akış Performans JF Faktör Sonuçları

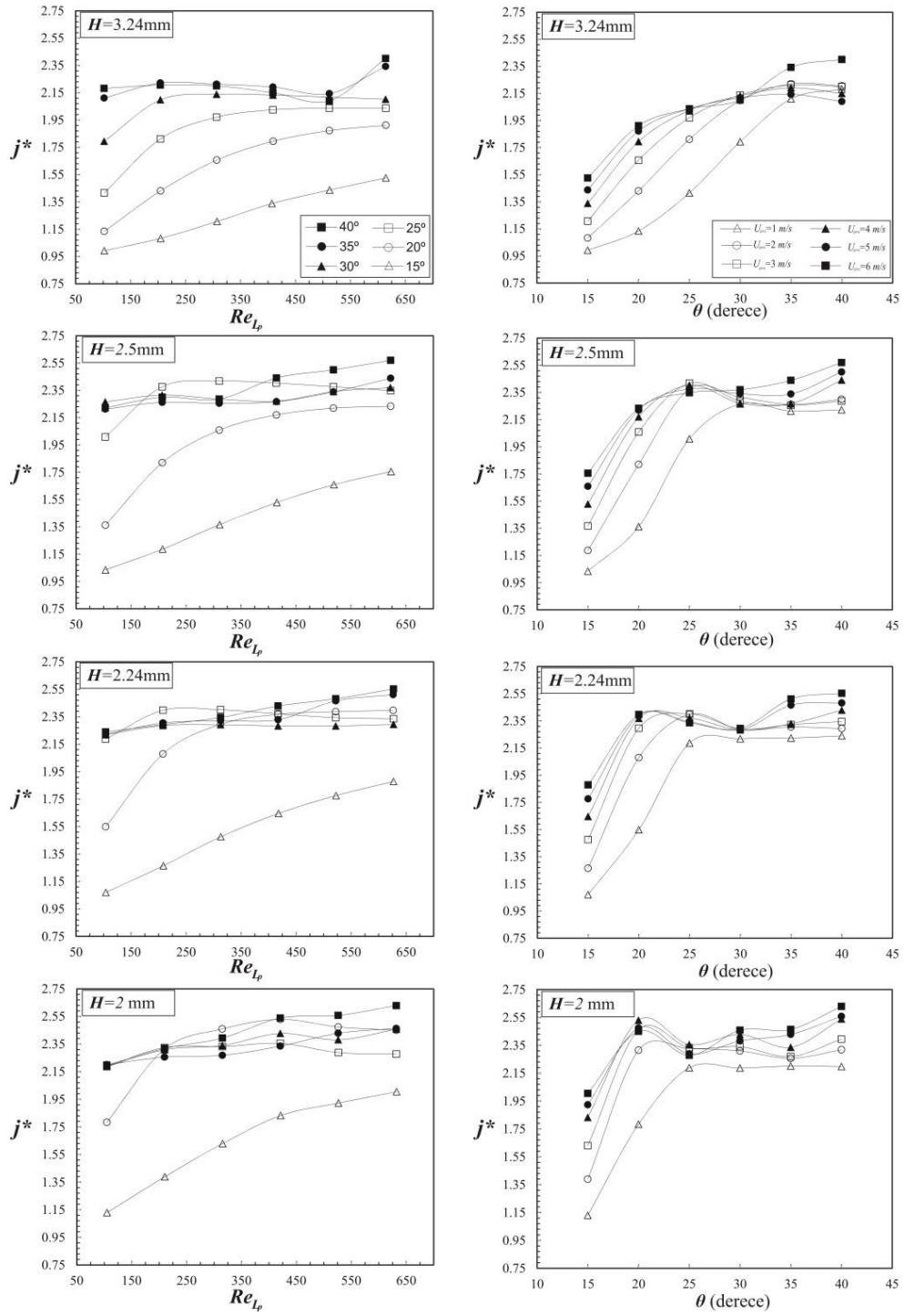
Bu bölümde ısı transfer miktarındaki iyileşmeyi gösteren Q^* , hava tarafı boyutsuz ısı transfer karakteristiği Colburn - j faktördeki iyileşmeyi gösteren j^* , basınç düşüşü karakteristiği Fanning sürtünme faktörü f deki artışı gösteren f^* ve ısı - akış performans JF faktör sonuçları sunulmuştur.

Şekil 4. 28'de Q^* değerlerinin farklı panjur açıları için Reynolds sayısı ile değişimi ve farklı hava giriş hızları için panjur açısı ile değişimi dört farklı kanat adımı için verilmiştir. Q^* her bir panjur açısı ve hava hızı için panjurlu kanatların düz kanatlara göre ne kadar çok ısı transferi gerçekleştirdiğinin bir ölçüsüdür. Q^* 'ın Reynolds sayısı ile değişimini veren grafiklerde görülebildiği üzere bütün panjur açıları ve kanat adımları için Reynolds sayısı arttıkça panjurlu kanatlardaki ısı transferi miktarının düz kanatlardaki ısı transferi miktarına göre artış miktarı Reynolds sayısı ile yükselmiştir. Q^* 'ın panjur açısı ile değişimi ise kanat adımına ve Reynolds sayısına bağlı olarak değişmiştir. Q^* , $H=3.24$ mm'de hava giriş değerleri 1 m/s, 2 m/s, 3 m/s, 4 m/s, 5 m/s ve 6 m/s için en yüksek değerlerini sırasıyla panjur açıları 40° (1.551), 35° (1.75) 35° (1.832), 35° (1.868), 35° (1.866) ve 40° (2.083) için almıştır. $H=2.5$ mm olduğunda en düşük hava hızında ($U_{giriş}=1$ m/s) ısı transferi miktarı artış oranının en yüksek olduğu durum panjur açısının 30° olduğu kanattır. Hava giriş hızları 2 m/s, 3 m/s ve 4 m/s'ye yükseldiğinde ise ısı transferindeki en yüksek artış miktarı panjur açısının 30° olduğu durumda meydana gelmiştir. $H=2.24$ mm için $U_{giriş}=1$ m/s'den yüksek hızlarda Q^* panjur açısı 20° 'de ani olarak artmış ardından panjur açısı 30° 'ye kadar düşmeye devam etmiştir. Q^* , $U_{giriş}=2$ m/s ve 3 m/s için daha yüksek panjur açılarında sabitlenirken daha yüksek hızlarda panjur açısı ile artmaya devam etmiştir.

Kanat adımı $H=2$ mm olduğunda Q^* $H=2.24$ mm durumundaki değişim karakteristiğine benzer bir eğilim göstermiştir. Ancak Q^* değerlerinin tekrar artmaya başladığı açı 30° 'den 25° 'ye düşmüştür.



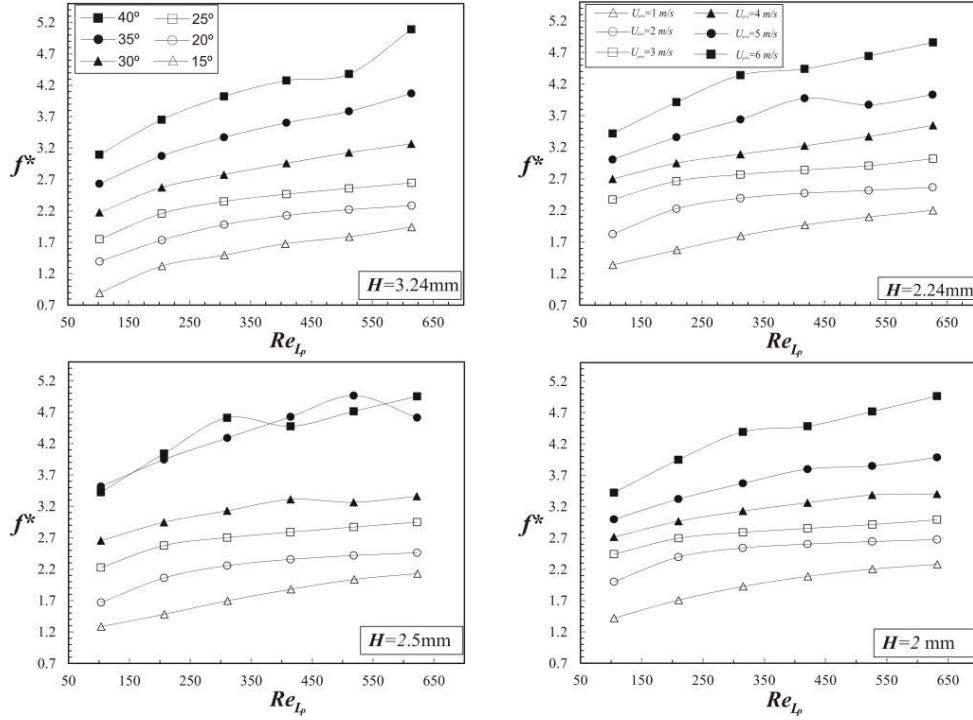
Şekil 4. 28 Isı akıları oranı Q^* 'ın Reynolds sayısına bağlı değişimi (sol sütunda) ve Isı akıları oranı Q^* 'ın (sağ sütunda) panjur açısına bağlı değişimi



Şekil 4. 29 Colburn - j faktör oranı j^* 'in Reynolds sayısına bağlı değişimi (sol sütunda) ve Colburn - j faktör oranı j^* 'in farklı panjur açısı ile değişimi (sağ sütunda)

Şekil 4. 29'da j^* değerlerinin farklı panjur açıları için Reynolds sayısı ile değişimi ve farklı hava giriş hızları için panjur açısı ile değişimi dört farklı kanat adımı için sunulmuştur. j^* değerleri ile Q^* değerleri aynı eğilimde değişim göstermiştir. Çünkü Q^* değerlerindeki artış ve azalma miktarı j^* değerlerine bağlıdır. Panjur kanatların düz kanatlara göre ısı geçişindeki artış miktarı Colburn - j faktör değerlerindeki artış miktarından daha azdır. Bir ısı değiştirici kanadının ısı taşınım katsayısını artırmak ısı geçiş miktarını artırır ancak ısı geçişindeki artış ısı taşınım katsayısındaki artıştan daha azdır. Bunun nedeni yüzey ve akışkan arasındaki sıcaklık farkının sınırlayıcı etken olmasıdır. Örneğin panjur açısı $\theta=40^\circ$ ve hava giriş hızı $U_{giriş}=6\text{m/s}$ için $Q^* - j^*$ değerleri kanat adımının 3.24 mm, 2.5 mm, 2.24 mm ve 2 mm değerleri için sırasıyla 2.083 - 2.401, 2.115 - 2.570, 2.060 - 2.552, 2.055 - 2.629'dur. Görüldüğü gibi j^* faktörün artış miktarı ısı geçişinin artış miktarından her zaman daha fazla olmuştur.

Şekil 4. 30'da f^* değerlerinin farklı panjur açıları için Reynolds sayısı ile değişimini gösteren grafikler bütün kanat adımları için verilmiştir. f^* genel olarak Reynolds sayısının artması ile bütün kanat adımları için artmıştır. Panjurlu kanatların neden olduğu basınç düşüşü düz kanatlara göre her zaman daha fazladır. Bunun yanında daha yüksek Reynolds sayılarındaki çalışma şartlarında panjurlu kanatların neden olduğu basınç düşüşünün düz kanatların neden olduğu basınç düşüşüne oranları daha yüksek olmuştur. Reynolds sayısının artması hava akışının panjur doğrultulu ilerlemeye başlamasına neden olmakta akış yolunun uzaması ile de basınç düşüşü miktarları artmaktadır. $H=3.24\text{ mm}$ ve panjur açısı 40° için panjur kanatların basınç düşüşünün düz kanatların basınç düşüşüne oranı 3.37 ve 5.09 arasında değişmiştir. Bütün kanat adımlarında düşük panjur açılı kanatlarda basınç düşüşü artış miktarı Reynolds sayısı ile sürekli olarak artmıştır. Ancak $\theta=35^\circ$ ve 40° yüksek panjur açılarında bazı Reynolds sayılarında f^* değerlerinde ani düşüşler meydana gelmiştir. Örneğin bu durum $H=2.5\text{mm}$ kanat adımında meydana gelmiştir. Bunun nedeni yüksek panjur açılarında Reynolds sayısına bağlı olarak akış ayrılmasının durması ya da artmasıdır. Akış ayrılmaları akışın panjur yüzeyini tamamen takip edememesinden kaynaklanır. Yüksek panjur açılarında bazen Reynolds sayısının artması düşük Reynolds sayılarında meydana gelen akış ayrılmasının ortadan kalkmasına neden olabilmektedir.



Şekil 4. 30 Fanning sürtünme faktörleri oranı f^* 'in farklı panjur açıları için Reynolds sayısı ile değişimi

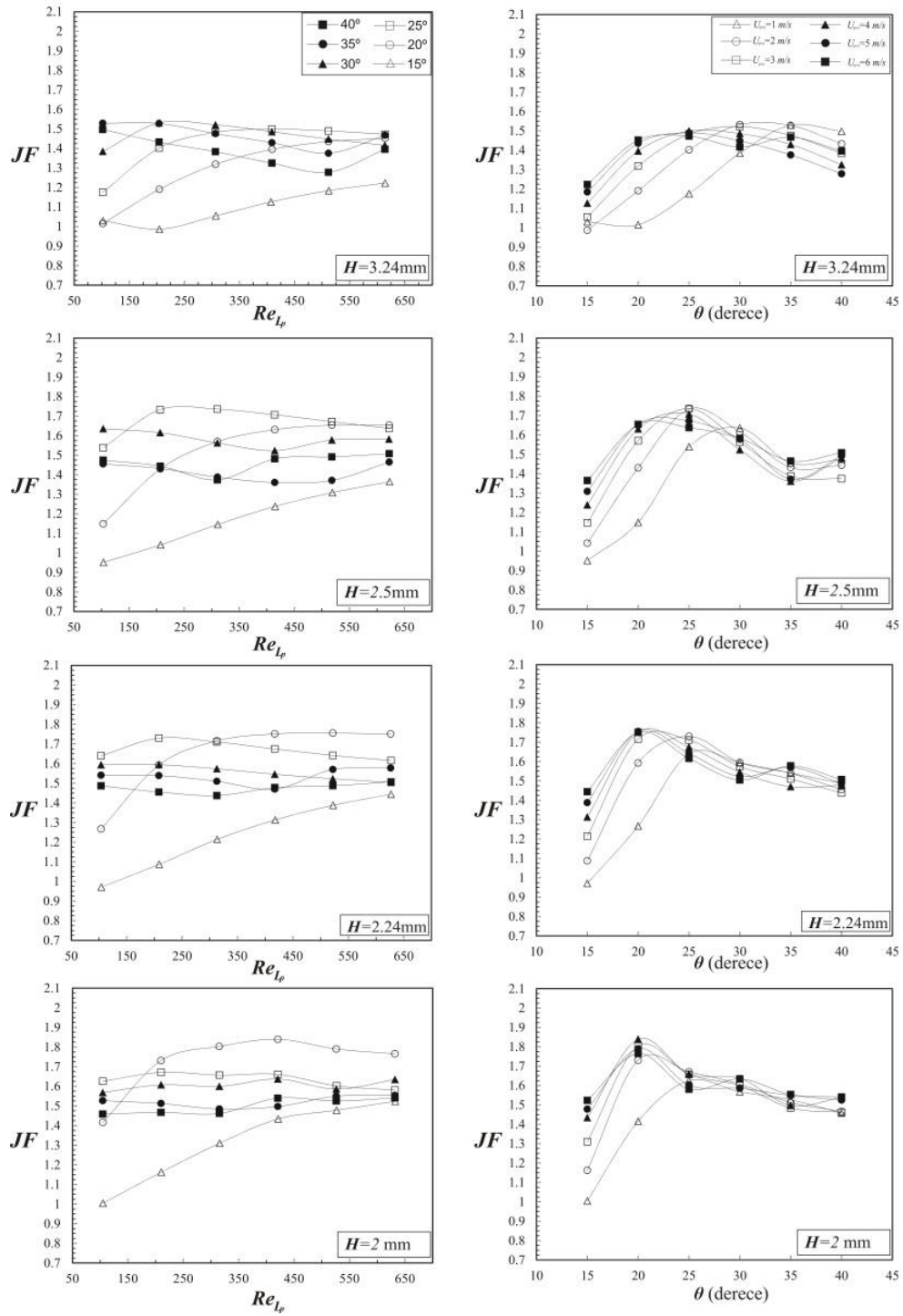
Şekil 4. 31'de ısı - akış performans ölçütü JF faktörün Reynolds sayısı ve panjur açısı ile değişimi farklı kanat adımları için verilmiştir. JF faktör panjur kanatların düz kanatlara göre neden olduğu basınç düşüşünün ve ısı taşınım katsayısı artış miktarının bir fonksiyonudur. Panjurlu kanatların ısı taşınım katsayısında meydana gelen ısı geçişi iyileştirmesini yine panjurlu kanatların neden olduğu basınç düşüşü artışını dikkate alarak değerlendirdiği için ısı - akış performans ölçütü olarak kullanılabilir.

Şekil 4. 31'den görüldüğü üzere JF 'nin Reynolds sayısı ile değişimi panjur açısına ve kanat adımına bağlıdır. $H=3.24$ mm için panjur açıları $\theta=15^\circ$ ve 20° için JF Reynolds sayısı ile sürekli olarak artmıştır. Panjur açısı $\theta=25^\circ$ 'de Reynolds sayısı ile azalan bir artışla artıp ardından düşmeye başlamıştır. Daha geniş panjur açıları olan $\theta=35^\circ$ ve 40° 'de ise Reynolds sayısının yaklaşık 510 değerine kadar düşmüş ardından artmaya başlamıştır. JF 'nin farklı hava giriş hızları için panjur açısıyla değişimini veren grafiklere bakıldığında ise Panjur açısının JF üzerindeki etkisinin Reynolds sayısına bağlı olduğu görülmektedir. Genel bir söylemle JF panjur açısının kritik bir değerine kadar artmış ardından düşüş göstermiştir. Bu kritik açı Reynolds sayısı ile değişmektedir. Düşük hava

giriş hızlarında bu kritik açı daha yüksekken yüksek hava giriş hızlarında daha dar bir açıdır.

$H=3.24$ mm'de JF en yüksek değerlerini hava giriş hızları 1 m/s, 2 m/s, 3, 4 m/s, 5 m/s ve 6 m/s için sırasıyla panjur açıları 35° , 30° , 30° , 25° , 25° ve 25° 'de almıştır. Panjur açısı 20° olan panjurlu kanadın JF değerleri Reynolds sayısının 206'dan büyük değerleri için Reynolds sayısı ile doğrusal olarak düşüş göstermiştir. Panjur açılarının 30° ve 35° olduğu kanatlar ise düşük Reynolds sayılarında yüksek değerler alırken Reynolds sayısı ile JF düşmeye başlamıştır. JF 40° panjur açılı kanatta Reynolds sayısı 510'a kadar düşerken daha yüksek Reynolds sayılarında artmaya başlamıştır.

Kanat adımı $H=2.5$ mm iken JF panjur açısı 15° olan kanatta Reynolds sayısı ile doğrusal olarak artarken panjur açısı 20° durumunda Reynolds sayısı ile azalarak artmaya devam etmiştir. Panjur açısı $\theta=25^\circ$ olduğunda JF Reynolds sayısının 206 – 310 değerlerine kadar yükselme eğilimi gösterirken daha yüksek Reynolds sayılarında sürekli olarak düşmektedir. Panjur açıları 30° ve 35° olan kanatların JF değerleri ise Reynolds sayısının 415 değerine kadar düşmüş daha yüksek Reynolds sayılarında artmaya devam etmiştir. Panjur açısı 40° olduğunda panjurlu kanat en yüksek JF değerini en yüksek Reynolds sayısında almıştır ancak Reynolds sayısının 310 değerine kadar JF düşüş göstermiş daha sonra ise tekrar artmıştır. Farklı hava giriş hızlarında ve dolayısıyla Reynolds sayılarında JF 'nin panjur açısı ile değişimi incelendiğinde daha yüksek kanat adımındakilere göre kritik panjur açısının her bir hız için düştüğü görülebilmektedir. Hava giriş hızı 1 m/s için en yüksek JF 30° panjur açılı kanatta elde edilirken daha yüksek hava giriş hızlarında 25° panjur açılı kanatlarda elde edilmiştir. Kanat adımı $H=2.24$ mm olduğunda da kritik açılar düşüş göstermiştir. Hava giriş hızları 1 m/s ve 2 m/s için en yüksek JF panjur açısı $\theta=25^\circ$ 'de elde edilirken daha yüksek hızlarda $\theta=20^\circ$ 'de elde edilmiştir. Kanat adımının 2 mm'ye düşmesiyle ise 2 m/s hava giriş hızında da kritik açı 20° 'ye düşmüştür. Hava giriş hızı 1 m/s için en yüksek JF $\theta=25^\circ$ panjur açılı kanatta elde edilirken daha yüksek hızların tamamında $\theta=20^\circ$ panjur açılı kanatlarda elde edilmiştir.



Şekil 4. 31 Isıl - akış performans ölçütü JF 'nin farklı panjur açıları için Reynolds sayısı ile değişimi (sol sütunda) ve farklı hava giriş hızları için panjur açısı ile değişimi (sağ sütunda)

PANJUR KANATLI VE YUVARLAK BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN HAVA TARAFI ISI GEÇİŞİ VE BASINÇ DÜŞÜŞÜ KARAKTERİSTİKLERİNİN DENEYSEL, HAD VE AKIŞ GÖRSELLEŞTİRME ÇALIŞMALARI İLE İNCELENMESİ

Bu bölümde panjur kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değıştircilerinin hava tarafı ısı geçişı ve basınç düşü karakteristikleri deneysel ve sayısal olarak incelenmiş ve PIV ile akış görselleştirme çalışmaları yapılmıştır. Sonuçlar Colburn - j faktör, Fanning sürtünme faktörü f , $j/f^{1/3}$ oranı, sıcaklık eş düzey eğrileri, akım çizgileri ve hız vektörleri şeklinde sunulmuştur.

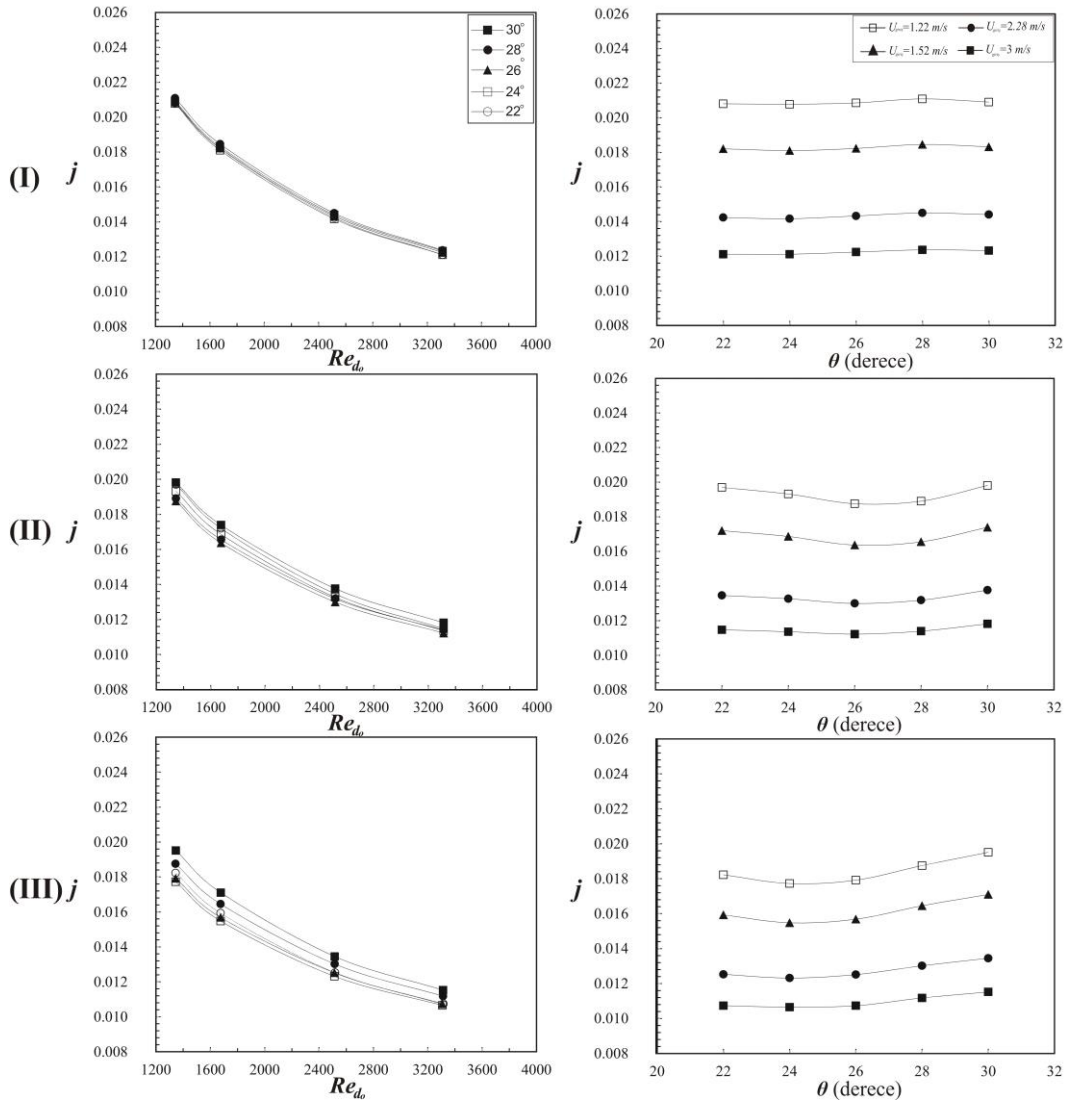
5.1 $F_L/H = 20.625$ için Colburn – j faktör, Fanning Sürtünme Faktörü f , $j/f^{1/3}$ Oranları ve Sıcaklık Eş Düzey Eğrileri

Şekil 5. 1’te Colburn - j faktörün farklı panjur açıları için Reynolds sayısı ile ve farklı hava giriş hızları için panjur açısı ile değişimi farklı panjur adımları için verilmiştir.

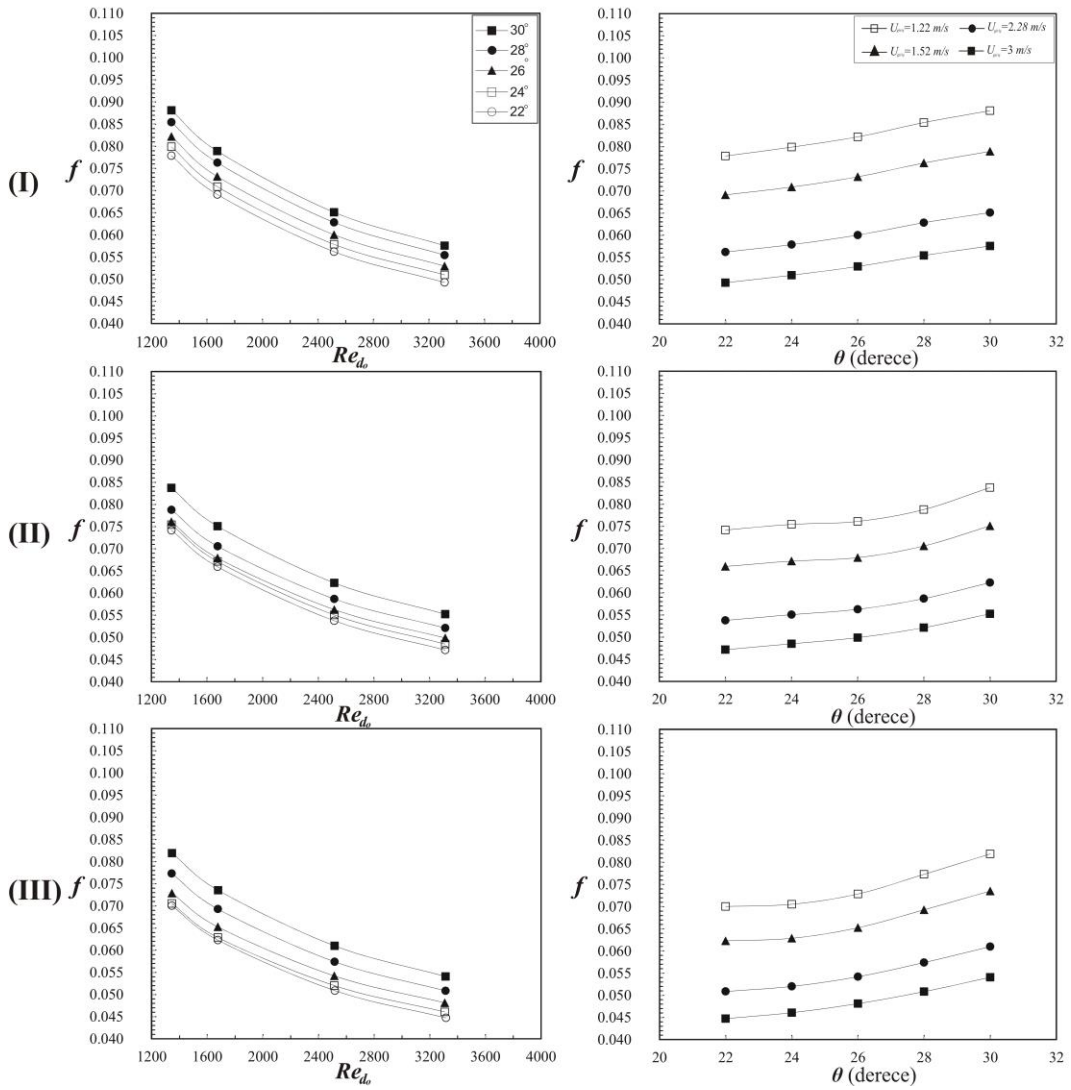
Panjur açısının artması sıcak ve soğuk akışkanların daha iyi karışmasını sağlayarak ısı transferi iyileşmesi sağlar. Ancak $L_p/H=0.843$ için panjur açısına bağlı olarak Colburn - j faktördeki değişimler nipten az olmuştur. $L_p/H=0.843$ için bütün hava giriş hızlarında en yüksek Colburn - j faktör değerleri panjur açısının 28° olduğu durumda elde edilmiştir.

Panjur adımının artması panjurların akışı yönlendirme kabiliyetini artırır. Bu nedenle Colburn - j faktördeki değişimler $L_p/H=1.093$ ve 1.187 için panjur açısına bağlı olarak daha düşük panjur adımına göre daha fazla olmuştur. Ancak panjur adımının artması sınır tabaka kalınlığının artmasına neden olmaktadır. Bu nedenle panjur adımının

dolayısıyla L_p/H oranlarının artması ile Colburn - j faktör değerlerinde bütün panjur açıları için düşüş meydana gelmiştir. $L_p/H=1.093$ için en yüksek Colburn - j faktör panjur açısı $\theta=30^\circ$ durumu için elde edilirken en düşük Colburn - j faktör değeri panjur açısı $\theta=26^\circ$ için elde edilmiştir.

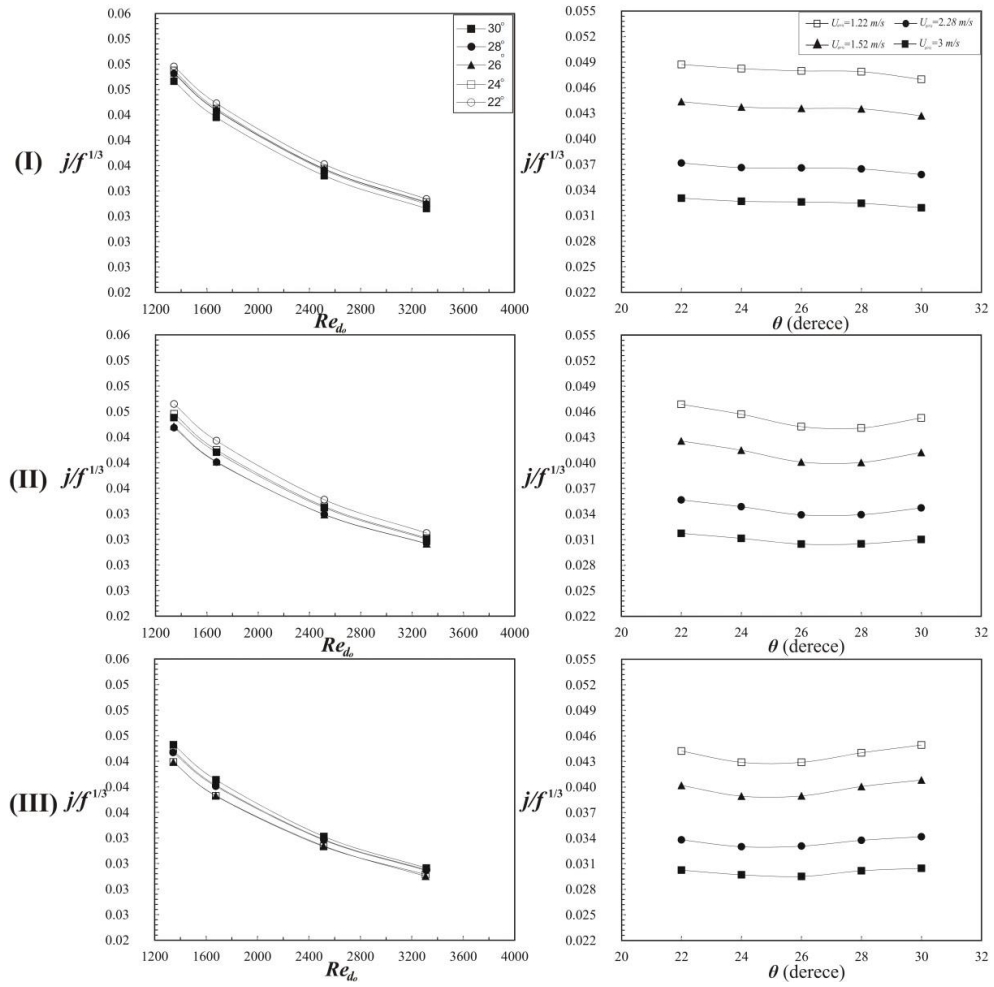


Şekil 5. 1 $L_p/H=0.843$ (I), $L_p/H=1.093$ (II), $L_p/H=1.187$ (III) ve $F_L/H=20.625$ için Colburn - j faktörün farklı panjur açıları için Reynolds sayılı ile değişimi (sol sütunda) ve Colburn - j faktörün farklı $U_{giriş}$ hızları için panjur açısı ile değişimi (sağ sütunda)



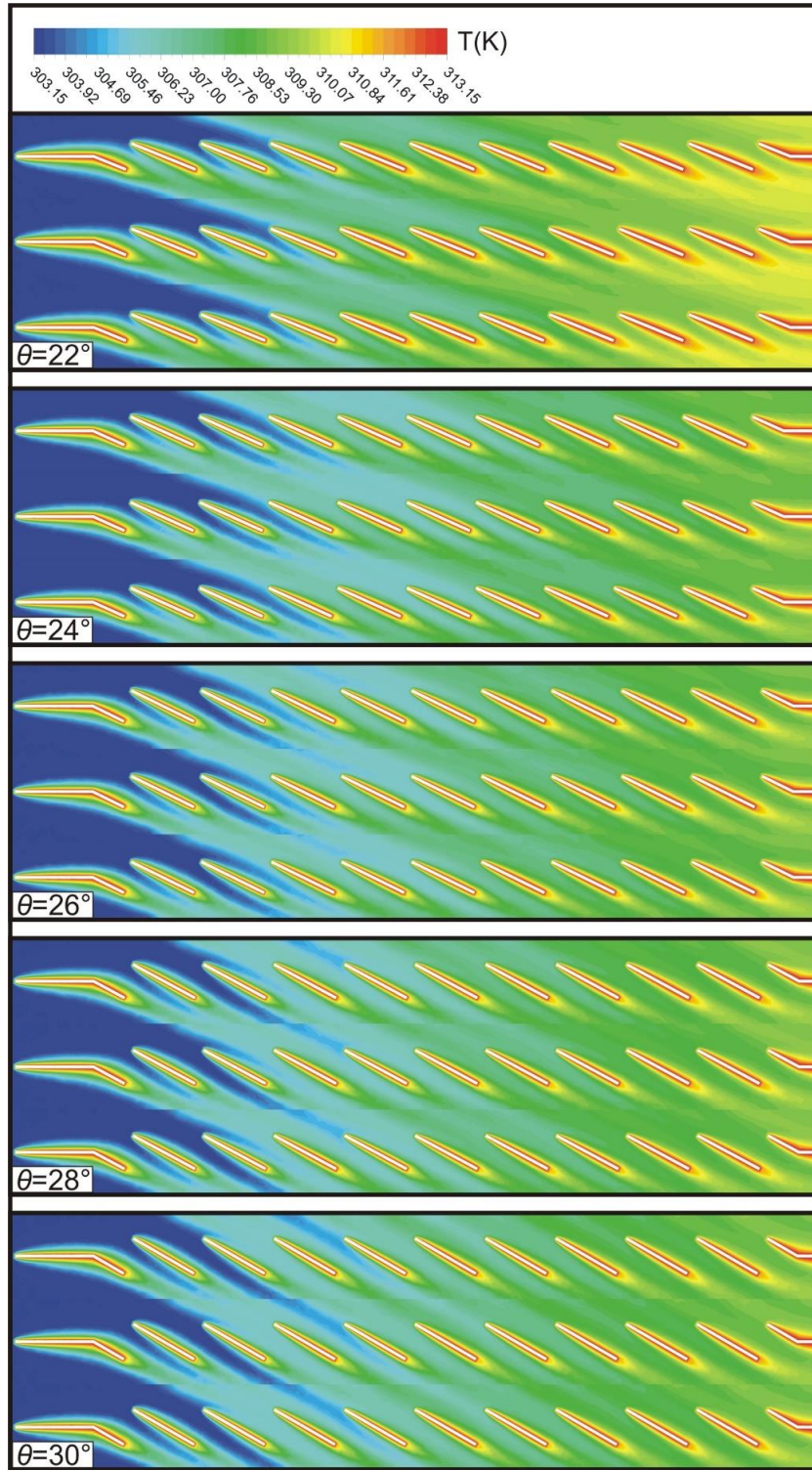
Şekil 5. 2 $L_p/H=0.843$ (I), $L_p/H=1.093$ (II), $L_p/H=1.187$ (III) ve $F_L/H=20.625$ için Fanning sürtünme faktörü f nin farklı panjur açıları için Reynolds sayısı ile değişimi (sol sütunda) ve Fanning sürtünme faktörü f nin farklı U_{giris} hızları için panjur açısı ile değişimi (sağ sütunda)

$L_p/H=1.187$ için j faktörün bütün hava giriş hızları için en yüksek değeri panjur açısının 30° olduğu durumda en düşük değerleri ise panjur açısının 24° olduğu durumda elde edilmiştir. $L_p/H=1.187$ oranında j faktör panjur açısı ile genel olarak artış göstermiştir. Ancak bütün hava giriş hızlarında $\theta=22^\circ$ 'nin j faktör değerleri $\theta=24^\circ$ 'nin j faktör değerlerinden daha büyüktür. Bunun nedeni panjurların bir birlerine olan konumlarına göre akışı farklı şekilde yönlendirmesidir. Panjur açısı $\theta=24^\circ$ için aşağı ve yukarı

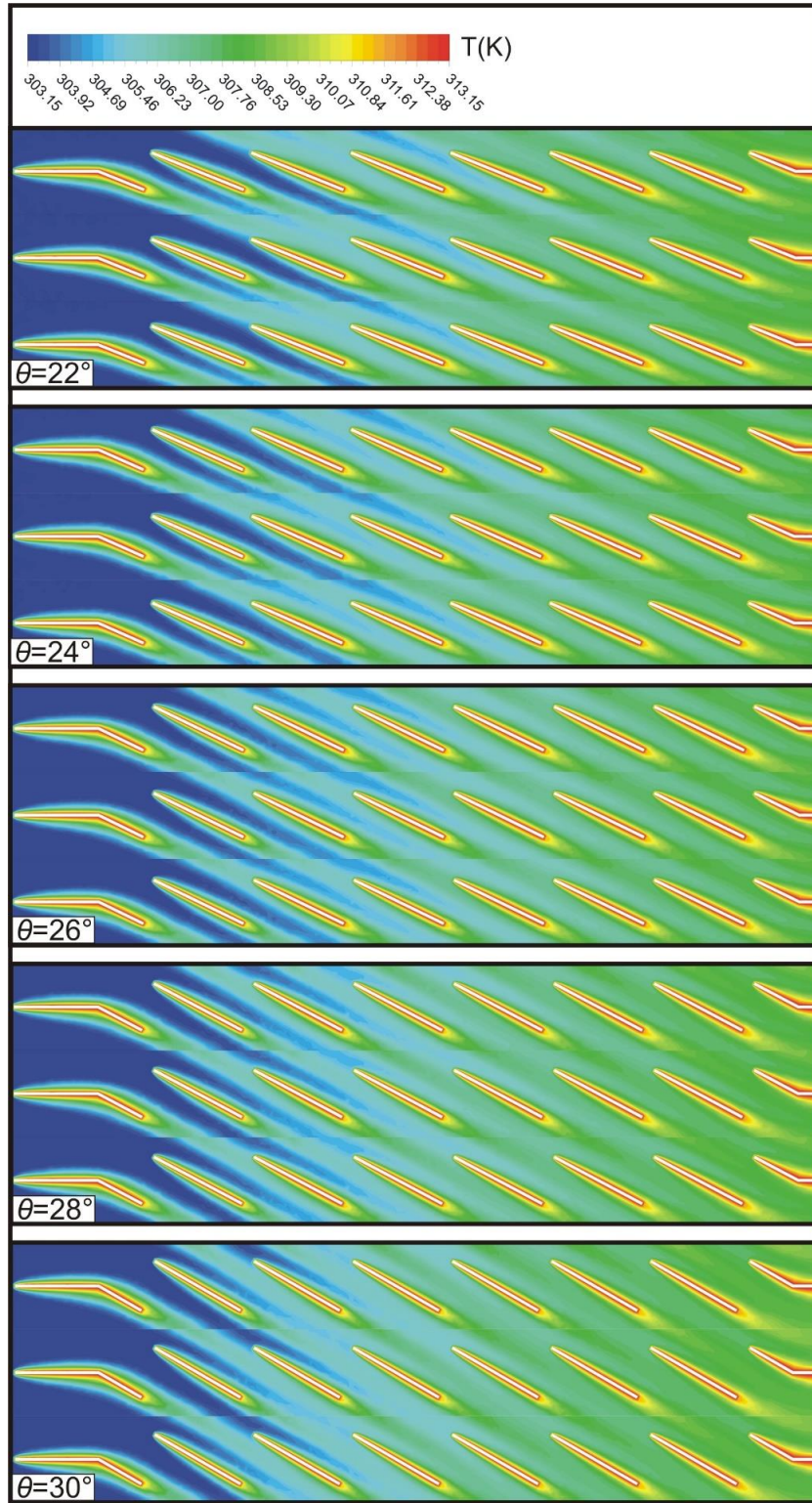


Şekil 5. 3 $L_p/H=0.843$ (I), $L_p/H=1.093$ (II), $L_p/H=1.187$ (III) ve $F_L/H=20.625$ için $j/f^{1/3}$ oranının farklı panjur açıları için Reynolds sayısı ile değişimi (sol sütunda) ve $j/f^{1/3}$ oranının farklı $U_{giriş}$ hızları için panjur açısı ile değişimi (sağ sütunda)

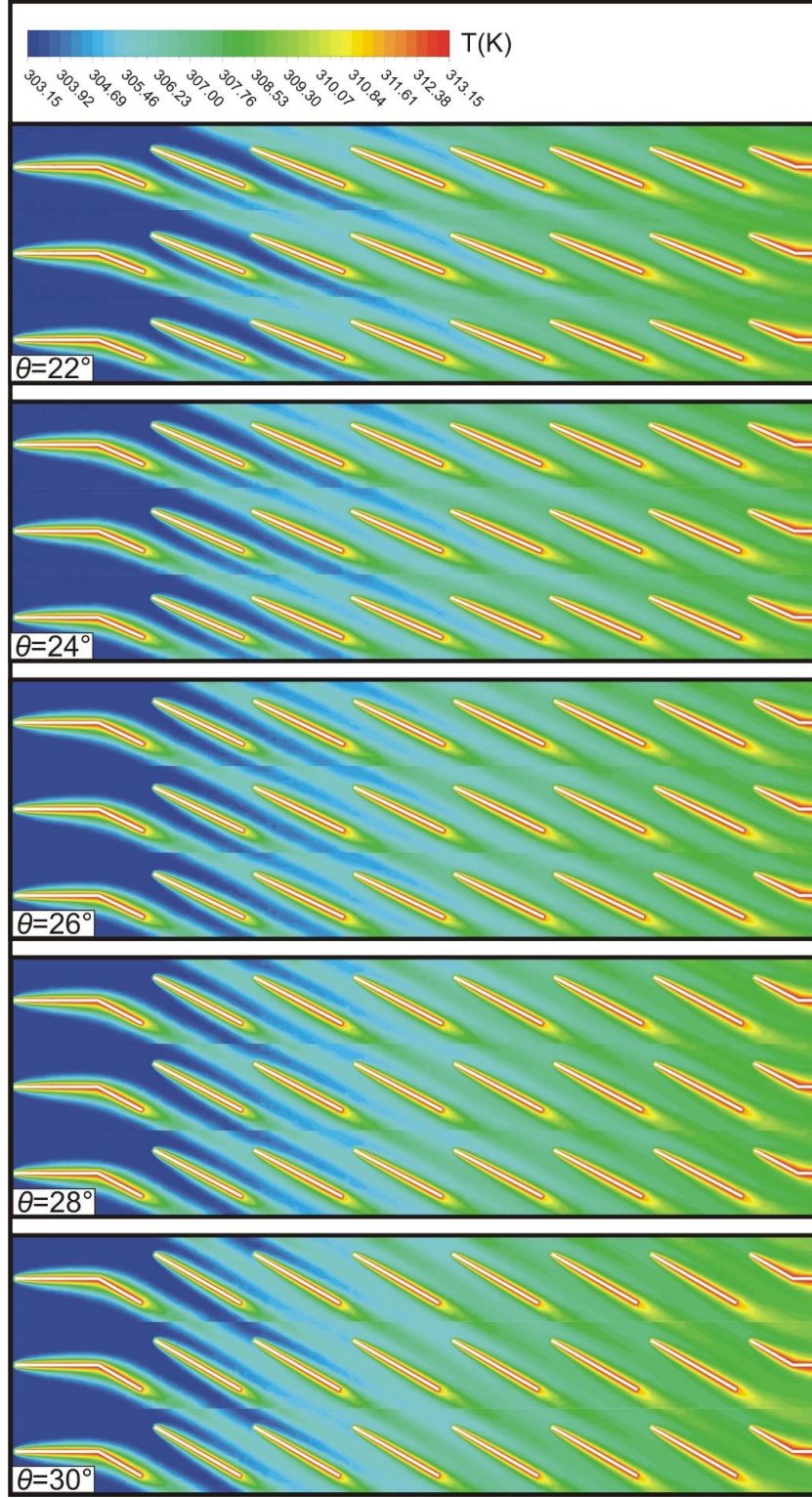
bölgelerdeki panjurların ısı art izleri bir birleri ile aynı doğrultuda oluşurken panjur açısı $\theta=22^\circ$ 'de aşağı ve yukarı bölgedeki panjurlar bir birlerinin ısı art izlerine daha az maruz kalmaktadır. Sonuç olarak $\theta=22^\circ$ panjur açılı kanatlarda sıcak ve soğuk akışkanlar daha iyi karışmaktadır.



Şekil 5. 4 $F_L/H=20.625$, $U_{giriş}=2.28$ m/s ve $L_p/H=0.843$ için sıcaklık eş düzey eğrileri



Şekil 5. 5 $F_L/H=20.625$, $U_{giriş}=2.28$ m/s ve $L_p/H = 1.093$ için sıcaklık eş düzey eğrileri



Şekil 5. 6 $F_L/H=20.625$, $U_{giriş}=2.28$ m/s ve $L_p/H=1.187$ için sıcaklık eş düzey eğrileri

Şekil 5. 2’de Fanning sürtünme faktörü f değerlerinin farklı panjur açıları için Reynolds sayısı ile değişimi ve farklı hava giriş hızları için panjur açısı ile değişimi verilmiştir. f faktör değerleri genel olarak bütün panjur açıları ve hava giriş hızları için panjur adımı (L_p/H) ile azalırken bütün panjur adımları ve hava giriş hızları için panjur açısı ile artmıştır.

Şekil 5. 3’te $j/f^{1/3}$ oranlarının farklı panjur açıları için Reynolds sayısı ile değişimi ve farklı hava giriş hızları için panjur açısı ile değişimi verilmiştir. $j/f^{1/3}$ oranları ısı transferi ve basınç düşüşünü birlikte değerlendirdiği için ısı - akış performans ölçütü olarak kullanılabilir. $j/f^{1/3}$ oranları bütün durumlar için Reynolds sayısı ile azalmaktadır. Panjur açısının $j/f^{1/3}$ oranları üzerindeki etkisi panjur adımına bağlı olarak değişmektedir. $L_p/H=0.843$ için panjur açısı arttıkça $j/f^{1/3}$ oranları bütün hava giriş hızları için bir miktar düşüş göstermiştir. $L_p/H=1.093$ içinse $j/f^{1/3}$ oranları bütün hava giriş hızları için panjur açısı 26° ’ye kadar düşmüş sonra tekrar artmıştır. $L_p/H=1.187$ olduğunda $j/f^{1/3}$ oranları bütün hava giriş hızları için en düşük değerlerini panjur açısının 24° olduğu durumda alırken en yüksek değerlerini panjur açısının 30° olduğu durumda almıştır.

Şekil 5. 4, Şekil 5. 5 ve Şekil 5. 6’daki sıcaklık eş düzey eğrilerinden görüldüğü üzere panjur açısının artması ile sıcak – soğuk akışkan karışımında genel olarak artış gözlemlenmiştir.

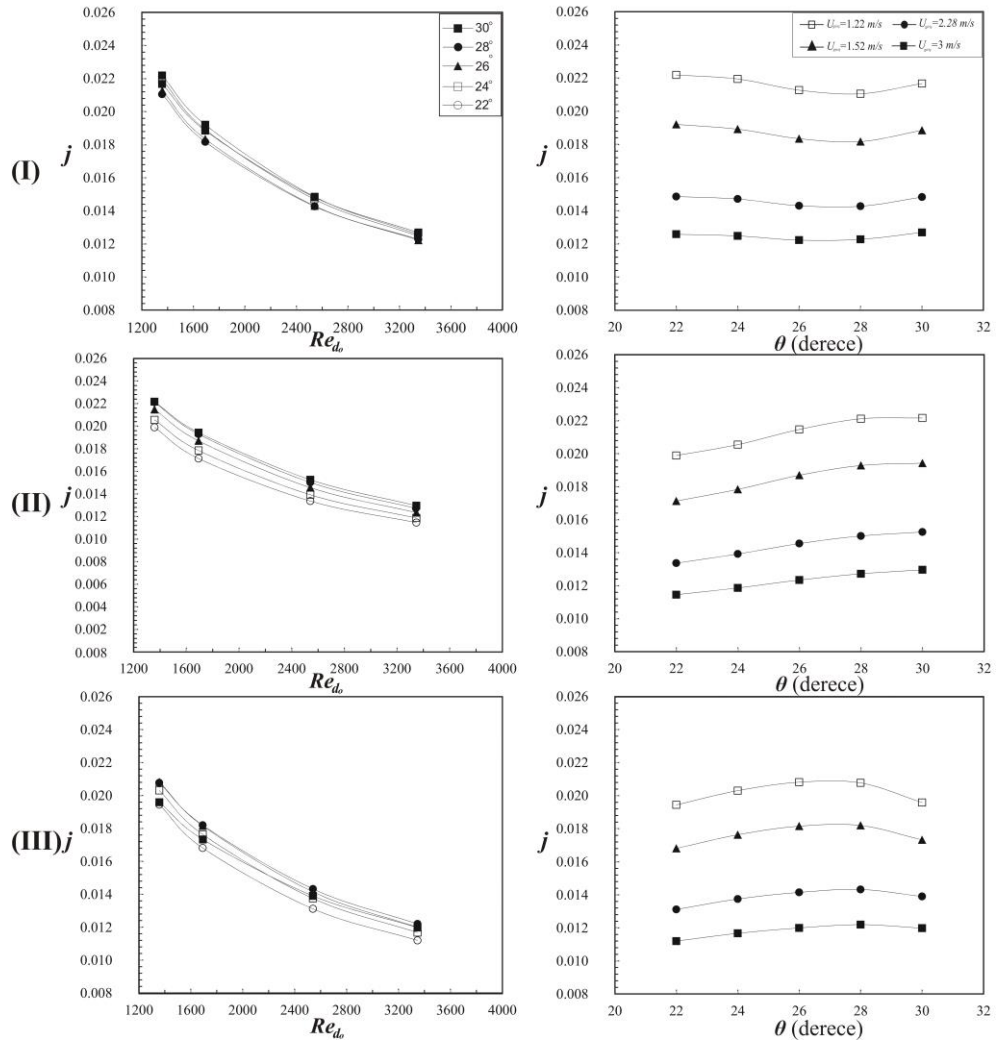
5.2 $F_L/H=26.4$ için Colburn – j Faktörü, Fanning Sürtünme Faktörü f , $j/f^{1/3}$ Oranları ve Sıcaklık Eş Düzey Eğrileri

Şekil 5. 7’de Colburn - j faktörün farklı panjur açıları için Reynolds sayısı ile ve farklı hava giriş hızları için panjur açısı ile değişimi farklı panjur adımları ($L_p/H=1.080$, $L_p/H=1.400$ ve $L_p/H=1.52$) için verilmiştir. Panjur açısının ısı transferi karakteristiği Colburn- j faktör üzerine etkisi $L_p/H=1.080$ için zayıfken $L_p/H=1.400$ ve $L_p/H=1.52$ için panjur açısı ısı transferi üzerinde oldukça etkili olmuştur. $L_p/H=1.080$ için j faktör değerleri hava giriş hızları 1.22 m/s, 1.52 m/s ve 2.28 m/s için panjur açısı 28° ’ye kadar düşüp daha sonra artarken hava giriş hızı 3 m/s için en düşük değerini $\theta=26^\circ$ ’de almış daha sonra tekrar yükselmiştir. Panjur adımının kanat adımına oranı $L_p/H=1.400$ ’e yükseldiğinde ise bütün hava giriş hızları için j faktör değerleri panjur açısı ile artmaya

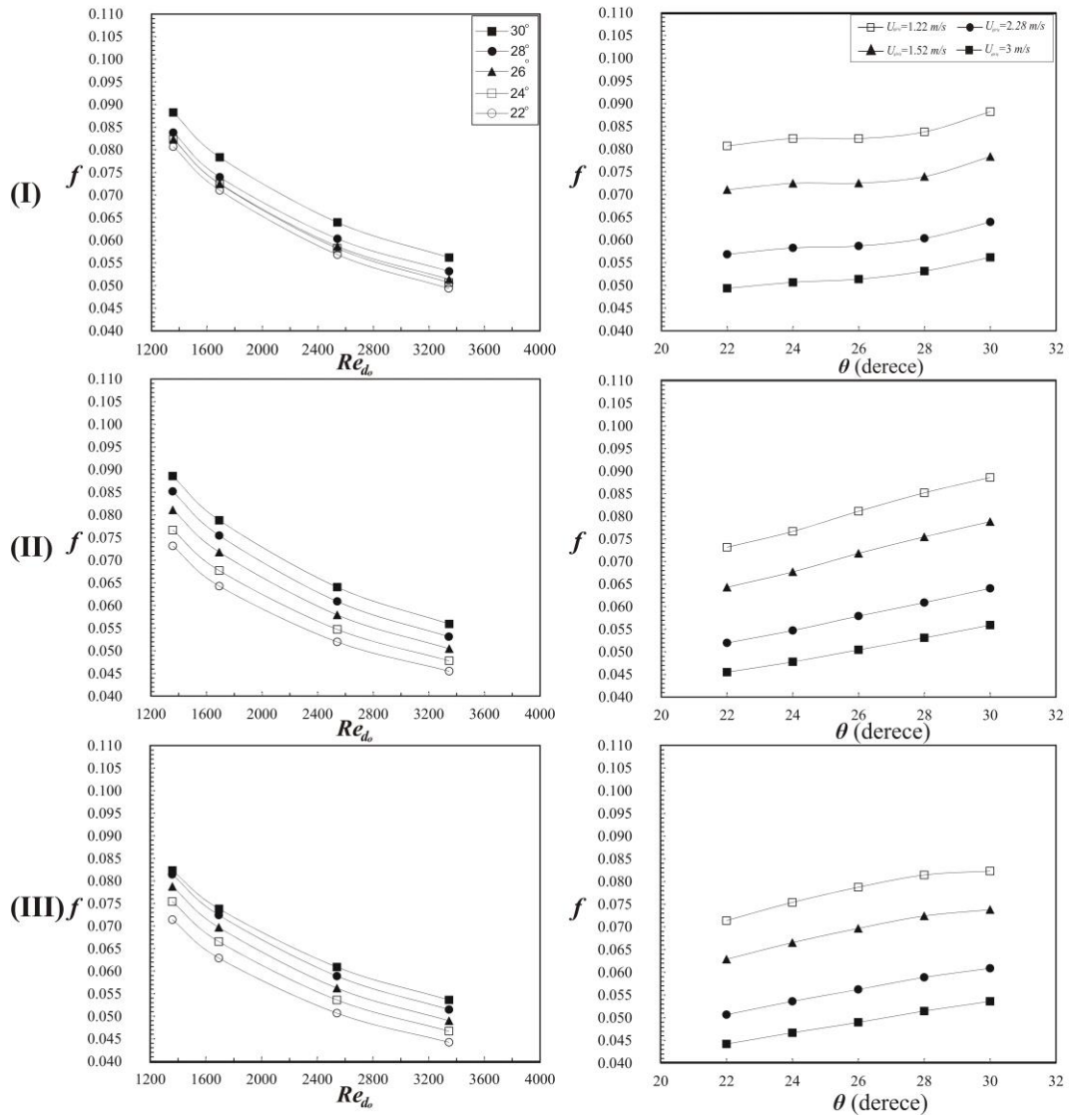
başlamıştır. $L_p/H=1.52$ için j faktör değerleri panjur açısı ile artmış en yüksek değerlerini $\theta=28^\circ$ 'de almış daha sonra tekrar düşmüştür. Colburn - j faktör bütün hava giriş hızları için en yüksek değerlerini $L_p/H=1.400$ ve panjur açısı $\theta=30^\circ$ 'de almıştır. Bunun nedeni bu koşullar için akışın tamamen panjur doğrultulu olması ve sınır tabakanın sürekli olarak kesintiye uğraması ve kalınlaşmasının engellenmesidir. Sürtünme faktörü f değerleri bütün L_p/H oranları ve Reynolds sayıları için panjur açısının artması ile artmıştır (Şekil 5. 8).

Panjur açısının ısı - akış performans ölçütü $j/f^{1/3}$ oranlarına etkisini panjur adımı ve Reynolds sayısı belirlemektedir. $L_p/H=1.080$ ve bütün hava giriş hızlarında 22° panjur açılı kanat en yüksek $j/f^{1/3}$ değerine sahipken, $j/f^{1/3}$ oranları panjur açısı ile azalmış en düşük değerlerini $\theta=26^\circ$ 'de almış daha sonra tekrar yükselmiştir (Şekil 5. 9). $L_p/H=1.400$ için ise hava giriş hızları 1. m/s ve 1.52 m/s için en yüksek $j/f^{1/3}$ değerleri $\theta=28^\circ$ için elde edilirken hava giriş hızları 2.28 ve 3 m/s için panjur açısı $\theta=30^\circ$ için elde edilmiştir. Benzer şekilde $L_p/H=1.52$ için düşük Reynolds sayılarında ya da hava giriş hızlarında $\theta=26^\circ$ durumu için en yüksek $j/f^{1/3}$ değerleri elde edilirken yüksek Reynolds sayılarında ya da hava giriş hızlarında $\theta=28^\circ$ için en yüksek $j/f^{1/3}$ değerleri elde edilmiştir.

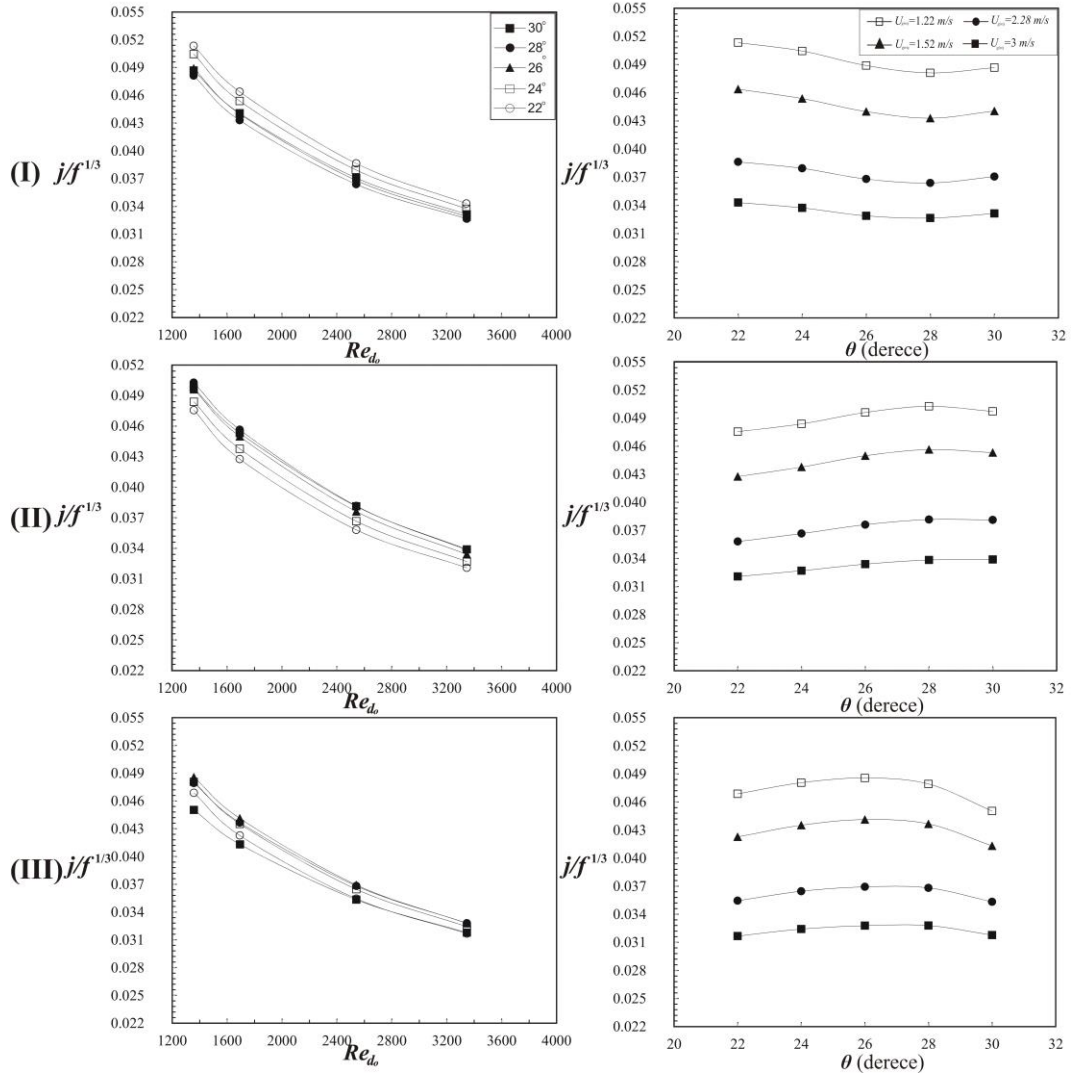
Sıcaklık eş düzey eğrileri incelendiğinde $L_p/H=1.080$ 'de panjur açısı 26° 'ye kadar panjur açısının artması yukarı ve aşağı kanatlardaki panjurların ısı art izlerinin etkileşime girmesine neden olurken daha yüksek açılarda bu etkileşim ortadan kalkmıştır (Şekil 5. 10). Isıl art izlerinin etkileşimi sıcak – soğuk akışkan karışımını azalttığı için ısı transfer katsayısını azaltmaktadır. $L_p/H=1.400$ 'de ise panjur açısının artması ile karışım miktarı artmaktadır ve dolayısıyla panjur açısının artması ısı transfer katsayısını artırmıştır (Şekil 5. 11). $L_p/H=1.52$ olduğunda ise panjur açısının 26° değerine kadar sıcak soğuk akışkan karışımı artmış daha yüksek panjur açılarında ise üst ve alt kanatlardaki panjurların uçlarının bir birine yaklaşması nedeni ile sınır tabaka kalınlığı artmıştır (Şekil 5. 12). $\theta=26^\circ$ 'den sonra Colburn - j faktör değerlerinin düşmesi bu şekilde açıklanabilir.



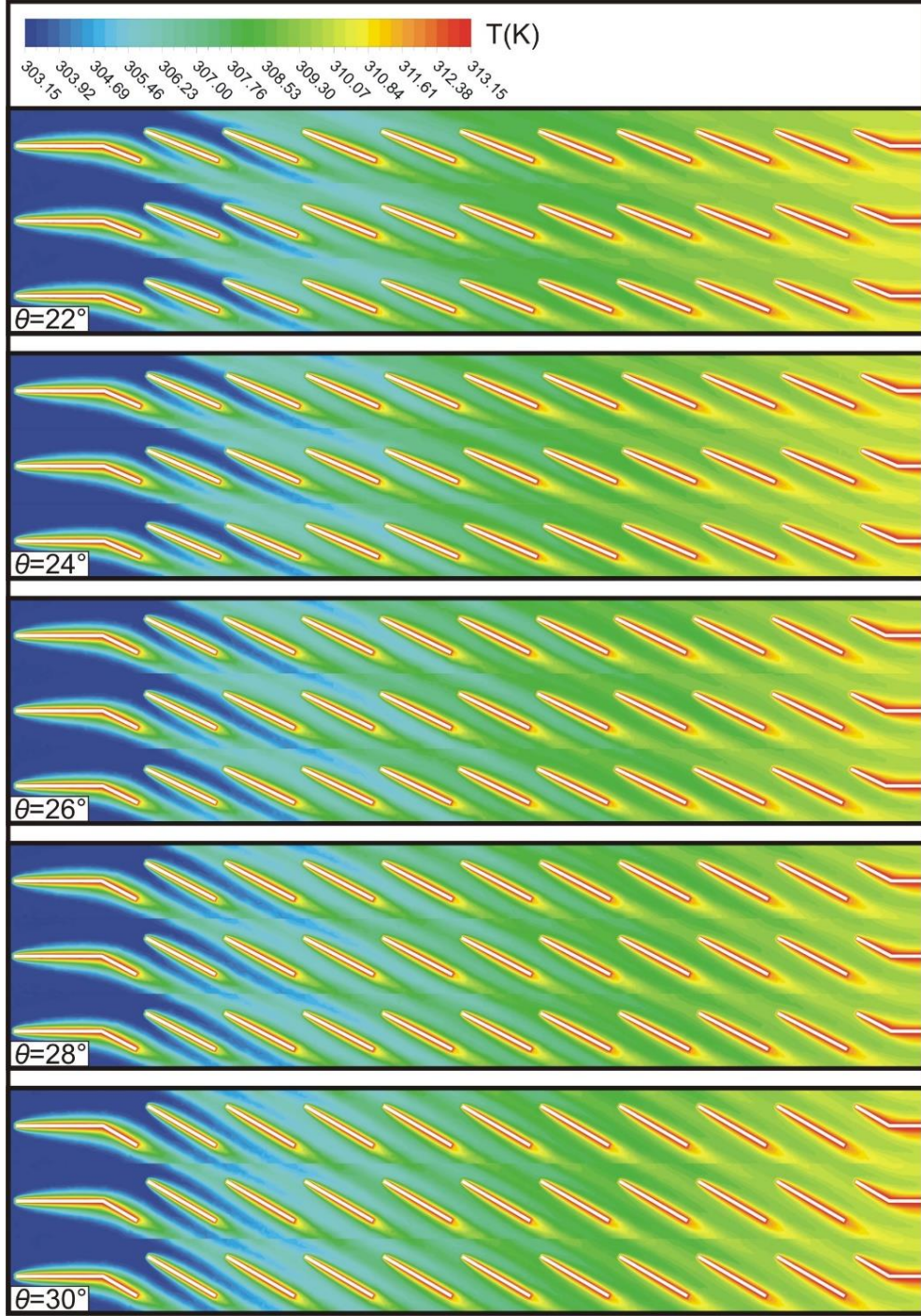
Şekil 5. 7 $L_p/H=1.080$ (I), $L_p/H=1.400$ (II), $L_p/H=1.52$ (III) ve $F_L/H=26.4$ için Colburn-j faktörün farklı panjur açıları için Reynolds sayılı ile değişimi (sol sütunda) ve Colburn-j faktörün farklı $U_{giriş}$ hızları için panjur açısı ile değişimi (sağ sütunda)



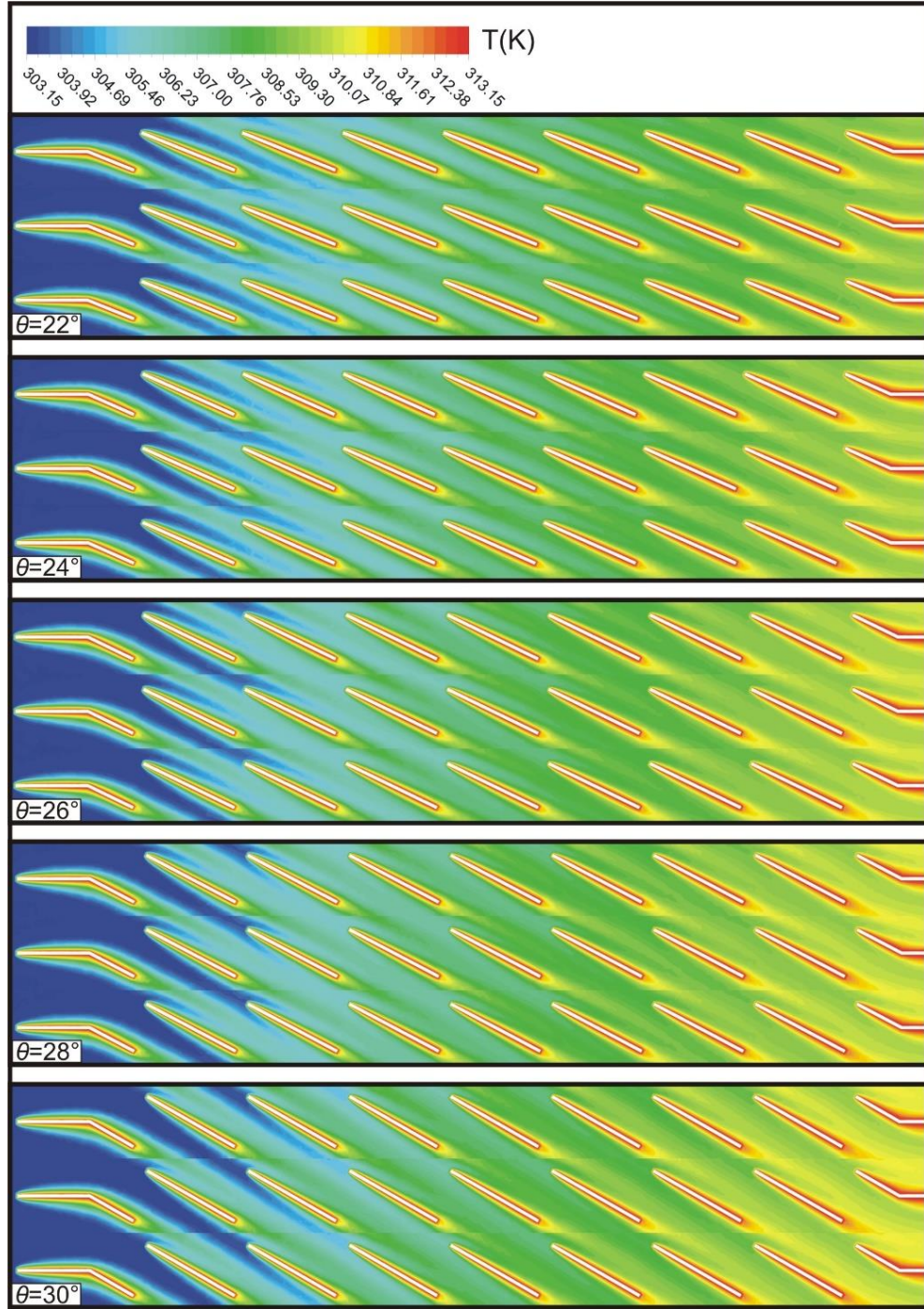
Şekil 5. 8 $L_p/H=1.080$ (I), $L_p/H=1.400$ (II), $L_p/H=1.52$ (III) ve $F_L/H=26.4$ için Fanning sürtünme faktörü f nin farklı panjur açıları için Reynolds sayısı ile değişimi (sol sütunda) ve Fanning sürtünme faktörü f nin farklı $U_{giriş}$ hızları için panjur açısı ile değişimi (sağ sütunda)



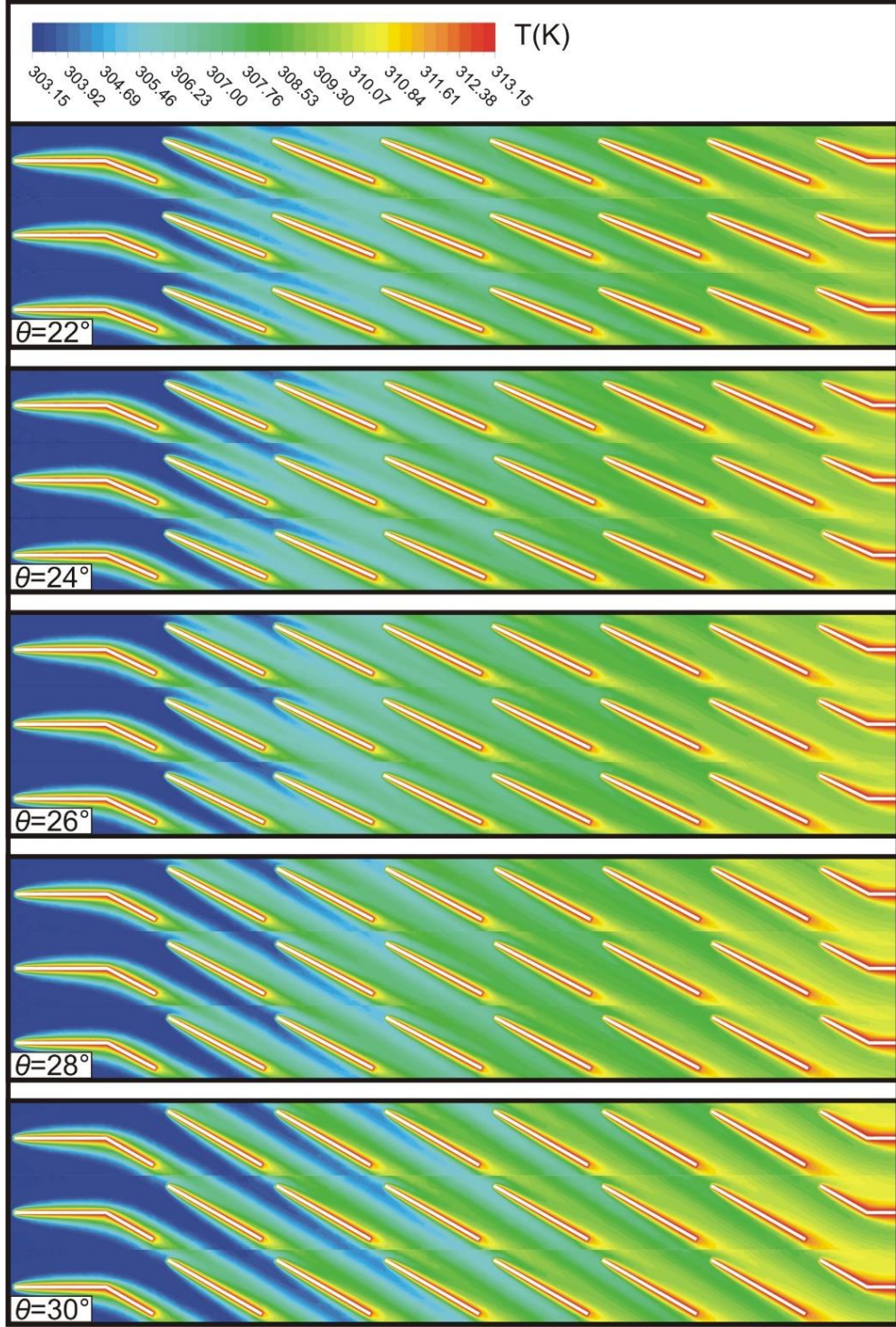
Şekil 5. 9 $L_p/H=1.080$ (I), $L_p/H=1.400$ (II), $L_p/H=1.52$ (III) ve $F_L/H=26.4$ için $j/f^{1/3}$ oranının farklı panjur açıları için Reynolds sayısı ile değişimi (sol sütunda) ve $j/f^{1/3}$ oranının farklı $U_{giriş}$ hızları için panjur açısı ile değişimi (sağ sütunda)



Şekil 5. 10 $F_L/H=26.4$, $U_{giriş}=2.28$ m/s ve $L_p/H=1.080$ için sıcaklık eş düzey eğrileri



Şekil 5. 11 $F_L/H=26.4$, $U_{giriş}=2.28$ m/s ve $L_p/H=1.400$ için sıcaklık eş düzey eğrileri



Şekil 5. 12 $F_L/H=26.4$, $U_{giriş}=2.28$ m/s ve $L_p/H=1.52$ için sıcaklık eş düzey eğrileri

5.3 $F_L/H = 31.428$ için Colburn – j faktörü, Fanning Sürtünme Faktörü f , $j/f^{1/3}$

Oranları ve Sıcaklık Eş Düzey Eğrileri

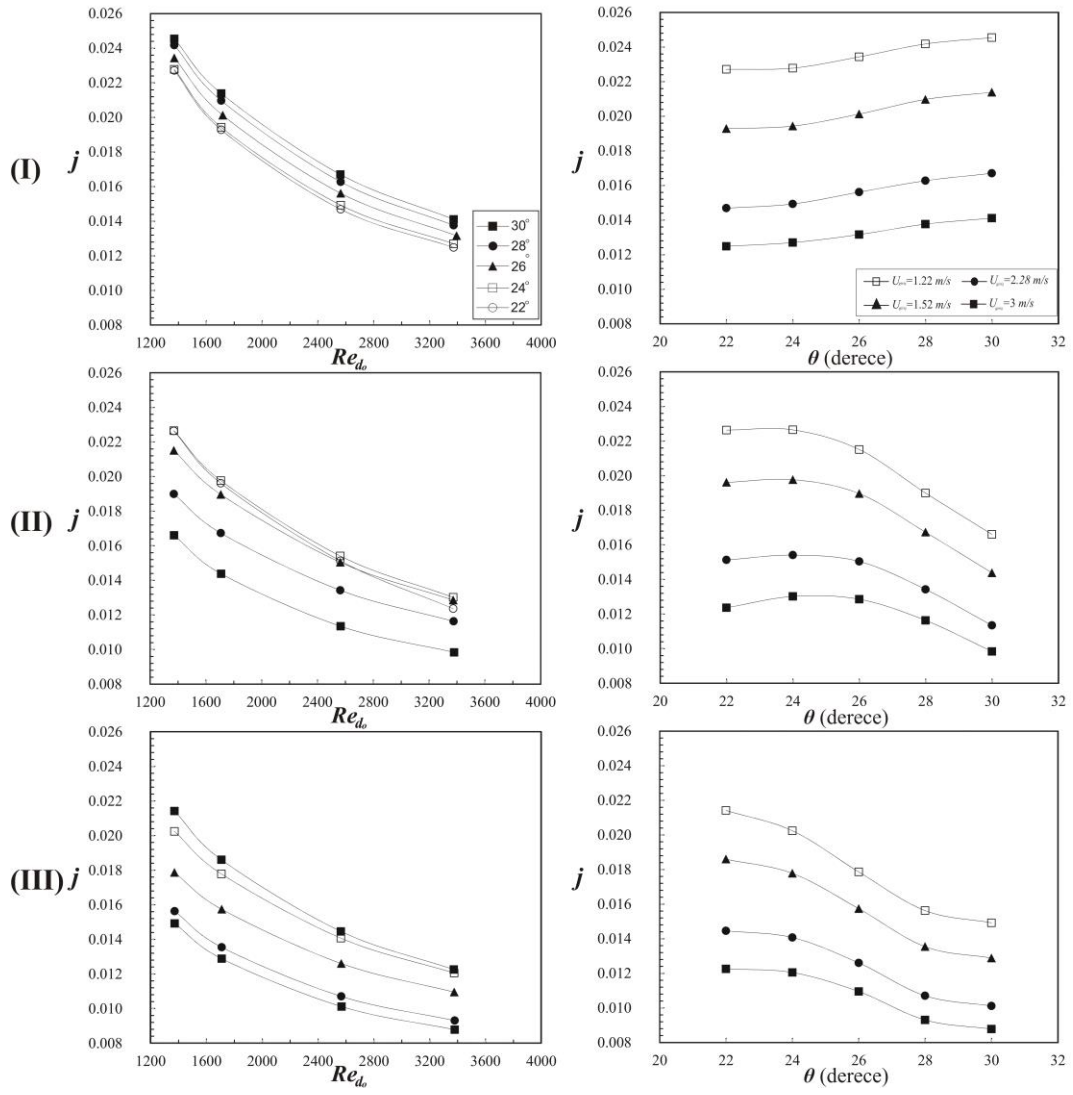
Kanat adımının bu seviyeye indirilmesi (ya da F_L/H oranının yükselmesi) ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristiklerinde panjur açısı ve adımına bağlı olarak ciddi değişimler meydana getirmiştir. Düşük kanat adımlarında akışın panjur doğrultulu olabilmesi daha kolaydır. Çünkü kanatlar bir birine daha yakın olduğunda akış kanatlar arasındaki kanal boyunca değil panjurlar boyunca ilerleme eğilimine girer. Kanatlar arasında akış ne kadar çok dolaşırsa ısı transfer miktarı da buna bağlı olarak artar. Ancak eğer panjurların konumu sınır tabakanın kalınlaşmasına neden olursa ısı transfer miktarı düşecektir. $L_p/H=1.52$ için bütün hava giriş hızlarında panjur açısının artması ile j faktör değerleri artmıştır. Şekil 5. 16'da sıcaklık eş düzey eğrilerinden görülebileceği üzere ısı sınır tabaka kalınlığı panjur açısı ile birlikte artmamaktadır. Bunun sonucu olarak da panjur açısı arttıkça havanın kanatlar arasındaki dolaşma uzunluğu artmakta ısı transfer iyileşmesi meydana gelmektedir. Panjur adımının kanat adımına oranı $L_p/H=1.666$ 'ya artırıldığında ısı sınır tabaka kalınlığı panjur açısıyla birlikte değişmektedir. Bu durumda beklenildiğinin aksine havanın kanatlar arasındaki dolaşma mesafesinin artması ısı transfer miktarını artırmamakta aksine azaltmaktadır. Panjur açısı 30° için L_p/H oranı 1.285'ten 1.666'ya artırıldığında j faktör değerleri % 32.32 ve % 30.35 oranında Reynolds sayısına bağlı olarak azalmaktadır. Bununla birlikte bütün modellerin ısı transferi kapasitesi değişmekte ve 30° panjur açılı model en düşük j faktör değerlerine sahip olmaktadır. Diğer taraftan 24° panjur açısına sahip model en yüksek j değerlerine sahiptir. Panjur adımının kanat adımına oranı 1.666'dan 1.809'a yükseldiğinde bütün panjur açıları için j faktör değerleri büyük oranda düşmüştür. L_p/H oranının en küçük değeri 1.285'den en büyük değeri 1.809'a yükselmesiyle j faktör değerleri panjur açıları 22° , 24° , 26° , 28° ve 30° için en düşük - en yüksek Reynolds sayısı aralığı için sırasıyla % 5.7 - 35.4, % 3.6 - 35.4, % 3.2 - 28.3 ve % 1.8 - 32.4 oranlarında düşüş göstermiştir. $L_p/H=1.809$ için panjur açısı arttıkça j - faktör değerleri düşmektedir.

Şekil 5. 18'deki sıcaklık eş düzey eğrilerinden görüldüğü üzere sınır tabakanın bozulması özellikle panjur açısının 30° olduğu durum için neredeyse ortadan kalkmıştır. Panjur açısının 30° 'ye yükselmesiyle düşük kanat adımlarında üst kanatta bulunan

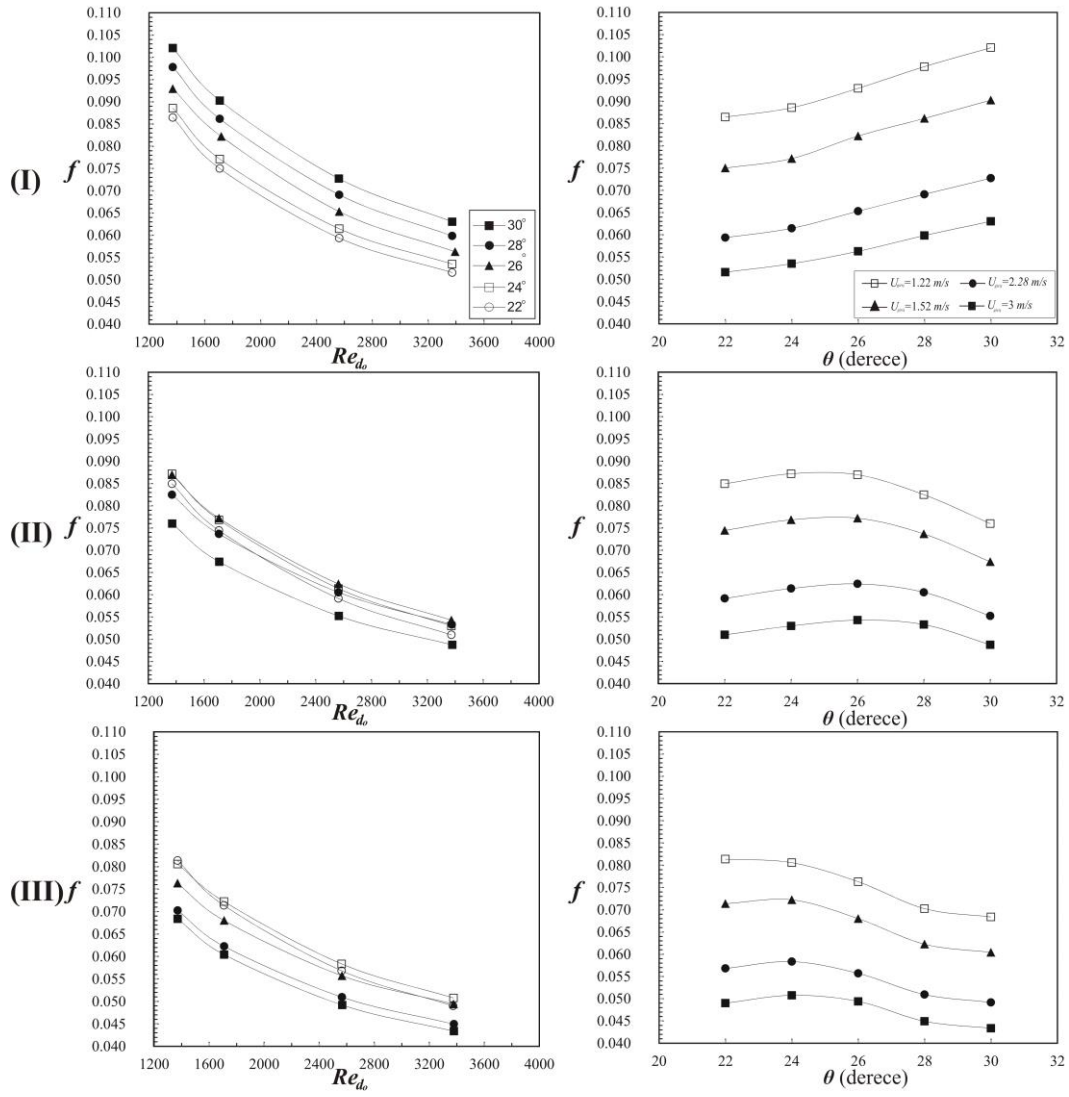
panjurların ön ucu ile alt kanatta bulunan panjurların arka ucu arasındaki mesafe düşmekte bir birlerine yaklaşmaktadır. Bu nedenle akış uzunluğu arttığı halde hava farklı kanatlar arasında aktıkça sınır tabaka kalınlığı artmaktadır. Böyle bir akış düzenlemesinde sınır tabaka akışı ana akışla karışmamakta ve sınır tabaka bozulması ve tekrar başlaması bu işlemin gerçekleşebilmesi için yeterli akış mesafesi olmadığından meydana gelememektedir. L_p/H oranının (1.666 ve 1.809) ve panjur açısının yüksek değerlerinde sınır tabakanın karışmadığı ve panjurların akış önünde engel oluşturmadığı düz bir akış yolu oluşmaktadır. Sonuç olarak $L_p/H = 1.285$ için bütün Reynolds sayılarında ya da hava giriş hızlarında f faktör değerleri panjur açısı ile artarken, $L_p/H = 1.666$ ve 1.809 için panjur açısı ve basınç düşüşü arasında daha karmaşık bir ilişki vardır.

Burada önemli olan bir diğer husus basınç düşüşlerinin panjur adımına bağlı olarak değişmesidir. Yukarıda açıklandığı gibi yukarıdaki ve aşağıdaki panjurların giriş ve çıkış uçları arasındaki mesafe panjur açısı ile değişmektedir. Panjur açısının 30° , L_p/H oranının 1.285 olduğu model basınç düşüşü miktarının en fazla olduğu durumdur ancak aynı panjur açısı için L_p/H oranı artırıldığında basınç düşüşü miktarı ciddi oranda düşmektedir. L_p/H oranlarının 1.666 ve 1.809 olduğu durumlarda en düşük basınç düşüşü panjur açısının 30° olduğu modelde elde edilmiştir. $L_p/H = 1.666$ için bütün hava giriş hızlarında f faktör panjur açısının artması ile bir miktar artmakta (26° 'ye kadar) daha yüksek açılarda düşmektedir. Genel bir söylemle panjur adımının artması basınç düşüşünü panjur açısına bağlı olarak farklı oranlarda düşürmektedir.

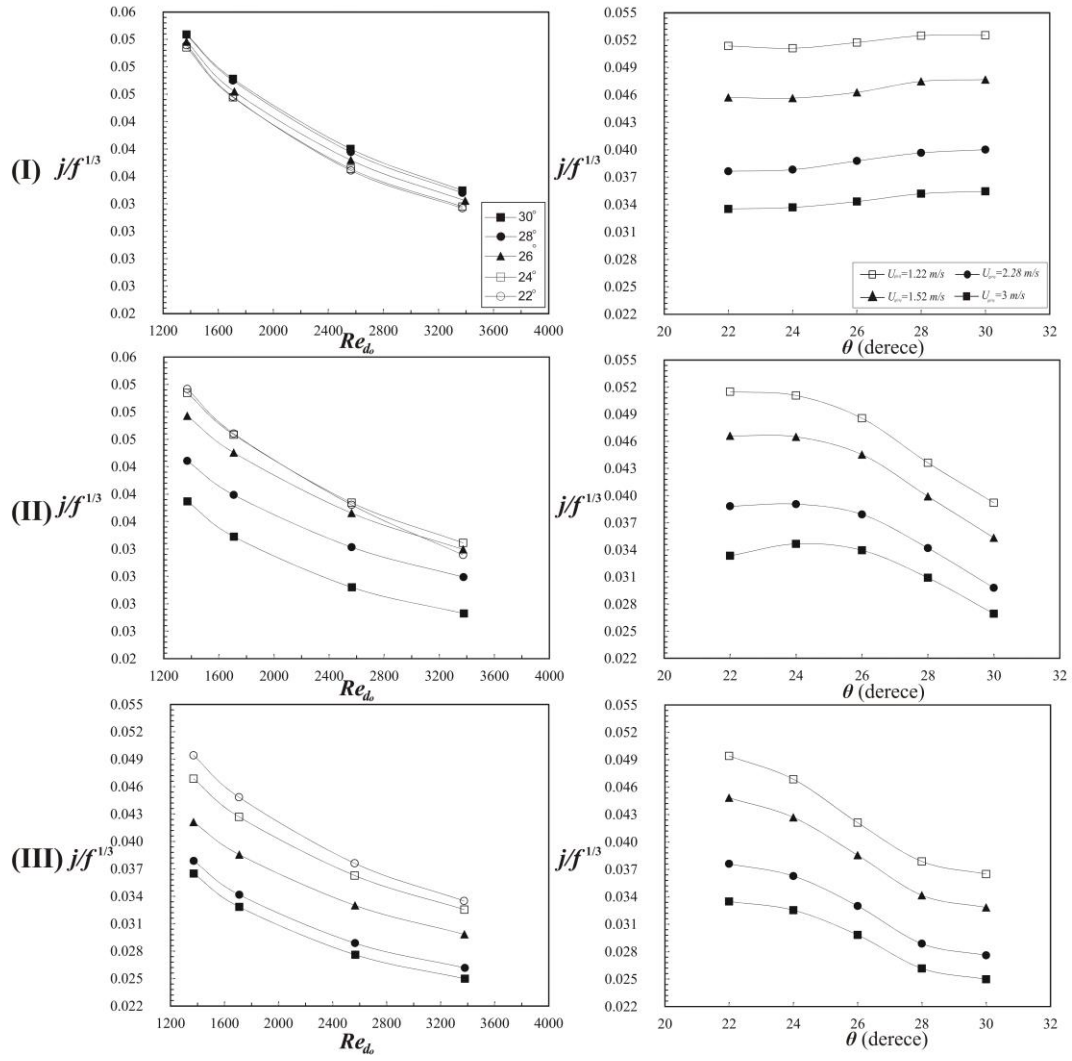
$j/f^{1/3}$ oranları farklı L_p/H oranlarında panjur açısına göre farklı değişimler göstermektedir. $L_p/H = 1.285$ için panjur açısı arttıkça $j/f^{1/3}$ değerleri artmaktadır. L_p/H oranı 1.666'ya artırıldığında $j/f^{1/3}$ oranları hava giriş hızı 1.22 m/s için panjur açısının artması ile düşmekte daha yüksek hızlarda ise en yüksek değerlerini $\theta = 24^\circ$ 'de almakta ve daha yüksek açılarda düşmektedir. L_p/H oranının 1.809'a yükselmesi ile j faktör değerlerinin panjur açısına bağlı olarak düşmesi nedeniyle $j/f^{1/3}$ oranları da panjur açısı ile birlikte düşmektedir.



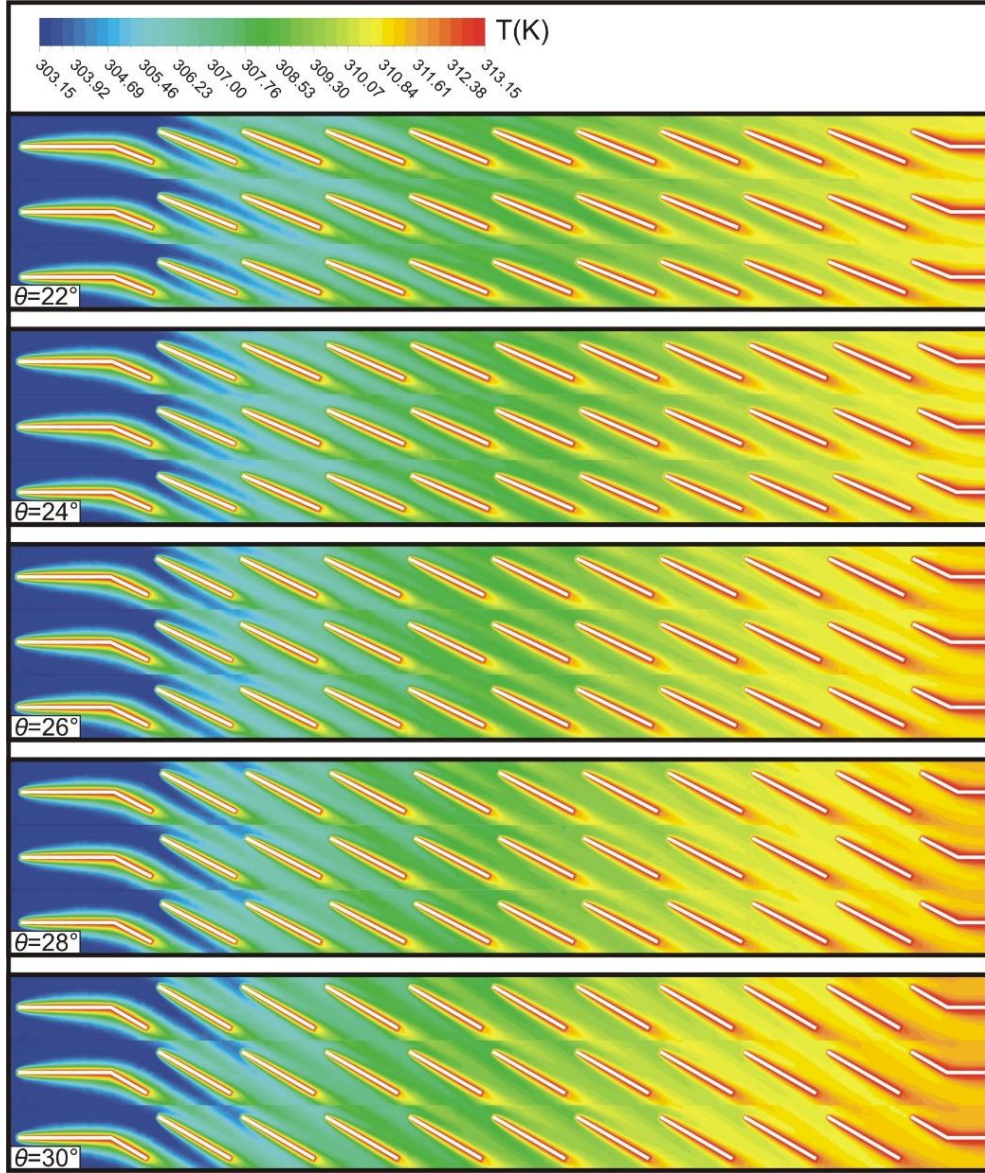
Şekil 5. 13 $L_p/H=1.285$ (I), $L_p/H=1.666$ (II), $L_p/H=1.809$ (III) ve $F_L/H=31.428$ için Colburn - j faktörün farklı panjur açıları için Reynolds sayısı ile değişimi (sol sütunda) ve Colburn - j faktörün farklı $U_{giriş}$ hızları için panjur açısı ile değişimi (sağ sütunda)



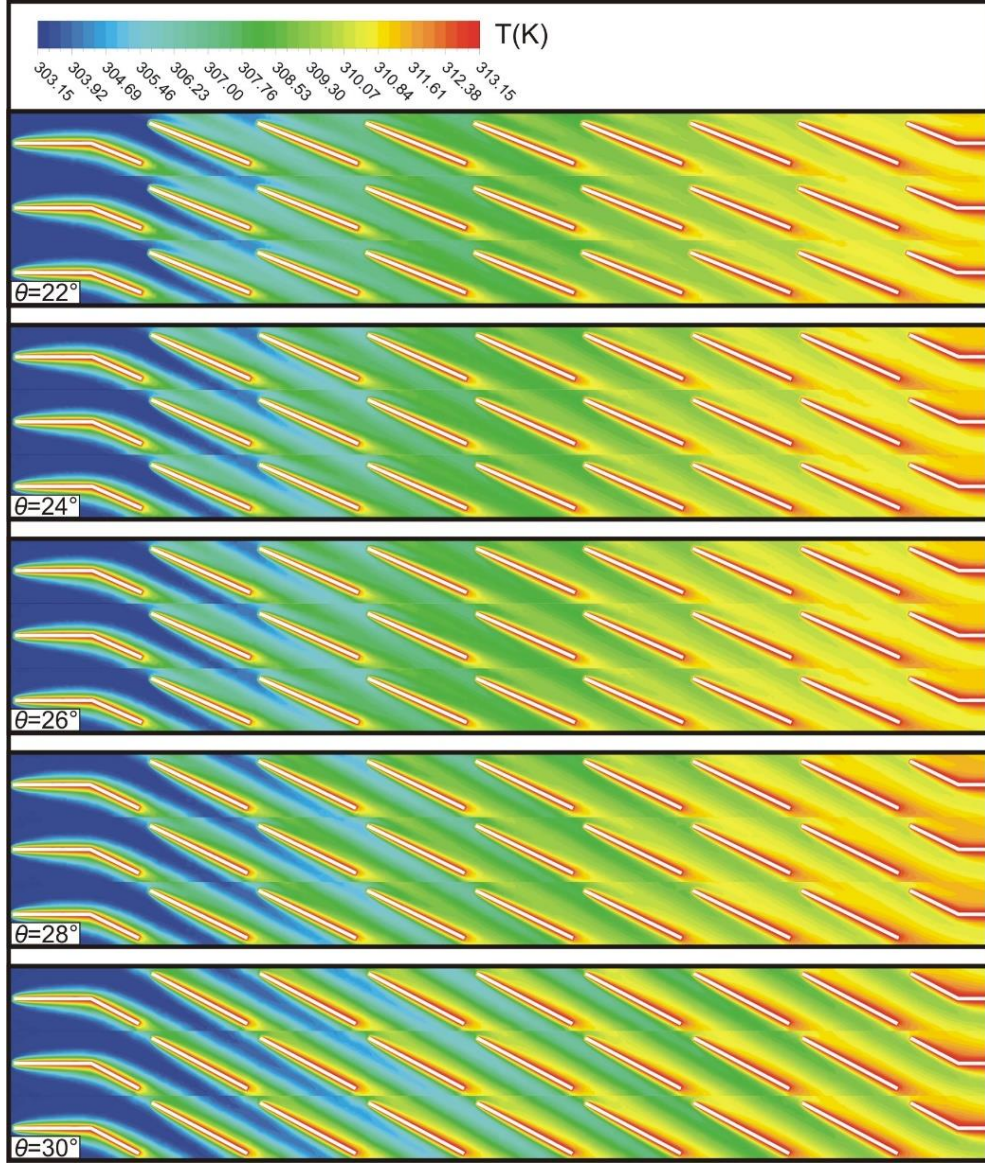
Şekil 5. 14 $L_p/H=1.285$ (I), $L_p/H=1.666$ (II), $L_p/H=1.809$ (III) ve $F_L/H=31.428$ için Fanning sürtünme faktörü f 'nin farklı panjur açıları için Reynolds sayısı ile değişimi (sol sütunda) ve Fanning sürtünme faktörü f 'nin farklı $U_{giriş}$ hızları için panjur açısı ile değişimi (sağ sütunda)



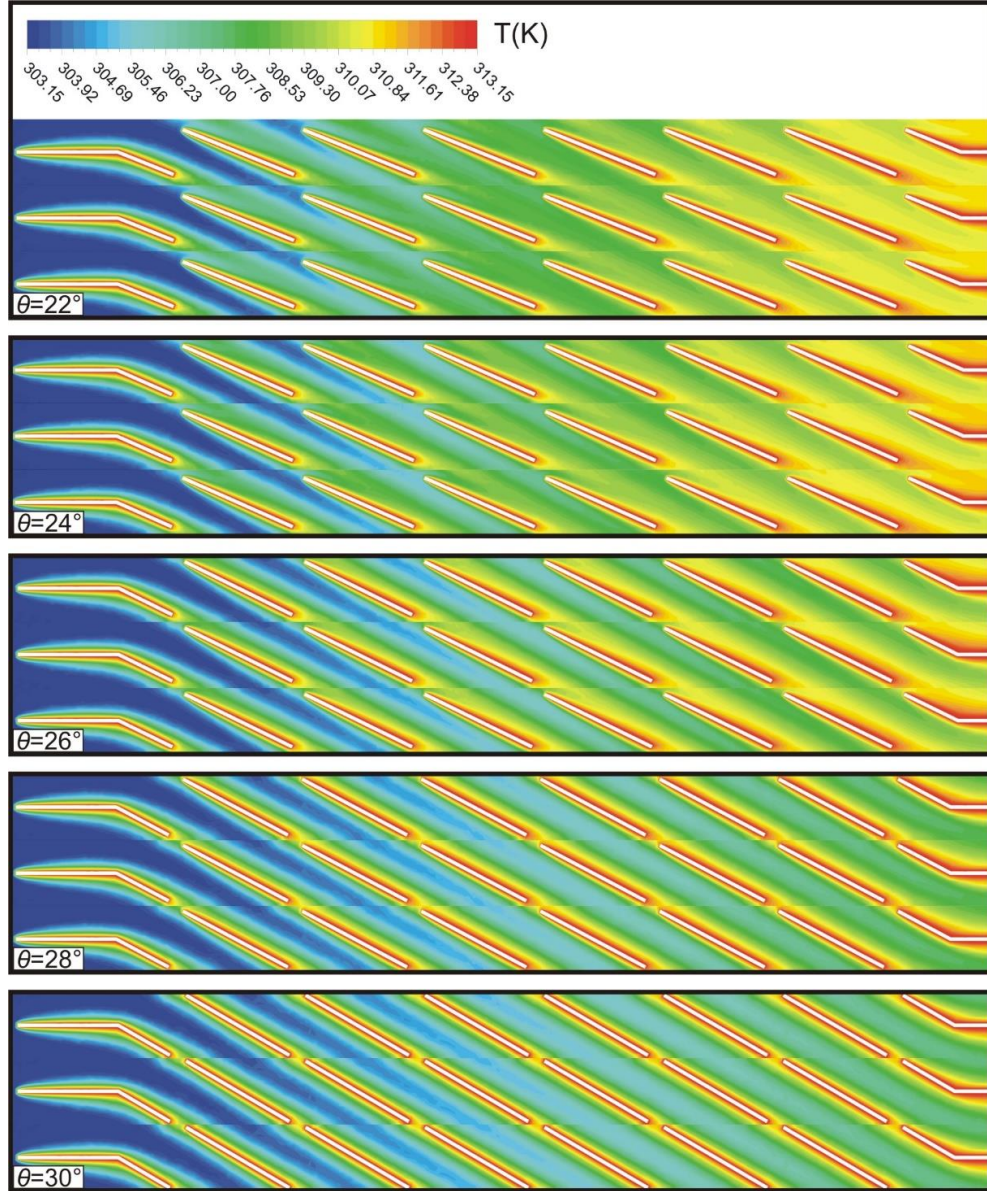
Şekil 5. 15 $L_p/H=1.285$ (I), $L_p/H=1.666$ (II), $L_p/H=1.809$ (III) ve $F_L/H=31.428$ için $j/f^{1/3}$ oranının farklı panjur açıları için Reynolds sayısı ile değişimi (sol sütunda) ve $j/f^{1/3}$ için farklı $U_{giriş}$ için panjur açısı ile değişimi (sağ sütunda)



Şekil 5. 16 $F_L/H=31.428$, $U_{giriş}=2.28$ m/s ve $L_p/H=1.285$ için sıcaklık eş düzey eğrileri



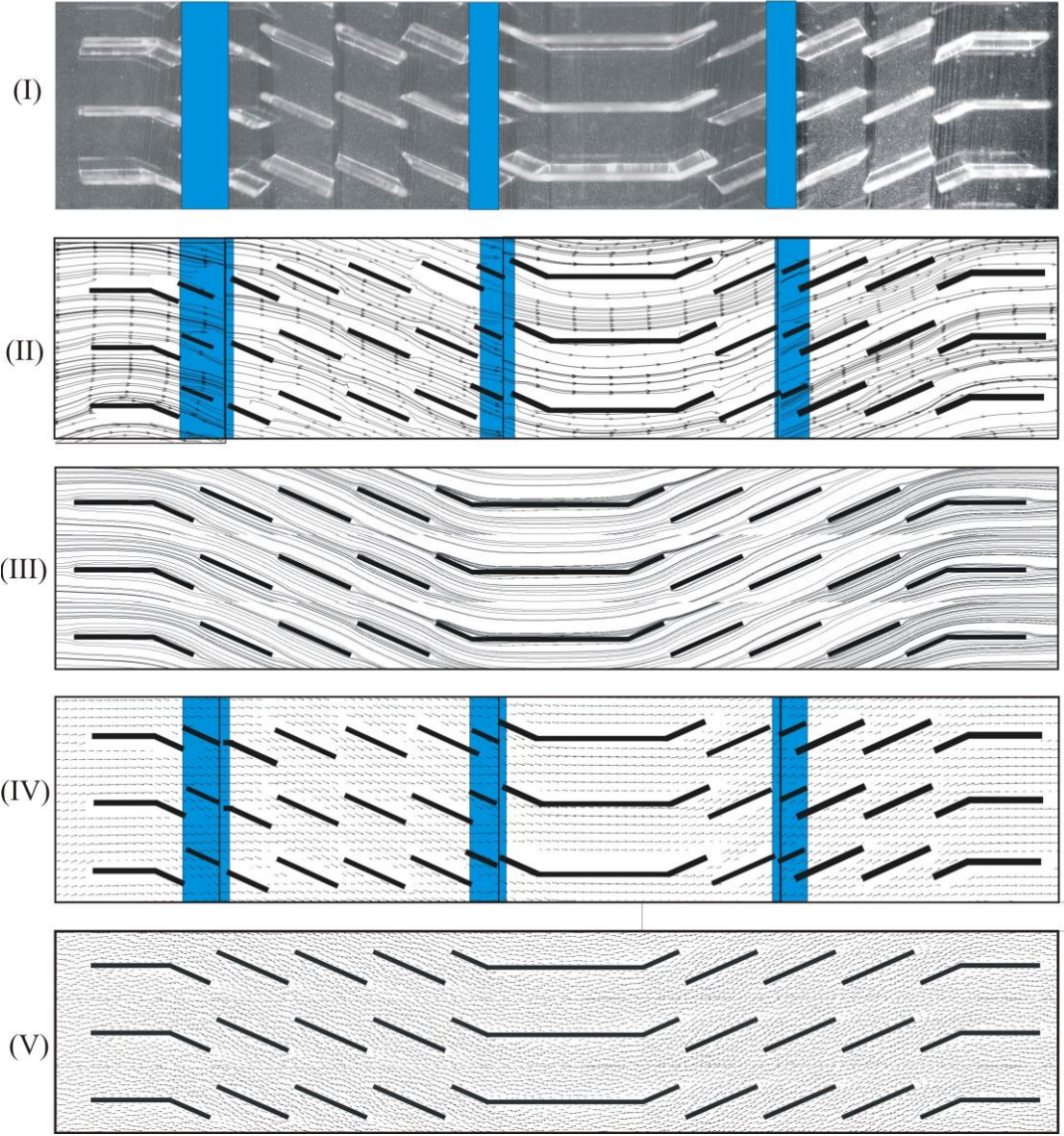
Şekil 5. 17 $F_L/H=31.428$, $U_{giriş}=2.28$ m/s ve $L_p/H=1.666$ için sıcaklık eş düzey eğrileri



Şekil 5. 18 $F_L/H=31.428$, $U_{giriş}=2.28$ m/s ve $L_p/H=1.809$ mm için sıcaklık eş düzey eğrileri

5.4 PIV Yöntemi ile Akış Görselleştirme Çalışmaları

HAD ve PIV tekniği ile elde edilmiş ve modelin orta kesit alanından alınmış akım çizgileri ve hız vektörleri gibi akış karakteristikleri Şekil 5. 19'da sunulmuştur. Hava giriş hızı ve kanat adımına göre tanımlanmış Reynolds sayısı değeri 1783'tür. PIV deneyleri için dört ölçüm düzlemi kullanılmış bu düzlemlerden alınan veriler birleştirilmiştir. Kullanılan modelin kanat adımı $H=32$ mm ($L_p/H=1.093$, 10 : 1 ölçekli)'dir.



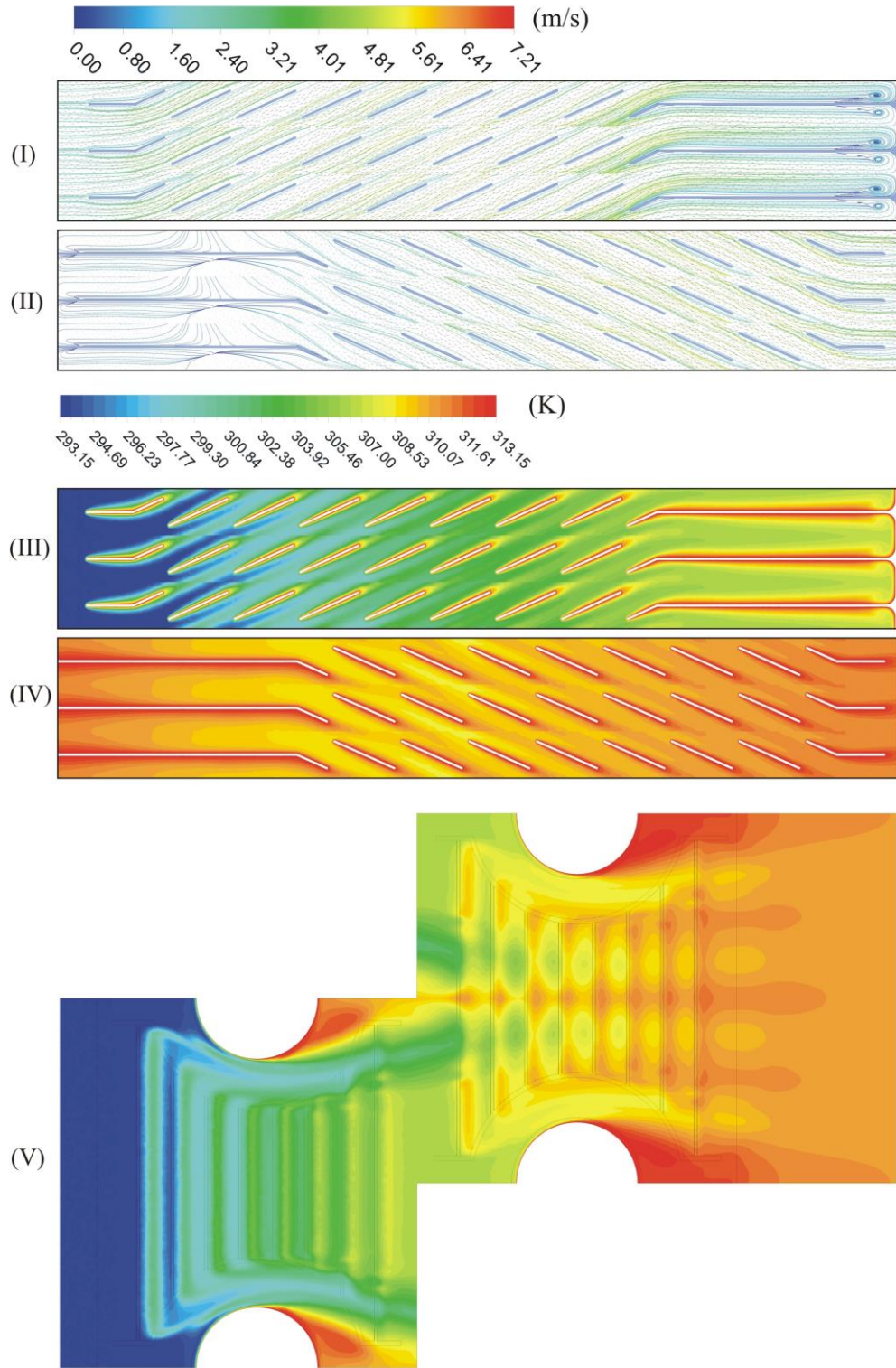
Şekil 5. 19 PIV ve HAD sonuçlarının karşılaştırılması. (I)PIV ham görsel çekim sonucu, (II)PIV akım çizgisi, (III) HAD akım çizgisi, (IV) PIV hız vektörleri, (V) HAD hız vektörleri

Kanat adımının büyütülmesi kanal - doğrultulu akış olarak adlandırılan akışın kanatlar arasındaki boşluktan ilerlediği akış yapısının oluşmasına neden olur. İyi bir panjurlu kanat tasarımında akış panjur doğrultuludur ve kanatlar yüksek ısı - akış performansa sahiptir. Burada en büyük kanat adımının PIV deneyleri için seçilmesinin nedeni en büyük kanat adımında akışın panjur doğrultulu olmasını sağlamak diğer kanat adımlarında da sağlamaya yetecek olmasıdır. Kullanılan türbülans modelinin doğrulanması ve aynı zamanda PIV bulgularının güvenilirliğini artırmak için HAD çalışması yapılmıştır. Akım çizgileri ve hız vektörleri panjurlar etrafındaki akış yapısı hakkında gerekli bilgileri sağlamaktadır. PIV deneylerinden ve HAD simülasyonlarından

görüldüğü üzere akış tamamen panjur doğrultuludur. Hız vektörleri dikkate alındığında panjurlar etrafından akış ayrılmasının olmadığı da görülmüştür. Akış ayrılmaları ısı transferine katkı yapmaz aksine ısı transferini azaltarak basınç düşüşünü artıran bir etkisi vardır. Akım çizgileri ve hız vektörleri sayısal çözümde ve PIV deneylerinde neredeyse aynı sonuçları vermiştir. Ancak burada belirtilmesi gereken önemli bir husus vardır. PIV deneyleri ve sayısal çözümler gerçek ısı değiştiricisinin çalışma koşullarından daha yüksek Reynolds sayısında gerçekleştirilmiştir (Kanat adımına ve akışkan giriş hızına göre tanımlı Reynolds sayısı). Reynolds sayısı artırıldıkça akışın panjurları takip etme eğilimi başka bir ifadeyle akışın panjur doğrultulu olma eğilimi artar. Bu nedenle daha düşük Reynolds sayılarında da test yapılması gereklidir. Ancak mevcut kanalın çalışma şartları gereği daha düşük akışkan hızlarında deney yapmak olanaksızdır.

Gerçek boyutlu bir ısı değiştiricisi modeli imal etmeden önce HAD simülasyonlarının sonuçları daha ayrıntılı olarak incelenmiştir. Şekil 5. 19'da üst periyodik düzlemden alınan sıcaklık eş düzey eğrileri, orta düzlemden alınan akım çizgileri ve sıcaklık eş düzey eğrileri panjur açısı $\theta=24^\circ$, panjur uzunluğunun kanat adımına oranı $L_p/H=1.400$ ve akış uzunluğunun kanat adımına oranı $F_L/H=26.4$ olan panjur kanatlı ısı değiştiricisi için hava giriş hızı 2.5m/s 'de verilmiştir. Akım çizgilerinden görüleceği üzere akış tamamen panjur doğrultuludur. Giriş panjurlarının sonunda ve boruların yukarı akım yönünde at nalı girdaplarının oluşturduğu dönümlü akış bölgeleri oluşmuştur. Sahin vd. [58] düz kanatlı ve borulu bir ısı değiştiricisi modelinde at nalı girdaplarının oluşumunu PIV yöntemi ile göstermişlerdir. Elde ettikleri bulgulara göre at nalı girdapları ana akışla art izi bölgesindeki akışın karışımını artırmakta ve ısı geçişini iyileştirici etki yapmaktadır.

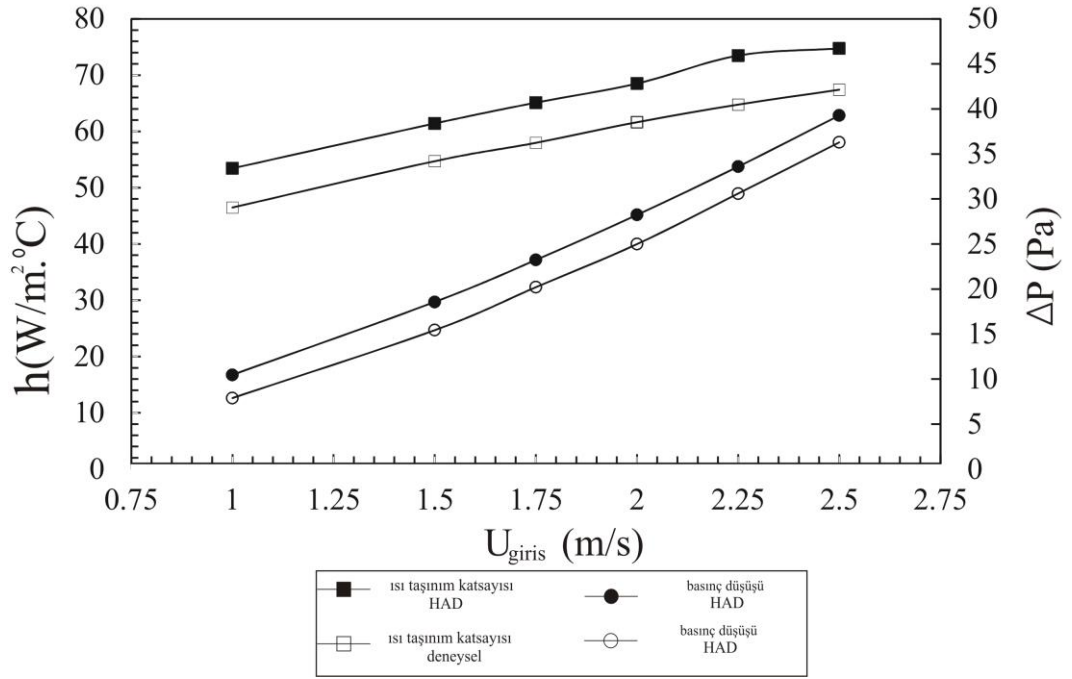
Çıkış panjurlarının yukarı akım bölgesinde boruların neden olduğu art izi bölgeleri oluşmuştur. Bu durum akışı bozarak akışın panjurları takip edebilme özelliğini azaltmaktadır ancak iki ya da üç panjur sonra akış tekrar gelişmekte ve panjurları tekrar takip etmeye başlamaktadır. Panjurlar boyunca gösterilen sıcaklık eş düzey eğrileri ısı transferi karakteristikleri hakkında önemli bilgiler sağlamaktadır. Soğuk akışkanın panjurlar boyunca ısıtılma işlemi ve sıcak - soğuk akışkan karışımı kolaylıkla görülebilmektedir. Bu nedenle seçilen panjurlu kanat modeli mevcut çalışma koşulları



Şekil 5. 20 Panjur kanatlı ve yuvalak borulu ısı değıştiricisi için A düzlemi (I), (III) ve B düzleminden (II), (IV) alınmış akım çizgileri ile sıcaklık eş düzey eğrileri ve üst periyodik düzlemde alınmış sıcaklık eş düzey eğrileri (V)

için iyi bir tasarım örneği olarak kabul edilebilir.

Sayısal modelin doğrulanması için panjur açısı $\theta=24^\circ$, panjur adımının kanat adımına oranı $L_p/H=1.400$, akış uzunluğunun kanat adımına oranı $F_L/H=26.4$ olan tam ölçekli bir ısı değıştiricisi imal edilmiş ve iklimlendirilmiş oda içinde rüzgar tüneline ilgili standartlar uyarınca test edilmiştir. Şekil 5. 21’de farklı Reynolds sayılarında sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılması amacıyla ısı taşınım katsayıları ve basınç düşüşleri verilmiştir. Sayısal çalışma sonucu elde edilen verilerin deneysel verilerle uyumlu olduğu tespit edilmiştir. Deneylerden elde edilen basınç düşüşü sonuçları sayısal sonuçlardan bir miktar fazladır ancak kabul edilebilir düzeydedir.



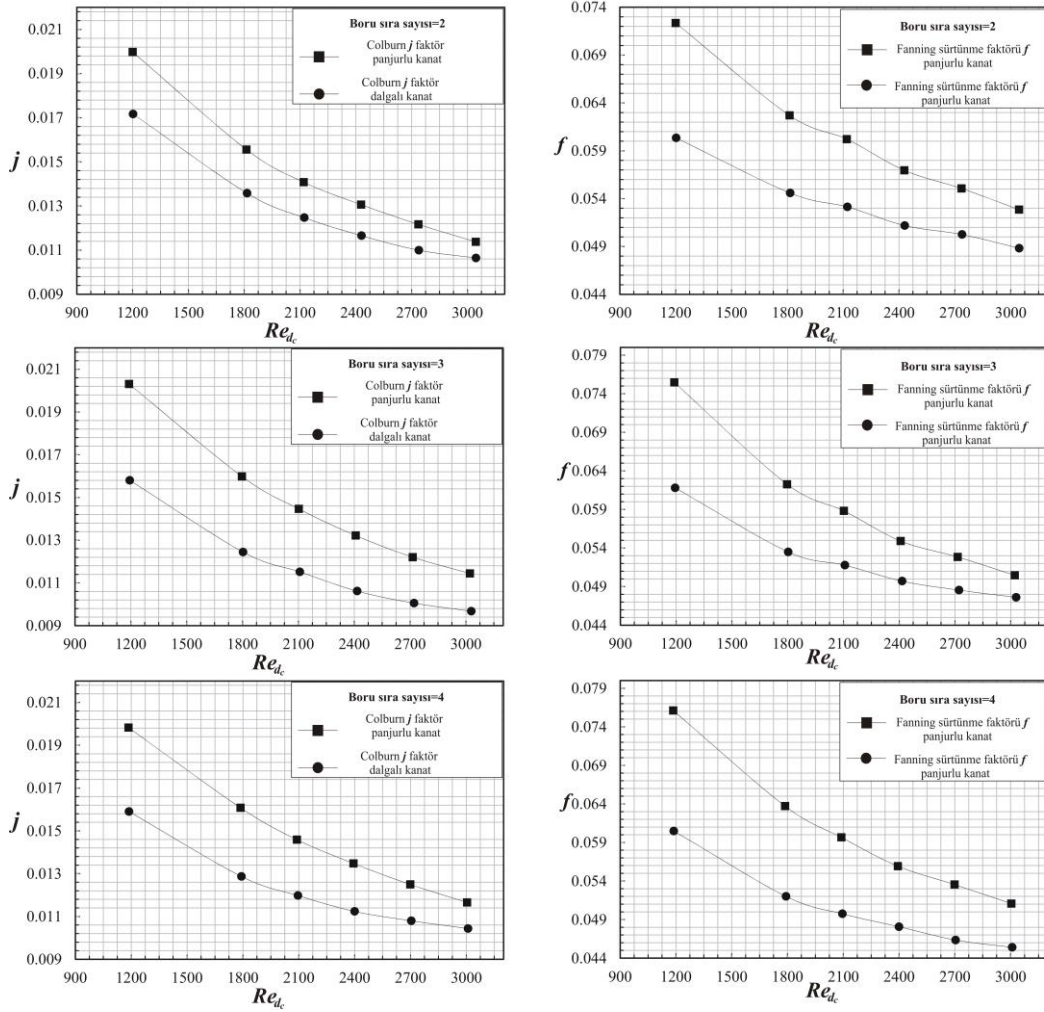
Şekil 5. 21 Deneysel ve HAD sonuçlarının $\theta=24^\circ$, $F_L/H=26.4$ ve $L_p/H=1.400$ için karşılaştırılması

**PANJUR KANATLI VE DALGALI KANATLI ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN ISI
TRANSFERİ VE BASINÇ DÜŞÜŞÜ KARAKTERİSTİKLERİNİN BORU SIRA
SAYISINA GÖRE DEĞİŞİMİNİN DENEYSEL İNCELENMESİ**

**6.1 Panjur Kanatlı ve Dalgali Kanatlı Isı Değıştircilerinin Isı Transferi ve Basınç
Düşüşü Karakteristikleri Sonuçları**

Şekil 6. 1’de ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristikleri (Colburn - j faktör ve Fanning sürtünme faktörü f) sonuçları farklı boru sıra sayısındaki panjur kanatlı ve dalgali kanatlı ısı değıştircileri için verilmiştir. Bütün Reynolds sayıları ve boru sıra sayıları için panjur kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değıştircilerinin Colburn - j faktör değışlerinin dalgali kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değıştircilerinininkinden daha yüksek olduğu görölmektedir. Benzer olarak panjur kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değıştircilerinin basınç düşüşü değışleri dalgali kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değıştircilerinininkinden daha yüksektir.

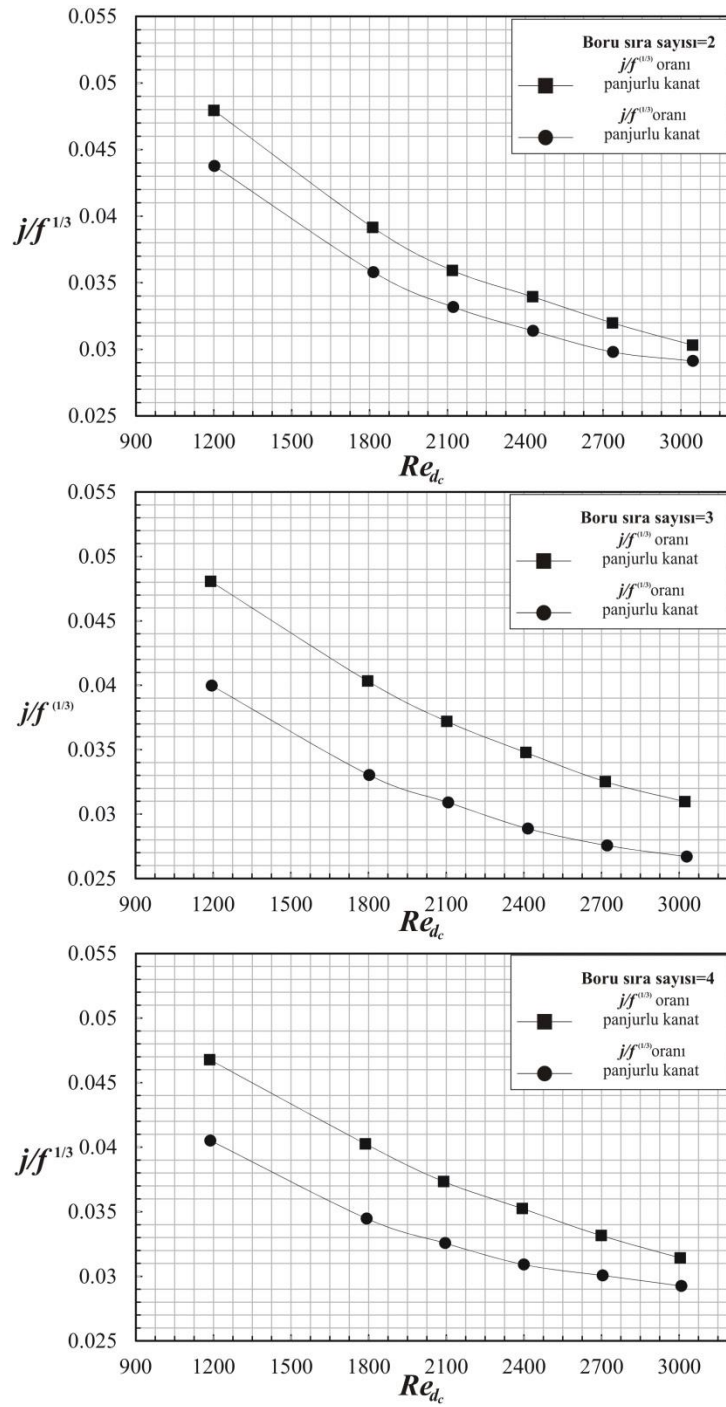
Boru sıra sayısının iki olduğu durumda panjur kanatlı ısı değıştircisinin Colburn - j faktör değışleri Reynolds sayısına bağılı olarak dalgali kanatlı ısı değıştircisinininkinden % 16.4 ile % 6.9 arasında daha yüksektir. Panjur kanatlı ısı değıştircisinin Colburn - j faktör değışleri en yüksek ve en düşük Reynolds sayıları için 0.01997 ve 0.01137 arasında değışirken dalgali kanatlı ısı değıştircisinininki 0.01716 ve 0.01054 arasında değışmektedir. Kanat olarak panjurlu kanatların kullanılması sadece ısı transferini değış



Şekil 6. 1 Isı transferi ve basınç düşüşü karakteristiklerinin (Colburn- j faktör ve Fanning sürtünme faktörü f) Reynolds sayısı ile değişimi

aynı zamanda basınç düşüşünü de artırmaktadır. Reynolds sayısına bağlı olarak panjurlu ve dalgali kanatlı ısı değıştircilerinin basınç düşüşü miktarları sırasıyla 7.88 - 36.28 Pa ve 6.58 - 33.52 Pa arasında değışmektedir (Çizelge 6. 1). Panjur kanatlı ısı değıştircilerinin basınç düşüşü karakteristiğı Fanning sürtünme faktörü değeri Reynolds sayısı aralığı 1201 – 3046 için dalgali kanatlı ısı değıştircisinininkinden % 19.9 ve % 8.2 arasında daha yüksektir.

Boru sıra sayısı ikiden üçe çıkarıldığında panjur kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değıştircilerinin Colburn - j faktör değeri değerlerinin dalgali kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değıştircisinininkine göre yine daha yüksek olduğu görülmüştür. Her iki kanat türünde de basınç düşüşü miktarları (Pa olarak) beklendiğı üzere artan boru sıra sayısı nedeni ile



Şekil 6. $2 j/f^{1/3}$ oranının farklı boru sıra sayıları için Reynolds sayısı ile değişimi

yükselmiştir. Panjurli ve dalgali kanatlı ısı değiştiricilerinin Colburn - j faktör değerleri arasındaki fark da boru sıra sayısının iki olduğu duruma göre kıyaslandığında ciddi oranda artmıştır. Panjur kanatlı ısı değiştiricisinin hava tarafı ısı transfer katsayısı dalgali kanatlı ısı değiştiricisine göre Reynolds sayısına bağlı olarak % 28.5 - 18.3 arasında daha

yüksektir. Sürtünme faktörü f değerlerinde ise her iki kanat modelinde de boru sıra sayısının artmasıyla bir miktar azalma meydana gelmiştir.

Boru sıra sayısı üçten dörde yükseldiğinde Colburn - j faktör değerleri her iki kanat türü için de artış göstermiştir. Sürtünme faktörü f değerleri ise panjurlu kanatlarda bir miktar artarken dalgalı kanatlarda azalmıştır. Panjurlu kanatlı ve dalgalı kanatlı ısı değiştiricilerinde en düşük ve en yüksek Reynolds sayısı aralığında Colburn - j faktör sırasıyla 0.01982 – 0.01165 ve 0.01590 - 0.01043 arasında değişirken sürtünme faktörü f sırasıyla 0.07610 – 0.05106 ve 0.06048 – 0.04539 arasında değişmiştir.

Şekil 6. 2’de farklı ısı değiştiricilerinin performanslarının ısı transferi ve basınç düşüşünü birlikte ele alarak değerlendirilmesini sağlayan $j/f^{1/3}$ oranları verilmiştir. Şekil 6. 2 ’de görülebileceği üzere panjur kanatlar dalgalı kanatlara göre $j/f^{1/3}$ oranları bakımından üstündür.

Boru sıra sayısının iki olduğu durumda panjur kanatlı ısı değiştiricisinin $j/f^{1/3}$ oranı değerleri dalgalı kanatlı ısı değiştiricisine göre % 9.55 - 4.09 oranında daha yüksektir. Boru sıra sayısı üçe artırıldığında panjur kanatlı ısı değiştiricisinin $j/f^{1/3}$ oranı en düşük Reynolds sayısı için 0.04800 civarında sabit kalırken, en yüksek Reynolds sayısında 0.03031’den 0.03096 değerine yükselmiştir. Dalgalı kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değiştiricisinin $j/f^{1/3}$ oranı en düşük ve en yüksek Reynolds sayıları için sırasıyla % 8.7 ve % 8.4 oranında düşmüştür. Bunun bir sonucu olarak, panjur kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değiştiricisinin $j/f^{1/3}$ oranı dalgalı kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değiştiricisinininkine göre Reynolds sayısına bağlı olarak % 20.26 – 16.01 arasında daha yüksektir.

Boru sıra sayısının dört olduğu durumda panjur kanatlı ısı değiştiricisinin $j/f^{1/3}$ oranı değerleri ile dalgalı kanatlı ısı değiştiricisinininkinin arasındaki fark (boru sıra sayısının üç olduğu duruma göre kıyaslandığında) büyük miktarda azalmıştır. Panjur kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değiştiricisinin $j/f^{1/3}$ oranları 0.04677– 0.03141 değer aralığında değişirken dalgalı kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değiştiricisinininki 0.04050 – 0.02925 değer aralığında değişmektedir. Reynolds sayısına bağlı olarak panjur kanatlı ısı değiştiricisinin $j/f^{1/3}$ oranları dalgalı kanatlı ısı değiştiricisinininkine göre % 15.48 ve % 7.40 oranında daha büyüktür.

6.2 Boru Sıra Sayısı ve Reynolds Sayısına Göre $j_{panjur}/j_{dalgalı}$, $f_{panjur}/f_{dalgalı}$ ve JF Faktör Sonuçları

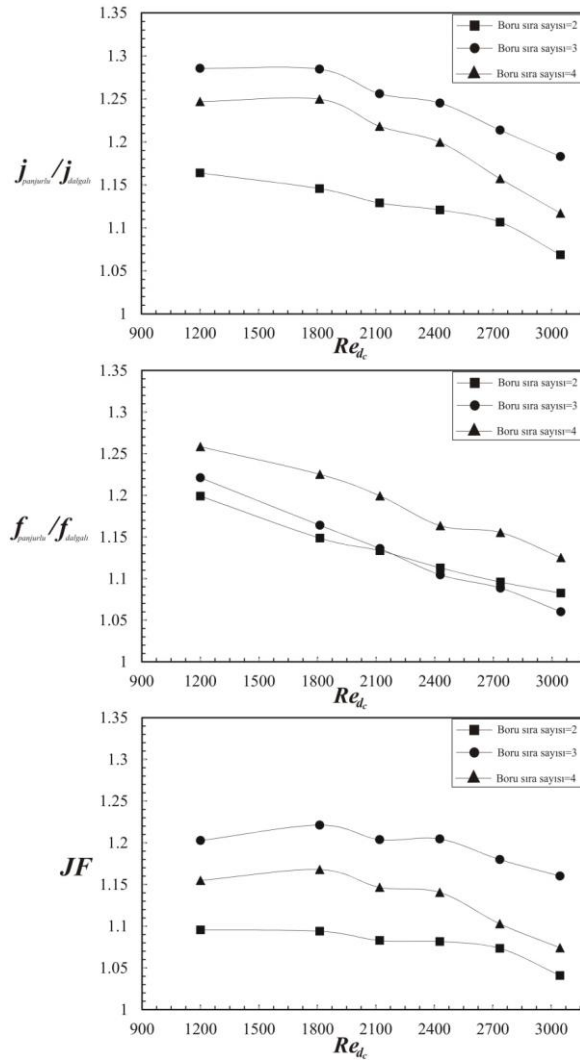
Şekil 6. 3'te panjur kanatlı ve dalgalı kanatlı ısı değiştiricilerinin $j_{panjur}/j_{dalgalı}$ (I), $f_{panjur}/f_{dalgalı}$ (II) ve JF faktör (III) değerlerinin Reynolds sayısı ile değişimi boru sıra sayısının iki, üç ve dört olduğu durumlar için sunulmuştur. $j_{panjur}/j_{dalgalı}$ grafiklerine göre panjur kanatlı ısı değiştiricileri bütün boru sıra sayılarında dalgalı kanatlı ısı değiştiricilerine göre ısı transferi bakımından daha üstündür. Boru sıra sayısının iki olduğu durumda $j_{panjur}/j_{dalgalı}$ oranları Reynolds sayısına bağlı olarak 1.164 ve 1.069 arasında değişmiş Reynolds sayısı arttıkça azalmıştır.

$j_{panjur}/j_{dalgalı}$ oranı bütün Reynolds sayılarında en yüksek değerlerini boru sıra sayısının üç olduğu durumda alırken en küçük değerlerini boru sıra sayısının iki olduğu durumda almıştır. Boru sıra sayısı iki için $j_{panjur}/j_{dalgalı}$ oranları 1.164 ve 1.069 arasında değişmiş ve Reynolds sayısı ile azalmıştır. $j_{panjur}/j_{dalgalı}$ oranları bütün Reynolds sayıları için en küçük değerlerini boru sıra sayısının dört olduğu durumda almıştır ve bu değerler 1.247 ve 1.117 arasında değişmiştir.

Şekil 6. 3'ten görüldüğü üzere, panjur kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değiştiricilerinin basınç düşüşleri dalgalı kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değiştiricilerinin basınç düşüşlerinden bütün durumlar ve Reynolds sayıları için daha yüksektir. $f_{panjur}/f_{dalgalı}$ oranları bütün Reynolds sayıları için en yüksek değerlerini boru sıra sayısının dört olduğu durum için almıştır. Bütün boru sıra sayılarında $f_{panjur}/f_{dalgalı}$ oranları Reynolds sayısı ile azalmıştır. Reynolds sayısının 2100 değerine kadar boru sıra sayısının üç olduğu durumun $f_{panjur}/f_{dalgalı}$ oranı daha büyük olurken daha yüksek Reynolds sayılarında tersi durum gerçekleşmiştir.

Isı transferi ve basınç düşüşünü birlikte dikkate alan ve aynı koşullarda iki farklı ısı değiştiricisinin kıyaslanmasını sağlayan Isıl – akış performans ölçütü JF faktör dikkate alındığında ısı transferi iyileşme miktarının JF üzerinde baskın parametre olduğu görülmektedir. Başka bir ifadeyle farklı boru sıra sayıları için kıyaslanan panjur kanatlı ve dalgalı kanatlı ısı değiştiricilerinin Colburn - j faktörlerindeki değişim JF üzerinde daha etkili olmuştur. Boru sıra sayısının iki ve üç olduğu durumlarda JF Reynolds sayısının yaklaşık 1800 değerine kadar artmış daha yüksek Reynolds sayılarında ise

düşmeye başlamıştır. İki boru sıra sayılı durumda ise JF Reynolds sayısına bağlı olarak yavaşça düşüş eğilimi göstermiştir.



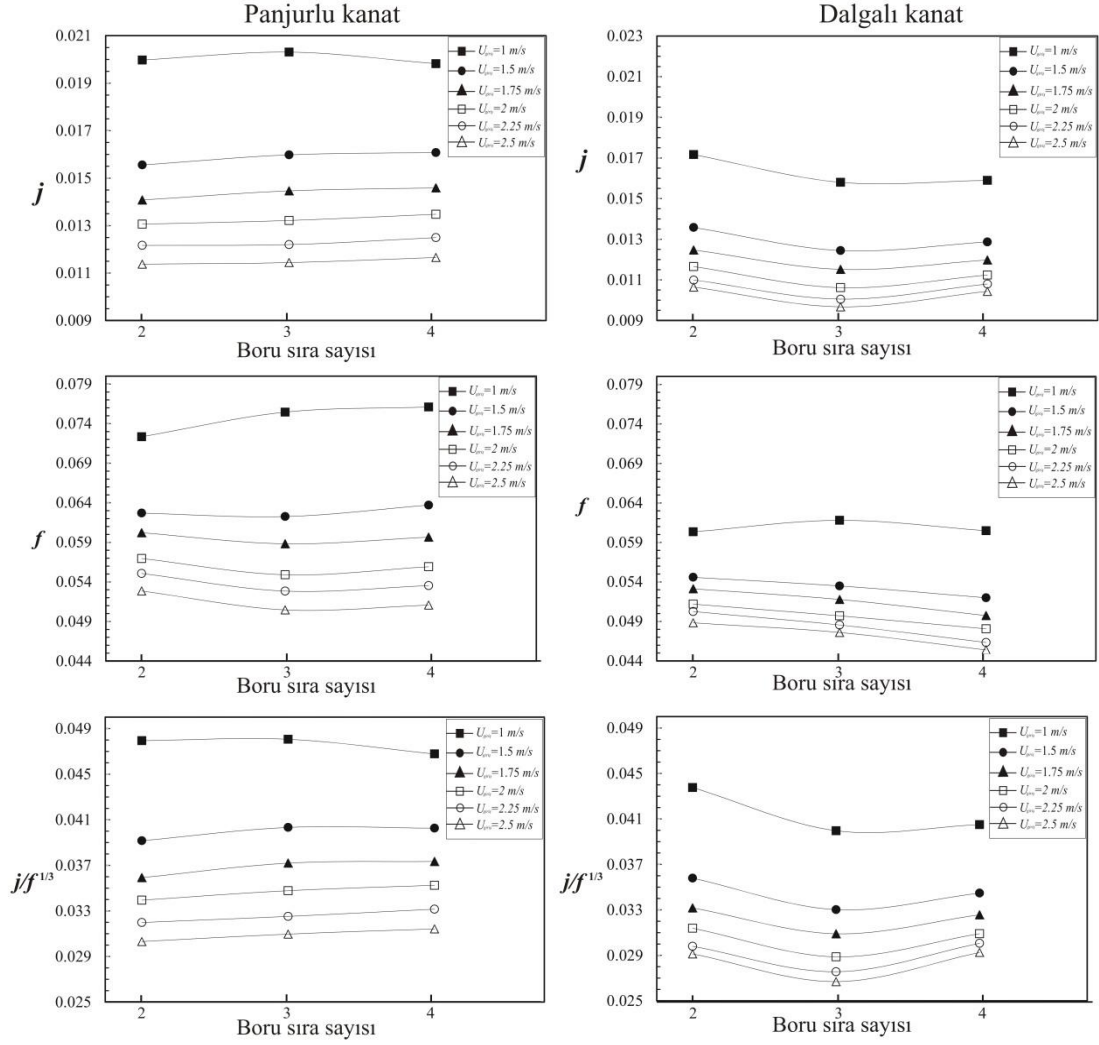
Şekil 6. 3 Farklı boru sıra sayıları için $j_{panjur}/j_{dalgali}$, $f_{panjur}/f_{dalgali}$ ve JF faktör değerlerinin Reynolds sayısı ile değişimi

6.3 Isı Transferi ve Basınç Düşüşü Karakteristiklerinin Farklı Hava Giriş Hızları İçin Boru Sıra Sayısına Göre Değişimi

Şekil 6. 4'te panjurlu ve dalgali kanatlı ısı değiştiricilerinin Colburn - j faktör, Fanning sürtünme faktörü ve $j/f^{1/3}$ oranlarının boru sıra sayısı ve hava giriş hızına göre değişimini veren grafikler sunulmuştur. Bu grafikler ısı değiştiricilerinin ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristiklerinin boru sıra sayısına göre nasıl değiştiğinin daha iyi anlaşılmasını sağlamaktadır.

Colburn - j faktör ve Fanning sürtünme faktörü değerleri bütün boru sıra sayılarında hava giriş hızının artması ile azalmaktadır. Hava giriş hızının 1m/s olduğu durumda boru sıra sayısı ikiden üçe yükselirken panjur kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değiştiricisinin Colburn - j faktör değerleri artmış, boru sıra sayısı üçten dörde yükselirken ise azalmıştır. Panjurlu kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değiştiricisi 1 m/s hava hızında en düşük Colburn - j faktör değerini boru sıra sayısının iki olduğu durumda almıştır. Daha yüksek hava hızlarında ise boru sıra sayısı arttıkça Colburn - j faktör değerleri artmıştır. Dalgalı kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değiştiricisinde ise bütün hava hızlarında en düşük ve en yüksek Colburn - j faktör değerleri sırasıyla boru sıra sayısının üç ve iki olduğu durumlarda elde edilmiştir.

Panjurlu kanatlı ve dalgalı kanatlı ısı değiştiricilerindeki basınç düşüşlerini boru sıra sayısına ve hava giriş hızına göre değerlendirmek için Fanning sürtünme faktörü f dikkate alınmıştır. Beklendiği üzere her iki ısı değiştiricisinde de düşük hızlarda yüksek Fanning sürtünme faktörü f değerleri elde edilirken yüksek hava giriş hızlarında düşük Fanning sürtünme faktörü f değerleri elde edilmiştir. Fanning sürtünme faktörü f 'nin boru sıra sayısına bağlı değişimi kanat tipine ve hava giriş hızına göre şekil almaktadır. Panjurlu kanatlı ısı değiştiricisinin Fanning sürtünme faktörü değerleri bütün hava giriş hızlarında ve boru sıra sayıları için dalgalı kanatlı ısı değiştiricisinininkinden daha yüksektir.



Şekil 6. 4 Colburn- j faktör, Fanning sürtünme faktör f ve $j/f^{1/3}$ oranının farklı hava giriş hızları için Reynolds sayısı ile değişimi

Kanatlar üzerindeki panjurlar havanın doğrultusunu değiştirmeye ve havayı kanatlar arasında dolaşmaya zorlar bu durum akış yolunu uzatarak basınç düşüşünün artmasına neden olur. Dalgali kanatlar dalga yapısından dolayı akış yolunu uzatır ve basınç düşüşünü artırır. Dalga yapıları dalga yüksekliğine ve hava hızına bağlı olarak akış ayrılımlarına neden olur ve türbülans oluşumunu tetikler. Bu durum da ek basınç düşüşlerine neden olur. Ancak daha önce de belirtildiği gibi panjurlu kanatlar dalgali kanatlara göre daha yüksek basınç düşüşlerine neden olur.

Hava giriş hızının 1 m/s olduğu durumda boru sıra sayısının artması panjurlu kanatlı ısı değiştiricilerinin Fanning sürtünme faktörü f değerlerinin artmasına neden olmuştur.

Panjurlu kanatlı ısı değıştircilerinin Fanning sürtünme faktörü f değeri hava giriş hızının 1 m/s olduğu durumda boru sıra sayısının iki ve dört olduğu durumlar için sırasıyla 0.07235 ve 0.07310'dur. Hava giriş hızı arttıkça boru sıra sayısı üç olan panjurlu kanatlı ısı değıştircisinin Fanning sürtünme faktörü f değeri boru sıra sayısı iki ve dört olan panjurlu kanatlı ısı değıştircisinininkilerden daha yüksek değeri almaya başlamıştır. Hava giriş hızının 1.75 m/s ve daha yüksek değeriğinde boru sıra sayısı iki olan panjurlu kanatlı ısı değıştircisi en yüksek Fanning sürtünme faktörü f değerini almış, hava giriş hızının 1.5 m/s ve daha yüksek değeriğinde ise boru sıra sayısı üç olan panjurlu kanatlı ısı değıştircisi en düşük Fanning sürtünme faktörü f değerini almıştır.

Basınç düşüşü karakteristiğı Fanning sürtünme faktörü f dalgalı kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değıştircisinde boru sıra sayısına bağı olarak 1 m/s hava giriş hızında daha yüksek hızlara göre farklı bir eğilim göstermiştir. 1.5 m/s ve daha yüksek hava giriş hızlarında, Fanning sürtünme faktörü f değeri boru sıra sayısının artması ile azalmıştır. Hava giriş hızı 1 m/s iken boru sıra sayısı iki olan dalgalı kanatlı ısı değıştircisi en düşük Fanning sürtünme faktörü f değerine sahiptir.

Panjurlu kanatlı ve dalgalı kanatlı ısı değıştircilerinin $j/f^{1/3}$ oranlarının boru sıra sayısı ile değışimlerini gösteren grafikler incelendiğinde, $j/f^{1/3}$ oranlarının Colburn - j faktör değeri ile benzer bir değışim eğilimine sahip olduğu görölmektedir. Panjurlu kanatlı ısı değıştircilerinde, hava giriş hızının 1 m/s'den daha yükseğe artması ısı - akış performans ölçütü $j/f^{1/3}$ oranlarını artırmıştır. Boru sıra sayısı dört olan panjurlu kanatlı ısı değıştircisi en yüksek $j/f^{1/3}$ oranına sahiptir. Dalgalı kanatlı ısı değıştircilerinde ise $j/f^{1/3}$ oranları bütün hava hızlarında en yüksek değeriğini boru sıra sayısının iki olduğu durumda alırken en düşük değeri boru sıra sayısının üç olduğu durumda almıştır.

Daha önce panjurlu kanatlı ısı değıştircilerinin ısı - akış performansının dalgalı kanatlı ısı değıştircilerinininkinden yüksek olduğu belirtilmişti. Aynı şekilde panjurlu kanatlı ısı değıştircilerinde boru sıra sayısının artması ile ısı - akış performansın arttığı ve sonucunda en yüksek ısı - akış performansın boru sıra sayısının dört olduğu durumda elde edildiğı belirtilmişti. Ancak, Şekil 6. 4'te verilen $j/f^{1/3}$ grafiklerine göre boru sıra sayısı üç durumu için panjur kanatlı ısı değıştircisi dalgalı kanatlı ısı değıştircisine göre en yüksek ısı - akış performansına sahiptir. Bunun nedeni ise boru sıra sayısının üç

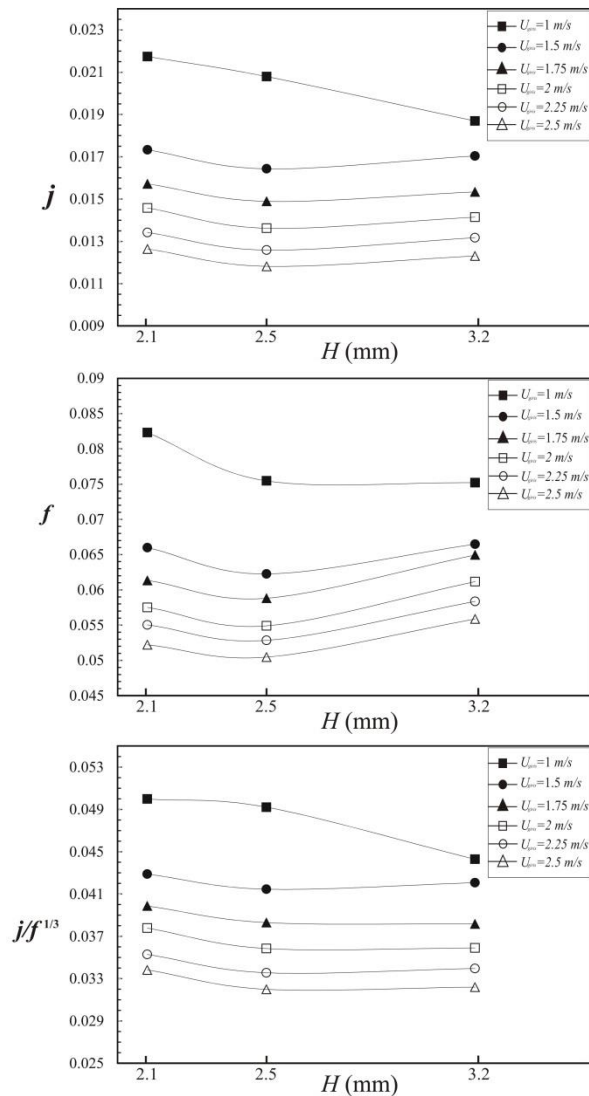
olduğu durumda dalgalı kanatlı ısı değıştiricisinin diğeri boru sıra sayılarına göre daha düşük ısı - akış performansa sahip olmasıdır. Bu nedenle kanat adımının ısı transferi ve basınç düşüşü üzerine etkisini araştırmak için boru sıra sayısı üç olan dalgalı kanatlı ve panjurlu kanatlı ısı değıştiricileri imal edilmiştir.

6.4 Isı Transferi ve Basınç Düşüşü Karakteristiklerinin Kanat Adımına Göre Değişimi

Şekil 6. 5'te boru sıra sayısı üç olan panjurlu kanatlı ısı değıştiricisi için Colburn - j faktör, Fanning sürtünme faktörü f ve $j/f^{1/3}$ oranlarının kanat adımına ve hava giriş hızına göre değişimini veren grafikler sunulmuştur. Bu grafiklerde en dikkat çeken durumlardan biri 1 m/s hava giriş hızında ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristikleri daha yüksek hızlardakinden farklı bir davranış sergilemesidir. Hava giriş hızının 1 m/s olduğu durumda kanat adımı artarken Colburn - j faktörü değeri azalmaktadır. Daha yüksek hava hızlarında ise Colburn - j faktörü değeri 2.1 mm kanat adımından 2.5 mm kanat adımına yükseldiğinde azalırken 3.2 mm kanat adımında tekrar artmıştır. Ancak bütün hava giriş hızları için en yüksek Colburn - j faktör değeri kanat adımının 2.1 mm olduğu durumda elde edilmiştir. Düşük hava hızlarında kanat adımının artması ile Colburn - j faktör değeri azalması şu şekilde açıklanabilir: Panjurlu kanatların ısı transferini iyileştirebilmesi için akışkanın panjurları takip etmesi gerekir. Yüksek kanat adımı ve düşük akışkan hızı (düşük Reynolds sayısı) panjurların akışkanı yönlendirmesini güçleştirir. Bu şartlar altında kanat adımının artması panjurların ısı transferi iyileştirme yeteneğini azaltacaktır. Daha yüksek hava hızlarında da kanat adımının 2.1 mm'den 2.5 mm'ye artırılmasıyla Colburn - j faktör değeri düşmüştür. Ancak, kanat adımı 3.2 mm'ye yükseldiğinde ise Colburn - j faktör değeri tekrar artmıştır. Bu duruma alt - üst kanatlar arasındaki panjurların pozisyonunun neden olduğu söylenebilir. Panjur açısı, panjur adımı ve kanat adımına bağlı olarak panjurların sıcak ve soğuk akışkanı karıştırma özelliği değişir. Panjurlar sadece akış uzunluğunu artırarak değil akış sırasında sıcak ve soğuk bölgelerin karışmasını da sağlayarak ısı transferini artırır. Okbaz ve ark (2018)[41] sayısal çalışmalarında bu durumu sıcaklık eş düzey eğrileri ile açıklamışlardır. Kanat adımının 2.5 mm'den 3.2 mm'ye yükselmesi panjur açısı sabit kalsa da alt ve üst kanatlardaki panjurların aldığı pozisyon gereği panjurların akışı karıştırma özelliğini artırmış olabilir.

Fanning sürtünme faktörü f hava akım hızının 1 m/s olduğu durumda kanat adımının 2.1 mm'den 3.2 mm'ye artmasıyla 0.08230'den 0.07520'ye düşmüştür. Daha yüksek hava akım hızlarında ise en yüksek değerlerini 3.2 mm kanat adımında alırken en düşük değerlerini 2.5 mm kanat adımında almıştır.

Isıl - akış performans ölçütü JF faktör kanat adımına ve hava akım hızına göre Colburn - j faktörleri gibi bir değişim eğilimi göstermiştir. Hava akım hızı 1 m/s iken $j/f^{1/3}$ kanat adımı ile azalırken, daha yüksek hava akım hızlarında önce azalmış (2.1 mm'den 2.5 mm'ye artarken) daha sonra (2.5 mm'den 3.2 mm'ye artarken) tekrar artmıştır. En yüksek $j/f^{1/3}$ değerleri bütün hava hızları için 2.1 mm kanat adımında elde edilmiştir.



Şekil 6. 5 Colburn - j faktör, Fanning sürtünme faktör f ve $j/f^{1/3}$ oranının boru sıra sayısı üç olan panjurlu kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değiştiricisi için kanat adımına göre değişimi

Çizelge 6. 1 $H=2.5$ mm için panjur kanatlı ve yuvarlak boru ısı değıştiricisinin ısı tranferi ve basınç düşüşü karakteristiklerinin Reynolds sayısı ile değışimi

Boru sıra sayısı	Panjur kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değıştiricisi					Dalgalı kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değıştiricisi				
	Re_{dc}	h	Nu	St	C_p	Re_{dc}	h	Nu	St	C_p
2	1201	45.21	21.58	0.02466	5.59	1203	38.89	18.58	0.02118	4.66
	1812	52.98	25.37	0.01919	4.84	1816	46.29	22.19	0.01675	4.22
	2120	56.03	26.87	0.01737	4.65	2123	49.67	23.83	0.01539	4.11
	2429	59.47	28.55	0.01611	4.40	2431	53.09	25.50	0.01437	3.96
	2737	62.38	29.97	0.01501	4.25	2739	56.40	27.11	0.01356	3.88
	3046	64.86	31.19	0.01403	4.08	3046	60.70	29.19	0.01313	3.77
3	Re_{dc}	h	Nu	St	C_p	Re_{dc}	h	Nu	St	C_p
	1191	45.77	21.76	0.02508	8.75	1195	35.67	16.99	0.01951	7.16
	1797	54.20	25.85	0.01973	7.22	1803	42.27	20.19	0.01536	6.20
	2103	57.31	27.37	0.01785	6.82	2109	45.70	21.85	0.01421	6.00
	2408	59.92	28.65	0.01631	6.36	2416	48.21	23.08	0.01310	5.76

Çizelge 6. 2 $H=2.5$ mm için panjur kanatlı ve yuvarlak boru ısı değıştircisinin ısı tranferi ve basınç düşüşü karakteristiklerinin Reynolds sayısı ile değışimi (Devamı)

3	2715	62.30	29.81	0.01506	6.12	2722	51.40	24.63	0.01240	5.63
	3022	64.97	31.12	0.01412	5.85	3029	55.00	26.38	0.01193	5.52
4	Re_{dc}	h	Nu	St	C_p	Re_{dc}	h	Nu	St	C_p
	1186	44.57	21.15	0.02448	11.76	1189	35.79	17.01	0.01963	9.35
	1788	54.37	25.86	0.01985	9.85	1793	43.58	20.76	0.01588	8.04
	2090	57.63	27.44	0.01801	9.22	2096	47.38	22.59	0.01478	7.69
	2394	60.91	29.04	0.01664	8.64	2400	50.85	24.27	0.01387	7.43
	2699	63.60	30.35	0.01542	8.27	2705	55.02	26.28	0.01333	7.16
	3005	65.99	31.52	0.01439	7.89	3009	59.12	28.26	0.01288	7.01

Çizelge 6. 3 Boru sıra sayısı 3 için panjur kanatlı ve yuvarlak boru ısı değıştiricisinin ısı tranferi ve basınç düşüşü karakteristiklerinin Reynolds sayısı ile değışimi

Kanatı adımı $H=2.1$ mm	Re	h	Nu	St	C_p
	1199	49.40	23.45	0.026849	11.39
	1808	59.22	28.19	0.021393	9.14
	2115	62.77	29.92	0.019407	8.49
	2422	66.61	31.79	0.017998	7.96
	2731	69.06	32.99	0.016566	7.62
	3040	72.34	34.59	0.015601	7.23
Kanatı adımı $H=3.2$ mm	Re	h	Nu	St	C_p
	1191	41.90	20.03	0.02307	6.81
	1783	57.24	27.35	0.021032	6.02
	2086	60.21	28.80	0.018931	5.88
	2389	63.51	30.42	0.017453	5.54
	2693	66.61	31.93	0.016252	5.28
	2998	69.23	33.21	0.015187	5.06

SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu tez kapsamında yapılan çalışmalar temelde dört aşamaya ayrılmaktadır. İlk aşamada panjur kanatlı ve düz borulu ısı değiştiricileri için ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristikleri HAD yaklaşımı ile tespit edilmiştir. Bu çalışmadan elde edilen sonuçlar Colburn – j faktör, Fanning sürtünme faktörü f , $j/f^{1/3}$, j^* , f^* , JF faktör, akım çizgileri, sıcaklık eş düzey eğrileri ve hız eş düzey eğrileri olarak sunulmuştur. İkinci aşamada panjur kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değiştiricileri için ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristikleri yine HAD yaklaşımı ile tespit edilmiş sonuçlar Colburn – j faktör, Fanning sürtünme faktörü f , $j/f^{1/3}$, sıcaklık eş düzey eğrileri, akım çizgileri ve hız vektörleri olarak sunulmuştur. Üçüncü aşamada PIV yöntemi ile akrilik malzemeden imal edilmiş panjurlu kanat geometrisi ile akış ölçümleri ve akış görselleştirme çalışmaları yapılmıştır. Dördüncü aşamada ise üçüncü aşamada HAD analizleri yapılan geometrilerden biri seçilip gerçek ölçekli 5 adet panjurlu kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değiştiricisi imal edilmiş iklimlendirilmiş odada bulunan rüzgâr tüneline ısı transferi ve basınç düşüşü deneyleri gerçekleştirilmiştir. Bunun yanında ısı – akış performansın kıyaslanması amacıyla eş değer ölçülerde ve geometrik yapıda dalgalı kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değiştiricileri imal edilmiş ve rüzgâr tüneline eşdeğer koşullarda ısı transferi ve basınç düşüşü ölçümleri gerçekleştirilmiştir.

Bunların yanında HAD sonuçları kullanılarak panjur kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değiştiricileri ve panjur kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değiştiricileri için Colburn – j faktör ve Fanning sürtünme faktörü f korelasyonları türetilmiştir.

7.1 Panjur Kanatlı ve Düz Borulu Isı Değiştiricileri

Panjur kanatlı ve düz borulu ısı değiştiricilerinde HAD analizleri hava giriş hızının 1 – 6 m/s aralığında ve panjur açıları 15°, 20°, 25°, 30°, 35° ve 40° için yapılmıştır. Bu bölümde elde edilen bulgular ısı tranferini ve basınç düşüşünü akış yapısı ile ilişkilendirerek değerlendirilmiştir. Bulgular aşağıdaki gibi özetlenebilir:

- Yüksek kanat adımlarında düşük kanat adımlarına göre daha çok akış ayrılması meydana gelmiştir. Başka bir ifadeyle yüksek kanat adımlarında daha dar açı ve daha düşük hızlarda akış ayrılmaları olmuştur.
- Genel olarak kanat adımının düşmesi ve hava akış hızının artması akışın kanal doğrultulu akıştan panjur doğrultulu akışa dönüşmesini sağlamıştır.
- Akış ayrılmaları basınç düşüşünü artırırken ısı taşınım katayısının azalmasına neden olmuştur. Akışın panjur doğrultulu olması ısı taşınım katsayısını ve basınç düşüşünü genel olarak artırmıştır. Panjur doğrultulu akış sıcak ve soğuk akışkanın daha iyi karışmasını ve akış yolunu uzattığı için ısı taşınım katsayısını artırmaktadır. Aynı şekilde akış yolunun artması basınç düşüşünün de artmasına neden olmaktadır. Ancak akış ayrılmalarının olduğu kanatlarda akışın panjur doğrultulu olmaya başlamasıyla basınç düşüşü miktarları azalmaya başlamıştır. Akış ayrılmaları basınç düşüşü üzerinde akış yolunun uzamasından daha etkilidir.
- Yüksek kanat adımı $H=3.24'$ de Colburn – j faktör değerleri panjur açısı ile sürekli artış gösterirken daha düşük kanat adımlarında j faktör değeri kritik bir panjur açısından sonra düşmekte ya da sabit kalmaktadır. Bu kritik panjur açısı kanat adımına ve hava giriş hızına göre değişmektedir. Genel bir söylemle hava giriş hızı arttıķa ve kanat adımı düştükçe kritik panjur açısı düşmektedir.
- Fanning sürtünme faktörü f değerleri ise genel olarak panjur açısının artması ile artırmıştır. Ancak kanat adımı $H=2.5$ için hava giriş hızları 1, 4 ve 5 m/s için panjur açısı 35°'den 40°'ye yükselirken f faktör değerleri düşmüştür. Çünkü bu bölgede akış ayrılmalarında düşüş meydana gelmiştir.

- $j/f^{1/3}$ oranları da ortalama olarak en yüksek değerlerini $H=3.24$ mm, 2.5 mm, 2.24 mm ve 2 mm için sırasıyla 30° , 25° , 20° ve 20° panjur açıları için almıştır. Kanat adımı düştükçe kritik panjur açısı da düşmüştür. Ancak bu sonuçlar hava giriş hızının 2 m/s'den büyük değerleri içindir. Düşük hava hızlarında kritik panjur açısı 5° daha yüksektir.

HAD yaklaşımı ile elde edilen veriler kullanılarak ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristikleri için korelasyonlar türetilmiştir. Korelasyonların türetilmesinde 144 adet veri kullanılmıştır.

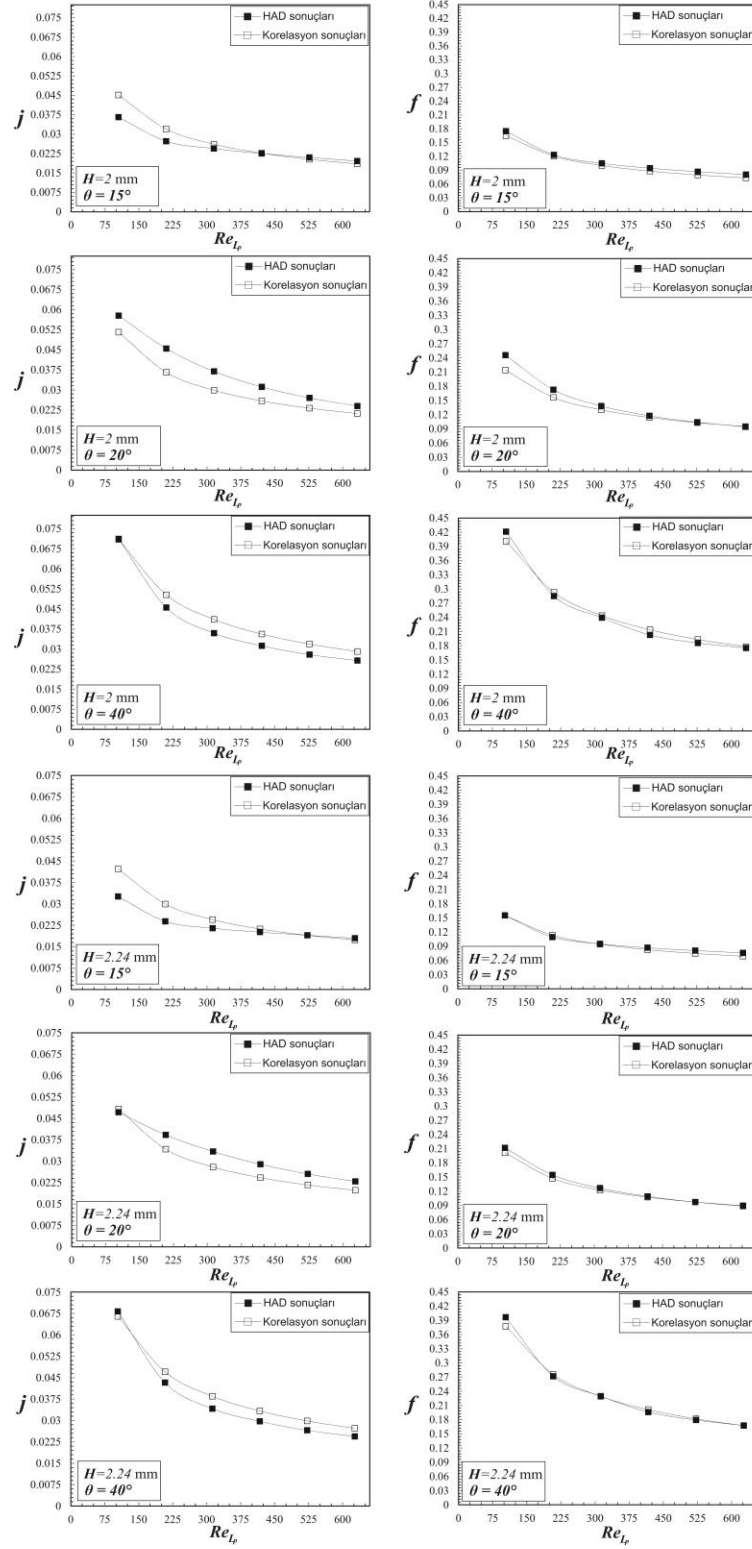
Isı transferi karakteristiği Colburn – j faktör korelasyonu Denklem 7. 1 ile aşağıda verilmiştir:

$$j = 1.1866 \text{Re}_{L_p}^{-0.496} \left(\frac{\theta}{90} \right)^{0.4598} \left(\frac{H}{L_p} \right)^{-0.615} \quad (7.1)$$

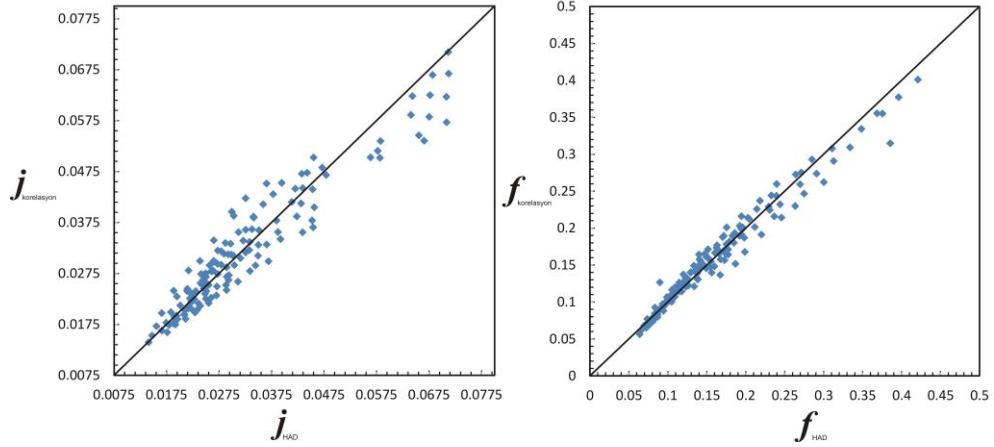
Basınç düşüşü karakteristiği Fanning sürtünme faktörü f korelasyonu Denklem 7. 2 ile aşağıda verilmiştir:

$$f = 7.772 \text{Re}_{L_p}^{-0.452} \left(\frac{\theta}{90} \right)^{0.9045} \left(\frac{H}{L_p} \right)^{-0.576} \quad (7.2)$$

Şekil 7. 1’de seçilen bazı durumlar için Colburn – j faktör ve Fanning sürtünme faktörü f için türetilen korelasyon sonuçları ile HAD sonuçları karşılaştırılmıştır. Şekil 7. 2’de ise Colburn – j faktör ve Fanning sürtünme faktörü f için korelasyonlardan ve HAD çalışmalarından elde edilen bütün sonuçlar karşılaştırılmıştır. Colburn – j faktör ve Fanning sürtünme faktörü f için türetilen korelasyonların korelasyon katsayıları sırası ile 0.91 ve 0.97’dir.



Şekil 7. 1 Panjur kanatlı ve düz borulu ısı değıştircileri için türetilen Colburn – j faktör ve Fanning sürtünme faktörü f korelasyonlarının seçilen bazı durumlar için HAD sonuçları ile karşılaştırılması



Şekil 7. 2 Panjur kanatlı ve düz borulu ısı değıştircileri için türetilen Colburn – j faktör ve Fanning sürtünme faktörü f için türetilen korelasyon ve HAD sonuçlarının tamamının karşılaştırılması

7.2 Panjur Kanatlı ve Yuvarlak Borulu Isı Değıştircileri

Bu bölümde farklı panjur açıları, panjur adımları, kanat adımları ve hava giriş hızları için HAD çalışmaları yapılmıştır. Sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenebilir.

- $F_L/H=20.625$ gibi yüksek kanat adımlarında ve $L_P/H=0.843$ gibi düşük panjur adımlarında Colburn – j faktör panjur açısına bağılı olarak çok az değışmektedir. Panjur adımının kanat adımına oranı $L_P/H=1.093$ ve $L_P/H=1.187$ olduğunda j faktörlerin panjur açısına bağımlılığı artmıştır. $L_P/H=1.093$ için panjur açısı $\theta=26^\circ$ ye kadar düşen j faktör daha yüksek açılarda artmaya başlamıştır. $L_P/H=1.187$ olduğunda j faktör panjur açısı ile birlikte artış göstermiştir. Fanning sürtünme faktörü f ise bütün L_P/H oranlarında panjur açısı ile artmıştır.
- $F_L/H=26.4$ için $L_P/H=1.080$ için panjur açısı 28° ye kadar j faktör değeri düşmüş daha sonra tekrar artmıştır. $L_P/H=1.400$ için j faktör değeri panjur açısı ile sürekli olarak artış göstermiştir. $L_P/H=1.52$ için ise j faktör kritik panjur açısı 28° ye kadar artmış ardından düşmüştür. Fanning sürtünme faktörü değeri bu kanat adımı da bütün L_P/H oranları için panjur açısı ile artmıştır.
- $F_L/H=31.428$ olduğunda başka bir ifadeyle kanat adımı düştüğünde F_L/H oranlarına bağılı olarak Colburn – j faktör ve Fanning sürtünme faktörü f nin kanat açısına bağılı değışimi farklı olmuştur. $L_P/H=1.285$ için Colburn – j faktör değeri panjur açısı ile sürekli artarken $L_P/H=1.666$ için kısmen ve $L_P/H=1.809$ için sürekli olarak

düşmüştür. Fanning sürtünme faktörü f değerleri de Colburn – j faktör değerleri ile aynı değişim eğilimini göstermiştir. Şekil 5. 16, 5. 17 ve 5. 18’deki sıcaklık eş düzey eğrilerinden bu durumun nedeni anlaşılmaktadır. Panjur adımı arttıkça artan panjur açısı ile birlikte üst ve alt kanatlardaki panjurların uç noktaları birbirlerine yaklaşmakta akış panjur doğrultulu olduğu halde sınır tabaka yenilenmesi için gerekli mesafe kalmadığı için sınır tabaka kalınlığı artmakta ve Colburn – j faktör değerleri buna bağlı olarak düşmektedir. Panjur açısının artması ile akış uzunluğunun artmasına rağmen Fanning sürtünme faktörü değerleri düşmektedir. Bunun nedeni ise panjur açısının artması ile panjurlar arasındaki kesit alanı daha homojen hale gelmekte ve panjur uçlarının akışı bozma eğilimi azalmakta ve dolayısıyla basınç düşüşleri azalmaktadır.

Panjur kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değiştiricileri için HAD sonuçları kullanılarak Colburn – j faktör ve Fanning sürtünme faktörü f korelasyonları türetilmiştir. Korelasyonların türetilmesinde 140 adet veri kullanılmıştır.

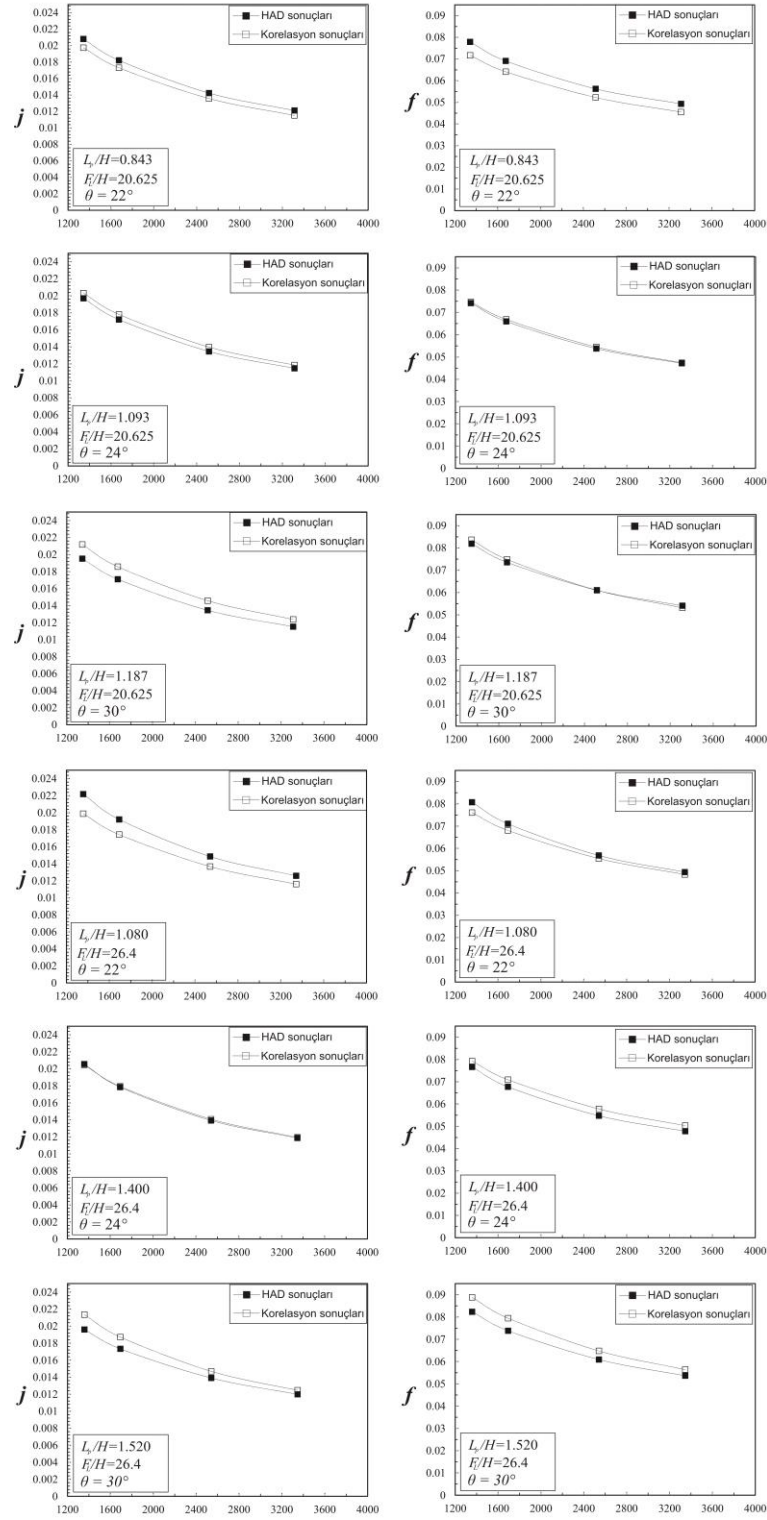
Isı transferi karakteristiği Colburn – j faktör korelasyonu Denklem 7. 3 ile aşağıda verilmiştir:

$$j = 1.869 \text{Re}_{d_o}^{-0.597} \left(\frac{\theta}{90} \right)^{0.1711} \left(\frac{H}{L_p} \right)^{-0.053} \quad (7.3)$$

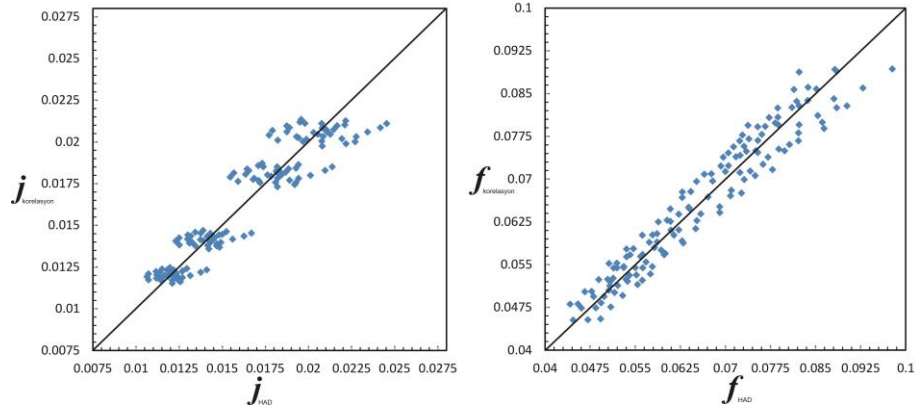
Basınç düşüşü karakteristiği Fanning sürtünme faktörü f korelasyonu Denklem 7. 4 ile aşağıda verilmiştir:

$$f = 1.7988 \text{Re}_{d_o}^{-0.504} \left(\frac{\theta}{90} \right)^{0.5152} \left(\frac{H}{L_p} \right)^{0.0132} \left(\frac{A_o}{A_c} \right)^{0.2734} \quad (7.4)$$

Şekil 7. 3’de seçilen bazı durumlar için Colburn – j faktör ve Fanning sürtünme faktörü f için türetilen korelasyon sonuçları ile HAD sonuçları karşılaştırılmıştır. Şekil 7. 4’te ise korelasyon ve HAD sonuçlarının tamamının karşılaştırılması verilmiştir. Colburn – j faktör ve Fanning sürtünme faktörü f için türetilen korelasyonların korelasyon katsayıları sırası ile 0.90 ve 0.94’tür.



Şekil 7. 3 Panjur kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değıştiricileri için türetilen Colburn – j faktör ve Fanning sürtünme faktörü f korelasyonlarının seçilen bazı durumlar için HAD sonuçları ile karşılaştırılması



Şekil 7. 4 Panjur kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değıştircileri için türetilen Colburn – j faktör ve Fanning sürtünme faktörü f için türetilen korelasyonlarla HAD sonuçlarının karşılaştırılması

7.3 Panjur Kanatlı ve Yuvarlak Borulu Isı Değıştircileri için Rüzgâr Tüneli Çalışması

Bu bölümde farklı kanat adımlarında ve boru sıra sayılarındaki panjurlu kanatlı ısı değıştircileri ile dalgalı kanatlı ısı değıştircileri kıyaslanmıştır. Sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenebilir:

- JF faktör kullanılarak değeriendirildiğinde panjur kanatlı ısı değıştircilerinin dalgalı kanatlı ısı değıştircilerine göre en üstün olduğu durum boru sıra sayısının üç olduğu durumdur.
- Boru sıra sayısının üç olduğu durumda Colburn – j faktör, Fanning sürtünme faktörü f ve $j/f^{1/3}$ oranı panjurlu kanatlı ısı değıştircisinde dalgalı kanatlı ısı değıştircisine göre Reynolds sayısına bağılı olarak sırasıyla % 28.5 – % 18.3, % 22.1 - % 6 ve % 20.3 - % 16 arasında yüksek olmuştur.
- Boru sıra sayısının iki olduğu durumda panjur kanatlı ve dalgalı kanatlı ısı değıştircileri en yüksek Colburn – j faktör, Fanning sürtünme faktörü f ve $j/f^{1/3}$ oranı değerielerini kanat adımının 2.1 mm, 3.2 mm ve 2.1 mm olduğu durumda almıştır.

7.4 Öneriler

Bu tez çalışması kapsamında panjur kanatlı ve düz borulu ısı değiştiricileri ve panjur kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değiştiricileri için HAD yaklaşımıyla ve deneysel olarak ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristiklerinin tespiti yapılmış, akış görselleştirme çalışmaları ile akış yapısı ve ısı transferi - basınç düşüşü karakteristiklerinin ilişkisi araştırılmıştır. Elde edilen bulgular kullanılarak her iki kanat tipi için de ısı transferi ve basınç düşüşü korelasyonları elde edilmiştir.

PIV ile akış görselleştirme deneyleri basitleştirilmiş bir model üzerinde gerçekleştirilmiştir ve boruların etkisi dikkate alınmamıştır. Daha ayrıntılı bir deneysel model kullanılıp boruların da etkisi dikkate alınarak daha düşük Reynolds sayılarında akış görselleştirme çalışmaları yapılabilir. Elde edilen nicel sonuçlar HAD sonuçları ile karşılaştırılarak kullanılan türbülans modellerinin yerel olarak akış yapısını tahmin edebilme yetenekleri araştırılabilir.

Panjur kanatların kanat verimi hesaplanırken düz kanatlar için geliştirilen kanat verimi ifadeleri kullanılmıştır. Kesintili yapısından dolayı ısı iletiminde meydana gelecek farklılıkları dikkate alabilmek için kanatlar üzerinde farklı bölgelerde sıcaklık ölçümleri yapılarak gerçek kanat verimleri tespit edilebilir.

Hava tarafı taşınım katsayısının tespitinde ortalama logaritmik sıcaklık farkı yöntemi kullanılmış, karşıt akışlı ısı değiştiricileri için kullanılan düzeltme faktörü 1 olarak alınmıştır. Bu düzeltme faktörü ısı değiştiricisinin çalışma şartlarına ve geometrik özelliklerine bağlıdır. Özellikle devreleme düzeltme faktörünün tespitinde çok önemlidir. Farklı devreleme durumları için araştırma yapılarak ortalama logaritmik sıcaklık farkı düzeltme katsayısının tespiti üzerine bir çalışma yapılabilir. Bu şekilde devrelemenin ısı değiştiricisi kapasitesi üzerine etkisi de belli durumlar için tespit edilmiş olur.

Panjur kanatlı ısı değiştiricilerinin düz kanatlı ve dalgalı kanatlı ısı değiştiricilerine göre daha yüksek ısı transferi katsayısı ve basınç düşüşüne sahip olduğu tespit edilmiştir. ısı transferi ve basınç düşüşünü dikkate alan JF faktör ve $j/f^{1/3}$ oranı ısı - akış performans ölçütü olarak kullanılmıştır. Ancak gerçek çalışma koşullarında bu performans ölçütlerinin başarısı sınanmalıdır. Bu bağlamda aynı fanın kullanıldığı iki farklı kanat

yapısındaki ısı değiştircilerinin ısı performansları karşılaştırılabilir. Panjurlu kanatların basınç düşüşü karakteristiğinin fazla olması fanın sağladığı hava debisini azaltacak dolayısıyla panjur kanatlı ısı değiştircisinin ısı transfer kapasitesi de düşecektir.

Panjurlu kanatlara veya dalgalı – düz kanatlara farklı akış kontrol yöntemleri uygulanarak ısı transferi iyileştirilmesi sağlanabilir. Farklı girdap üretici geometrilerinin ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristiklerini araştırmak üzere çalışmalar yürütülebilir.

- [1] Webb, R.L. ve Trauger, P., (1991). "How Structure in the Louvered Fin Heat Exchanger Geometry", *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 4(2):205–217.
- [2] Achaichia, A. ve Cowell, T.A., (1988). "Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Flat Tube and Louvered Plate Fin Surfaces", *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 1(2):147–157.
- [3] Wong, L.T. ve Smith, M.C., (1973). "Airflow Phenomena in the Louvered-fin Heat Exchanger", International Automotive Engineering Congress, 1973, New York
- [4] Springer, M.E. ve Thole, K.A., (1998). "Experimental Design for Flowfield Studies of Louvered Fins", *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 18(3):258–269.
- [5] Springer, M.E. ve Thole, K.A. (1999). "Entry Region of Louvered Fin Heat Exchangers", *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 19(4):223–232.
- [6] Lyman, A.C., Stephan, R.A., Thole, K.A., Zhang, L.W. ve Memory, S.B., (2002). "Scaling of Heat Transfer Coefficients Along Louvered Fins", *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 26(5):547–563.
- [7] DeJong, N.C ve Jacobi, A.M., (2003). "Flow, Heat Transfer, and Pressure Drop in the Near-wall Region of Louvered-fin Arrays", *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 27(3):237–250.
- [8] DeJong, N.C ve Jacobi, A.M., (2003). "Localized Flow and Heat Transfer Interactions in Louvered-fin Arrays", *Int. J. Heat Mass Transf.*, 46(3):443–455.
- [9] Huisseune, H., T'Joen, C., De Jaeger, P., Willockx, A. ve De Paepe, M. (2010). "Study of Junction Flows in Louvered Fin Round Tube Heat Exchangers Using the Dye Injection Technique", *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 34(8):1253–1264.
- [10] Wang, C.C., Lin, Y.T. ve Lee, C.J., (2000). "Heat and Momentum Transfer for Compact Louvered Fin-and-tube Heat Exchangers in Wet Conditions", *Int. J. Heat Mass Transf.*, 43(18):3443–3452.
- [11] Vaisi, A., Esmailpour, M. ve Taherian, H., (2011). "Experimental Investigation of Geometry Effects on the Performance of a Compact Louvered Heat Exchanger", *Appl. Therm. Eng.*, 31(16):3337–3346.
- [12] Dogan, B., Altun, Ö., Ugurlubilek, N., Tosun, M., Sariçay, T. ve Erbay, L.B., (2015). "An Experimental Comparison of Two multi-louvered Fin Heat Exchangers with

Different Numbers of Fin Rows,” *Appl. Therm. Eng.*, 91:270–278.

- [13] Atkinsona, K.N., Drakulic, R., Heikal, M.R. ve Cowell, T.A. (1998). “Two-and three-Dimensional Numerical Models of Flow and Heat Transfer over Louvred Fin Arrays in Compact Heat Exchangers”, *Int. J. Heat Mass Transf.*, 41(24):4063–4080.
- [14] Tafti, D.K., Wang, G. ve Lin, W., (2000). “Flow Transition in a Multilouvered Fin Array”, *Int. J. Heat Mass Transf.*, 43(6):901–919.
- [15] Leu, J.S., Liu, M.S., Liaw, J.S. ve Wang, C.C., (2001). “A Numerical Investigation of Louvered Fin-and-tube Heat Exchangers Having Circular and Oval Tube Configurations”, *Int. J. Heat Mass Transf.*, 44(22):4235–4243
- [16] Zhang, X ve Tafti, D.K., (2001). “Classification and Effects of Thermal Wakes on Heat Transfer in Multilouvered Fins”, *Int. J. Heat Mass Transf.*, 44(13):2461–2473.
- [17] Perrotin, T. ve Clodic, D., (2004). “Thermal-hydraulic CFD Study in Louvered Fin-and-flat-tube Heat Exchangers,” *Int. J. Refrig.*, 27(4):422–432.
- [18] Hsieh, C.T. ve Jang, J.Y., (2006). “3-D Thermal-hydraulic Analysis for Louver Fin Heat Exchangers with Variable Louver Angle,” *Appl. Therm. Eng.*, 26(14–15):1629–1639.
- [19] Malapure, V.P., Mitra, S.K. ve Bhattacharya, A., (2007). “Numerical Investigation of Fluid Flow and Heat Transfer over Louvered Fins in Compact Heat Exchanger”, *Int. J. Therm. Sci.*, 46(2):199–211.
- [20] Qi, Z., Chen, J. ve Chen, Z., (2007). “Parametric Study on the Performance of a Heat Exchanger with Corrugated Louvered Fins”, *Appl. Therm. Eng.*, 27(2):539–544.
- [21] Hsieh, C.T. ve Jang, J.Y., (2012). “Parametric Study and Optimization of Louver Finned-tube Heat Exchangers by Taguchi Method”, *Appl. Therm. Eng.*, 42:101–110.
- [22] Ferrero, M. v.d., (2013). “Louver Finned Heat Exchangers for Automotive Sector: Numerical Simulations of Heat Transfer and Flow Resistance Coping with Industrial Constraints”, *Journal of Heat Transfer*, 135(12):121801.
- [23] Ameer, B. v.d., (2013). “Optimization of X-shaped Louvered Fin and Tube Heat Exchangers while Maintaining the Physical Meaning of the Performance Evaluation Criterion”, *Appl. Therm. Eng.*, 58(1–2):136–145.
- [24] Ryu, K., Yook, S.J. ve Lee, K.S., (2014). “Optimal Design of a Corrugated Louvered Fin”, *Appl. Therm. Eng.*, 68(1–2):76–79.
- [25] Karthik, P., Kumaresan, V. ve Velraj, R., (2015). “Experimental and Parametric Studies of a Louvered Fin and Flat Tube Compact Heat Exchanger Using Computational Fluid Dynamics”, *Alexandria Eng. J.*, 54(4):905–915.
- [26] Liang, Y.Y., Liu, C.C., Li, C.Z. ve Chen, J.P. (2015). “Experimental and Simulation Study on the Air Side Thermal Hydraulic Performance of Automotive Heat Exchangers”, *Appl. Therm. Eng.*, 87:305–315.

- [27] Gorman, J.M., Carideo, M., Sparrow, E.M. ve Abraham, J.P., (2015). "Heat transfer and Pressure Drop Comparison of Louver- and plain-finned Heat Exchangers where one Fluid Passes Through Flattened Tubes", *Case Stud. Therm. Eng.*, 5:122–126.
- [28] Jang, J.Y. ve Chen, C.C., (2015). "Optimization of Louvered-fin Heat Exchanger with Variable Louver Angles", *Appl. Therm. Eng.*, 91:138–150.
- [29] Q. Zuoqin,Q., Qiang,W., Junlin,C. ve Jun,D., (2018). "Simulation Investigation on Inlet Velocity Profile and Configuration Parameters of Louver Fin", *Appl. Therm. Eng.*, 138:173–182.
- [30] Wang, C.C., Lee, C.J., Chang, C.T. ve Lin, S.P., (1999). "Heat Transfer and Friction Correlation for Compact Louvered Fin-and-tube Heat Exchangers", *Int. J. Heat Mass Transf.*, 42(11):1945–1956.
- [31] Kim, M.H. ve Bullard, C.W. (2002). "Air-side Thermal Hydraulic Performance of Multi-louvered Fin Aluminum Heat Exchangers", *Int. J. Refrig.*, 25(3):390–400.
- [32] Dong, J., Chen, J., Chen, Z., Zhang, W. and Zhou, Y., (2007). "Heat transfer and Pressure Drop Correlations for the Multi-louvered Fin Compact Heat Exchangers", *Energy Convers. Manag.*, 48(5):1506–1515.
- [33] Li,W. ve Wang, X., (2010). "Heat transfer and Pressure Drop Correlations for Compact Heat Exchangers with Multi-region Louver Fins", *Int. J. Heat Mass Transf.*, 53:(15–16):2955–2962.
- [34] Ryu, K. ve Lee, K.S., (2015). "Generalized Heat-transfer and Fluid-flow Correlations for Corrugated Louvered Fins", *Int. J. Heat Mass Transf.*, 83:604–612.
- [35] Deng, J. (2017). "Improved Correlations of the Thermal-hydraulic Performance of Large Size Multi-louvered Fin Arrays for Condensers of High Power Electronic Component Cooling by Numerical Simulation", *Energy Convers. Manag.*, 153:504–514.
- [36] Sadeghianjahromi, A., Kheradmand, S. ve Nemati, H., (2018). "International Journal of Thermal Sciences Developed Correlations for Heat transfer and Flow Friction Characteristics of Louvered Finned Tube Heat Exchangers", *Int. J. Therm. Sci.*, 129:135–144.
- [37] Yadav, M.S., Giri, S.A. ve Momale, V.C., (2017). "Sizing analysis of louvered fin flat tube compact heat exchanger by genetic algorithm," *Appl. Therm. Eng.*, 125:1426–1436.
- [38] Okbaz, A., Olcay, A.B., Pınarbaşı, A., (2014). "Numerical Investigation of Fin Rows Number Effects on Thermal and Hydraulic Characteristics of Louvered Fin Heat Exchangers for Experimental Designs", *Experimental Fluid Mechanics*, 18 - 19 Kasım 2017, Cesky Krumlov.
- [39] Okbaz, A., Pınarbaşı, A. ve Olcay, A.B., (2016). "3D Computational Analysis of Thermal and Hydraulic Performance of Louvered Fin Heat Exchanger With Variable Louver Angle and Louver Pitch", *Volume 6B: Energy*, p. V06BT08A025. doi:10.1115/IMECE2016-66534.

- [40] Okbaz, A., Onbaşıoğlu, H., Olcay, A.B. ve Pınarbaşı, A., (2017). "Panjur Kanatlı Isı Değiştiricilerinin Performansının Deneysel ve Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Yaklaşımı ile İncelenmesi", *Mühendis ve Makine*, 58(687):41–55.
- [41] Okbaz, A., Pınarbaşı, A., Olcay, A.B. ve Aksoy, M.H., (2018). "An Experimental, Computational and Flow Visualization Study on the Air-side Thermal and Hydraulic Performance of Louvered Fin and Round Tube Heat Exchangers," *Int. J. Heat Mass Transf.*, 121: 153-169.
- [42] (2013). ANSYS Fluent Theory Guide, vol. 15317, no. November, pp. 724–746.
- [43] Wang, C., Chi, K. ve Chang, Y., (1998). "An Experimental Study of Heat Transfer and Friction Characteristics of Typical Louver Fin-and-tube Heat Exchangers", *Int. J. Heat Mass Transf.*, 41:817–822.
- [44] Wang, C. C., Chang, Y.J., Hsieh, Y.C. ve Lin, Y.T., (1996). "Sensible Heat and Friction Characteristics of Plate Fin-and-tube Heat Exchangers Having Plane Fins", *Int. J. Refrig.*, 19(4):223-230.
- [45] Özgören, M., Okbaz, A., Kahraman, A., Hassanzadeh, R., Şahin, B., Akıllı, H., ve Doğan, S., (2011). "Experimental Investigation of the Flow Structure Around a Sphere and Its Control with Jet Flow via PIV", 6th International Advanced Technologies Symposium, May 2011, Elazığ, 16–18.
- [46] Özgören, M., Doğan, S., Okbaz, A., Şahin, B. ve Akıllı, H. (2012). "Passive Control of Flow Structure Interaction Between a Sphere and Free-surface", *EPJ Web of Conferences*, 25: 01065 (2012), <https://doi.org/10.1051/epjconf/20122501065>.
- [47] Özgören, M., Okbaz, A., Doğan, S., Şahin, B. ve Akıllı, H. (2012). "Turbulent Shear Flow Downstream of a Sphere with and without an O-ring Located over a Plane Boundary", *EPJ Web of Conferences*, 25, 01066 (2012), <https://doi.org/10.1051/epjconf/20122501066>.
- [48] Özgören, M., Doğan, S., Okbaz, A., Aksoy, M.H., Şahin, B. ve Akıllı, H. (2013). "Comparison of Flow Characteristics of Different Sphere Geometries Under the Free Surface Effect", *EPJ Web of Conferences*, 45, 45, 01022 (2013), <https://doi.org/10.1051/epjconf/20134501022>.
- [49] Tabatabaei, M., Olcay, A.B., Gökçen, G., Okbaz, A., ve Heperkan, H.A., (2014). "Investigation Of Hydrodynamic Drag In A Swimming Squid", *Mühendislik Bilimleri ve Tasarım Dergisi*, 2(3):287-291.
- [50] Tabatabaei, M., Okbaz, A., ve Olcay, A.B., (2015). "Numerical Investigation of a Longfin Inshore Squid's Flow Characteristics", *Ocean Engineering*, 108:462-470.
- [51] Yağmur, S., Doğan, S., Aksoy, M.H., Canlı, E., ve Özgören, M., (2015). "Experimental and Numerical Investigation of Flow Structures Around Cylindrical Bluff Bodies", *EPJ Web of Conferences*, 92:02113.
- [52] Özgören, M., Yağmur, S., Doğan, S., Aksoy, M.H., Canlı, E., ve Göktepe, I., (2015). "Flow Characteristics Around a Vortex Flow Meter via CFD and PIV Methods", 10th Pacific Symposium on Flow Visualization and Image Processing, 2015, Naples Italy.

- [53] Olcay, A.B., vd., (2017). "Experimental and Numerical Investigation of a Longfin Inshore Squid's Flow Characteristics", *J. Appl. Fluid Mech.*, 10(1):21-30.
- [54] Yağmur, S., Doğan, S., Aksoy, M.H., Göktepeli, I. ve Özgören, M., (2017). "Comparison of Flow Characteristics Around an Equilateral Triangular Cylinder via PIV and Large Eddy Simulation Methods", *Flow Measurement and Instrumentation*, 55:23–36.
- [55] Gnielinski, V. (2013). "International Journal of Heat and Mass Transfer On Heat Transfer in Tubes", *Int. J. Heat Mass Transf.*, 63:134–140.
- [56] Schmidt, T.E. (1949). "Heat Transfer Calculations for Extended Surfaces, "Refrigerating Engineering", 57(4):351-357.
- [57] Kline, F.A., McClintock, S.J. (1953). "Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments," *Mech. Eng.*, 75(1), 3-8
- [58] Şahin, B. Öztürk, N.A. ve Gürlek, C. (2008). "Horseshoe Vortex Studies in the Passage of a Model Plate-fin-and-tube Heat Exchanger," *Int. J. Heat Fluid Flow*, 29(1):340–351.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı :Abdulkerim OKBAZ
Doğum Tarihi ve Yeri :16.03.1987 Anamur/MERSİN
Yabancı Dili :İngilizce
E-posta :aokbaz@yildiz.edu.tr, abdulkerimokbaz@gmail.com.

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Y. Lisans	Makine Mühendisliği	Selçuk Üniversitesi	2012
Lisans	Makine Mühendisliği	Selçuk Üniversitesi	2009
Lise	Fen Bilimleri	Anamur Anadolu Lisesi	2005

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2018 -Devam	FRİTERM Termik Cihazlar San. ve Tic. A.Ş	AR-GE Mühendisi
2013 - 2018	Yıldız Teknik Üniversitesi	Araştırma Görevlisi
2012 - 2013	Nevşehir Üniversitesi	Araştırma Görevlisi

YAYINLARI

Uluslararası Hakemli SCI İndeksli Dergilerde Basılmış Makaleler

- [1] Okbaz, A., Pınarbaşı, A., Olcay, A.B., Aksoy, M.H., (2018). "An Experimental, Computational and Flow Visualization Study on the Air-side Thermal and Hydraulic Performance of Louvered fin and Round Tube Heat Exchangers", International Journal of Heat and Mass Transfer, 121:153-169.
- [2] Doğan, S., Özgören, M., Okbaz, A., Şahin, B., Akıllı, H., (2018). "Serbest Yüzey ve Küre Art İzi Arasındaki Etkileşimlerin Araştırılması", Gazi Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi, 33(3):1123-1133.
- [3] Olcay, A.B., Malazi, M.T., Okbaz, A., Heperkan, H., Fırat, E., Özbolat, V., Şahin, B., (2017). "Experimental and Numerical Investigation of a Longfin Inshore Squid's Flow Characteristics", Journal of Applied Fluid Mechanics, 10:21-30.
- [4] Tabatabaei, M.M., Okbaz, A., Olcay, A.B., (2015). "Numerical Investigation of a Longfin Inshore Squid's Flow Characteristics", Ocean Engineering, 108:462-470.
- [5] Özgören, M., Okbaz, A., Doğan, S., Şahin, B., Akıllı, H., (2013). "Investigation of Flow Characteristics Around a Sphere Placed in a Boundary Layer over a Flat Plate", Experimental Thermal and Fluid Science, 44:62-74.

Uluslararası / Ulusal Diğer İndeksli Dergilerde Basılmış Yayınlar

- [6] Okbaz, A., Olcay, A.B., Cellek, M.S., Pınarbaşı, A., (2017). "Computational Investigation of Heat Transfer and Pressure Drop in a Typical Louver Fin-and-tube Heat Exchanger for Various Louver Angles and Fin Pitches ", EPJ Web of Conferences, 143(02084):1-6.
- [7] Bardakçı, A.T., Okbaz, A., Doğan, A., Pınarbaşı, A., (2017). "Dalgalı Kanatlı Isı Değiştiricilerinin Isıl ve Hidrolik Performansının Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Yaklaşımı ile İncelenmesi", MMO Tesisat Mühendisliği Dergisi, 5-14.
- [8] Okbaz, A., Onbaşıoğlu, H., Olcay, A.B., Pınarbaşı, A., (2017). "Panjur Kanatlı Isı Değiştiricilerinin Performansının Deneysel ve Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Yaklaşımı ile İncelenmesi", Mühendis ve Makina, 58:41-55.
- [9] Malazi, M.T., Olcay, A.B., Gökçen, M.G., Okbaz, A., Heperkan, H., (2014). "Investigation Of Hydrodynamic Drag In A Swimming Squid", Journal of Engineering Sciences and Design, 2:287-291.
- [10] Malazi M.T., Olcay, A.B., Gökçen, M.G., Okbaz, A., Heperkan, H., (2013). "Understanding Flow Characteristics of Swimming Squid Using 2D Axisymmetric Numerical Model", Journal of Engineering Sciences and Design, v2:293-297.
- [11] Özgören, M., Doğan, S., Okbaz, A., Şahin, B., Aksoy, M.H., Akıllı, H., (2013). "Comparison of Flow Characteristics of Different Sphere Geometries Under the Free Surface Effect", EPJ Web of Conferences, 45(01022):1-10.
- [12] Özgören, M., Okbaz, A., Doğan, S., Şahin, B., Akıllı, H., (2012). "Comparison of Flow Structure Behaviors Around Asphere And Its Passive Control In a Boundary Layerflow", International Journal of Arts & Sciences, 5:11-22.

- [13] Özgören, M., Okbaz, A., Doğan, S., Şahin, B., Akıllı, H., (2012). "Turbulent shear Flow Downstream of a Sphere with and without an O-ring Located over a Plane Boundary", EPJ Web of Conferences, 25(01066):1-14.
- [14] Özgören, M., Doğan, S., Okbaz, A., Şahin, B., Akıllı, H., (2012). "Passive control of Flow Structure Interaction Between a Sphere and Free-surface", EPJ Web of Conferences, 25(01065):1-16.
- [15] Okbaz, A., (2011). "Yenilenebilir Enerji Teknolojilerinde Yeni Bir Yöntem: VIVACE", TÜBİTAK Bilim ve Teknik, 1:64-69.

Bildiriler

Bildiri Kitabında Tam Metin Olarak Basılan Bildiriler

- [16] Aksoy, M., Okbaz, A., Yağmur, S., Doğan, S., (2018). "PIV and CFD Investigation of Aerodynamic Characteristics For a Simplified Road Vehicle", EFM 2018 : Experimental Fluid Mechanics 2018, 18-21 Kasım 2018, Prag,
- [17] Tozyılmaz, M.K., Doğan, A., Okbaz, A., Sevindir, M.K., Teke, İ. Pınarbaşı, A., (2017). "Experimental and Numerical Investigation of Squeezing Efficiency at Washing Machines", 3rd International Conference on Advances in Mechanical Engineering, Aralık, İstanbul.
- [18] Okbaz, A., Pınarbaşı, A., Onbaşıoğlu, H., Olcay, A.B., (2017). "Panjur Kanatlı Isı Değiştiricilerinin Performansının Deneysel ve Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Yaklaşımı İle İncelenmesi", 13. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 19-22 April 2017, İzmir.
- [19] Celtek, M.S., Doğan, A., Şahin, İ., Özerk, K., Okbaz, A., Pınarbaşı, A., (2016). "Numerical Investigation on Journal Bearing Lubrication", Conference on Advances in Mechanical Engineering– ICAME2016, 11-13 Mayıs 2016 İstanbul.
- [20] Okbaz, A., Pınarbaşı, A., Olcay, A.B., (2016). "3D Computational Analysis of Thermal and Hydraulic Performance of Louvered Fin Heat Exchanger with Variable Louver Angle and Louver Pitch", ASME 2016 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, 11-17 Kasım 2016, Phoenix, Arizona, 6B.
- [21] Okbaz, A., Olcay, A.B., Pınarbaşı, A., (2014). "Numerical Investigation of Fin Rows Number Effects on Thermal and Hydraulic Characteristics of Louvered Fin Heat Exchangers for Experimental Designs", Experimental Fluid Mechanics 2014, 18-21 Kasım 2014, Cesky Krumlo
- [22] Okbaz, A., Özgören, M., Doğan, S., Şahin, B., Akıllı, H., (2013). "Investigation of the Effect of Passive Jet Flow Through Holes with Different Diameters on the Flow Structure of A Sphere Wake Located in a Turbulent Boundary Layer Via PIV", 8th World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics, and Thermodynamics, 16-20 Haziran 2013, Lizbon,
- [23] Özgören, M., Doğan, S., Okbaz, A., Şahin, B., Akıllı, H., (2012). "Investigation of Roughness Effect on the Flow Structure around a Sphere Placed Different Locations Beneath the Free Surface of Water Flow", International Journal of Arts & Sciences Conference (IJAS), 8-13 Haziran 2012, Gottenheim.

- [24] Özgören, M., Okbaz, A., Doğan, S., Şahin, B., Akıllı, H., (2012). "Comparison of Flow Structure Behaviors around a Sphere and its Passive Control in a Boundary Layer Flow", International Journal of Arts & Sciences Conference (IJAS), 19-22 Haziran 2012, Florensa
- [25] Özgören, M., Okbaz, A., Doğan, S., Şahin B., Akıllı, H., (2012). " Effect of Passive Jet on The Turbulent Wake of a Sphere Exposed to A Boundary Layer Flow Over A Flat Plate.", 6th International Ege Energy Symposium & Exhibition, 28-30 Haziran 2012, İzmir.
- [26] Özgören, M., Doğan, S., Okbaz, A., Şahin, B., Akıllı, H., (2012). "Free Surface And An O-Ring Effects in the Downstream of A Sphere", 6th International Ege Energy Symposium & Exhibition, 28-30 Haziran 2012, İzmir.
- [27] Özgören, M., Doğan, S., Okbaz, A., Şahin, B., Akıllı, H., (2011). "Küre Sınır Tabaka Etkileşiminin PIV Yöntemiyle Araştırılması", ULIBTK 11 18. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 7-11 Eylül 2011, Zonguldak.
- [28] Özgören, M., Doğan, S., Okbaz, A., Şahin, B., Akıllı, H., (2011). "Comparison of Flow-Structure Around A Smooth and Roughened Sphere In A Turbulent Boundary Layer. International Scientific Conference", International Scientific Conference, 18-19 Kasım 2011, Gabrova.
- [29] Özgören, M., Okbaz, A., Kahraman, A., Hassanzadeh, R., Şahin, B., Akıllı, H., (2011). "Experimental Investigation of the Flow Structure around a Sphere and Its Control with Jet Flow via PIV", 6th International Advanced Technologies Symposium (IATS'11), 16-18 Mayıs 2011, Elazığ
- [30] Doğan, S., Özgören, M., Okbaz, A., Şahin, B., Akıllı, H., (2011). "Küre Serbest Yüzey Etkileşimiyle Oluşan Türbülanslı Akış Yapısının Deneysel Araştırılması", ULIBTK 11 18. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 7-10 Eylül 2011, Zonguldak.
- [31] Doğan, S., Özgören, M., Okbaz, A., Şahin, B., Akıllı, H., (2011). "Investigation of Surface Roughness Effect on the Flow Structure around A Sphere.", 6. Ankara International Aerospace Conference, 14-16 Eylül 2011, Ankara.
- [32] Özgören, M., Okbaz, A., Doğan, S., Kahraman, A., Hassanzadeh, R., Şahin, B. vd., (2011). "Passive Control of Vortical Flow Structure around a Sphere by an O-ring", 6th International Advanced Technologies Symposium (IATS'11), 16-18 Mayıs 2011, Elazığ.

Bildiri Kitabında Özet Metni Olarak Basılan Bildiriler

- [33] Okbaz, A., Pınarbaşı, A., (2016). "Numerical Investigation of Thermal & Hydraulic Performance of Louvered Fin Heat Exchangers with Various Louver Angles and Fin Pitches", International Conference on Engineering and Natural Sciences (ICENS), 24-28 Mayıs 2016, Sarayova.
- [34] Canlı, E., Özgören, M., Okbaz, A., Örs, İ., (2012). "Investigation Of Flow Structure Behind a Modeled Vehicle with and without Spoiler Via Particle Imagevelocimetry Method", International Journal of Arts & Sciences Conference (IJAS), 8-12 Nisan 2012, Gottenheim.

- [35] Özgören, M., Kahraman, A., Okbaz, A., Akıllı, H., Şahin, B., (2010). "Quantitative Flow Structures Around a Sphere Placed in the Boundary Layer on and over a Flat Plate", Euromech Fluid Mechanics Conference-8 (EFMC-8), Institute of Aerodynamics and the Institute for Computational Mechanics of Technische Universitaet Muenchen, Altes Koenigliches Kurhaus, Bad Reichenhall, 13-16 Eylül, 2010.