



T.C.
KONYA TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ



ELİPTİK BORULU EVAPORATÖRLERDE
DIŞ AKIŞ KARAKTERİSTİKLERİNİN
İNCELENMESİ

Sercan DOĞAN

DOKTORA TEZİ

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Temmuz-2020
KONYA
Her Hakkı Saklıdır

TEZ KABUL VE ONAYI

Sercan DOĞAN tarafından hazırlanan “Eliptik Borulu Evaporatörlerde Dış Akış Karakteristiklerinin İncelenmesi” adlı tez çalışması 24/07/2020 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Konya Teknik Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda DOKTORA TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

İmza

Başkan

Prof. Dr. Ali KAHRAMAN

.....

Danışman

Dr. Öğr. Üyesi Selçuk DARICI

.....

Üye

Prof. Dr. Ünal AKDAĞ

.....

Üye

Prof. Dr. Halil Kürşad ERSOY

.....

Üye

Prof. Dr. Rafet YAPICI

.....

Yukarıdaki sonucu onaylarım.

Prof. Dr. Saadettin Erhan KESEN
Enstitü Müdürü

TEZ BİLDİRİMİ

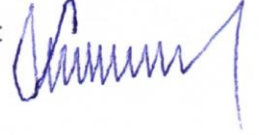
Bu tezdeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini ve tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

DECLARATION PAGE

I hereby declare that all information in this document has been obtained and presented in accordance with academic rules and ethical conduct. I also declare that, as required by these rules and conduct, I have fully cited and referenced all material and results that are not original to this work.

Sercan DOĞAN

Tarih:



ÖZET

DOKTORA TEZİ

ELİPTİK BORULU EVAPORATÖRLERDE DIŞ AKIŞ KARAKTERİSTİKLERİNİN İNCELENMESİ

Sercan DOĞAN

Konya Teknik Üniversitesi
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Selçuk DARICI

2020, 129 Sayfa

Jüri

Dr. Öğr. Üyesi Selçuk DARICI
Prof. Dr. Halil Kürşad ERSOY
Prof. Dr. Ünal AKDAĞ
Prof. Dr. Rafet YAPICI
Prof. Dr. Ali KAHRAMAN

Tezin temel amacı, dairesel kesitli silindir ile farklı çap oranlarındaki eliptik kesitli silindirlerin termo-hidrolik performans açısından karşılaştırılmasıdır. Bu kapsamda yapılan çalışmalar neticesinde, dairesel kesitli silindirlere göre termo-hidrolik performans açısından daha iyi sonuçların elde edildiği eliptik çap oranı veya oranlarının belirlenerek bir evaporatör uygulamasında kullanımının önerilmesi planlanmıştır. İlk olarak, dairesel kesitli bir silindir ve farklı eliptik çap oranlı silindirler etrafındaki akış yapısı sayısal olarak incelenmiştir. Analizler sonucunda hidrodinamik açıdan en uygun eliptik çap oranı $b/a=0.307$ olarak belirlenmiştir. Belirlenen bu eliptik silindir ve üç farklı çaptaki dairesel kesitli silindirler için PIV deneyleri yapılmıştır. Daha sonra, $b/a=0.307$ çap oranındaki eliptik silindir ve dairesel silindir için çoklu ve çapraz dizilimleri için bir ısı değiştiricide iki kanat arasındaki akış hacminde oluşan fiziksel olaylar PIV ve HAD çalışmaları yapılarak karşılaştırılmıştır. Çalışmanın son aşamasında, dairesel kesitli silindir ile $b/a=0.666, 0.5, 0.4, 0.333, 0.307$ ve 0.25 çap oranlarındaki eliptik kesitli silindirlerin çoklu ve çapraz dizilimleri için bir evaporatörün soğutma uygulamasındaki çalışma şartları dikkate alınarak ısı transferi analizleri HAD ile yapılmıştır. Analizler sonucunda, ısı transferinin bir göstergesi olan boyutsuz Colburn faktörüne ait en yüksek değerler $b/a=1.0$ çap oranındaki dairesel borulu tasarım için elde edilmiştir. Eliptik borulu tasarımda ise dairesel boruya nazaran daha az basınç düşüşü olduğu belirlenmiştir. Bu nedenle, literatürde termo-hidrolik performans iyileştirme kriteri olarak kullanılan $j/f^{1/3}$ değerlerine göre; en iyi sonuçların elde edildiği eliptik çap oranı $b/a=0.307$ ile dairesel silindir performansları kıyaslanmış ve $Re_H=750-2850$ aralığı için %40-45 arasında iyileşme olduğu belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Akış kontrolü, Eliptik silindir, HAD, Isı transferi, Isıl-hidrolik performans, PIV.

ABSTRACT

PhD THESIS

INVESTIGATION OF OUTSIDE FLOW CHARACTERISTICS IN ELLIPTIC TUBE EVAPORATORS

Sercan DOĞAN

**Konya Technical University
Institute of Graduate Studies
Department of Mechanical Engineering**

Advisor: Asst. Prof. Dr. Selçuk DARICI

2020, 129 Pages

**Jury
Asst. Prof. Dr. Selçuk DARICI
Prof. Dr. Halil Kürşad ERSOY
Prof. Dr. Ünal AKDAĞ
Prof. Dr. Rafet YAPICI
Prof. Dr. Ali KAHRAMAN**

The main purpose of the thesis is to compare circular cross section cylinder and elliptic cross section cylinder with different diameter ratios in terms of thermo-hydraulic performance. As a result of the studies carried out in this scope, it is planned to propose its use in an evaporator application by determining the elliptical diameter ratio or ratios where better results are obtained in terms of thermo-hydraulic performance compared to circular cross section cylinders. Firstly, it is numerically investigated the flow structure around a circular cross section cylinder and cylinders with different elliptical diameter ratios. As a result of analyses, the most suitable elliptical diameter ratio was determined as $b/a=0.307$ in terms of hydrodynamic. PIV experiments were performed for aforementioned elliptical cylinder with $b/a=0.307$ diameter ratio and circular cylinders having three different diameters. Then, for multiple and staggered arrangements of the circular cylinder and elliptic cylinder with a diameter ratio of $b/a=0.307$, the physical events occurring in the flow volume between the two fins were compared by conducting PIV and HAD studies. In the last part of this study, heat transfer analyses were performed by HAD, assuming the operating conditions in the cooling application of a heat exchanger for multiple and staggered arrays of circular cylinder and elliptical cylinders with $b/a=0.666, 0.5, 0.4, 0.333, 0.307$ and 0.25 diameter ratios. As a result of analyses, highest values of dimensionless Colburn factor, which is an indicator of heat transfer, were obtained for circular tube with $b/a=1.0$ ratio. In the elliptical tube design, it was determined that there was less pressure drop compared to the circular tube. According to $j/f^{1/3}$ values which are evaluated as thermo-hydraulic performance enhancement criteria; when elliptic diameter ratio with $b/a=0.307$ were compared with circular cylinder results, an improvement between 40-45% was determined in the range of $Re_H=750-2850$.

Keywords: Flow control, Elliptic cylinder, HAD, Heat transfer, Thermal-hydraulic performance, PIV.

ÖNSÖZ

Günümüzde ısı transferi iyileştirilmesi üzerine literatürde pek çok akademik çalışma mevcuttur. Özellikle soğutma sistemleri, dünya genelinde enerjinin yoğun olarak kullanıldığı sektör olması nedeniyle bu alandaki enerji tasarruf çalışmaları önemlidir. Günlük hayatımızın bir parçasını oluşturan ev, ofis, genel kullanım alanları ve araçlarda genellikle soğutma uygulamaları mevcuttur. Bu tezde geniş kullanım alanı olan ve sürekli ısı transferi iyileştirme çalışmalarının yapıldığı soğutma sistemlerindeki evaporatörler için enerji tasarrufuna yönelik çalışmalar yapılmıştır. Farklı eliptik boru tipleri kullanılarak termo-hidrolik performans araştırma çalışmaları yapılmıştır. Tezde, özellikle soğutma sektöründe faaliyet gösteren işletmeler için enerji tasarrufu sağlayacak önerilerde bulunulmuştur. Ayrıca, tez çalışmasında elde edilen sonuçlar ile ilgili yapılan uluslararası yayınlar literatüre katkı sağlayacak niteliktedir.

Tez çalışmasının her aşamasında çeşitli kaynak, bilgi ve önerileriyle benden yardımlarını esirgemeyen danışman hocam Dr.Öğr. Üyesi Selçuk DARICI'ya teşekkürlerimi bir borç bilirim. Tez konusunun belirlenmesi sürecinde destek sağlayan Prof.Dr. Muammer ÖZGÖREN'e teşekkür ederim. Doktora çalışmalarım için 2013-2016 yılları arasında kısmi olarak destek sağlayan T.C. Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı'na teşekkür ederim. Tez çalışmalarımda desteğini esirgemeyen Dr.Öğr. Üyesi Özgür SOLMAZ'a, Dr.Öğr. Üyesi Muharrem Hilmi AKSOY'a, Arş.Gör. Eyüb CANLI'ya, Arş.Gör. Sercan YAGMUR'a ve Arş.Gör. İlker GÖKTEPELİ'ye teşekkür ederim. Benden hiçbir zaman desteklerini esirgemeyen, her zaman yanımda olan aileme, kıymetli eşim Gamze DOĞAN'a ve biricik kızım Zeynep Ada DOĞAN'a teşekkürlerimi sunarım.

Sercan DOĞAN
KONYA-2020

İÇİNDEKİLER

ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
ÖNSÖZ	vi
İÇİNDEKİLER	vii
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	4
2.1. Tek ve Çoklu Dizilimli Silindirler için Yapılan Deneysel ve Sayısal Çalışmalar . 4	
2.2 Çoklu ve Çapraz Dizilimli Dairesel ve Eliptik Silindirler için Isı Transferi Çalışmaları	11
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	19
3.1. Parçacık Görüntülemeli Hız Ölçüm Yöntemi (PIV).....	19
3.1.1. PIV ölçüm yöntemine ait sistem elemanları ve deneysel çalışma prensibi ..	21
3.1.2. Tek ve çoklu dizilmiş silindirler için PIV deney seti ve deneysel modeller.	30
3.2. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Yöntemi.....	36
3.2.1. Sayısal çözümlerde kullanılan denklemler ve türbülans modelleri	37
3.2.2. Tek ve çoklu dizilimli silindirler için akış hacimleri ve sınır şartları	41
3.2.3. Tek ve çoklu dizilimli silindirler için ağ yapıları	42
3.2.4. Isı transferi analizleri için sayısal doğrulama	44
3.2.5. Isı transferi analizleri için akış hacmi ve sınır şartları	48
3.2.6. Isı transferi analizleri için ağ yapıları	54
3.2.7. Isı transferi analizleri için ağdan bağımsızlaştırma	55
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA.....	57
4.1. Tek Dairesel Silindir için HAD ve PIV Çalışmaları.....	58
4.1.1. Farklı eliptik çap oranları için ön HAD çalışmaları	58
4.1.2. Tek silindir etrafındaki akış yapısının HAD ve PIV ile incelenmesi	65
4.2. Çoklu Dizilimli Dairesel ve Eliptik Silindirler için HAD ve PIV Sonuçlarının Karşılaştırılması	73
4.3. Çoklu Dizilimli Dairesel ve Eliptik Silindirler için HAD ile Isı Transferi Çözümleme Sonuçları.....	91
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	107
5.1 Sonuçlar	107
5.2 Öneriler	109
KAYNAKLAR	110
EKLER	119

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

a	:	Elipitik silindirin uzun kenar uzunluğu (m)
b	:	Elipitik silindirin kısa kenar uzunluğu (m)
B	:	Isı değıştirici genişliği (m)
A_b	:	Boru yüzey alanı (m ²)
A_c	:	En küçük serbest akış alanı (m ²)
A_f	:	Kanat yüzey alanı (m ²)
A_o	:	Toplam dış yüzey alanı (m ²)
C_p	:	Sabit basınçta özgül ısı (J/kgK)
D	:	Silindir çapı (m)
f	:	Sürtünme faktörü
f*	:	Bağıl sürtünme faktörü
$\bar{h}$	:	Ortalama ısı taşınım katsayısı (W/m ² K)
h_s	:	Kanal su seviyesi (m)
H	:	İki kanat arası mesafe (m)
Hz	:	Frekans (1/s)
j	:	Colburn faktör
j*	:	Bağıl Colburn faktör
k	:	Türbülans kinetik enerji (m ² /s ²)
m	:	Kanat modülü
$\dot{m}$	:	Havanın kütle debisi (kg/s)
N	:	Silindir sıra sayısı
N_f	:	Kanat sayısı
$\overline{Nu_D}$	:	Çapa bağlı ortalama Nusselt sayısı
$\overline{Nu_H}$	:	Ortalama Nusselt sayısı
L_l	:	Uzunlamasına boru adımı (mm)

L_t	: Enine boru adımı (mm)
p	: Silindir çevresi (mm)
Pr	: Prandtl sayısı
Pr_T	: Türbülans Prandtl sayısı
$\dot{Q}$	: Birim zamandaki ısı transferi (W)
R_{eq}	: Boru eşdeğer yarıçapı
Re_D	: Çapa bağlı Reynolds sayısı
Re_H	: Kanat adımına bağlı Reynolds sayısı
r	: Dairesel borunun yarıçapı (m)
T	: Sıcaklık (K)
T_c	: Boru cidar sıcaklığı (K)
$T_ç$	: Hava çıkış sıcaklığı (K)
T_g	: Hava giriş sıcaklığı (K)
u_g	: Hava giriş hızı (m/s)
u_m	: Akış hacmi içindeki ortalama hız (m/s)
U_∞	: Serbest akım hızı (m/s)
X_L	: Geometrik parametre
X_M	: Geometrik parametre
W	: Isı değiştirici yüksekliği (m)
ΔP	: Basınç düşüşü (Pa)
ΔT_{lm}	: Logaritmik ortalama sıcaklık farkı (K)
q	: Isı akısı (W/m^2)
μ	: Dinamik viskozite ($kg/m \cdot s$)
μ_t	: Türbülans viskozitesi ($kg/m \cdot s$)
η_f	: Kanat verimi
η_o	: Toplam yüzey verimi
λ	: Isıl iletkenlik ($W/m \cdot K$)
ρ	: Akışkanın yoğunluğu (kg/m^3)

- ω : Türbölans frekansı (s^{-1})
- ν : Kinematik viskozite (m^2/s)

Kısaltmalar

- HAD** : Hesaplmalı Akışkanlar Dinamiği
- LES** : Büyük Girdap Benzeşimi (Large Eddy Simulation)
- PIV** : Parçacık Görüntülemeli Hız Ölçümü (Particle Image Velocimetry)
- TKE** : Türbölans Kinetik Enerji



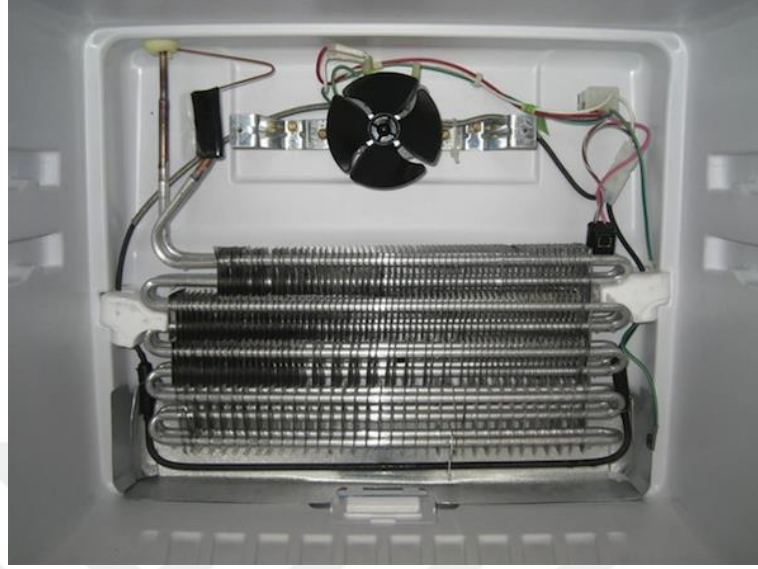
1. GİRİŞ

İnsanların ve diğer canlıların yaşamlarını sağlıklı ve konforlu bir ortamda sürdürebilmesi, günlük hayatta ve özellikle endüstriyel alanlarda kullanılan alet ve ekipmanların uzun süreli çalışabilmesi ve nakliye işlemlerinin sağlıklı bir şekilde yapılabilmesi için birçok uygulamada ısı değiştiricileri kullanılmaktadır. Isı değiştiricilerin performanslarının iyileştirilmesine ve farklı ortamlarda verimli şekilde kullanılabilmesine bağlı olarak mühendisler tarafından çok farklı tiplerde ısı değiştirici tasarlanıp uygulamada kullanıma sunulmuştur. Günlük yaşantımızın hemen her alanında karşılaştığımız ısı değiştiricilerin en çok kullanılan tiplerinden biri de kanatlı ve borulu ısı değiştiricidir. Bu tip ısı değiştiriciler özellikle klima ve ısıtma sistemleri, otomotiv radyatörleri, araçlarda yağ ve hava soğutma sistemleri gibi pek çok mühendislik uygulamalarında kullanılmaktadır.

Kanatlı ve borulu ısı değiştiricilerinin, termo-hidrolik performansının iyileştirilmesi ve buna bağlı olarak yenilikçi tasarımlar ortaya çıkarmak için araştırmacılar yıllardır çalışmaktadır. Bu tip ısı değiştiricilerde özellikle ısı transferi için ısıl direncin tamamına yakını dış akışta akan hava tarafında meydana gelmektedir (Webb, 1980; Wang ve ark., 1996; Wang ve ark., 1997). Özellikle dış akışla ilgili yapılan çalışmalarda düz kanatlı ve dairesel borulu ısı değiştiricilerde farklı kanat tipleri, farklı kanat aralığı, boru sıra sayısının ve dizilimlerinin değiştirilmesi (Bhuiyan ve ark., 2013; Yogesh ve ark., 2018) ve bununla birlikte iç akış kısmında yaygın olarak kullanılan dairesel borular içerisine türbülantörler yerleştirilmesi gibi ısı transferini artırmaya yönelik pek çok çalışma literatürde yer almaktadır (Yildiz ve ark., 1998; Yakut ve ark., 2004). Ancak, ısıl direncin yüksek olduğu hava tarafında dairesel boru yerine farklı kesitlerde boru kullanımına yönelik yapılmış araştırmaların literatürde daha az olduğu görülmüştür.

Son yıllarda özellikle enerji verimliliği ve sanayide enerji tasarrufu üzerine hem mühendisler hem de akademisyenler tarafından yapılan çalışmalar artmaktadır. Bu durum, kullanılan ısı değiştiriciler için yenilikçi tasarımların ortaya çıkmasına yol açmaktadır. Özellikle düz kanatlı ve dairesel borulu evaporatörler endüstriyel uygulamalarda en sık kullanılan ısı değiştirici tipidir (Şekil 1.1). Bu nedenle ısı transferinin iyileştirilmesi ve enerji kullanımının azaltılması amacıyla bir evaporatördeki boru tipinin değiştirilmesi bu tez çalışmasında ele alınmıştır. Bu

kapsamda dairesel boruların en ve boy oranları değiştirilerek termo-hidrolik performans açısından daha verimli bir boru tasarımı yapılması amaçlanmıştır.



Şekil 1.1. Ticari uygulamalarda kullanılan dairesel borulu ve düz kanatlı bir evaporatör örneği

Günümüzde yaygın olarak kullanılan sayısal simülasyon programları ile birlikte süreklilik, momentum ve enerji denklemlerinin zamana bağlı ve zamandan bağımsız çözümleri yapılabilmektedir. Ayrıca, analitik çözümü nispeten daha zor olan türbülanslı akış denklemlerinin çözümleri, paket programlara yerleştirilmiş farklı türbülans modelleri ile yapılabilmektedir. Bu nedenle, araştırmacılar yaptıkları deneysel çalışmaları kıyaslamak ve pratik yoldan sonuçlar elde etmek amacıyla paket programları çok sık kullanmaktadırlar. Tez kapsamında da ANSYS-Fluent paket programı kullanılarak öncelikle tek dairesel silindir ve daha sonra çoklu silindir dizilimleri için termo-hidrolik performanslar farklı türbülans modelleri ile incelenmiştir. Elde edilen farklı akış yapıları PIV çalışmalarında kullanılmak üzere imal edilecek olan deneysel model çalışmaları için yol gösterici olmuştur.

Akış ve cisim etkileşiminin deneysel olarak incelenmesi ve akış yapısına ait sonuçların görsel olarak elde edilmesi amacıyla araştırmacılar yıllardır çok farklı ölçme teknikleri kullanmaktadır. Bunlar arasında özellikle rüzgâr veya su tünellerinde boya ve duman ile akış görselleştirme, sıcak tel anemometresi ile hız ölçme, lazer doppler hız ölçümü ile akış görselleştirme ve Parçacık Görüntülemeli Hız Ölçüm sistemi (PIV) ile akış görselleştirilmesi gibi ölçme sistemleri bulunmaktadır. Özellikle, akışa müdahil olmadan hız ölçümlerinin yapılması ve üç boyutlu sonuçların elde edilmesi gibi

avantajları olan yüksek teknolojiye sahip PIV sistemi, akademik ve uygulamaya yönelik çalışmalarda sık olarak kullanılmaktadır. Tez çalışmalarında, bir ısı değiştiricinin iki kanat arasını temsil eden deneysel model ölçekli olarak tasarlanmış ve alt yapısı mevcut olan PIV sistemi ile akış yapısı incelenerek görsel ve sayısal sonuçlar elde edilmiştir.

Tez kapsamında, belirli bir çapa sahip olan tek dairesel silindir ve çevresi bu silindirin çevre uzunluğuna eşit olacak şekilde tasarlanan farklı çap oranlarına sahip ($b/a=0.66, 0.5, 0.4, 0.33, 0.307, 0.25, 0.2$) eliptik kesitli silindirler için dış akış sayısal çözümlemeleri HAD ile yapılmıştır. Analizler sonucu farklı çap oranları için elde edilen akış yapılarının yorumlanmasıyla uygun eliptik çap oranı $b/a=0.307$ olarak belirlenmiştir. Daha sonra, hidrodinamik performans açısından uygun çap oranı olarak belirlenen $b/a=0.307$ oranlı tek eliptik silindir ve dairesel silindir için PIV deneyleri yapılmıştır. PIV deneylerinde eliptik silindirin iki farklı karakteristik uzunluğuna karşılık gelen ve aynı çevre uzunluğuna sahip olan 3 farklı çaplı (65 mm, 48 mm ve 20 mm) dairesel silindir ile $b/a=0.307$ (20 mm/65 mm) çap oranına sahip eliptik silindirler kullanılmıştır. Tek silindirlere ait HAD çalışmaları PIV sonuçları ile doğrulandıktan sonra, çoklu dizilime (3x10 adet silindir) sahip 20 mm çaplı dairesel silindir modeli ve $b/a=0.307$ çap oranına sahip eliptik silindirler için öncelikli olarak PIV deneyleri yapılmıştır. Çoklu ve çapraz dizilime sahip silindirler için PIV deneyleri yapıldıktan sonra, 20 mm ve 48 mm çaplarındaki dairesel silindir modelleri ve $b/a=0.307$ çap oranındaki eliptik silindir modeline ait aynı dizilimler için sayısal HAD çalışmaları da yapılarak PIV sonuçları karşılaştırılmıştır. Hidrodinamik akış yapısı PIV ve HAD ile incelenen tek ve çoklu dizilime sahip tasarımlar için HAD ile ısı transferi çalışmaları yapılmıştır. Isı transferi çalışmalarına başlamadan önce, farklı türbülans modelleri kullanılarak literatürdeki düz kanatlı ve dairesel borulu tasarıma sahip bir deneysel çalışmaya ait sonuçlar ile model doğrulama çalışması yapılmış ve deneysel çalışmaya en yakın sonuçların elde edildiği türbülans modeli ısı transferi HAD analizlerinde kullanılmıştır. Bu çalışmalara ilaveten tek dairesel ve eliptik $b/a=0.307$ çap oranındaki silindirler için akış kontrol çalışması da PIV ile deneysel olarak yapılmıştır.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Düz kanatlı ve dairesel borulu ısı değıştirciler için literatürde pek çok deneysel ve sayısal çalışma bulunmaktadır. Ayrıca, dairesel borular yerine farklı çap oranlarında eliptik ve oval borulu ısı değıştirici tasarımları için ısı transferi sonuçlarının karşılaştırıldığı deneysel çalışmalar da mevcuttur. Ancak, özellikle soğutma sistemlerinde düz kanatlı ve eliptik borulu ısı değıştirciler için yapılmış deneysel ve sayısal çalışmalar literatürde yok denecek kadar azdır. Bu açıdan bakıldığında, tez kapsamında eliptik borular için yapılan ve sınır şartlarında mevcut uygulamaya yakın değerlerin kullanıldığı bu çalışmanın literatüre özgün bir değer katacağı düşünülmektedir. Tez kapsamında yapılan çalışmalar ile ilgili kaynak araştırması iki bölüm olarak sunulmuştur. Tek ve çoklu olarak dizilmiş dairesel boru ve farklı çap oranlarındaki eliptik borular ile ilgili dış akış yapılarının hidrodinamik olarak araştırıldığı çalışmalar ilk bölümde verilmiştir. İkinci bölümde ise, çoklu dizilime sahip ve ısı transferinin araştırıldığı çalışmalara yer verilmiştir. Kaynak araştırmaları tez kapsamında yapılan çalışmalardaki sıraya göre düzenlenerek aşağıda sunulmuştur.

2.1. Tek ve Çoklu Diziliimli Silindirler için Yapılan Deneysel ve Sayısal Çalışmalar

Mevcut ısı değıştircilerde çoğunlukla kullanılan, dairesel silindirik geometriler etrafındaki akış karakteristiklerinin araştırılmasına yönelik literatürde birçok çalışma vardır. Gelişen teknoloji ile birlikte konu ile ilgili çalışmalar teorik, HAD ve PIV teknikleri kullanılarak yapılmıştır (Bloor ve Gerrard, 1966; Chang ve Sa, 1990; Kareem ve Cheng, 1999; Singh ve Mittal, 2005; Ozgoren, 2006; Ozgoren ve ark., 2011; Dogan ve ark., 2015; Doğan ve ark., 2015; Dogan ve ark., 2016).

Üniform bir akış içerisine yerleştirilen bir silindir üzerinden geçen akışın silindirin yakın art izi bölgesinde büyük ölçekli üç boyutlu girdaplar oluşturduğu ilk defa Berger (1964) tarafından yapılan akış görüntüleme yöntemi ile kayıt edilmiştir. Silindirden kopan girdap yapısını Berger ve Wille (1972) ve Gerrard (1978) yaptığı araştırmalarla incelemişlerdir. Bu çalışmaların yanı sıra silindir etrafında oluşan girdap kopması, girdap ayrılması, girdap yapısının oluşumunu içeren akış yapısı ile ilgili detaylı pek çok araştırma yapılmıştır (Taneda, 1956; Bearman, 1969; Zdravkovich, 1977; Taneda, 1978; Bearman, 1984; Zdravkovich, 1987; Cimbala ve ark., 1988;

Williamson, 1988; Eisenlohr ve Eckelmann, 1989; Hammache ve Gharib, 1989; 1991; Lee ve Budwig, 1991; König ve ark., 1992; Henderson, 1994; Leweke ve Provansal, 1995; Mittal ve Balachandar, 1995; Zhang ve ark., 1995; Williamson, 1996; Zdravkovich, 1997).

Hayakawa ve Hussain (1989) sıcak tel anemometresi ile art izi akış yapısı özellikleri üzerine incelemeler yapmışlardır. Szepessy ve Bearman (1992) ile Bloor ve Gerrard (1966) akım yönündeki hız bileşenine ait olan çalkantı hızlarının ortalamasını kullanarak girdap oluşum uzunluğunun belirlenebileceğini ifade etmişlerdir. Küçük ölçekli üç boyutlu akış yapısı Mansy ve ark. (1994) tarafından LDA (Laser Doppler Anemometresi) tarama metodu ile araştırılmıştır. Lin ve ark. (1995), silindir etrafındaki anlık değişen akış yapısını PIV yöntemi kullanarak araştırmışlardır. Çalışmada, Reynolds sayısının 1000, 5000 ve 10000 değerleri için yapılan deney sonuçlarına göre Reynolds sayısı arttıkça art izi bölgesi ve girdap oluşum uzunluğunun kısaldığı ifade edilmiştir. Chyu ve Rockwell (1996), $Re=10000$ değeri için yaptıkları araştırmada silindir çevresindeki anlık girdap yapıları ve bu yapıların oluşturdukları akış tipleri hakkında bilgi vermişlerdir. Silindir art izinde oluşan küçük ölçekli girdaplarla ilgili Williamson ve Roshko (1988) değerlendirmeler yapmışlardır. Reynolds sayısının 300 ile 10000 aralığında değiştiği durumlar için yaptıkları analiz sonuçlarında, değişen silindir çapının ile girdap yapısının değişimini değerlendirmişlerdir. Balachandar ve ark. (1997), yaptıkları sayısal çalışmada iki boyutlu ve 7 farklı küt cisim üzerinden ayrılan akışı sayısal benzeşim yöntemleri uygulayarak $250 \leq Re \leq 140000$ aralığında incelemişlerdir. Analizlerin deneysel olarak da desteklendiği bu çalışmada, elde edilen sonuçların zaman ve faz ortalaması alınarak akış özellikleri yorumlanmıştır. Carberry ve ark. (2005), akım yönüne dik yönde değişken ivmelenme ile hareket eden bir silindir etrafında oluşan akış yapısının oluşturduğu Karman girdap caddesinin düşük ve yüksek frekanslı olarak iki frekans oluşturduğunu ifade etmişlerdir. Yüksek frekanslı art izi bölgesinin oldukça kısa olduğunu ve düşük frekanslı art izinin uzun etkileşimli kayma tabakası oluşturduğunu tespit etmişlerdir. Ozgoren (2006), yaptığı bir çalışmada su kanalı içine yerleştirdiği dairesel ve kare kesitli dik silindirlerin etrafındaki akış yapısını üniform akış şartlarında PIV tekniği ile incelemiştir. PIV ölçüm tekniği ile silindirlerin arkasındaki art izi bölgesinde iki boyutlu anlık hız vektörlerini elde etmiş ve bu hız vektörlerini kullanarak ortalama ve anlık akış hızlarını hesaplamıştır. Sonuç olarak, akış yapısının silindir geometrisine ve Reynolds sayısına bağlı olduğunu belirtmiştir. Dairesel kesitli silindirlerde akış ayrılma noktasının sabit olmadığını ancak keskin

köşeli kare silindirde sabit olduğunu ifade etmiştir. Genel olarak girdap etki uzunluğunun Reynolds sayısının artmasıyla azalmadığını belirtmiştir.

Bu çalışmaların yanı sıra eliptik silindir geometrisi üzerine yapılan çalışmalar nispeten daha azdır ve yapılan literatür taramasında, eliptik silindir çevresindeki akış ile ilgili ilk çalışmanın Reiher (1925) tarafından yapıldığı görülmüştür. Choi ve Lee (2001) tarafından yapılan çalışmada ise, bir kanala yatay olarak yerleştirilen eliptik ve dairesel silindirler etrafındaki akış yapısı PIV tekniği ile incelenmiştir. Özellikle, eliptik çap oranı 2 için farklı hücum açılarında deneyler yapmışlardır. İki düzlem plaka arasına yerleştirilmiş eliptik silindirlerle ilgili bir diğer çalışma ise Johnson ve ark. (2004) tarafından yapılmıştır. İki boyutlu, farklı çap oranına sahip eliptik silindirler Reynolds sayısının $75 \leq Re \leq 175$ aralığında sayısal olarak incelenmiştir.

Lee (2004), sınır tabakaya yerleştirilmiş eliptik silindirin etrafındaki akış yapısını farklı çap oranları için PIV tekniği ile incelemiştir. Araştırmacı akış için elde ettiği sonuçlara göre; bir Coanda tipi akış, jet benzeri akış ve jet akışın serbest yüzeye tutunması olmak üzere yakın art izinin üç sınıfa ayrılabilceğini belirtmiştir. Baranyi (2008), eksenini etrafında dönen eliptik silindir etrafındaki akışı Reynolds sayısının 120-180 aralığında sayısal olarak incelemiştir. Elde edilen sonuçlara göre, eliptik çap oranının sıkıştırılmaz akışkan ile silindir arasında enerji transferi açısından önemli derecede etkili olduğunu ve çapraz hareketin genliğindeki küçük değişimlerin çarpıcı etkilerinin olduğunu tespit etmiştir. Tsai ve ark. (1999), çalışmalarında at nalı girdap yapısının, oval kesitli silindirlerin etrafında meydana gelen döngüsel akışta helisel bir girdap biçimi oluşturduğunu ve bunun ısı transferini etkilediğini belirtmişlerdir. At nalı girdap formasyonunun silindir yüzeyini sararak akış içinde karışma neden olduğunu ve böylece ısı transferini arttırdığını ifade etmişlerdir.

Çelik ve ark. (2011), sonlu silindir üzerindeki akış yapısını PIV yöntemi ile deneysel olarak araştırmışlar ve girdapların etkisini silindir çap ve boyut oranına bağlı olarak incelemişlerdir. Arat (2010) yaptığı tez çalışmasında, çap oranları 1 ile 2.33 arasında değişen eliptik silindirleri iki paralel levha arasına yerleştirerek PIV tekniği ile akış yapılarını incelemiştir. Reynolds sayısının 1500-10000 arasında değiştirildiği deneylerde anlık ve ortalama akış yapıları elde edilmiştir. Artan Reynolds sayısı ve eliptik çap oranlarına göre at nalı girdaplarının yoğunluğu artmakta ve boyutlarının azalmakta olduğu belirtilmiştir. Sonuç olarak eliptik silindirin arka bölgesinde, akışın eliptik silindiri sarması sonucu alt ve üst düzlem plaka yüzeyinde bazen baskın şekilde girdap yapısı oluştuğu ve artan Reynolds sayısı ve çap oranı değerleriyle bu girdapların

boyutlarının küçüldüğü ve şiddetlerinin arttığı tespit edilmiştir. Böylece, akış yapısında ortaya çıkan çalkantıların ısı transferini iyileştirebileceği belirtilmiştir. Ayrıca, artan Reynolds sayısı değerleri ile eliptik silindirde oluşan yapıya paralel olarak eliptik silindir arkasında durgun akış bölgesinin daraldığı tespit edilmiştir. Isı değiştirici gibi uygulamalarda eliptik silindir kullanımının ısı geçişi bakımından, dairesel silindir kullanımından daha verimli olacağını öngörülmüşlerdir (Arat ve ark., 2011; Arat ve ark., 2012).

Ozturk ve ark. (2008), düz bir plaka üzerine dikey olarak yerleştirilen bir silindir çevresindeki akış yapısını $750 \leq Re \leq 9600$ aralığında PIV yöntemiyle araştırmışlardır. Oluşan at nalı (horseshoe) formundaki girdapların serbest akış ile ayrılmış akış bölgesindeki etkileşimi sonucu ters yönde dönerek hareket eden yeni girdapların oluştuğunu ifade etmişlerdir.

Sahin ve ark. (2006), iki paralel plaka arasında yer alan, tek silindirden oluşan ve kanal yüksekliği-silindir çap oranı 0.365 durumu için plakalı, kanatlı ve borulu ısı değiştiricisi modelindeki akış yapısını 4000 ve 7500 Reynolds sayılarında deneysel olarak incelemiştir. Isı değiştirici akış geçişindeki anlık, zaman ortalamalı ve faz-ortalama türbülanslı akış karakteristiklerini elde etmek için PIV tekniği kullanmışlardır. Ana ve ikincil akış arasındaki dikey ve yatay düzlemdeki akış yapısı detaylı olarak incelenmiştir. Türbülanslı akış yapısında da olduğu gibi, art izi bölgesinin boyutu, tekil noktaların yeri, girdap, Reynolds gerilmeleri ve hız çalkantılarının yoğunluğu gibi türbülansa bağlı niceliklerin en yüksek değerlerinin yerinin Reynolds sayısının değişiminden çok fazla etkilendiğini söylemişlerdir.

Sahin ve Ozturk (2009) yaptıkları araştırma sonuçlarına göre; Reynolds sayısına bağlı olarak oluşan at nalı girdabın tüm akış alanını kapladığı ve bu girdapların silindir ön kısmında oluştuğu ve silindir arkasına doğru hareket ederek levha yüzeyiyle şiddetli etkileşim içinde olduğu ve bunun pratikte aşınmalara neden olacağını ifade etmişlerdir.

Tez kapsamında yapılan araştırmalara benzer ve birden fazla silindir dizilimi ile ilgili deneysel ve sayısal olarak yapılan çalışmalara ait literatür taraması aşağıda özetlenmiştir.

Birbirini izleyen eliptik kesitli borular üzerinde Meng ve ark. (2005) tarafından Reynolds sayısının $500 \leq Re \leq 50000$ aralığında eliptik boruların eksen yönlerinin değiştirilerek dizilmesine bağlı olarak ısı transferinin iyileştirilmesi üzerine deneysel bir çalışma yapılmıştır. Yapılan çalışmalarda, eliptik silindir dizilimlerinin ısı transferini

arttırma mekanizmasının temelde kesit daralmasından kaynaklı olarak meydana gelen uzunlamasına girdapların etkisine bağlı olduğunu belirtmişlerdir.

Ozturk (2006)'da yaptığı doktora tez çalışmasında, üç aşamalı bir çalışma programı izlemiştir. İlk etapta, tek dairesel silindirin ön ve arka tabanındaki akış hareketlerini Reynolds sayısının 750 ile 9600 aralığında ve derin su koşullarında incelemiştir. Deneysel çalışma sonucunda, anlık ve zaman ortalamalı akış yapılarında üç boyutlu at nalı girdaplarının meydana geldiğini görüntülemiştir. Bu girdapların art izi bölgesi ve ana akış bölgesi arasında kütle transferine etkisi olduğunu ifade etmiştir. İkinci etapta ise bir ısı değiştiricinin iki kanat arasında meydana gelen akışı modellemek amacıyla dikdörtgen bir kanal içerisine yerleştirdiği dairesel silindir etrafındaki akış yapısını ve bu akışın hareketini incelemiştir. Son etap çalışmasında ise dikdörtgen kesitli kanal içine yerleştirdiği çoklu dairesel silindirlerin etrafındaki akış yapısını deneysel olarak PIV yöntemi ile araştırmıştır. Bu çalışmada, ısı değiştiricilerindeki ısı transferi oranının artmasında doğrudan ilgili olan hidrodinamik özelliklerin belirlenmesi için araştırma yapılmıştır. Yaptığı çoklu dairesel silindir dizilimine ait akış yapısı sonucuna göre saptırmalardan dolayı akışın kararsız olduğu ve bu durumun akış karışımını etkilediğini ifade etmiştir.

Yokoi ve Hirao (2013), paralel dizilimle yerleştirilen silindirik kesitli farklı küt cisimler etrafındaki akış yapısını aralarındaki açıklık oranı 0.3 olduğu durumda deneysel olarak PIV yöntemi ile incelemişlerdir.

Wilson ve ark. (2012), ısı değiştirici boru dizilimlerini modelleyerek PIV tekniği ile deneysel ve HAD ile farklı türbülans modelleri kullanarak sayısal çalışma yapmışlardır. Sayısal olarak elde ettikleri sonuçları deneysel çalışma ile doğrulamışlardır. Ayrıca, kullandıkları türbülans modellerinin avantaj ve dezavantajlarını belirtmişlerdir.

Tala ve ark. (2013) tarafından yapılan çalışmada; çoklu dizilime sahip kanatlı borulu bir ısı değiştirici modelindeki akış karakteristiklerini incelemek amacıyla $Re=2000$ değeri için PIV yöntemi ile deneysel modelin 4 sırası için hız ölçümleri yapmışlardır. Her bir sıradaki, boru etrafındaki girdaplı akış yapılarının gelişimini karakterize etmek için kanat-boru birleşme noktasındaki düzlemde akış yapısını analiz etmişlerdir. Boru ve kanat birleşme noktası çevresinde önemli derecede girdap yoğunluğu tespit etmişlerdir. Isı değiştirici boyunca en fazla birincil girdap direncinin ikinci sıradaki birleşim noktasında olduğunu belirtmişlerdir. Ayrıca, boru kanat birleşme noktasındaki girdapların en önemli etkiye sahip olduğunu tespit etmişlerdir.

PIV yöntemi ile boru demetleri arasındaki akışın görüntülediği diğer bir çalışmada, gövde borulu ısı değiştiricilerinde kullanılan düz ve çapraz dizilime sahip model için akış yapıları ölçülmüştür (Iwaki ve ark., 2004). Çalışmalar için tasarlanan deneysel modelde 20x5 olmak üzere toplam 100 adet 15 mm çapında dairesel silindir kullanmışlardır. Deneysel çalışmalarda kullanılan akışkanın kırılma indeksine uygun boru malzemesi seçerek uygun hız verileri almışlardır. Hız vektör alanı, girdap yapısı ve türbülans yoğunluğu ile ilgili olan akış özelliklerini farklı boru demetleri için vermişlerdir. Düz dizilim için simetrik, simetrik olmayan ve büyük bir girdap olmak üzere üç farklı tipte oluşan girdap yapıları; çapraz dizilimde ise sadece simetrik girdap yapısı elde edildiğini belirtmişlerdir. Ayrıca, çapraz dizilimdeki akışın türbülans açısından sıralı dizilimdekinden daha homojen ve eş yönlü olduğunu tespit etmişlerdir. Bunun yanı sıra çapraz dizilimde akış karışımının daha fazla olduğu ve düz dizilime göre girişten itibaren akışın daha kısa mesafede geliştiğini bulmuşlardır. Benzer deneysel çalışmaların birinde, farklı $L/D=3.0, 2.5, 2.0$ oranları için boru demetleri arasındaki akış PIV tekniği ile $Re=2250$ değeri için incelenmiştir (Zhang ve ark., 2010).

Paul ve ark. (2007) yaptıkları çalışmada, çapraz dizilime sahip boru demetleri arasındaki akışı belirli dizilim oranlarına göre PIV yöntemi ile $Re=4800, 9300$ ve 14440 değerleri için deneysel olarak incelemişlerdir. İncelemelerini yaparken akış gelişme uzunluğunu dikkate almışlardır ve 6 sıra silindir dizilimi için deneyler yapmışlardır. Türbülans yoğunluğu, ortalama hızlar ve Reynolds gerilmelerine bağlı akış özelliklerini çalışmalarında detaylı olarak vermişlerdir. Ayrıca, akışın oldukça hızlı bir şekilde geliştiğini ve nispeten kısa bir mesafeden sonra akış yönünde yatay olarak periyodik hale geldiğini tespit etmişlerdir. Akışın gelişmekte olan bölgede güçlü bir Reynolds sayısı bağımlılığı sergilediğini ancak periyodik bölgede önemli bir Reynolds sayısı etkisi olmadığını gözlemlemişlerdir. Paul ve ark. (2008) yaptıkları diğer bir çalışmada, çapraz dizilimli boru demetlerinden oluşan model etrafındaki akış yapısını önce PIV yöntemi ile su kanalında deneysel olarak incelemişler ve sonrasında elde ettikleri sonuçları HAD ile doğrulamışlardır.

Ozturk ve ark. (2016), su kanalı içine yerleştirdikleri çoklu ve çapraz dizilimli dairesel silindirler etrafında oluşan akış yapısını PIV yöntemi ile deneysel olarak araştırmışlardır. Merkezler arası mesafenin 2D kadar olduğu modelde silindir dizilimlerini eşkenar üçgen şeklinde yapmışlardır. Ayrıca, çapraz dizilimli silindirlerin düz dizilime göre ısı transferi açısından daha etkili olduğunu belirterek çapraz dizilimli model tasarımı yapmışlardır. Isı değiştirici verimlerinin çoğunlukla hidrodinamik

yapıya bağlı olduğunu belirterek akış karakteristiği açısından önemli olan at nalı girdabı yapılarının gelişimi üzerine yoğunlaşmışlardır. Sonuç olarak, silindirlerde sınır tabaka gelişiminin sürekli tekrar etmesi sebebiyle ısı transferi açısından çapraz dizilimli düzenlemenin daha iyi olduğunu belirtmişlerdir. Ayrıca, çoklu silindirlerin türbülans kinetik enerji (TKE) dağılımlarına göre tek silindir ile kıyaslandığında ısı transferi karakteristiklerinin daha iyi olacağını ve cidar boru etkileşimi sebebiyle TKE dağılımlarının büyüklüğünde iyileşme olduğunu söylemişlerdir. Son olarak çoklu silindir düzenlemelerinde silindir yüzeyinden kopan girdapların yarı periyodik davranışa sahip olduğunu tespit etmişlerdir.

Hassan ve Barsamian (2004), bir boru demetinin etrafındaki akış yapısını Large Eddy Simulation (LES) türbülans modeli ile giriş hızı ve boru çapına göre tarif edilen $Re=21700$ değeri için sayısal olarak incelemişlerdir. Ayrıca, sayısal çalışmalardan elde ettiği verileri doğrulamak amacıyla uygun verilerle karşılaştırma yaptıklarını belirtmişlerdir. Boru art izindeki çırpma hareketi etkisini de analizler sonucunda yakalamışlardır. Sonuç olarak, borular etrafından kopan girdapların çırpma hareketi oluşturduğu ve bu durumun boru demetleri arasında simetrik olmayan akış yapısına sebep olduğunu tespit etmişlerdir. Diğer bir sonuç olarak, pek çok endüstriyel uygulamalardaki daimi olmayan akış davranışının doğrulanması amacıyla LES modelinin kullanılabileceğini belirtmişlerdir. Bir diğer benzer çalışmada boru demetleri arasındaki $Re=9800$ değerindeki akış yapısını açıklamak için LES türbülans modeli kullanarak analizler yapılmıştır (Liang ve Papadakis, 2007). Sayısal analizlerden elde edilen sonuçları Laser Doppler Anemometresi (LDA) ile yapılan deneysel sonuçlarla kıyaslamışlardır ve sonuçların birbirine uyumlu olduğunu ifade etmişlerdir. Rollet-Miet ve ark. (1999) yaptıkları çalışmada, boru demetleri arasındaki akışın yapısını LES ve Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS) türbülans denklemlerini geliştirerek incelemişlerdir. Tüm türbülans modelleri için elde edilen sonuçlar kıyaslandığında, LES türbülans modelinin deneysel çalışma ile uyumlu olduğunu ifade etmişlerdir.

Park ve ark. (2015), farklı Reynolds sayılarında düz dizilime sahip birden çok dairesel ve eliptik silindirlerin ısı transferi özelliklerini rüzgâr tüneline deneysel olarak incelemişlerdir. Yaptıkları çalışmalarda elde ettikleri yerel ve ortalama Nusselt sayılarını karşılaştırmışlardır. Ayrıca, birbiri ardına yerleştirilen silindirin ısı transferi açısından aralarında olan türbülans etkileşimini tartışmışlardır. Sonuç olarak eliptik silindirlerin daha düşük sürtünme faktörüne sahip olduğunu ancak Nusselt sayısı değerlerinin dairesel silindir için %9.3 daha fazla olduğunu belirtmişlerdir. Son olarak

eliptik silindir ile tasarlanan ısı değıştircilerin kompaktlık açısından dairesel silindirden daha iyi olduğunu belirtmişlerdir.

Ladjedel ve ark. (2013), çapraz diziliimli boru demetleri arasındaki türbülanslı akış yapısını HAD analizleri yaparak araştırmışlardır. Türbülanslı akış yapısını Spalart Almaras, $k-\epsilon$ Realizable ve SST $k-\omega$ türbülans modelleri ile daimi akış şartlarında incelemişlerdir. Sayısal analiz sonuçları ile deneysel sonuçların uyumlu olduğunu belirtmişlerdir ve deneysel verilere en yakın sonuçların SST $k-\omega$ türbülans modeli ile elde edildiği sonucuna varmışlardır.

Bu çalışmaların yanı sıra; Sharatchandra ve Rhode (1997), Watterson ve ark. (1999), Lam ve ark. (2010), Salinas-Vázquez ve ark. (2011), Wilson ve ark. (2012), Salpeter ve Hassan (2012), Martinez ve ark. (2015), Shinde ve ark. (2016), Linton ve Thornber (2016), Lee ve ark. (2018), Qu ve ark. (2019) boru demetleri etrafındaki akış yapısını sayısal ve deneysel yöntemlerle incelemişlerdir.

2.2 Çoklu ve Çapraz Diziliimli Dairesel ve Eliptik Silindirler için Isı Transferi Çalışmaları

Isı değıştircilerinde performans iyileştirmek amacıyla mühendisler ve bilim insanları tarafından birçok ısı değıştirici tipi tasarlanıp uygulamada kullanıma sunulmuştur. Pratikte çok karşılaştığımız ısı değıştircilerin en çok kullanılan türlerinden biri kanatlı ve borulu ısı değıştircilerdir. Bu tip ısı değıştirciler, özellikle ısıtma ve soğutma sistemleri, otomotiv radyatörleri, araçlarda yağ ve hava soğutulması gibi pek çok mühendislik uygulamalarında kullanılmaktadır. Kanatlı ve borulu ısı değıştircilerin, termo-hidrolik performansının iyileştirilmesi ve buna bağlı olarak yenilikçi tasarımların ortaya çıkarılması için araştırmacılar yıllardır yaptıkları çalışmaları yayınlamaktadırlar. Bu tip ısı değıştircilerde özellikle ısı transferi için ısıl direncin tamamına yakını hava akışının geçtiği dış akış tarafında meydana gelmektedir (Wang ve ark., 1997). Özellikle, hava tarafı için yapılan çalışmalarda düz kanatlı ve dairesel borulu ısı değıştircilerinde farklı kanat tipleri, farklı kanat aralığı, boru sıra sayısının ve dizilimlerinin değıştirilmesi (Wang ve ark., 1996; Bhuiyan ve ark., 2013; Yogesh ve ark., 2018) ve bununla birlikte iç akış kısmında yaygın olarak kullanılan dairesel borular içine türbülator yerleştirilmesi gibi ısı transferini artırmaya yönelik pek çok çalışmaya literatürde rastlanmaktadır (Yildiz ve ark., 1998; Yakut ve ark., 2004). Ancak, ısıl direncin yüksek olduğu dış akış tarafı için dairesel borular yerine farklı tipte

boru kullanımına yönelik yapılmış araştırmaların literatürde daha az olduğu tespit edilmiştir. Çoklu ve çapraz dizilime sahip olan ve bu çalışmaya benzer bazı sayısal ve deneysel çalışmalar aşağıda özetlenmiştir.

Wang ve ark. (1996) yaptığı çalışmada; boru sıra sayıları, kanat aralıkları ve kanat kalınlığı dâhil olmak üzere farklı geometrik parametrelere sahip 15 adet düz kanatlı ısı değiştirici için açık rüzgâr tüneline iki kanat arası mesafeye bağlı olarak hesaplanan Reynolds sayısının 300 ila 7500 aralığında deneysel çalışmalar yapmışlardır. Sonuçlar, sürtünme faktörü f ve Colburn faktörü j değerlerinin Reynolds sayısı ile değişimi olarak sunulmuştur. Elde ettikleri sonuçlara göre; ısı transfer katsayısının kanat aralığına bağlı olmadığını tespit etmişlerdir. Ayrıca, boru sıra sayısının sürtünme faktörü üzerinde ihmal edilebilir bir etkiye sahip olduğunu ve kanat kalınlığının ısı transferi veya basınç düşüşünü etkilemediğini belirtmişlerdir.

Bhuiyan ve ark. (2013) ANSYS programı kullanarak yaptıkları sayısal çalışmada; öncelikli olarak Wang ve ark. (1996) tarafından yapılan deneysel çalışmayı referans almışlardır ve kullandıkları farklı türbülans modellerini doğrulamışlardır. Türbülans modeli olarak k - ω modelinin deneysel çalışmaya en yakın sonuçlar verdiğini tespit ettikten sonra düz kanatlı ve dairesel borulu bir ısı değiştirici modelini 4 sıra sayılı olarak tasarlamışlardır ve $Re_H=1300-2000$ arasında sayısal analizler yapmışlardır. Çalışmada, hem laminer hem de türbülanslı bölgede k - ω türbülans modeli kullanmışlardır. Art arda ve çapraz olarak sıralanmış dairesel silindir modeli için silindirler arası mesafeleri ve kanat adımlarını değiştirerek çalışmalarını tamamlamışlardır. Sonuç olarak, Colburn ve sürtünme faktörlerini grafikler halinde sunmuşlar ve seçilen parametrelere göre sonuçları değerlendirmişlerdir. Borular arasında enine ve boyuna uzunlukların artmasıyla hem ısı transferi hem de basınç düşüşünün azaldığını tespit etmişlerdir. Ancak, kanat adımları arasındaki mesafenin artmasıyla tam tersi bir durum oluştuğunu tespit etmişlerdir.

Yogesh ve ark. (2018) yaptıkları çalışmada, Bhuiyan ve ark. (2013) tarafından yapılan çalışmayı doğrulayarak kendi çalışmaları için uygun türbülans modelini belirlemişlerdir. Daha sonra, farklı çap oranlarına sahip eliptik borulara ve bu boruların yatay olarak oryantasyonuna sahip bir kanatlı borulu ısı değiştiricinin sürtünme ve ısı transfer karakteristiklerini üç boyutlu olarak incelemişlerdir. Reynolds sayısını $Re_H=1300-1600$ değerleri arasında değiştirerek k - ω türbülans modeli ile HAD analizleri yapmışlardır. Analiz için kullanılan boruların eliptik çap oranlarını $e=0.6 - 0.8$ arasında değiştirmişlerdir. Colburn faktörü, sürtünme faktörü ve ısı-hidrolik verimlerin farklı

açılar ile değişimleri değerlendirilmiştir. Elde ettikleri sonuçlara göre; Colburn faktörü başlangıçta bir pik değere ulaşmıştır. Fakat, sonrasında boru eğimindeki artışla birlikte bir azalma meydana gelmiştir. Eliptiklikteki artış ve Reynolds sayısının artması ile Colburn faktörü azalmıştır. Sürtünme faktörü; boru açısı ve eliptiklik oranı ile doğru orantılı olarak değişirken, Reynolds sayısının artışı ile azalmıştır.

Tang ve ark. (2009), 12 sıra sayılı ve 18 mm çapa sahip dairesel borulu ve kanatlı bir ısı değiştiricinin 5 farklı tipi için hava tarafında meydana gelen ısı transferi ve sürtünme katsayısını deneysel olarak incelemişlerdir. 5 farklı kanat tipi ile tasarlanan ısı değiştiricileri için performans testleri yapmışlardır. 4 farklı ısı değiştirici tipi için $Re=4000-10000$ aralığında ısı transferi ve sürtünme faktörü korelasyonları elde etmişlerdir. Kıvrılmış spiral kanat tipli ısı değiştirici için daha yüksek ısı transferi ve basınç düşüşü olduğunu bulmuşlardır.

Yan ve Sheen (2000) yaptıkları çalışmada; levhalı, dalgalı ve panjur kanatlı borulu ısı değiştiricilerin ısı transferi ve basınç düşüş karakteristiklerini bir deneysel çalışma yaparak incelemişlerdir. 3 farklı kanat tipi ve 12 farklı silindir geometrisi olmak üzere toplamda 36 adet numuneyi test etmişlerdir. Sürtünme faktörü f ve Colburn faktörü j ile Reynolds sayısının değişimini $Re=300-2000$ aralığı için grafiksel olarak sunmuşlardır. Ek olarak, ön hava hızı ile basınç düşüşü ve boyutlu ısı transfer katsayısının değişimini de vermişlerdir. Sonuç olarak, farklı karşılaştırma yöntemleri ile 3 farklı kanat tipinin hava tarafı performansını değerlendirmişlerdir.

Kayansayan (1993), yuvarlak borulu ve düz kanatlı bir ısı değiştiricinin performansı üzerine dış yüzey geometrisinin etkilerini göz önüne alarak bir çalışma yapmıştır. Boyutsuz kanat parametresini 11 ile 23 arasında değiştirerek, toplamda 10 farklı geometri konfigürasyonları için $Re=100-30000$ aralığında deneyler yapmıştır. Boru dış çapı ve halka kalınlığını boyutsuz özellik olarak tanımlamıştır. Taşınım katsayıları ile Reynolds sayısına karşı Colburn faktörünün değişim grafiğini önceki yapılan çalışmalarla karşılaştırarak sunmuştur. Sonuç olarak kanat parametresi, Colburn faktörü ve Reynolds sayısına bağlı korelasyonlar geliştirmiştir.

Jang ve Yang (1998), 4 sıra sayılı dairesel boru ve 2.83 çap oranına sahip eliptik boru ile tasarlanan ısı değiştiricileri, ısı transferi ve akış yapısı açısından deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmalarını 3 farklı dizilime sahip tasarım için ön hava giriş hızını 2 m/s - 7 m/s arasında değiştirerek yapmışlardır. Elde ettikleri deney sonuçlarına göre; tüm eliptik borulu ısı değiştiricilerin ortalama ısı transfer katsayısı, aynı çevre uzunluğuna sahip dairesel borulu ısı değiştiricilerin %35-50'si arasında

olmasına rağmen tüm eliptik borulu tasarım için basınç düşüşü, dairesel borulu tasarımın sadece %25-30'u arasında hesaplanmıştır.

Borrajo-Peláez ve ark. (2010), dairesel borulu ve düz kanatlı bir ısı değiştiricinin dış akış tarafındaki bir kesiti için Fluent programını kullanarak sayısal bir çalışma yapmışlardır. Çalışmalarında; Reynolds sayısı, kanat adımı, kanat kalınlığı ve boru çapının ısı transferi üzerine etkisini araştırmışlardır. Ayrıca, boru yüzey sıcaklıkları sabit kalacak şekilde sınır şartı tanımlamışlardır. Isı değiştiricinin performansını göstermek amacıyla Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü gibi boyutsuz sayıları grafikler halinde sunmuşlardır.

İbrahim ve Gomaa (2009) yaptıkları çalışmada, çapraz akışlı eliptik boru demetleri için ısıl ve hidrolik akış karakteristiklerini incelemişlerdir. Eliptik boru demetleri arasındaki türbülanslı akışı, dairesel boru demetine sahip bir ısı değiştirici için yapılan çalışmayı referans göstererek, Reynolds sayısının 5600-40000 aralığında sayısal ve deneysel olarak araştırmışlardır. Çalışmada, eliptik boru açıları $0-150^{\circ}$ arasında değiştirilerek 4 farklı eliptik çap oranı (0.25, 0.33, 0.5 ve 1) için tasarımlar yapmışlardır. Sonuç olarak, eliptik boru açısının saat yönünde 90° 'ye kadar artmasıyla taşınım ile olan ısı transferinde gözle görülür bir artış oluşmuştur. En yüksek ısıl performans artışı, sabit pompalama gücü veya kütleli debi için 0° hücum açısında elde edilirken, en düşük ısıl performansın 90° hücum açısı için elde edildiğini ifade etmişlerdir. Ayrıca, en iyi ısıl performansın düşük açı, düşük Reynolds sayısı ve düşük çap oranlarında olduğunu belirlemişlerdir.

Shih (2003) yaptığı çalışmada, ev tipi bir buzdolabı evaporatörünün hava tarafındaki ısı transfer performansını belirlemek için HAD yöntemi kullanmıştır. Sayısal sonuçlara göre; hava hızı, hava sıcaklığı ve yerel ısı transferinin dağılımında eşitsizliklerin olduğunu ifade etmiştir. Akış bozulmalarındaki sebeplerden birinin, soğutma bölümü imal eden tedarikçilerin kötü tasarımları olduğunu belirtmiştir. Ayrıca bu durumun, evaporatörün genel ısı transfer performansını bozabildiğini ve soğutucu tarafında kullanılan soğutucunun olumsuz etkilendiğini tespit etmiştir. Isı transferi sonucu olarak; her bir sıra boyunca basınç düşüşünü ve ısı transfer katsayılarını hesaplamış ve artan hız ile birlikte basınç düşüşünün ve ısı transfer katsayısının arttığını bulmuştur. Evaporatör blokajı ve soğutma haznesinde oluşan jet akış nedeniyle evaporatör üzerinden geçen hava hızının yüksek türbülanslı olduğunu ve üniform olmayan bir dağılım olduğunu görsel sonuçlar ile sunmuştur. Hava hızının yanı sıra havanın sıcaklık dağılımının da üniform olmadığını belirtmiştir. Hava akımı ve

evaporatör yüzeyleri arasındaki sıcaklık farkının kademeli olarak azalmasından dolayı yerel ısı transferinin ilk sıradan son sıraya doğru azaldığını ifade etmiştir. Her kanatlı boru sırasındaki ortalama ısı transfer katsayısının, kanat boşluğunun azalması nedeniyle, ilk sıradan son sıraya kademeli olarak arttığını hesaplarında tespit etmiştir.

Okbaz ve ark. (2018), ticari olarak kullanılan panjur kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değiştirici için ısı transferi ve basınç düşüşünü belirlemek amacıyla çalışmalar yapmışlardır. Çeşitli panjur açıları, panjur uzunlukları, kanat adımları ve ön hava hızları gibi parametreler için akış hacmini sayısal olarak çözmüşlerdir. Isı transferi iyileştirilmesinin ardındaki mekanizmaları ortaya çıkarmak için akım çizgisi modelleri ve yerel Nusselt sayısı konturlarını sunmuşlardır. Panjur kanatlı tasarım için akış yapısının ortaya çıkarılması amacıyla da açık su kanalında bir PIV sistemi ile akış görselleştirme çalışmaları gerçekleştirmişlerdir. Şeffaf (pleksiglass) malzemeden yapılan ve gerçek bir panjur kanatlı ısı değiştiriciye göre beş kat büyütülerek modellenen panjur kanatlı ısı değiştirici modelini PIV sisteminde test etmişlerdir. Bununla birlikte, PIV deney sisteminde test edilen model ile birebir aynı tasarlanan model için sayısal analiz çözümleri de yaparak sonuçları karşılaştırmışlardır. Ayrıca, iklimlendirilmiş bir odada havanın hızını değiştirerek gerçek boyutlardaki bir ısı değiştiriciyi rüzgâr tüneline test etmişlerdir. Sonuç olarak, panjur kanatlı ısı değiştiricinin termo-hidrolik performanslarının dalgalı kanada sahip ısı değiştiriciden daha iyi olduğunu belirlemişlerdir.

Akkoca (2004) yaptığı doktora tez çalışmasında, öncelikli olarak tek dairesel silindir için HAD analizi ve daha sonra çoklu dairesel silindirler için düz ve çapraz diziliimli modellere ait HAD analizlerini hava akışını kullanarak yapmıştır. Ayrıca, HAD çalışmalarını aynı Reynolds sayısında karşılaştırmak amacıyla tek ve çoklu silindirler için PIV sistemi ile deneyler de yapmıştır. Bu çalışmalara ilaveten hava akışı ile sayısal olarak ısı transferi analizleri de yaparak literatürdeki araştırmalarla karşılaştırmış ve yaptığı sayısal çalışmada Reynolds benzeşimi yaparak PIV sonuçlarını HAD sonuçları ile kıyaslamıştır.

Hasan ve Siren (2004) yaptığı çalışmada, buhar ile soğutmalı olarak kullanılan iki adet ısı değiştiricinin performansını analiz etmişlerdir. Düz dairesel borular ve çap oranı 3.085 olan oval olarak tasarlanmış boruların performanslarını ısı transferi yönünden karşılaştırmışlardır. Her iki boru için de aynı hava debisi ve sıcak su giriş şartlarında deneyler yapmışlardır. Dairesel borular 10 mm dış çapa sahipken, oval boruların uzunlukları sırası ile 25.3 mm ve 8.2 mm olarak seçilmiştir. Oval borunun

çevresi, oluşturulduğu dairesel borunun çevresine eşit olarak tasarlanmıştır. Her sırada yan yana 4 adet oval boru ve 8 adet arka arkaya çapraz dizilmiş borular olacak şekilde tasarım yapmışlardır. Oval borular için j_m/f değerlerinin dairesel borulara göre 1.93-1.96 kat daha yüksek olduğunu hesaplamışlardır. Buna bağlı olarak, oval boruların termo-hidrolik performanslarının dairesel borulardan daha iyi olduğunu belirtmişlerdir.

Tutar ve Akkoca (2004) tarafından yapılan çalışmada, tek ve çok sıralı düz kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde ısı geçişi ve akış karakteristikleri incelenmiştir. Kanat aralığı, Reynolds sayısı, boru sıra sayısı gibi çeşitli parametrelerin etkisini, üç boyutlu, zamana bağlı laminar akış şartları altında elde ettikleri sonuçlara göre değerlendirmişlerdir. Reynolds sayısı ve kanat aralığının her ikisi de arttığında, hesaplanan temel değerlerin arttığı fakat incelenen Reynolds sayısı ve kanat aralığı sınırları için ($Re=600-2000$ ve $S=0.116-0.365$) bölgesel akış hassasiyeti sebebiyle kanat aralığı etkisinin Reynolds sayısından daha büyük bir etkiye sahip olduğu sonucuna varmışlardır.

Lin ve Jang (2002), eliptik boru ve çapraz dizilmiş dairesel borular ile yapılan çalışmalar sırasında ısı transferi katsayısının eliptik silindir düzenlemesi için dairesel silindir düzenlemesine göre %4-8 oranında arttığını bulmuşlardır. Matos ve ark. (2001), iki plaka arasına yerleştirilmiş çoklu dizilmiş eliptik silindirleri sayısal yöntemlerle incelemiş ve tüm eliptik düzenlemelerin silindire göre daha performanslı olduğunu belirtmişlerdir. Rocha ve ark. (1997), dairesel ve eliptik silindirlere sahip plakalı ısı değiştiricilerinde iki boyutlu ısı ve kütle transferini hesaplamak için bir araştırma yapmışlardır. Araştırmada kullanılan eliptik silindirin uzun çap/kısa çap olarak tanımlanan görünüş oranı (GO) 0.86 olarak dikkate alınmıştır. Çalışmalarda, Reynolds sayısını 0–1600 değerleri arasında değiştirerek Prandtl sayısının 0.70 değeri için deneyler yapmışlardır. Eliptik borulu ısı değiştiricilerinin, dairesel silindirik borulu ısı değiştiricilerine göre daha iyi aerodinamik yapıya ve ısı performansına sahip olduğunu söylemişlerdir. Tan ve ark. (2012), eliptik kesitli bükülmüş borulardan yapılmış, borulu kanatlı ısı değiştiricilerinin performansını deneysel olarak incelemiştir. Sayısal analizde yapılan çalışmada ısı transferi katsayısı ve sürtünme faktörü, eliptiklik oranı arttıkça artmakta, büküm oranı azaldıkça her iki parametrenin de azaldığı belirtilmiştir. Bir diğer benzer çalışmada, Yang ve ark. (2011), bükülmüş eliptik kesitli boru yüzeyinden dolayı büyüyen girdapların hız vektörleri ve sıcaklık profillerine etkisinin ısı transferini iyileştirdiğini belirtmişlerdir. Bu çalışmalar dışında bazı araştırmacılar da eliptik kesitli geometri üzerindeki akış yapısını sayısal yöntemlerle incelemişler ve bu incelemeyi

dairesel silindirik geometrilere ait sonuçlar ile karşılaştırmışlardır (Bouris ve ark., 2001; Matos ve ark., 2001; Tiwari ve ark., 2003; Erek ve ark., 2005; Mainardes ve ark., 2013; Dogan ve ark., 2015; Deepakkumar ve Jayavel, 2017; Mohanty ve ark., 2018).

Hasan (2005) yaptığı çalışmada, küçük yüzey alanına sahip eliptik silindir geometrisinin dairesele silindir geometrisinden daha kullanışlı olduğunu belirtmiştir. Deneyleri Reynolds sayısının 1000-11000 değerleri arasında ve eliptik silindir görünürlük oranları $GO=2, 3$ ve 4 değerlerinde yapmıştır. Matos ve ark. (2004), ısı transferi katsayısını artırmak için dairesele ve eliptik kesitli borular ile tasarlanan ısı değiştiricilerde sabit bir hacme ait saptırmalı dizilimleri sayısal olarak ve hava tüneline deneysele olarak incelemiş ve optimum değerleri araştırmışlardır. Deneysele çalışmaları aynı yüzey alanına sahip eliptik ve dairesele borular için $852 \leq Re_L \leq 8520$ aralığında yapmışlardır. Farklı dizilim ve saptırma oranlarına göre incelenen ısı değiştiriciler için optimum eliptik kesitli borunun ısı transferi katsayısı dairesele kesitli borulara göre %20 kadar daha iyi olduğu sonucuna varmışlardır.

Tao ve ark. (2007), eliptik ve dairesele kesitli boruların laminar ısı transferi ve akış yapılarını 3 boyutlu sayısal analizler yaparak sonuçları karşılaştırmışlardır. Akışa dik yönde aynı kesit alanına sahip eliptik ve dairesele borular karşılaştırıldığında eliptik kesitli boruların basınç kaybını %10 artırmasına karşın ısı transferini %30 civarında artırdığı sonucuna varılmıştır. Bahaidarah ve ark. (2006) yaptıkları bir çalışmada, dairesele, oval ve yassı kesite sahip ısı değiştirici borularını termo-hidrolik performans açısından incelemişlerdir. İncelemelerini geliştirdikleri sayısal bir model ile Reynolds sayısının 25-350 aralığında gerçekleştirmişlerdir.

Wang ve ark. (2019), eliptiklik oranı, boru açısı ve kanat boşluğunun ısı transferi kapasitesi üzerindeki etkisini incelemek amacıyla üç boyutlu HAD analizleri yapmışlardır. Eliptiklik oranlarını 0.4 ile 1.0 arasında 0.1 değişim aralığı ile artırırken, boru açılarını $0^\circ-90^\circ$ arasında değiştirmişlerdir. Isı değiştiricinin performansını belirlemek için $Re=1300-2100$ aralığında Colburn faktörü j , sürtünme faktörü f ve verimlilik faktörünün değişimlerini karşılaştırmışlardır. Ayrıca, kanatlar arası boşluğun j değeri

Horvat ve ark. (2006) sayısal olarak yaptıkları çalışmada, bir ısı değiştirici boru demetinde dairesele ve eliptik kesitli silindireler kullanarak tasarım yapmışlardır ve elde ettikleri sonuçları karşılaştırmışlardır. Ayrıca, bu sonuçları hidrolik açıdan sürüklenme katsayısı ve ısı transferi açısından da Stanton sayısı ile yorumlamışlardır.

Berbish (2011), dört adet eliptik kesitli silindiri çapraz akış düzeninde yerleştirerek ısı transferi ve akış karakteristiklerini incelemiştir. Çalışmalarını hem deneysel hem de sayısal olarak gerçekleştirmiştir. Geniş bir Reynolds sayısı aralığında yapılan çalışmalarda Reynolds sayısı 4000-45570 arasında değiştirilmiştir. Tala ve ark. (2012), iki sıra sayılı kanatlı bir ısı değiştiricide boru kesitinin ısı ve hidrolik açıdan değerlendirilen karakteristik özelliklere etkisini incelemişlerdir. Çalışmalarını sayısal olarak yapmışlardır. Kullandıkları eliptik silindir geometrilerinin çap oranlarını 1, 0.7 ve 0.5 olarak belirlemişlerdir. Reynolds sayısını en dar çapa göre hesaplayarak 1050 ve 2100 olarak tespit etmişler ve bu değerler için incelemelerini gerçekleştirmişlerdir. Araştırmacılar, ısı performans ile hidrolik performans arasında bir boyutsuz sayı elde etmişler ve dairesel kesitli silindire göre belirlenen boyutsuz sayıya göre eliptiklik oranını küçültürerek yaklaşık %80 performans iyileştirmesi elde etmişlerdir.

Tahseen ve ark. (2015) yaptığı çalışmada, eliptik silindirlerin kullanılması ile ilgili genel bir sonuç olarak ısı değiştirici uygulamalarında %30'a yakın ısı transferi artışı ve aynı oranda basınç düşüşü elde edileceğini belirtmişlerdir. Bununla beraber bahsedilen oranların elde edilmesi için borular arasındaki mesafenin dairesel kesitle kıyaslama yapılırken aynı tutulması veya daha da daraltılması durumlarına dikkat çekmişlerdir.

Literatürde, düz kanatlı ve dairesel borulu ısı değiştiriciler için yapılan pek çok deneysel ve sayısal çalışma mevcuttur. Dairesel borular yerine farklı çap oranlarındaki eliptik borular kullanılarak tasarlanan ısı değiştiriciler için ısı transferi sonuçlarının karşılaştırıldığı deneysel çalışmalar da vardır. Ancak, özellikle soğutma sistemlerinde kullanılacağı düşünülerek tasarlanan düz kanatlı ve eliptik borulu ısı değiştiriciler için yapılmış çalışmalar literatürde yok denecek kadar azdır. Bu açıdan bakıldığında, tez kapsamında eliptik borular için yapılan ve gerçek uygulamaya yakın değerlerin kullanıldığı ısı transferi çalışmasının literatüre özgün bir değer katacağı düşünülmektedir. Bunun yanı sıra, analizlerde kullanılan türbülans modelleri benzer çalışmalarda araştırmacılar için model seçimi aşamasında zamandan tasarruf sağlayacaktır ve elde edilen sonuçlar karşılaştırma amaçlı kullanılabilecektir. Ayrıca, çapraz boru dizilimli olarak tasarlanan ısı değiştiricinin iki kanat arasındaki akış yapısının deneysel olarak incelendiği PIV çalışmaları, sayısal çalışmalar için doğrulama amaçlı kullanılabilecektir.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Tez çalışmaları kapsamında, Parçacık Görüntülemeli Hız Ölçüm (PIV) yöntemi ile deneysel ve Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) ile sayısal çalışmalar yapılmıştır. Deneysel çalışmalar kapsamında PIV yöntemine uygun deneysel modeller ve deneylerin yapılması için bir deney düzeneği tasarlanıp kurulumu yapılmıştır. Sayısal HAD çalışmaları yapılırken mevcut imkânlar dâhilinde iş istasyonu kapasitesindeki bilgisayarlar kullanılarak analizler yapılmıştır. Deneysel sistem elemanları, deneylerin yapılışı, PIV yönteminin çalışma prensibi ve HAD ile ilgili kullanılan çözümleme yöntemlerine ait detaylı bilgiler aşağıdaki bölümlerde detaylı olarak anlatılmıştır.

3.1. Parçacık Görüntülemeli Hız Ölçüm Yöntemi (PIV)

Parçacık Görüntülemeli Hız Ölçüm (PIV) yöntemi, akışkanlar mekaniği uygulamalarında akış görselleştirilmesi ve hız ölçümünün yapılabildiği optik bir tekniktir. PIV tekniğini ilk olarak 70'li yılların sonunda Grousson ve Mallick (1977), Barker ve Fourny (1977) ve Dudderar ve Simpkins (1977) gibi araştırmacılar tarif etmişlerdir. O yıllardan beri yapılan çalışmaların sayısında günümüze kadar epey artış olmuştur. Ancak, ölçüm alanı ve hız ile ilgili bazı deneysel sınırlamalarda ortaya çıkmıştır. Sıvı ile yapılan çalışmalarda, alüminyum tozu ve lateks küre şeklindeki partiküllerin özelliklerinin uygun olması sebebiyle deneylerde tercih edilmiştir (Adrian, 1984). PIV yönteminin daha da geliştirilmesi konusunda Grant ve ark. (1986) 10 Joule kapasiteye sahip Ruby lazerini girdap kopmalarının tespit edilmesi için rüzgâr tüneline kullanmışlardır. Grant ve ark. (1989) yaptığı bir çalışmada, açık denizdeki akış ile ilgili PIV yönteminin uygulanabilirliği üzerine araştırmalar yapmıştır. Bu çalışmaların dışında PIV ile ilgili Berezin ve Kudrinskii (1977), Royer (1977), Yano ve Fujita (1977), Brodkey (1977), Elkins III ve ark. (1977), Gara (1977) ve Meynart (1984) tarafından da yapılmış çalışmalarda vardır. Bunların yanı sıra Dijital Parçacıklı Akış Görüntüleme (DPIV) yöntemi ile ilgili Willert ve Gharib (1991), Westerweel (1997) ve Dabiri (2009)' nin yaptığı temel çalışmalar mevcuttur. Ayrıca, Navaz ve ark. (2002) vitrin soğutma amacıyla süpermarketlerde kullanılan bir hava perdesinin performans ve akış alanı karakteristiklerini HAD ve DPIV yöntemi ile incelemişlerdir. HAD ve DPIV sonuçlarının çok uyumlu olmasından dolayı bir hava perdesi tasarımı için kullandıkları sayısal modelin uygun olacağını belirtmişlerdir. Ayrıca, elde ettikleri sonuçlara göre

hava perdesinin daha verimli çalışması için çeşitli önerilerde bulunmuşlardır. Meng ve Yu (2009) yaptıkları çalışmada, ev tipi bir buzdolabı içindeki besleme havasının geçtiği aralıklardaki sıcaklık ve hız alanını DPIV yöntemi ile araştırmışlardır. Gerçek bir buzdolabı boyutlarında ve deneysel ölçümlere uygun olacak şeffaf bir model tasarlamışlardır. Yaptıkları araştırma sonuçları, buzdolabı içindeki besleme havası açıklıklarında hava akış performansını elde etmek için DPIV'nin uygulanabileceğini göstermiştir. Ayrıca, her bir gövdedeki besleme havası açıklıklarının yapısının ve soğutma odasındaki besleme havası tünel direncinin tasarımının geliştirilebileceğini tespit etmişlerdir.

PIV ölçüm sisteminde; partiküllerin birbirine yapışması, belirli bir alanda partikül yoğunluğunun fazla veya az olması, deneysel ortamın yeterince karanlık olmaması, lazer ışığının kırılma miktarı, çekim yapılacak alana kamera lensinin yeterince odaklanamaması gibi pek çok neden belirsizliğe sebep olmaktadır. PIV deney düzeneğinde bulunan kamera ve lazerin belirli bir doğruluk miktarı belirtilmediği için alınan görüntülere ait olan vektörlerin ham ve filtre edilmiş halleri üzerinde kıyaslama yapılarak veya farklı yöntemlerle belirsizlik analizleri yapılmaktadır. Literatürde de tüm bu durumlar değerlendirilerek yapılan çalışmalarda en yüksek belirsizlik seviyesinin %2 civarında olduğu tespit edilmiştir. Yapılan çalışmalara ait bazı literatür araştırması aşağıda açıklanmıştır.

Seal ve ark. (1997) yaptıkları çalışmada, PIV ile elde edilen hız alanındaki belirsizliğin iki ana sebebi olduğundan bahsetmişlerdir. Bunlardan ilkinin; kamera optiği tarafından ortaya çıkan hataları, parçacık yer değiştirme hızını, lazer tarama hızının belirsizliğini ve sorgulama yöntemini içeren parçacık görüntüsü yakalama ve sorgulama sistemi ile ilişkili olduğunu belirtmişlerdir. İkinci belirsizlik durumunun ise görüntü kaydırma işlemi yapılırken oluştuğunu belirtmişlerdir. Bu hata durumunu göz önüne alarak PIV için belirsizlik değerlerinin %2 civarında olacağını tahmin etmişlerdir. Ayrıca, yukarıda bahsedilen ilk durum için Landreth ve ark. (2004), belirsizlik değerini yaklaşık %1 olarak hesaplamışlardır. Benzer şekilde, Westerweel (1995) DPIV yöntemi kullanarak yaptığı çalışmada hız ölçümü ile ilgili belirsizlik analizini %2 değerinden daha az hesaplamıştır.

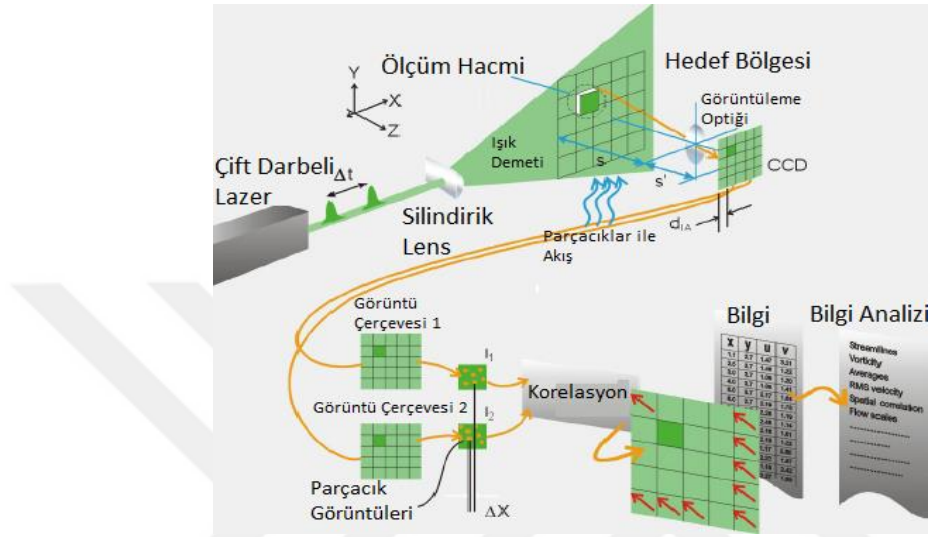
Günümüzde yüksek teknoloji içeren PIV yöntemiyle elde edilen sonuçlar, akış fiziğinin temelini kavramada, hesaplamalı akışkanlar mekaniği araştırma sonuçlarının değerlendirilmesinde ve tasarım uygulamalarında kullanılmaktadır. Bir saniyenin binde birinden daha kısa poz süresi ile tüm alandaki görüntüyü yakalayabilmenin yanı sıra,

doğruluğu, esnekliği ve çok yönlülüğü; ses üstü akışlar, patlamalar, alev yayılması, kabarcık büyümesi ve patlaması gibi türbülanslı akış ve daimi olmayan akış çalışmalarında kullanılması PIV sistemini yüksek oranda değerli kılmıştır (Çengel ve ark., 2008). Bu nedenle, PIV yöntemi uygulamalarına; dalmış cisimler (küre, silindir, elips, kare, bina vb.) etrafındaki akışlarda, içten yanmalı motorlarda, taşıt aerodinamiğinde, daimi olmayan aerodinamik ve türbülanslı akış uygulamalarında, karmaşık geometriler içeren akışkanlar mekaniği uygulamalarında, jet akışlarında (lüle veya yayıcılar), ayrılmış akışkanlarda, iki fazlı akışlarda, bio mühendislikte, HAD modellerinin deneysel sonuçlarla doğrulanması, uçak mühendisliğinde (kanat ve uçak gövdesi tasarımında), çevreyle ilgili araştırmalarda (yanma araştırmalarında, dalga akışlarında, kıyı mühendisliği, ısı değiştiricilerdeki dış akış uygulamalarında, gel-git akış hareketlerinin modellenmesi, sıg su akışlarında, boru ve kanal akışlarında, aerodinamik testler için rüzgâr tüneli ölçümlerinde (trenler, uçaklar, arabalar, binalar, köprüler, rüzgâr türbinleri, fan kanadı tasarımında vb. cisimler etrafındaki akışlarda), hidrolik ve hidrodinamik (pompalar, kavitasyon, gemi gövdesi tasarımı), turbo makineler (fan, kompresör, türbin kanatları çevresindeki akış), nehir hidrolojisi gibi birçok alanda rastlamak mümkün olmaktadır.

3.1.1. PIV ölçüm yöntemine ait sistem elemanları ve deneysel çalışma prensibi

Akış karakteristiklerinin deneysel olarak araştırılması için pek çok ölçüm yöntemi kullanılmaktadır. Bununla birlikte geçmişten günümüze daha teknolojik ve pratik ölçüm sistemleri de geliştirilmektedir. Geliştirilen bu sistemlerde, iki ve üç boyutlu akış yapısının çok noktada ölçüm yapılabilmesi ve akışı tedirgin etmeden ölçümlerin yapılabilmesi en çok istenilen durumlardan bazılarıdır. Özellikle, karmaşık ve türbülanslı akış yapısının ortaya çıkarılması için çok noktada ölçüm yapılması akış yapısının doğru olarak yorumlanması açısından çok önemlidir. Akışa ait özelliklerin farklı noktalardan ölçülmesi, daimi olmayan akış yapılarındaki tekrar etme süresi ve ortalama akış yapısının elde edilmesi içinde gereklidir. Bunların yanı sıra, özellikle daimi olmayan akış yapısının tespit edilmesinde akışa müdahale edilmeden ölçüm yapılabilmesi dijital teknolojinin gelişmesiyle birlikte mümkün olmaya başlamıştır. Daimi olmayan akış yapısının ortaya çıkarılması, akış alanına temas edilmeden akış ölçümü, çok noktadan aynı anda veri alınabilmesi ve teknolojik yazılım programları yardımıyla sonuçların işlenmesi gibi durumlar istenildiğinde Parçacık Görüntülemeli

Hız Ölçüm yöntemi (PIV) en çok kullanılan ölçüm yöntemlerinden biridir. Tez kapsamında planlanan deneysel çalışmalar için bir akış alanı hakkında detaylı bilgi edinmek ve akış yapısını görüntülemek amacıyla PIV yöntemi kullanılmıştır. PIV yönteminin çalışma prensibini detaylı olarak gösteren bir akış şeması Şekil 3.1’de verilmiştir.



Şekil 3.1. PIV ölçüm yöntemi çalışma prensibi (Dynamics, 2019)

Deneysel çalışmalarda kullanılan PIV yönteminin diğer ölçüm metotlarına göre avantajlı yönlerinden bazıları aşağıda maddeler halinde verilmiştir;

- Akış alanına müdahale edilmeden lazer ve kamera ile birlikte ölçüm yapılması en büyük avantajlarından biridir.
- Türbülanslı ve karmaşık akış yapısının ortaya çıkarılması ve yorumlanması konusunda başarılı bir yöntemdir.
- Küt cisimler etrafında meydana gelen girdap, akış ayrılması, dönümlü akış bölgelerinin tespit edilmesi, art izi akış yapısının belirlenmesi gibi durumlar için kullanışlı bir yöntemdir.
- İki ve üç boyutlu akış ölçümleri yapılabilmektedir.
- Akış içindeki cisim etrafında oluşan viskoz kuvvetlerin belirlenmesine olanak sağlamaktadır.
- Girdap kopma frekansının belirlenmesi için yeterli ölçümler yapılabilmektedir.
- Akış içine müdahale edilmediği için; beklenenden daha çok basınç kaybı, akış bozulması, girdap kopma frekanslarının değişimi, hatalı ölçümler ve

belirsizliğin daha fazla olması gibi durumlar düşünüldüğünde daha avantajlıdır.

- Çok noktadan akış ölçümü yapılması noktasal ölçüm yapan sistemlere göre avantajını ortaya koymaktadır.
- Aynı anda birçok noktadan ölçüm yapılmasıyla zamandan tasarruf sağlamaktadır.
- Kurulan bir deney ölçüm sistemi ile farklı cisimler etrafındaki akış yapılarının incelenmesi mümkündür.
- Akışla temas olmadığı için akış içinde paslanma, kirlenme veya tıkanma gibi durumlarla karşılaşmamaktadır.

Deneysel PIV çalışmalarında hız ölçümleri yapıldıktan sonra hıza bağlı olarak pek çok akış karakteristiği elde edilmektedir. Ölçüm yapılan alandaki görüntüler, Dantec Dynamics şirketine ait özel bir yazılım programı ile işlenmiştir ve hıza bağlı olarak hesaplanabilen farklı akış karakteristikleri elde edilmiştir. Akış karakteristikleri hesaplanırken kullanılan bazı denklemler aşağıda verilmiştir.

Girdap büyüklüklerinin hesaplanması için kullanılan iki boyutlu denklem:

$$\omega_z = \frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y} \quad (3.1)$$

Deneyler esnasında görüntüleri alınan akış alanı içindeki girdap değerleri Denklem 3.1 kullanılarak sonlu farklar yöntemi ile hesaplanmaktadır. Buna ilaveten, sınır ve cidar bölgelerindeki girdap değerleri geri, merkezi ve ileri sonlu farklar yöntemi kullanarak hesaplanabilmektedir. Akış alanı içerisindeki girdap dağılımları, bir çizgi boyunca yerel hıza bağlı olarak Denklem 3.2’de verilen Stokes Teoremi yardımı ile elde edilmektedir.

$$\Gamma = \oint \vec{V} \cdot d\vec{l} = \iint (\nabla \times \vec{V}) \cdot d\vec{s} = \iint \vec{\omega} \cdot d\vec{s} \quad (3.2)$$

veya

$$\iint (\nabla \times \vec{U}) \cdot d\vec{A} = \oint \vec{U} d\vec{l} = \Gamma \quad (3.3)$$

Denklem 3.2 ve Denklem 3.3’te yer alan Γ ifadesi çevrinti şiddetini ve $\vec{l}$ ifadesi ise s yüzeyini çevreleyen toplam yolu göstermektedir. Verilen bu denklem, x ve y düzleminde PIV ile hız verilerinin elde edildiği grid için Denklem 3.4’te düzenlenmiştir.

Akım yönündeki (x yönünde) hız bileşenlerinin ortalama değeri,

$$\langle u(i, j) \rangle = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N u_n(i, j) \quad (3.7)$$

Akıma dik yöndeki (y yönünde) hız bileşenlerinin ortalama değeri,

$$\langle v(i, j) \rangle = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N v_n(i, j) \quad (3.8)$$

Zaman ortalama girdap değeri,

$$\langle \omega(i, j) \rangle = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N \omega_n(i, j) \quad (3.9)$$

Türbülans kinetik enerjinin ortalama değeri,

$$TKE = \frac{3}{4} \left(\langle u'u'(i, j) \rangle + \langle v'v'(i, j) \rangle \right) \quad (3.10)$$

denklemleri kullanılarak hesaplanmıştır. Eşitliklerde N, toplam anlık görüntü sayısını, n bir deney setinde çekilen fotoğrafların anlık görüntüsünü, i ve j ifadeleri ise akış alanındaki hücrelerin pozisyonunu ve sayısını ve < > sembolü zaman ortalaması hesaplanmış akış özelliklerini göstermektedir.

Deneyler yapılırken; sırasıyla uzunluk, genişlik, yükseklik olmak üzere 6000x770x600 mm ölçülerindeki dikdörtgen kesitli kapalı çevrimli açık su kanalı kullanılmıştır. Su kanalı, PIV ölçüm yöntemine ait sistem elemanları ve laboratuvara ait panoramik bir görüntü Şekil 3.3'te verilmiştir.



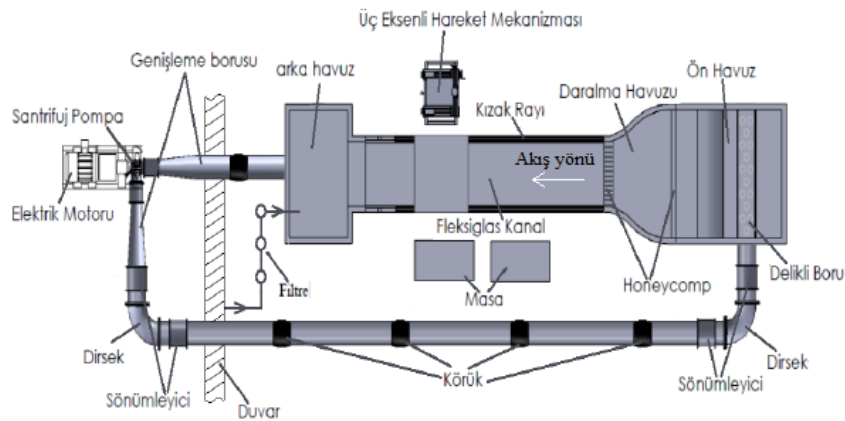
Şekil 3.3. Hidrolik/PIV laboratuvarı genel görünümü

Kameranın daha net görüntü alabilmesi ve lazer ışığının kırılmadan akış görüntü alanına geçebilmesi için su kanalında 15 mm kalınlığında ışığı tamamen geçiren ışık kırılma katsayısı düşük ve ısıyı işlem görmüş camlar kullanılmıştır. Deneyler yapılırken kanaldaki su seviyesi yaklaşık $h_s=500$ mm olana kadar kanal su ile doldurulmuştur.

Deneyisel çalışmaların yapıldığı ve Şekil 3.3'te verilen açık su kanalındaki su sirkülasyonu, 15 kW kapasitede ve maksimum 300 m³/h debiye sahip bir adet santrifüj pompa yardımıyla yapılmaktadır. Kanaldaki suyun hızı, pompaya ait elektrik motoru ile senkronize olarak çalışan ve 0-50 Hz arasında değişebilen bir frekans dönüştürücü ile kontrol edilmektedir. Kanal içindeki akışın çalkantı seviyesini azaltmak için art arda yerleştirilmiş 3 adet bal peteği (honeycomb) akış düzenleyici olarak kullanılmıştır ve kanal türbülans yoğunluğu %1'den daha az olarak hesaplanmıştır. Bunlara ilave olarak, akışın sebep olduğu titreşimi azaltmak için sirkülasyon boruları arasında lastikten yapılmış sönümleyici bağlantı elemanları ve kanala ait demir ayaklarda delrin malzemeden imal edilmiş parçalar monte edilmiştir. Su kanalında iki adet büyük kapasiteli havuz, suyun ilk havuza girdiği borularda ani çalkalanmayı önleyecek delikler ve ilk havuzdan akış çıkmadan önce bir daralma bölgesi bulunmaktadır.



(a)



(b)

Şekil 3.4. Açık su kanalı ve PIV sistemi genel görüntüsü (a), Kapalı çevrimli açık su kanalının şematik üstten görünümü (b)



(a)



(b)



(c)

Şekil 3.5. PIV sisteminde kullanılan frekans dönüştürücü (a), kameralar (b) ve lazer (c)

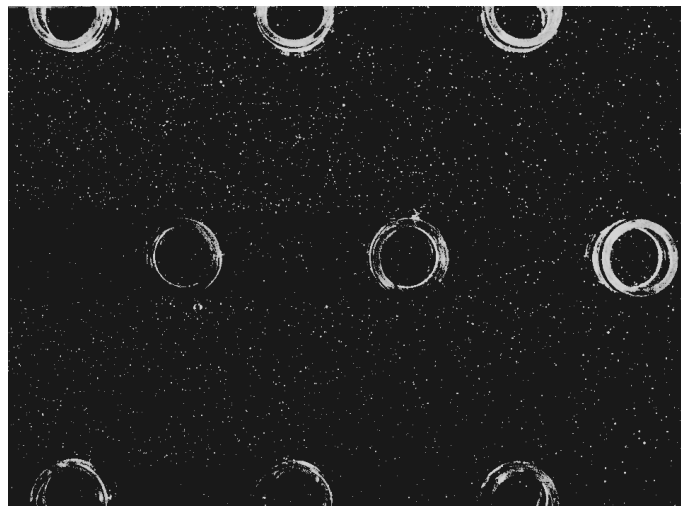
Lazer, kamera, partikül, lazer ve kameranın eş zamanlı çalışmasını sağlayan senkronizasyon cihazı ve yazılım programı PIV deney yönteminin ana elemanlarını oluşturmaktadır. Şekil 3.4'te görülen üç eksenli hareket mekanizması ile lazer ve kameralar (Şekil 3.5) uygun konuma yerleştirilmektedir. Deneyler esnasında akışın aydınlatılması için yaklaşık 1 mm kalınlığa sahip bir lazer perdesi oluşturan, 135 mJ kapasitede çift kavite çalışan ve en fazla 15 Hz seviyesine kadar pulse veren Nd:YAG lazer kullanılmıştır. Çözünürlüğü 1632 piksel x 1200 piksel olan iki adet yüksek teknolojiye sahip CMOS kamera (Complimentary Metal Oxide Semiconductor) kullanılarak 32 piksel x 32 piksel ebatlarındaki akış alanı görüntülenmiştir. Bu görüntü alanında, 10 μ m çaplı ve yoğunluğu suyun yoğunluk değerine yakın olduğu için su içerisinde askıda kalabilen gümüş kaplı içi boş küresel partiküller kullanılmıştır. Partiküller, gümüş ile kaplanmış olduğundan lazer ile kolayca aydınlatılmaktadır. Bu esnada lazer ile aydınlatılan partiküllerin bulunduğu akış alanı yüksek çözünürlükteki SpeedSense 1040 kameralar ile görüntülenmektedir. Lazer ve kameranın eş zamanlı çalışarak görüntü almasını senkronizasyon cihazı sağlamaktadır. Lazer ve kameranın kontrollü çalıştırılması bir bilgisayar yardımıyla yapılmaktadır. Son olarak akış alanındaki görüntüler bir program ile kaydedilerek ham veriler elde edilmiş olmaktadır. Görüntülenen akış alanı ve partiküllerin net olarak belirginleştiği tek eliptik silindir ile

çoklu dizilmiş dairesel ve eliptik silindirlere ait örnek fotoğraflar Şekil 3.6, 3.7 ve 3.8’de verilmiştir.



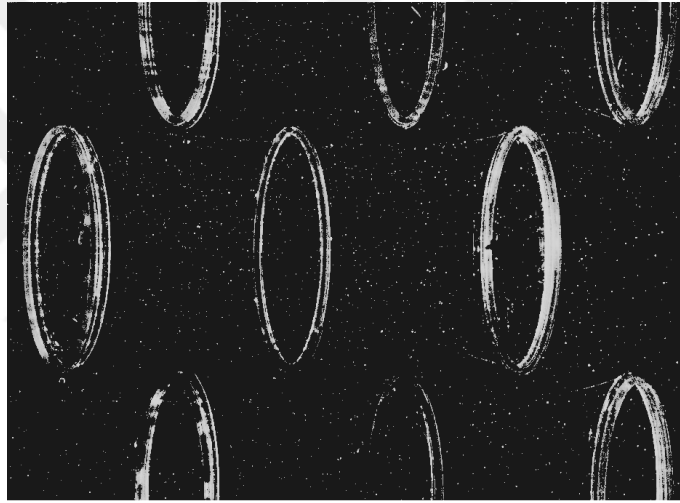
Şekil 3.6. Tek eliptik silindir için deneylerde alınan bir görüntü

Deneyler esnasında alınan fotoğraflarda lazerin cisimler üzerinden geçtikten sonra cismin arka tarafında bir gölgelenme olduğu görünmektedir. Tek ve çoklu dizilmiş eliptik silindirler için özellikle silindirin uç noktasında gölge oluştuğu tespit edilmiştir ve bu durumun ham görüntüler işlendikten sonra vektörel hatalara sebep olduğu görülmüştür. Bu nedenle bilgisayar programı ile vektörlerde düzeltme ve maskeleme işlemleri yapılmıştır.



Şekil 3.7. Çoklu dizilmiş dairesel silindir için deneylerde alınan bir görüntü

Akış alanından alınan ham görüntülerden akış karakteristiklerinin elde edilmesi için bazı işlemler yapılmıştır. Seçilen görüntü alanında (32 x 32 piksel), x ve y yönünde sırasıyla 101 x 74 adet olmak üzere toplam 7474 adet vektör bulunmaktadır. Bu vektörler öncelikle uyarlamalı korelasyon (adaptive correlation) tekniği kullanılarak $1.41 \times 1.41 \text{ mm}^2$ boyutundaki ağ yapısına dönüştürülmüştür. Hızların hesaplamasında uyarlamalı korelasyon tekniği kullanılmıştır ve hızların belirlenmesi için Fast Fourier analizi yapılmıştır. Vektör sayısını arttırmak ve Nyquist kriterini sağlamak için hız vektörü hesaplanacak ağ yapısı %50 üst üste bindirme yöntemi ile kaydırılmıştır. Böylece, anlık hız vektörü alanlarından zaman ortalamalı akış yapıları hesaplanmıştır. Bu işlemler yapılırken Dantec Dynamics firmasına ait Dynamic Studio bilgisayar programı kullanılmıştır.



Şekil 3.8. Çoklu dizilmiş eliptik silindir için deneylerde alınan bir görüntü

Kapalı çevrim olarak çalışan ve akış çalkantısının azaltılması için bal peteği modelindeki akış düzenleyicilerin kullanıldığı açık su kanalında, türbülans yoğunluğu %1'den az olarak hesaplanmıştır. Reynolds sayısı dairesel silindir için silindir çapına bağlı olarak $Re = \frac{U_{\infty} D}{\nu}$ formülü ile hesaplanmıştır. Denklemden, D silindirin çapı, ν kinematik viskozite ve U_{∞} serbest akım hızını göstermektedir. Kanaldaki su hızı 100 mm/s ayarlanarak deneyler yapılmıştır. Ayrıca, eliptik silindir için literatürde iki farklı karakteristik uzunluğuna bağlı olarak Reynolds sayısı tarif edilmektedir. Genelde akış yönündeki paralel uzunluk kullanılmaktadır. Tez çalışması kapsamında, eliptik silindirin her iki uzunluğuna eşit olan 65 mm ve 20 mm çapındaki dairesel silindirler içinde deneyler yapılmıştır. Ayrıca, bu iki çapa ilaveten eliptik silindirin çevre

uzunluğuna eşit çevre uzunluğuna sahip olan 48 mm çap uzunluğundaki dairesel silindir içinde deney yapılmıştır. Bu alışmalar tek silindir dizilimi için yapılırken, tezin ilerleyen bölümlerinde çoklu dizilime sahip akış yapısı incelemeleri de dikkate alınmış ve tüm çaplar için akış yapıları araştırılmıştır.

3.1.2. Tek ve çoklu dizilmış silindirler için PIV deney seti ve deneysel modeller

Deneysel alışmalar, Konya Teknik Üniversitesi Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Hidrolik/PIV laboratuvarında bulunan kapalı çevrimli açık su kanalında Parçacık Görüntülemeli Akış lm (PIV) sistemi kullanılarak yapılmıştır (şekil 3.4). Tek silindir deneylerinde kullanılmak üzere 20 mm, 48 mm, 65 mm çaplı dairesel silindirler ve $b/a=0.307$ eliptik çap oranını elde edebilmek için $b=20$ mm ve $a=65$ mm uzunluklara sahip eliptik silindir imalatı yaptırılmıştır. Dairesel silindirler hazır olarak temin edilebilen pleksiglass malzemeden içi boş olarak alınmış ve su kanalı içine sığabilecek boyutlara getirilerek bir tutturma aparatı ile monte edilmiştir. Eliptik silindir için hazır pleksiglass içi boş malzeme temin edilemediği için öncelikle delrin malzemeden CNC tezgahında iki parça halinde içi dolu olarak imal ettirilmıştır. Eliptik silindir imalatında parça işleme esnasında pürüzsüz yüzeyin elde edilmesi, tezgah takım ucunun malzemeye uygun seçimi, parça boyutlarının tezgaha uygun olup olmadığı, istenilen kalınlıkta parçanın kırılmadan ve çatlamadan işlenebilmesi için uygun deneysel model elde edilene kadar parçalar işlenmiştir. Akış görüntüleme yapılacak bölge ise yine şeffaf malzemeden 40 mm uzunluğunda ve 2 mm kalınlığında olacak şekilde üç boyutlu yazıcıda üretilmiştir. Daha sonra, deney esnasında herhangi bir yansıma olmaması ve kameranın daha net görüntü alabilmesi için delrin malzeme siyah boya ile boyanmıştır. Son olarak bu üç parça birleştirilerek montaj edilmiştir.

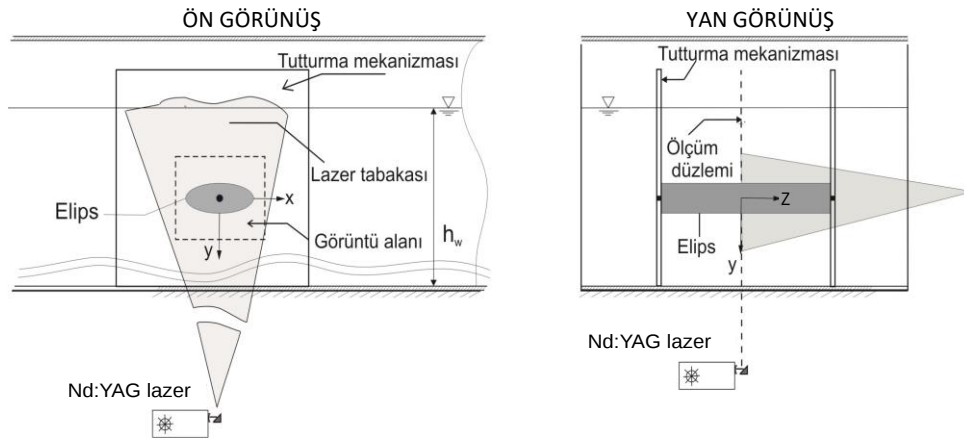
Lazer ışığının malzeme içinden kırılmadan geçmesi için tüm dairesel ve eliptik silindirlerin iç kısmı saf su ile doldurulmuştur. Dairesel silindirler için kullanılan üç farklı çap uzunluğu; eliptik silindirin en ve boy uzunluğu ile eliptik silindirin toplam evre uzunluğuna denk gelecek şekilde seçilerek deneyler yapılmıştır. Deneylerde kullanılan dört farklı silindire ait modeller ve şematik gösterimleri şekil 3.9'da verilmiştir. Ayrıca, eliptik silindire ait deney esnasında ekilmış deney düzeneği fotoğrafı ve şematik gösterimi şekil 3.10'da gsterilmıştir.



Şekil 3.9. İmal edilen dairesel ve eliptik silindir modelleri



(a)



(b)

Şekil 3.10. Tek eliptik silindir için hazırlanan PIV deney düzeneği (a) ve şematik gösterimi (b)

Çoklu dizilmiş deneysel modelde, 20 mm çaplı dairesel silindir ve $b/a=0.307$ çap oranındaki eliptik silindirlerden ($a=65$ mm ve $b=20$ mm) 30 adet kullanılmıştır. Deneysel modelde kullanılan 40 mm uzunluğundaki dairesel ve eliptik silindirlerin fotoğrafı Şekil 3.11’de verilmiştir. Deneysel modelde bir ısı değiştiricideki iki kanat arasındaki çapraz akış modellenerek su kanalında deneyler yapılmıştır. Eliptik ve dairesel silindirlerin çoklu dizilimlerine ait deneysel modeller Şekil 3.12’de gösterilmiştir.



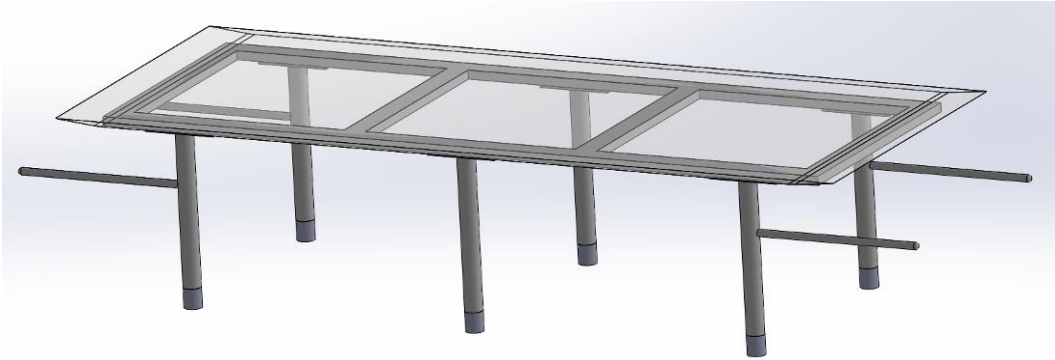
Şekil 3.11. Çoklu dizilim için imal edilen eliptik silindir ve dairesel silindir



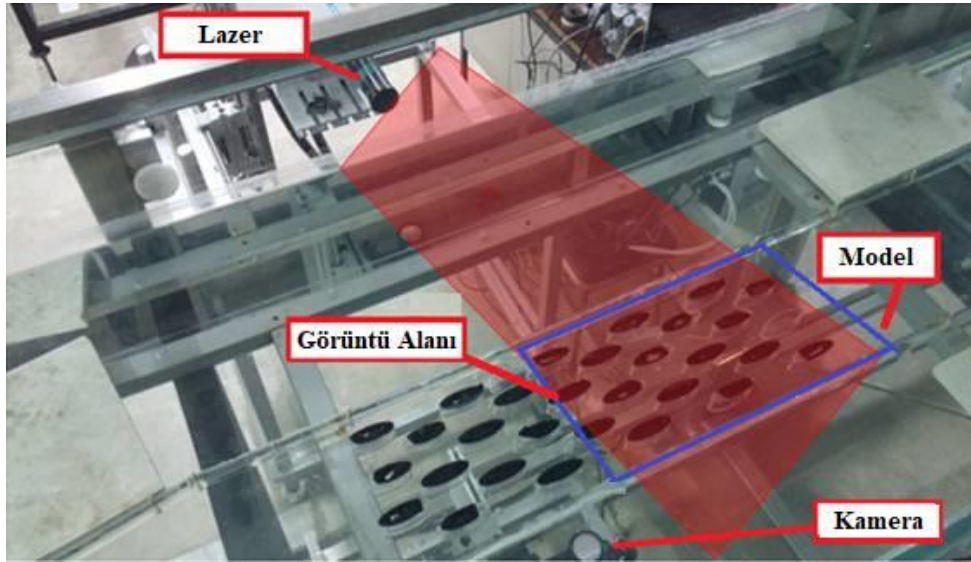
Şekil 3.12. Eliptik ve dairesel silindirlerin çoklu dizilimlerine ait deneysel modeller

Deneyisel model içindeki silindirlerin çapları, silindirlerin uzunlamasına ve çaprazlamasına mesafeleri pratikte kullanılan bir ısı değiştiricisi ölçülerinden faydalanılarak ve literatürdeki çalışmalar araştırılarak tasarlanmıştır. Ayrıca, eliptik ve dairesel silindir çap uzunlukları belirlenirken; lazer ve kamera ile görüntü alınacak olan alanın boyutlarına, imalat esnasında tezgâh boyutlarına ve şeffaf (pleksiglass) malzeme çap uzunluğuna uygun olacak şekilde imalat öncesinde tasarımlar değerlendirilmiştir. Eliptik silindir için en ve boy uzunlukları benzerlik şartlarına uygun ve ısı transferi çalışmalarında hava ile yapılacak olan analizlerdeki Reynolds sayısına denk gelecek şekilde seçilmiştir. Deneyisel modelde, iki kanat arasındaki mesafe belirlenirken pratikte kullanılan ve 10 mm kanat aralığı olan bir ısı değiştiricinin ölçüleri 2.5 kat büyütülerek tasarımlar yapılmıştır.

Deneyisel model parçaları montaj edildikten sonra su kanalı içine yerleştirilmiştir. Su kanalı içinde modelin sabit tutulabilmesi ve kanalın tabanında oluşacak sınır tabaka etkisinin modelden uzak olması için paslanmaz çelikten altı ayaklı bir masa imal edilmiştir (Şekil 3.13). Daha sonra deney modeli, su kanalı içinde masa üzerine yerleştirilerek sabitlenmiş ve deneyler yapılmıştır. Deneyisel modelin su kanalı içerisindeki yerleşimi, lazer, kamera ve görüntülerin alındığı durumu gösteren bir fotoğraf Şekil 3.14'te verilmiştir.

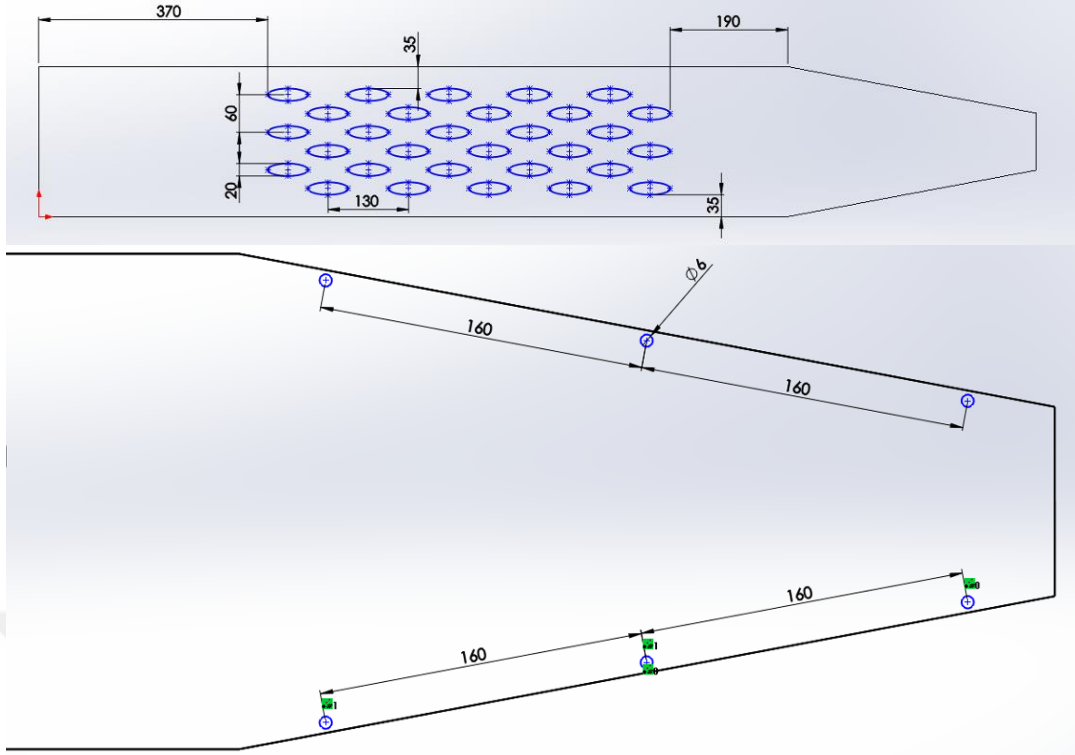


Şekil 3.13. Çoklu diziliimli modeli su kanalı içinde sabit tutmak için kullanılan ayaklı masa

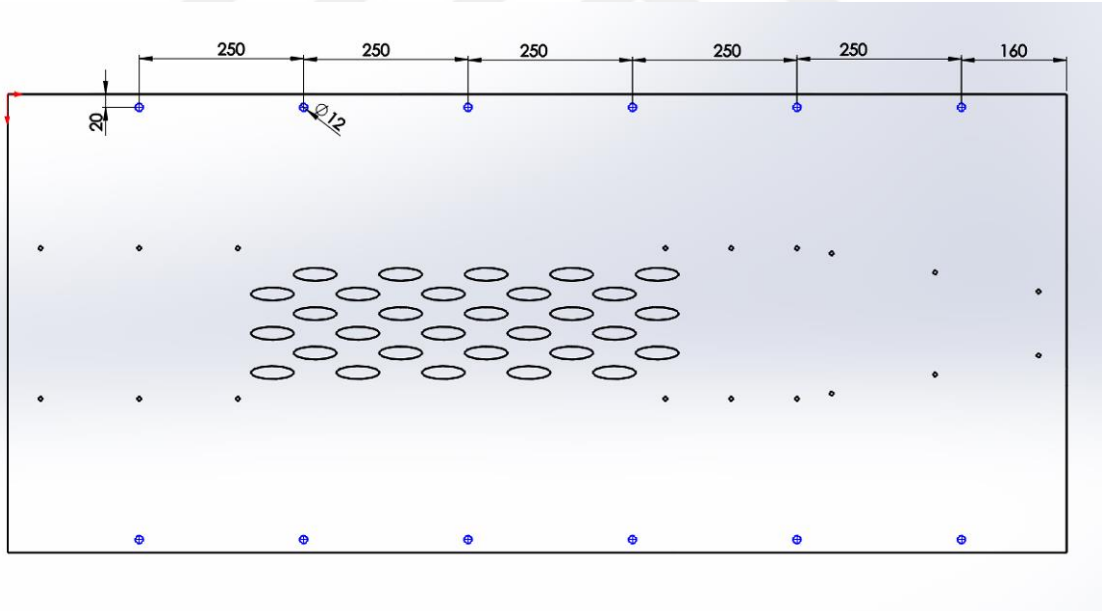


Şekil 3.14. Su kanalı içerisinde deneysel model, kamera ve lazerin yerleştirilmesi ile görüntülerin alındığı akış alanının gösterimi

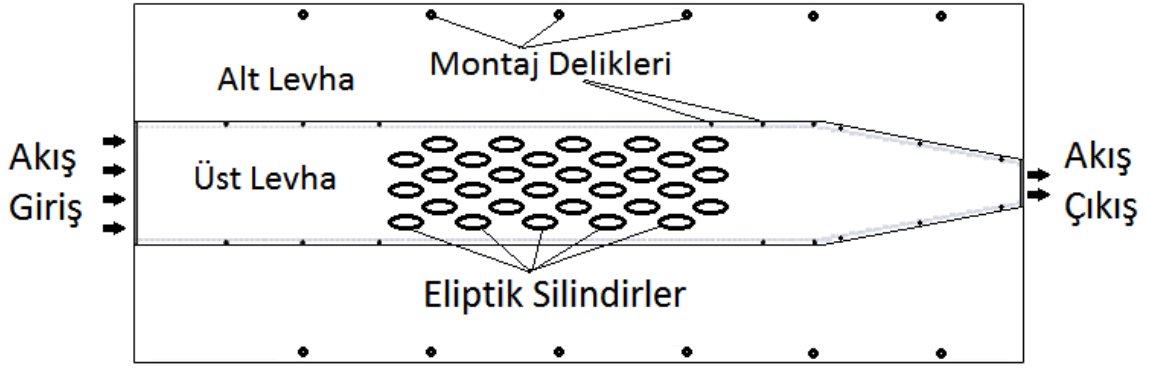
Deneysel modelin tüm parçaları şeffaf malzemeden imal edilerek montaj yapılmıştır. Modele ait parçaların ve modelin ölçüleri Şekil 3.15, 3.16 ve 3.17’de detaylı olarak sunulmuştur. Modelde silindirlerin içinden geçtiği 240 mm genişliğinde ve 10 mm kalınlığında bir adet üst plaka mevcuttur (Şekil 3.15). Üst plakanın, montaj edildiği toplam genişliği 700 mm, toplam uzunluğu 1600 mm ve 15 mm kalınlığında bir alt plaka vardır (Şekil 3.16). İki plaka arasındaki bağlantıyı sağlamak ve kanatlar arasındaki akış genişliğini oluşturmak için 4 adet 25 mm yüksekliğinde ve 10 mm kalınlığında yan levhalar bulunmaktadır. Üst plakanın akış çıkış kısmı akışın model içerisinde geri dönüş yapmaması için 21° açı (ventürimetre akış ayrılma açısı) ile daraltılarak imal edilmiştir. Ayrıca, üstteki plakayı alt plakaya bağlamak için yan levhalar ile üst plaka ve alt plakaya 6 mm çapında 18 adet delik açılmıştır. Daha sonra bu delikler yardımıyla üst plaka, yan levhalar ve alt plaka cıvatalar yardımıyla birleştirilmiştir. Açılan bu delikler, yandan gelecek lazer ışığını engellemek için silindirlerin olduğu bölgeden daha uzak yerlerde tercih edilmiştir. Şekil 3.17’de deneysel modelin montaj edilmiş resmi verilmiştir.



Şekil 3.15. Çoklu dizilim için imal edilen deneysel modelin üst plakasına ait teknik resim



Şekil 3.16. Çoklu dizilim için imal edilen deneysel modelin alt plakasına ait teknik resim



Şekil 3.17. Çoklu dizilmiş deneysel modellerin montaj resmi

3.2. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Yöntemi

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) 1900'lü yılların başından itibaren kullanılan, karmaşık akış problemleri, ısı transferi, katı ve sıvı etkileşimleri gibi akademik ve endüstriyel uygulamalardaki problem çözümleri için pratik sonuçlar veren bir araştırma yöntemidir. HAD ile ilgili uzmanlar tarafından yapılan bazı tanımlamalar ve araştırmalar aşağıda verilmiştir.

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği ya da HAD; akışkan akışı, ısı transferi ve kimyasal reaksiyonlar gibi birbiri ile ilişkili olayları içeren sistemlerin bilgisayar tabanlı simülasyon aracılığıyla çözümlenmesi olarak tanımlanmıştır (Versteeg ve Malalasekera, 2007). Hesaplamalı akışkanlar dinamiği, kuşkusuz endüstriyel uygulamalar ve akademi araştırmalarında ortaya çıkmıştır. İlk çıktığı yıllarda, yalnızca uzay ve havacılık sektöründeki yüksek teknoloji mühendisliği alanlarında bilinirken, günümüzde modern mühendislik uygulamalarında karmaşık problemleri çözmede hızla kabul gören bir yöntem haline gelmiştir (Tu ve ark., 2018). HAD, akışkan dinamiği ve ısı transferi sorunlarının yaklaşık çözümlerini elde etmek için uygulanan bir dizi sayısal yöntemdir (Zikanov, 2019). Endüstriyel ve endüstriyel olmayan pek çok alanda HAD ile ilgili yapılan çalışmalar mevcuttur. Uçak ve araç aerodinamiğindeki sürüklenme ve kaldırma kuvvetlerinin hesaplanması, gemilerin hidrodinamiği, içten yanmalı motorlar ve gaz türbinlerindeki yanma analizleri, turbomakina uygulamaları, soğutma uygulamaları, kimyasal proses mühendisliği uygulamaları, binalar etrafındaki akışlar ve bina içindeki ısıtma-soğutma uygulamaları, meteoroloji mühendisliği iklim tahminleri, biyomedikal mühendisliğindeki damar akışları gibi alanlardaki problemler üzerine HAD ile yapılmış çalışmalar bulunmaktadır. Deneysel çalışmalar ile kıyaslandığında hesaplamalı

akışkanlar dinamiğinin birçok tercih nedeni vardır. Bunlardan bazıları aşağıda özetlenmiştir:

- Deneysel çalışmalara göre daha az maliyet ile sonuca ulaşılabilir.
- Tasarım çalışmalarında ön fikir elde etmek için pratik çözümler alınır.
- Deneysel sistem kurulması, malzeme temin edilmesi ve deney sürelerinin uzun olması açısından bakıldığında HAD daha avantajlıdır.
- HAD ile kısa sürede pratik çözümler elde edilmesi özellikle endüstriyel uygulamalar için tercih edilme sebebidir.
- HAD ile yapılan analizlerde incelenen bölge için daha detaylı sonuçlar alınabilir.
- Deneysel çalışmalarda istenilen bir noktada alınamayan veriler HAD ile alınabilmektedir.
- Doğada meydana gelen ve deneysel olarak incelenemeyen bazı olayların HAD ile incelenmesi yapılabilir.
- Radyasyon, patlama ve kirlenme gibi tehlikeli olayların HAD ile incelenmesi mümkün olabilmektedir.
- Akışkanlar mekaniği ve ısı transferi ile ilgili yeni kuramların geliştirilmesi için kullanılmaktadır.
- Deneysel ve analitik çalışmaların doğrulanması için sıklıkla kullanılmaktadır.

3.2.1. Sayısal çözümlerde kullanılan denklemler ve türbülans modelleri

HAD ile akış dinamiği ve ısı transferi problemlerinin çözülebilmesi için süreklilik, Navier-Stokes ve enerji denklemleri kullanılmaktadır. Türbülanslı bir akışın çözülmesi için probleme uygun türbülans modellemesi yapan denklemler uygulanmaktadır. Bu denklemler zaman ortalamaları alınarak elde edilen “Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes” (RANS) denklemleri olarak tanımlanmaktadır. HAD ile öncelikli olarak tek silindir için ön tasarım çalışmaları yapılmış ve uygun geometriye karar verildikten sonra tek ve çoklu dizilmiş silindirlerin PIV deneyleri gerçekleştirilmiştir. Tez kapsamında, deneysel PIV çalışmalarının bire bir modellenmesi amacıyla HAD çalışmaları zamana bağlı akış şartlarında yapılmıştır. Süreklilik denklemi ile x , y ve z yönündeki momentum denklemleri aşağıda verilmiştir (Denklemler 3.11, 3.12, 3.13 ve 3.14).

Süreklilik denklemi;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3.11)$$

x yönündeki hız bileşeni u için skaler momentum denklemi:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial u}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x} \right) \right] \quad (3.12)$$

y yönündeki hız bileşeni v için skaler momentum denklemi:

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial v}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial y} \right) \right] \quad (3.13)$$

z yönündeki hız bileşeni w için skaler momentum denklemi:

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \rho \left(u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial w}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial z} \right) \right] \quad (3.14)$$

Çoklu dizilime sahip silindirlerin akış çözümlemesinde kullanılan farklı türbülans modellerini doğrulamak için deneysel çalışma sonuçları ile karşılaştırmalar yapılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre, literatürde çoğunlukla yoğun girdap kopmalarının olduğu analizlerde kullanılan türbülans modeli seçimine karar verilmiştir. Deneysel çalışmalara en yakın sonuçların elde edildiği ve akışın yarı modellenerek çözüldüğü Büyük Girdap Benzeşimi (LES) diye tarif edilen türbülans modeli HAD çalışmalarında kullanılmıştır. LES türbülans modeli ile büyük ölçeklere sahip girdapların boyutları filtreleme tekniği kullanılarak belirlenmektedir. Filtreleme tekniği ile büyük ve küçük ölçekli girdaplar birbirinden ayırt edilerek öncelikli olarak büyük ölçekli girdaplar tespit edilmektedir. LES yaklaşımında hücre boyutundan daha küçük ölçekler çözülemez fakat Denklem 3.15'te verilen alt hücre ölçek tensörü ile hesaplanır (Rodi, 1997; Li ve ark., 2008). Bu denklemde, aynı zamanda küçük girdapların büyük girdaplar üzerindeki etkisi de hesaplanmaktadır.

$$\tau_{ij} = \overline{u_i u_j} - \bar{u}_i \bar{u}_j \quad (3.15)$$

Filtrelemeden dolayı, alt ölçek grubundaki gerilmeler bilinmemektedir ve Denklem 3.16'daki gibi hesaplanmaktadır:

$$\tau_{ij} - \frac{1}{3} \tau_{kk} \delta_{ij} = -2\mu_t \overline{S_{ij}} \quad (3.16)$$

Bu ifade eddy viskozite modeli olarak tanımlanmaktadır. Denklemde verilen μ_t , alt ölçek türbülans viskozitesini ve $\overline{S_{ij}}$ ise şekil değiştirme tensörünü ifade etmekte olup Denklem 3.17 ile hesaplanmaktadır:

$$\overline{S_{ij}} \equiv \frac{1}{3} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.17)$$

Eddy viskozite ifadesi μ_t ise Smagorinsky-Lilly yaklaşımına göre Denklem 3.18 ile modellenmiştir:

$$\mu_t = \rho L_s^2 |\bar{S}| \quad (3.18)$$

Şekil değiştirme tensörünün büyüklüğü $|\bar{S}|$ ve Smagorinsky sabiti C_s Denklem 3.19'daki gibi verilmiştir:

$$|\bar{S}| \equiv \sqrt{2 \overline{S_{ij} S_{ij}}} C_s \quad (3.19)$$

Karakteristik uzunluk ölçeğini gösteren L_s , Denklem 3.20'deki gibi hesaplanmaktadır:

$$L_s = \min(\kappa d, C_s V^{\frac{1}{3}}) \quad (3.20)$$

Denklem 3.20'de verilen κ , d ve V ifadeleri sırasıyla von Karman sabiti, en yakın cidara olan mesafe ve hesaplanan hücrenin hacmini göstermektedir.

Tasarlanan modeller ve sayısal türbülans modeli doğrulama çalışmalarına ait ısı transferi için üç boyutlu sayısal analizler ANSYS-Fluent programı ile yapılmıştır. Isı transferi çalışmalarında, akış yapısının ortaya çıkarılması ve boru cidarı ile hava arasında meydana gelen ısı transferinin belirlenmesi amacıyla denklemler daimi akış şartlarında sayısal olarak çözümlenmiştir. Paket program yardımıyla; standart k- ω ve SST k- ω türbülans modellerine ait denklemler kullanılarak türbülanslı akış yapısı ve gerçekleşen ısı transferi çözümlenmeleri yapılmıştır. Kullanılan denklemler ve terimler hakkında detaylı bilgiler aşağıda sunulmuştur.

Enerji korunum denklemi:

$$\rho C_P \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\lambda + \frac{\mu_t C_P}{Pr_T} \right) \frac{\partial T}{\partial x_j} \right] \quad (3.21)$$

standart k- ω türbülans modelinde bulunan türbülans kinetik enerji terimi 'k' ifadesi Denklem 3.22 ile hesaplanmıştır:

$$\rho \left(u \frac{\partial k}{\partial x} + v \frac{\partial k}{\partial y} + w \frac{\partial k}{\partial z} \right) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k3}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta \rho k \omega \quad (3.22)$$

standart k- ω türbülans modelinde bulunan türbülans yayılım oranı ' ω ' ifadesi Denklem 3.23 ile hesaplanmıştır:

$$\begin{aligned} \rho \left(u \frac{\partial \omega}{\partial x} + v \frac{\partial \omega}{\partial y} + w \frac{\partial \omega}{\partial z} \right) &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 3}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + \alpha_3 x \frac{\omega}{k} P_k \\ &\quad - \beta_3 \rho \omega^2 \end{aligned} \quad (3.23)$$

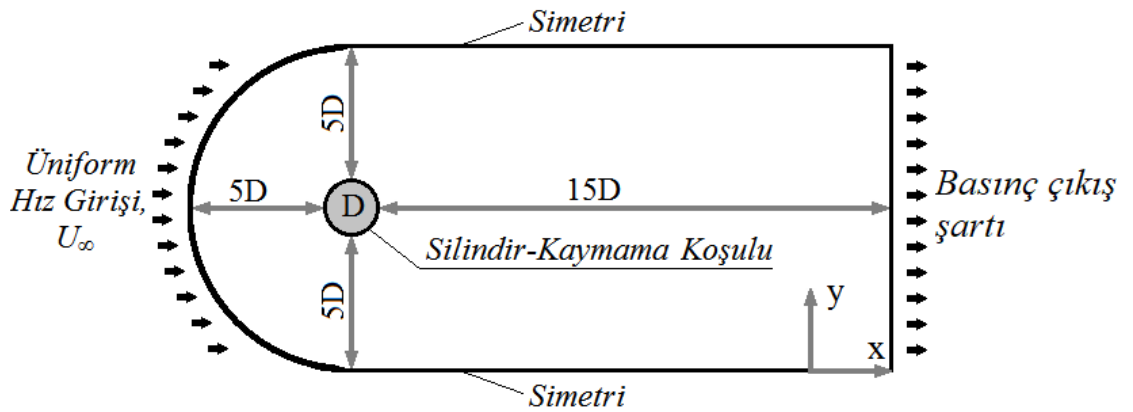
$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (3.24)$$

Verilen denklemlerde, μ_t türbülans viskozitesini (Denklem 3.24) ve Pr_T türbülans Prandtl sayısını ifade etmektedir. Ayrıca, F_1 ifadesi 0 ile 1 arasında değer alan harmanlama fonksiyonunu göstermektedir. Bunlara ilaveten, k ve ω simgeleri sırasıyla türbülans kinetik enerji ve türbülans frekansının çözümü için kullanılmaktadır.

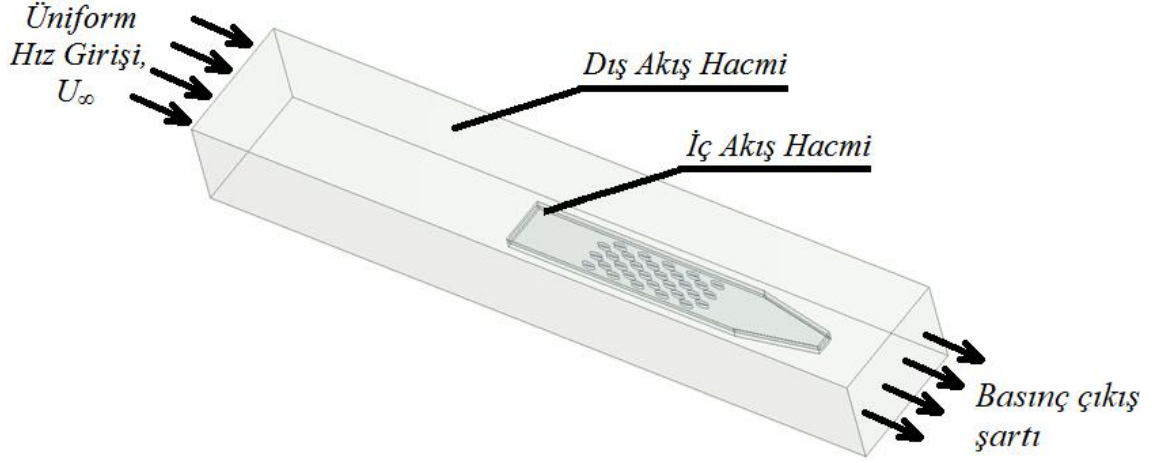
3.2.2. Tek ve çoklu dizimli silindirler için akış hacimleri ve sınır şartları

Sayısal analizlerin yapılabilmesi için öncelikli olarak tek dairesel ve eliptik silindir ile çoklu ve çapraz dizilmiş dairesel ve eliptik silindirlerin akış hacimleri deneysel sistem şartlarını sağlayacak şekilde ANSYS-Design Modeler yazılımı kullanılarak hazırlanmıştır. Şekil 3.18 ve Şekil 3.19’da tek dairesel silindir ile çoklu ve çapraz dizilmiş eliptik silindirler için PIV deney düzeneğini ve açık su kanalını temsil eden akış hacmine ait görseller verilmiştir. Şekil 3.18’de tek silindir için verilen akış hacmi, yukarı akım yönü ile silindir arası $5D$ ve aşağı akım yönü ile silindir arası $15D$ mesafe olacak şekilde oluşturulmuştur. Ayrıca, silindir etrafındaki akışın yan cidarlardan etkilenmemesi için alt ve üst kısımlar ile silindir arasında $5D$ kadar mesafe bırakılmıştır. Giriş ve çıkış bölgesinde sırasıyla hız ve basınç sınır şartı uygulanmıştır. Yan cidarlar için simetri ve silindir yüzeyi için duvar sınır şartı tanımlanmıştır. Ön tasarım analizleri tek silindir için iki boyutlu ve daimi akış şartlarında yapılarak deneysel çalışmalara geçilmiştir.

Şekil 3.19’da verilen çoklu ve çapraz dizilime ait akış hacmi; ısı değiştiricinin iki kanat arasından geçen akışı temsil eden akış hacmi ve deneylerin yapıldığı açık su kanalı olmak üzere iki parça halinde oluşturulmuştur. Model içinde akışın silindirlere ulaşmadan önce akışın gelişeceği kadar yeterli mesafe bırakılmıştır. Modelin giriş kısmında hız giriş sınır şartı ve akışın modelden ayrıldığı kısımda hız çıkış sınır şartı olacak şekilde sınır şartları belirlenmiştir. Deneysel ortamda olduğu gibi açık su kanalını temsil eden büyük akış hacmi yan cidarlarına duvar sınır şartı uygulanmıştır. Deneysel modelde de yapıldığı gibi akışın çıkış bölgesinde geri dönüş olmaması için bir daraltma bölgesi oluşturulmuştur.



Şekil 3.18. Tek dairesel silindirin HAD analizleri için oluşturulan akış hacmi ve sınır şartları



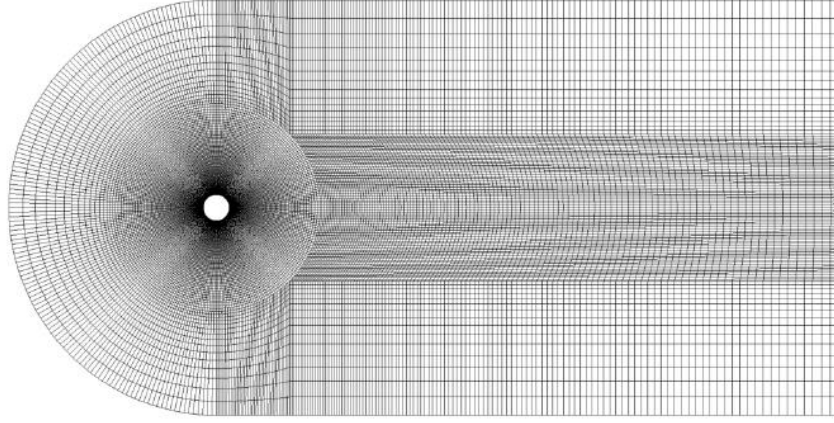
Şekil 3.19. Çoklu dizimli eliptik silindirler için akış hacmi ve sınır şartları

3.2.3. Tek ve çoklu dizimli silindirler için ağ yapıları

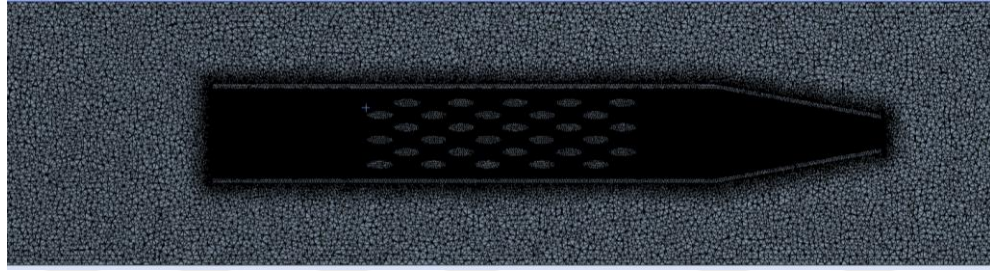
Tek silindir ile çoklu ve çapraz dizilime ait silindirlerin ağ yapıları ANSYS-Meshing yazılımı kullanılarak oluşturulmuştur. Akışın daha karmaşık bir yapı sergilediği özellikle silindirlerin etrafında daha sık bir ağ yapısı oluşturulmuştur. Ayrıca, tüm dairesel ve eliptik silindirlerin yüzeyinde “Inflation” (sınır tabaka ağ yapısı) modülü ile sınır tabaka ağ yapısı tanımlanmıştır. Tüm durumlar için ağ kalitesi ile ilgili bilgi veren “skewness (çarpıklık) ve orthogonal quality” değerlerinin hepsi kontrol edilmiştir ve bunlara ilaveten ağdan bağımsızlaştırma çalışmaları yapılmıştır. Tek dairesel silindir için oluşturulan ağ yapısının detaylı görünüşü Şekil 3.20’de verilmiştir. Tek dairesel ve eliptik silindirler için ortalama skewness ve orthogonal quality ortalama değerleri 0.20-0.80 arasında elde edilmiştir. Çoklu ve çapraz dizilmiş silindirler için skewness ve orthogonal quality ortalama değerleri yaklaşık 0.21 ve 0.78 olarak elde edilmiştir. Tüm çalışmalarda, özellikle küt cisimler etrafındaki akış uygulamaları için kullanılan “tetragonal” hücre yapısı tercih edilmiştir. Ağ yapısı oluşturulduktan sonra Fluent çözücüsünde ağ yapısında düzenleme yapmak ve zamandan tasarruf etmek için “polyhedra” hücre dönüşümü uygulanmıştır ve böylece ağ sayısında düzenlemeler olmuştur.

Çoklu ve çapraz olarak dizilmiş eliptik silindirin olduğu akış hacmine ait ağ yapısı ve yakından görünümü Şekilde 3.21’de görsel olarak sunulmuştur. Çoklu dizilmiş silindirler için oluşturulan iki akış hacmi için farklı ağ yapıları oluşturulmuştur. Özellikle açık su kanalını temsil eden büyük akış hacminde ağ hücrelerinin boyutları “body sizing” modülü daha büyük olarak tanımlanmıştır. Akış yapı etkileşiminin

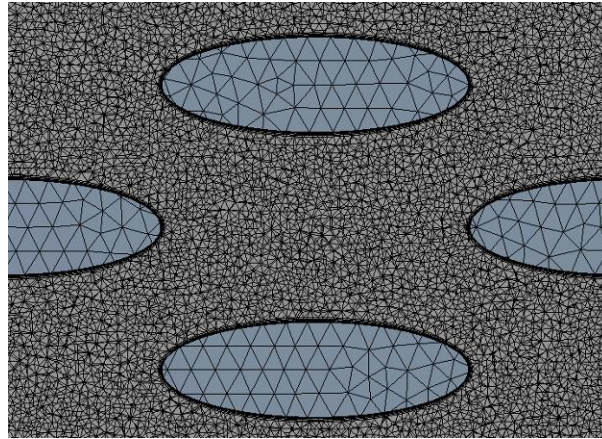
inceleneceği iki kanat arasını temsil eden küçük akış hacminde ağ yapısı daha sık olacak şekilde “body ve face sizing” operasyonları uygulanmıştır.



Şekil 3.20. Tek dairesel silindir için ağ yapısı



(a)



(b)

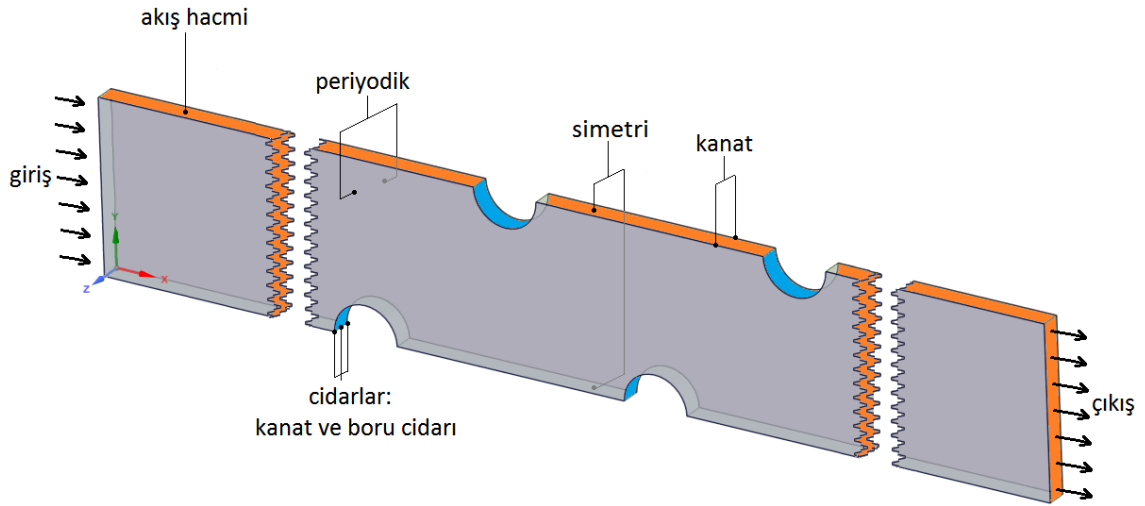
Şekil 3.21. Çoklu ve çapraz dizilmiş eliptik silindirler için ağ yapısı (a) ve silindirler etrafındaki ağ yapısının detaylı görünümü (b)

3.2.4. Isı transferi analizleri için sayısal doğrulama

Dairesel borulu ve düz kanatlı olarak tasarlanmış ısı değiştirici için literatürde bulunan deneysel bir çalışmanın sonuçları referans alınmış ve tez çalışmasındaki ısı transferi analizlerinde kullanılan türbülans modelini doğrulamak amacıyla sayısal çözümler yapılmıştır. Türbülans modeli doğrulama çalışmaları yapılırken tezdaki mevcut tasarıma benzer dizilime sahip ve literatürdeki sayısal araştırmalar içinde temel bir çalışma niteliğinde olan Wang ve ark. (1996) tarafından deneyleri yapılan düz kanatlı ve çapraz dizilimli borulara sahip ısı değiştirici modeli seçilmiştir. Tez kapsamında yapılan çalışmalarda kullanılan türbülans modelini doğrulamak amacıyla detaylı boyutları Çizelge 3.1.'de verilen deneysel çalışmaya ait bir durum için $Re_D=1300-2000$ aralığında standart k- ω ve SST k- ω modelleri kullanılarak analizler yapılmıştır. Doğrulama çalışmasında kullanılan sınır şartları ve çözümlenen akış hacmi Şekil 3.22'de verilmiştir. Çözümler yapılırken, akış hacminin her iki yanındaki kanatların yarısı kullanılmıştır ve yan duvarlara periyodik sınır şartı uygulanmıştır. Ayrıca, akış hacminin üst ve alt kısımları görselde de belirtildiği gibi simetri sınır şartı kullanılarak çözümlenmiştir. Sayısal türbülans modeli doğrulama çalışmasında hava giriş sıcaklığı 298 K olarak girilmiştir. Akışın ve kanatların temas ettiği boru cidar sıcaklıkları çalışmada da belirtildiği gibi 333 K olarak sabit alınmıştır. Akış hacmine girişteki akış hızı verilen Reynolds sayısı için hesaplanmıştır ve hız sınır şartı olarak girilmiştir. Ayrıca, analizlerin genelinde süreklilik denklemleri 10^{-6} ve enerji denklemleri ise 10^{-8} 'den daha düşük tolerans değerlerine yakınsamıştır. Tüm analizler için ağdan bağımsızlaştırma işlemleri yapılmıştır.

Çizelge 3.1. Referans alınan deneysel çalışmadaki geometrik boyutlar (Wang ve ark., 1996)

Boyut	Değer
D_o	10.23 mm
L_t	25.4 mm
L_l	22 mm
H	2.87 mm
t	0.13 mm
F_p	3 mm
N	4



Şekil 3.22. Doğrulama çalışmasında kullanılan sınır şartları ve üç boyutlu akış hacmi

Sayısal türbülans modeli doğrulama çalışmasından elde edilen sonuçlar için yapılan hesaplamalara ait denklemler aşağıda verilmiştir.

$$Re_D = \frac{\rho u_{maks} D}{\mu} \quad (3.25)$$

$$u_{maks} = \frac{L_t}{L_t - D} u_g \quad (3.26)$$

$$\dot{Q} = \dot{m} C_p \Delta T \quad (3.27)$$

$$\Delta T = T_\zeta - T_g \quad (3.28)$$

$$\dot{Q} = \bar{h} \Delta T_{lm} \eta_o (A_f + A_b) \quad (3.29)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_c - T_g) - (T_c - T_\zeta)}{\ln \frac{(T_c - T_g)}{(T_c - T_\zeta)}} \quad (3.30)$$

$$A = A_f + A_b \quad (3.31)$$

$$\eta_o = 1 - \left(\frac{A_f}{A} \right) (1 - \eta_f) \quad (3.32)$$

$$\eta_f = \frac{\tanh(mr\theta)}{(mr\theta)} \quad (3.33)$$

$$m = \sqrt{\frac{2\bar{h}}{k_a t}} \quad (3.34)$$

$$X_M = \frac{L_t}{2} \quad (3.35)$$

$$X_L = \frac{\sqrt{\left(\frac{L_t}{2}\right)^2 + L_l^2}}{2} \quad (3.36)$$

$$\frac{R_{eq}}{r} = 1.27 \left(\frac{X_M}{r} \right) \sqrt{\left(\frac{X_L}{X_M} - 0.3 \right)} \quad (3.37)$$

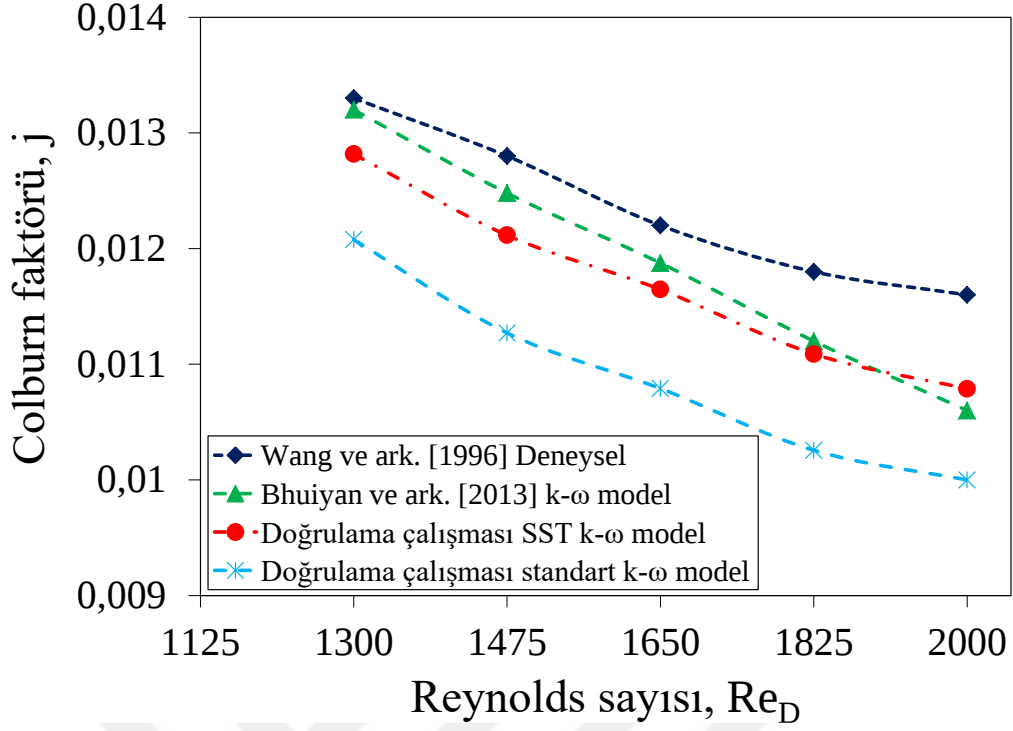
$$\theta = \left(\frac{R_{eq}}{r} - 1 \right) (1 + 0.35 \ln \left(\frac{R_{eq}}{r} \right)) \quad (3.38)$$

$$\overline{Nu_D} = \frac{\bar{h}D}{\lambda} \quad (3.39)$$

Sürtünme faktörü f ve Colburn faktörü j değerleri literatürde pek çok çalışmada olduğu gibi aşağıdaki denklemlerden hesaplanmıştır (He ve ark., 2013; Lotfi ve ark., 2014; Kong ve ark., 2016; Okbaz ve ark., 2018; Lotfi ve Sundén, 2019).

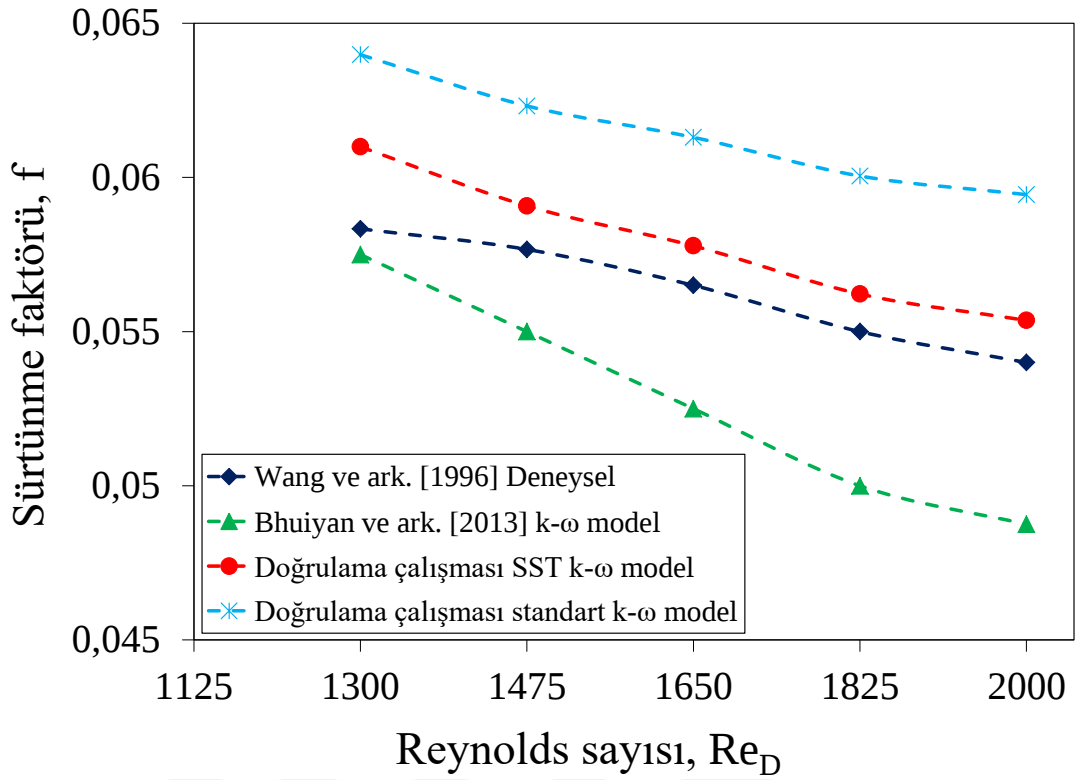
$$j = \frac{\overline{Nu_D}}{Re_D Pr^{1/3}} \quad (3.40)$$

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho u^2} \frac{A_c}{A} \quad (3.41)$$



Şekil 3.23. HAD analizlerinden elde edilen Colburn faktörü sonuçlarının literatür çalışmaları ile karşılaştırılması

Analizler sonucunda hesaplanan sürtünme faktörü (f) ve Colburn faktörü (j) değerleri; Wang ve ark. (1996)'na ait deneysel veriler ile Bhuiyan ve ark. (2013)'na ait sayısal veriler için Şekil 3.23 ve Şekil 3.24'te karşılaştırılmıştır. SST k- ω ve standart k- ω modelleri ile elde edilen Colburn faktörü değerleri, deneysel çalışmaya ait sonuçlara %13.8 ve %7 gibi çok yakın değerlerde elde edilmiştir. Bununla birlikte, SST k- ω ve standart k- ω modelleri kullanılarak elde edilen sürtünme faktörü (f) değerleri deneysel çalışmadan elde edilen veriler ile karşılaştırıldığında sırasıyla değerler arasında %4.5 ve %10 fark olduğu hesaplanmıştır. Literatürde de benzer pek çok çalışma incelendiğinde SST k- ω türbülans modeli deneysel çalışmalara en yakın sonuç vermesi nedeniyle tercih edilmiştir. Sayısal sonuçların deneysel verilerle uyumlu olması ve literatürde de Ocloń ve ark. (2016), Lotfi ve ark. (2014), Yogesh ve ark. (2018), Bhuiyan ve ark. (2013), Yaıcı ve ark. (2014) tarafından tercih edilmesinden dolayı ısı transferi çözümlemesi SST k- ω modeli kullanılarak gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3.24. HAD analizlerinden elde edilen sürtünme faktörü sonuçlarının literatür çalışmaları ile karşılaştırılması

3.2.5. Isı transferi analizleri için akış hacmi ve sınır şartları

Tez kapsamında, düz kanatlı ve dairesel borulu bir ısı değiştirici modeli ile $b/a=0.666, 0.5, 0.4, 0.333, 0.307$ ve 0.25 çap oranlarına sahip eliptik borulu ısı değiştiricilerin 6 farklı modeli için ANSYS-Fluent programı ile ısı transferi analizleri yapılmıştır. Elde edilen tüm sonuçlar termo-hidrolik performans açısından, $b/a=1.0$ çap oranına sahip dairesel silindirik borulu ısı değiştiriciye ait sonuçlar ile kıyaslanmıştır. Analizlerde, Reynolds sayısı bir ısı değiştiricideki iki kanat arası mesafe olarak tanımlanan H değerine göre hesaplanmıştır ve $Re_H=750-2850$ aralığında üç boyutlu akış hacmi çözümlenmiştir. Ticari uygulamalarda kullanılan bir ısı değiştiriciye benzer düz kanatlı ve dairesel borulu ($b/a=1.0$) ve $b/a=0.666, 0.5, 0.4, 0.333, 0.307$ ve 0.25 çap oranlarına sahip eliptik borulu ısı değiştiriciler tasarlanmıştır. Isı değiştiriciler, 3×10 sıra sayılı ve çapraz dizilimli olarak tasarlanmıştır. Tasarımlara ait boru dış çapı (D), çap oranları (b/a), borular arası uzunluğuna ve enine mesafeler (L_l ve L_t), ısı değiştiricinin dış yüksekliği (W), kanatlar arası mesafe (H), kanat kalınlığı (t), kanat adımı (F_p), boru sıra sayısı (N) ve toplam kanat sayısı (N_f) gibi uzunluklar ve sayılar

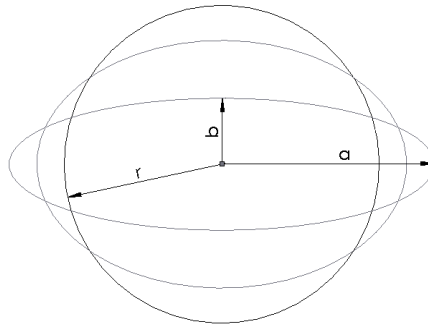
Çizelge 3.2’de verilmiştir. Ayrıca, eliptik çap oranının b ve a kenarı uzunluklarını ve eliptikliğin değişimini gösteren bir çizim Şekil 3.25’te verilmiştir.

Çizelge 3.2. Geometrik boyutlar

Boyut	Değer
D	19.235 mm
b/a	0.666, 0.5, 0.4, 0.333, 0.307, 0.25
L _t	24 mm
L _l	26 mm
L	300 mm
W	84 mm
B	396
H	10 mm
t	0.15 mm
F _p	10.15 mm
N	10
N _f	40

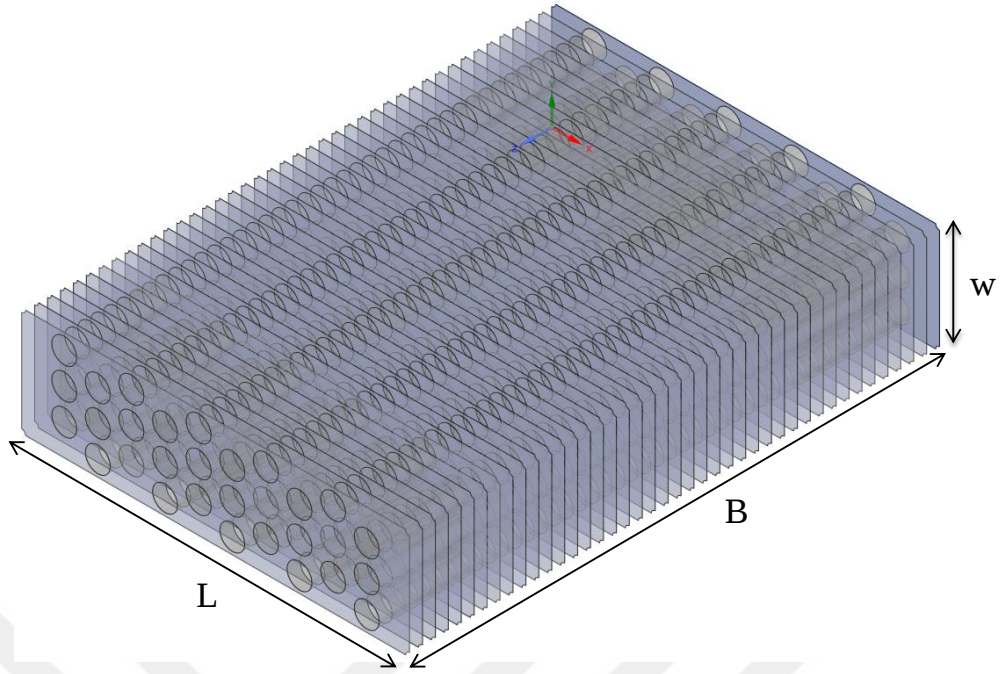
Eliptik silindir çevre uzunluğu, dairesel silindir çevre uzunluğuna eşitlenerek eliptik silindire ait en (b) ve boy (a) uzunlukları Denklem 3.42 ile yaklaşık olarak hesaplanmıştır ve Şekil 3.25’te görülen farklı çap oranları belirlenmiştir.

$$p = 2\pi \sqrt{\frac{1}{2}(a^2 + b^2)} \quad (3.42)$$



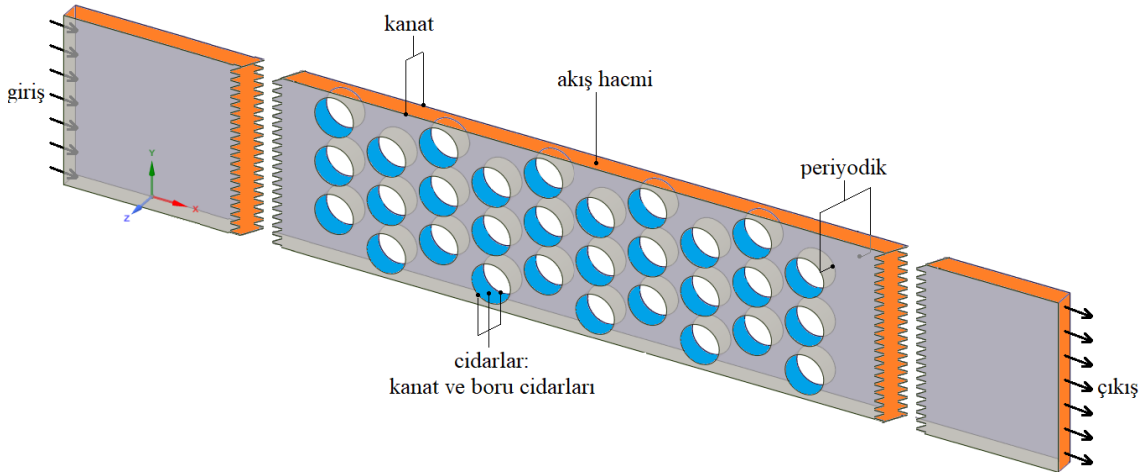
Şekil 3.25. Eliptiklik oranı

Isı değiştirici tasarımına ait perspektif görünüm ve genel uzunlukları gösteren üç boyutlu görünüm Şekil 3.26’da verilmiştir.



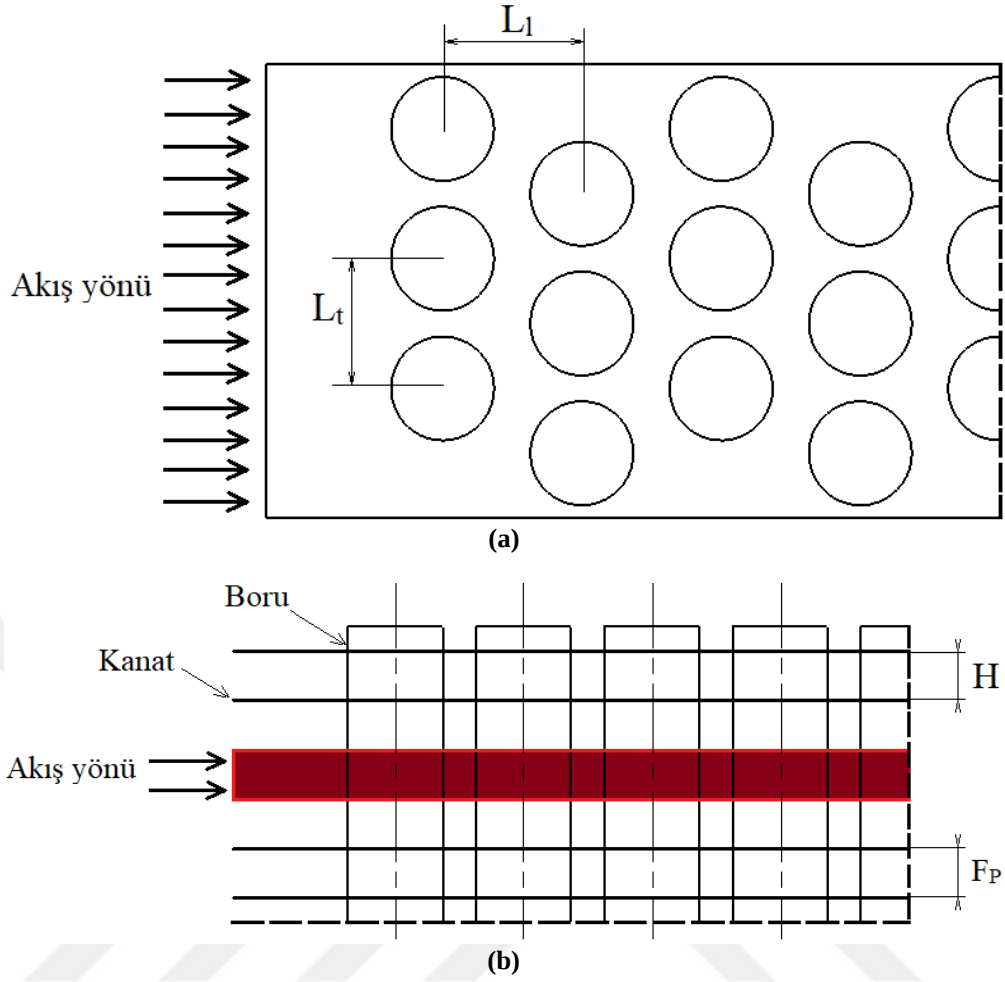
Şekil 3.26. Çoklu ve çapraz dizimli tasarlanan ısı değıştiricinin perspektif görünümü

Problemin çözümü için sınır şartları belirlenirken pratikte kullanılan soğutma grubu evaporatörüne uygun değerler tercih edilmiştir. Üç boyutlu akış hacmi ve sayısal çözümlemelerde kullanılan sınır şartları Şekil 3.27’de görsel olarak verilmiştir.



Şekil 3.27. Sınır şartları ve üç boyutlu akış hacmi

Sayısal analizler, Şekil 3.28’de verilen çoklu ve çapraz dizilmiş dairesel silindirlerin iki kanat arasındaki akış hacmi için hava akışı ile yapılmıştır. Şekil 3.28 (b)’de analiz edilen iki kanat arasındaki akış hacmi gösterilmiştir.



Şekil 3.28. Isı transferi analizlerinde kullanılan akış hacmi ve tasarıma ait boyutlar

Çizelge 3.3. Analiz sınır şartları

Sınır şartları	
Hız giriş şartı	$u=u_g$, $T_g=255$ K
Basınç çıkış şartı	$P=P_{atm}$
Cidar	Sabit sıcaklıkta boru cidarı, $T_c=243$ K
Simetri	İki kanat arasında simetri sınır şartı

Ayrıca, yapılan analizler için Çizelge 3.3'te verilen sınır şartları aşağıda özetlenmiştir;

- Analizler sürekli akış şartlarında yapılmıştır.
- Hava sıkıştırılamaz akış olarak kabul edilmiştir.
- Boru cidar sıcaklığı $T_c=243$ K olarak sabit alınmıştır.
- Havanın akış hacmine giriş bölgesinde sıcaklık ve hız giriş sınır şartları programa girilmiştir ve giriş sıcaklık değeri $T_g=255$ K olarak alınmıştır.
- Çıkış sınır şartı olarak atmosfer çıkış şartı kabul edilmiştir.

- İki kanat arasındaki orta düzlemde simetri sınır şartı uygulanmıştır.
- Reynolds sayıları $Re_H=750-2850$ arasında olacak şekilde hız değerleri değiştirilmiştir.

Tez kapsamında ısı transferi analizleri yapılırken daha önceki bölümde referans çalışmaya ait deneysel verilerle doğrulanmış olan SST k- ω türbülans modeli kullanılmıştır. Çalışmalarda türbülans modeli kullanılmasına akış hacmi içindeki türbülans yoğunluğu değerlerine bakılarak karar verilmiş ve benzer çalışmalarda türbülans modeli kullanılarak çözümlerin yapılması gerektiğini destekleyen çalışmalar aşağıda özetlenmiştir.

Kundu ve ark. (1991) ve Kundu ve ark. (1992) yıllarında yaptıkları deneysel ve sayısal çalışmalarda; çapraz dizilime sahip silindirler etrafındaki akışı termo-hidrolik performans açısından incelemişlerdir. İki plaka arasındaki akış için elde ettikleri basınç verilerine dayanarak akışın laminierden türbülanslı bölgeye geçiş yaptığı Reynolds sayısını tespit etmişlerdir. Akışın, $Re=350$ değerinden daha yüksek olduğu durumlarda laminierden türbülanslı bölgeye geçtiğini ve Reynolds sayısının 400 değerinden daha yüksek olduğunda akışın türbülanslı olduğunu belirtmişlerdir. Buna bağlı olarak, iki kanat arasındaki çapraz diziliimli silindirler için yapılacak çözümlerin türbülanslı bir akış gibi kabul edilerek yapılması gerektiği sonucuna varmışlardır. Bu çalışmaların yanı sıra farklı silindir dizilimleri için yapılan bazı sayısal çalışmalarda $Re=500$ 'den büyük olduğu durumlarda akış çözümleri türbülans modeli kullanılarak yapılmıştır (Bhuiyan ve ark. (2013); Lotfi ve ark. (2014); Yogesh ve ark. (2018); Wang ve ark. (2019)). Literatürde bulunan bu çalışmalara dayanarak ve akış hacmi içerisinde ortalama türbülans yoğunluğunun genelde yüksek değerlerde olması nedeniyle akış çözümleri türbülans modeli kullanılarak yapılmıştır.

Akış içindeki ortalama türbülans yoğunluğu değerleri en düşük Reynolds sayısı ve tüm çap oranları için $b/a=0.307$ ve $b/a=0.25$ durumlarında %3 civarında olduğu ve literatürde de bu durumun orta seviyede türbülans yoğunluğuna karşılık geldiği tespit edilmiştir (ANSYS (2018)). Ayrıca, eliptik çap oranları $b/a=0.333$, 0.4, 0.5 ve 0.666 olduğu tasarıma ait durumlar için ortalama türbülans yoğunluğu değerleri %7-13 arasında değişmektedir. Dairesel silindire ait türbülans yoğunluğu değerleri ise Fluent programında %30 civarında hesaplanmıştır. Verilen değerler en düşük hız için olduğundan diğer Reynolds sayılarında türbülans seviyesinin daha yüksek olacağı bilinmektedir. Bu nedenle akış çözümlerinde türbülans modeli kullanılması gerektiği anlaşılmaktadır.

Analizlerde kullanılan denklemler için literatürden ve bazı kaynaklardan faydalanılarak paket program içerisinde çözüm yöntemlerine ait uygun seçenekler tercih edilmiştir. Tüm taşınım terimleri için ikinci mertebeden ayırıklaştırma işlemleri uygulanmıştır. Enerji ve momentum denklemlerini eş zamanlı olarak çözen “coupled” algoritması tercih edilmiştir. Ayrıca, tüm gradyenler “green-gauss” hücre temelli algoritma ile hesaplanmıştır. Kısmi diferansiyel denklemlerin ayırıklaştırılmasından sonra süreklilik, momentum, enerji, k ve ω ifadeleri için artık değerlerin 10^{-5} ’den daha az olması yakınsama kriteri olarak tanımlanmıştır. Bunlara ilaveten, tüm durumlar için y^+ değerleri $0 < y^+ < 1$ aralığında hesaplanmıştır. Ayrıca, farklı çap oranlarındaki silindirler için y^+ değerlerinin değişimleri Çizelge 3.4’te verilmiştir.

Çizelge 3.4. Analizlerde kullanılan ağ yapısı için y^+ değerleri

Çap oranı	y^+ değerleri
$b/a=1.0$	0.28
$b/a=0.666$	0.26
$b/a=0.5$	0.34
$b/a=0.4$	0.33
$b/a=0.333$	0.30
$b/a=0.307$	0.29
$b/a=0.25$	0.22

Isı transferi çalışmalarında ısıl-hidrolik performans hesaplamalarında aşağıdaki denklemler kullanılmıştır. Paket program içinden alınan veriler için yüzey integrali metodu kullanılmıştır. Bu metot ile giriş ve çıkış basınç değerleri ve çıkış sıcaklığı değerlerinin yüzey integrali alınarak sonuçlar okunmuştur.

Reynolds sayısı Denklem 3.43 ile tanımlanmıştır:

$$Re_H = \frac{\rho u_m H}{\mu} \quad (3.43)$$

Burada, H iki kanat arası mesafeyi ifade etmektedir.

Ortalama Nusselt sayısı Denklem 3.44 ile hesaplanmıştır:

$$\overline{Nu_H} = \frac{\overline{hH}}{\lambda} \quad (3.44)$$

Colburn ve sürtünme faktörleri sırasıyla 3.45 ve 3.46 denklemleri ile hesaplanmıştır (Lin ve ark., 2008; Bhuiyan ve ark., 2013; Yaıcı ve ark., 2014; Lin ve ark., 2015; Yogesh ve ark., 2018):

$$j = \frac{\overline{Nu_H}}{Re_H Pr^{1/3}} \quad (3.45)$$

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho u_g^2} \frac{H}{4L} \quad (3.46)$$

JF , j^* ve f^* faktörleri hesaplanırken sırası ile aşağıdaki denklemler kullanılmıştır:

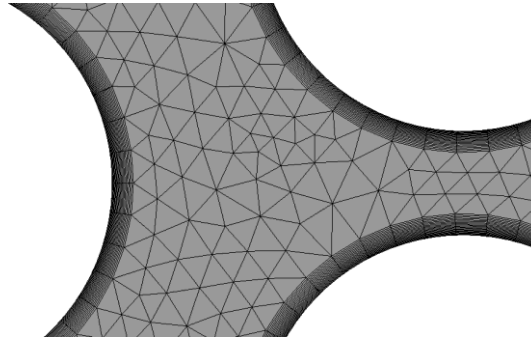
$$j^* = \frac{j}{j_{ref}} \quad (3.47)$$

$$f^* = \frac{f}{f_{ref}} \quad (3.48)$$

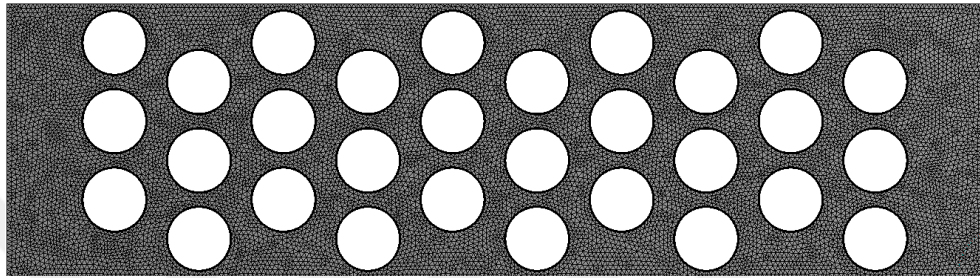
$$JF = \frac{(j^*)}{(f^*)^{1/3}} \quad (3.49)$$

3.2.6. Isı transferi analizleri için ağ yapıları

Farklı eliptik çap oranlarına sahip borular ile oluşturulan iki kanat arasındaki üç boyutlu akış hacmi ANSYS-Fluent programının 19.0 versiyonu ile çözülmüştür. Ağ yapısı ANSYS-Meshing yazılımında üç boyutlu ve yapısal olmayan tetrahedron hücre tipi kullanılarak oluşturulmuştur. Boru cidarındaki ağ yapısı Şekil 3.29'da görüldüğü gibi inflation modülü kullanılarak daha yoğun olarak tanımlanmıştır. Tüm durumlar için oluşturulan ağ yapısının kalitesi kontrol edilmiştir ve ortalama skewness ve orthogonal değerleri sırasıyla 0.16 ve 0.83 olarak yüksek kalitede elde edilmiştir.



(a)



(b)

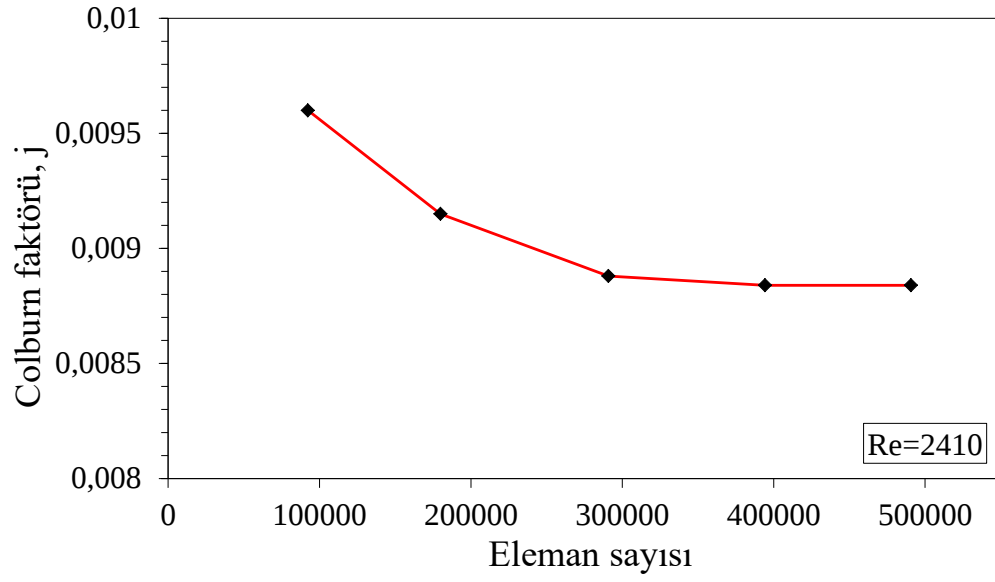
Şekil 3.29. Silindir etrafında oluşturulan daha yoğun ağ yapısı (a) ve tüm akış hacmindeki ağ yapısı (b)

3.2.7. Isı transferi analizleri için ağdan bağımsızlaştırma

Sayısal çalışmaların doğruluğunun test etmek ve zamandan tasarruf amacıyla ağdan bağımsızlaştırma çalışmaları tüm Reynolds sayıları ve silindir tasarımları için yapılmıştır. Sayısal analizi yapılan akış hacmi için sırasıyla 92289, 179873, 290822, 394264 ve 490636 eleman sayılarında ağ yapıları oluşturulmuş ve bu eleman sayıları kullanılarak elde edilen $b/a=0.307$ çap oranına ait Colburn faktörü (j) değişimleri $Re_H=2410$ değeri için Şekil 3.30'da verilmiştir. Ayrıca, ağ yapısı tipine göre eleman sayısına bağlı olarak değişen Colburn faktörü değerleri de Çizelge 3.5'te sunulmuştur. En düşük eleman sayısı 92289 için elde edilen j değerleri, optimum analiz sonuçlarına göre %8 fark ile hesaplanmıştır. Buna ilave olarak diğer eleman sayıları için sırasıyla %3.4 ve %0.5 fark elde edilmiştir. Bu yüzden, j değerleri arasındaki farkın giderek azaldığı ve artık sonuçların eleman sayısından bağımsız hale geldiği 290822 eleman sayısındaki Çizelge 3.5'teki 3 numara kullanılarak sayısal analizler yapılmıştır.

Çizelge 3.5. Eleman sayısının Colburn faktörüne etkisi

Ağ yapısı	Eleman sayısı	Colburn faktör, j
1	92289	0,00960
2	179873	0,00915
3	290822	0,00888
4	394264	0,00884
5	490636	0,00883

Şekil 3.30. $b/a=0.307$ çap oranlı eliptik silindir için Colburn faktörünün ağ yapısının eleman sayısı ile değişimi

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

Tez kapsamında Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği yöntemiyle sayısal ve Parçacık Görüntülemeli Hız Ölçüm (PIV) yöntemiyle deneysel çalışmalar yapılmıştır. Deneysel çalışmalarda, Konya Teknik Üniversitesi Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Hidrolik/PIV laboratuvarında bulunan ölçüm sistemi kullanılmıştır. Sayısal çalışmalara ait analizler yüksek kapasiteli iş istasyonu bilgisayarlar ile yapılmıştır. Tez kapsamında, öncelikle hidrodinamik olarak uygun eliptik çap oranını belirlemek için HAD ile ön analiz çalışmaları yapılmıştır. Ön analiz çalışmaları, dairesel silindir ve $b/a=0.666, 0.5, 0.4, 0.333, 0.307, 0.25$ ve 0.20 çap oranlarındaki 7 farklı eliptik silindir için iki boyutlu sürekli akış şartlarında yapılmıştır.

Sayısal analizleri yapılan ön tasarım sonuçlarına göre deneysel çalışmalarda kullanılacak olan uygun çap oranı belirlenmiş ve bu çap oranındaki eliptik silindir için deneysel çalışmalar yapılmıştır. Uygun çap oranı olarak belirlenen ve pratikte de benzer uygulamalarda kullanılan $b/a=0.307$ çap oranındaki eliptik silindir için deneysel model imal edilmiştir. Çap oranı $b/a=0.307$ olan eliptik silindir, eliptik silindirin çevre uzunluğu ile aynı çevreye sahip 48 mm çapındaki dairesel silindir, eliptik silindirin en ve boy uzunluğu ile aynı çapa sahip 65 mm ve 20 mm çapındaki iki farklı dairesel silindir olmak üzere toplam dört farklı silindir için deneyler yapılmıştır. Sonrasında, deneysel modeller ile aynı tasarıma sahip aynı şartlardaki 4 farklı silindir için zamana bağlı sayısal çözümler yapılmış ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. Buraya kadar yapılan çalışmaların amacı; hidrodinamik açıdan en uygun eliptik çap oranını belirlemek ve bu eliptik çap oranı ile farklı çaptaki dairesel silindirlerin etrafında oluşan akışı deneysel ve sayısal olarak incelemektir. Bu çalışmalar tamamlandıktan sonra çoklu dizilime sahip tasarımlar için yapılan çalışmalara geçilmiştir.

Çoklu ve çapraz dizilime sahip 20 mm çaplı dairesel silindirler ve $b/a=0.307$ çap oranlı eliptik silindirler için PIV deneyleri yapılmıştır. Çoklu dizilimli tasarımlar için zaman ve maliyet tasarrufu sağlamak amacı ile bir tanesi dairesel silindirlerden bir tanesi de eliptik $b/a=0.307$ çaplı oranlı silindirlerden oluşan 2 adet model imal edilmiştir. Deneysel ve sayısal sonuçları kıyaslamak için $D=20$ mm ve $D=48$ mm çaptaki dairesel silindirler ve $b/a=0.307$ çap oranlı eliptik silindirlerden oluşan 3 farklı model için zamana bağlı HAD analizleri yapılmıştır.

Farklı silindir modellerinin sadece hidrodinamik açıdan karşılaştırıldığı PIV deneyleri ve HAD çalışmalarından sonra ısı-hidrolik performans analizleri sadece HAD

ile yapılmıştır. Isı transferi kapsamında $b/a=1.0, 0.666, 0.5, 0.4, 0.333, 0.307$ ve 0.25 çap oranlarındaki silindirlere ait sonuçlar karşılaştırılarak yorumlanmıştır. Elde edilen sonuçlara göre, termo-hidrolik performans açısından en uygun çap oranına sahip tasarım için önerilerde bulunulmuştur.

4.1. Tek Dairesel Silindir için HAD ve PIV Çalışmaları

Tez çalışmasının bu kısmı iki bölümde incelenmiştir. İlk bölümde uygun eliptik çap oranını belirlemek için ön tasarımlara ait HAD analizleri yapılmıştır. Analizler sonucunda, tek silindir için deneylerde kullanılan ve çoklu dizilimlerden oluşan tasarımlar için akış ve ısı transferi incelemelerinde kullanılacak olan eliptik çap oranı belirlenmiştir. İkinci bölümde ise tek silindir için PIV deneyleri ve zamana bağlı sayısal analizler yapılarak HAD sonuçları doğrulanmıştır. Elde edilen sonuçlara göre çoklu ve çapraz dizilime ait tasarım çalışmalarına başlanmıştır.

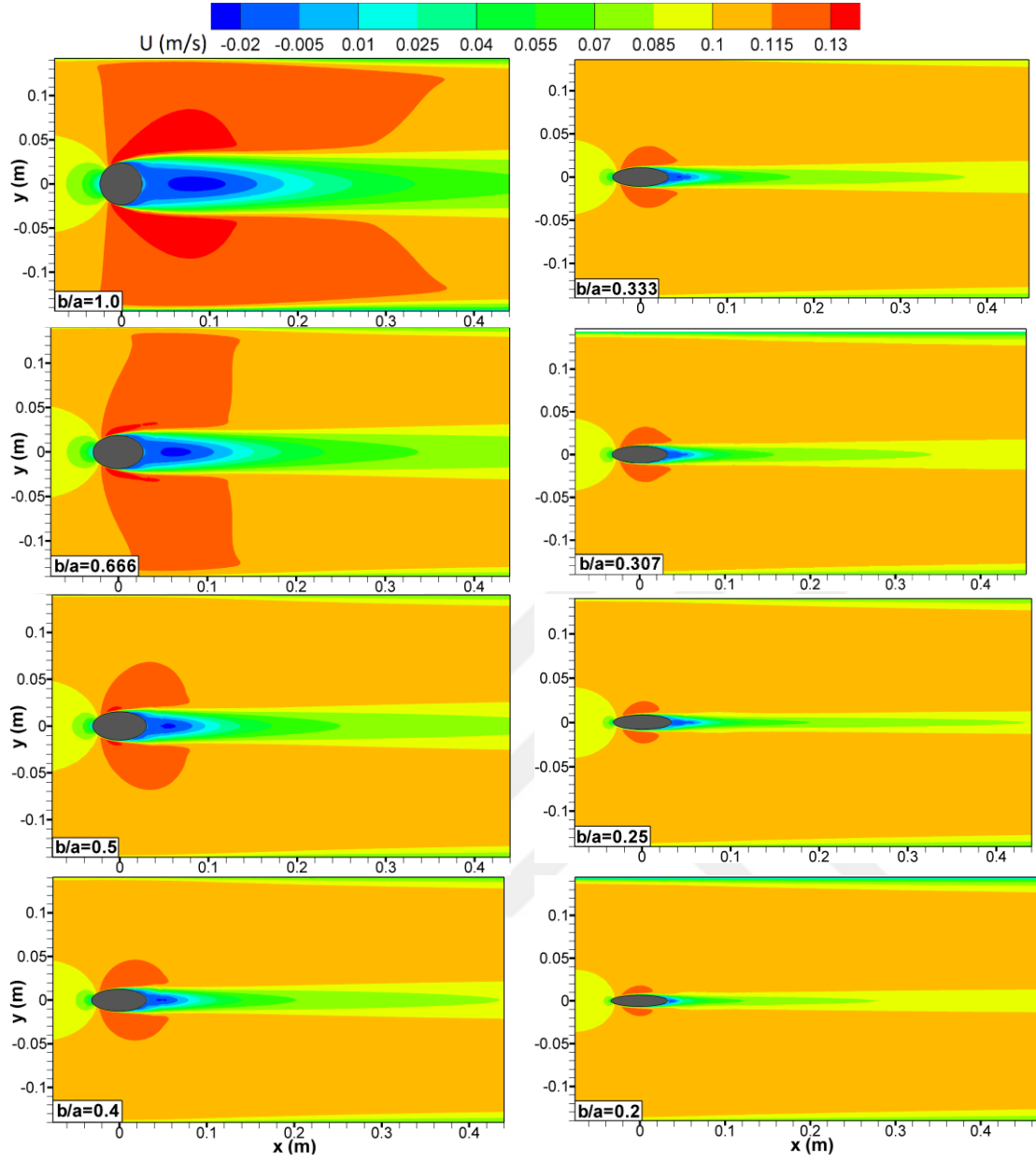
4.1.1. Farklı eliptik çap oranları için ön HAD çalışmaları

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile dairesel silindir ve 7 farklı ($b/a=0.666, 0.5, 0.4, 0.333, 0.307, 0.25$ ve 0.20) çap oranındaki eliptik silindirler için detaylı analizler yapılarak dış akış sonuçları incelenmiştir. Analizlere başlamadan önce deneysel çalışmalarda kullanılacak olan çap uzunluğu belirlenmiş bir dairesel silindirin çevre uzunluğu hesaplanmıştır. Dairesel silindirin çevre uzunluğuna eşit çevre uzunluğunda olacak şekilde literatürden de faydalanarak 7 farklı çap oranındaki eliptik silindirlerin en ve boy uzunlukları belirlenmiştir. Belirlenen çap oranları için aynı boyutta akış hacimleri oluşturulmuştur. Tüm akış hacimleri için geometrilere uygun sık ağ yapıları oluşturulmuştur. Ağ yapıları oluşturulurken geometri üzerinde etkili olan sınır tabaka etrafında daha sık bir ağ yapısı tanımlanmıştır. Sınır tabakanın etkili olduğu ve analiz sonuçlarının gerçeğe yakın olarak elde edilmesi için önemli bir kıstas olan geometri etrafındaki y^+ değerleri tüm akış hacimlerinde $y^+ < 1$ olarak hesaplanmıştır. Elde edilen ağ yapıları için iki boyutlu analizler, sürekli (daimi) ve üniform akış şartlarında olacak şekilde yapılmıştır. Analizler yapılırken literatürde de sıklıkla kullanılan ve sınır tabakanın etkili olduğu dış akış çalışmalarına uygun olarak tespit edilen SST $k-\omega$ türbülans modeli kullanılmıştır. Girişte hız sınır şartı ve çıkışta basınç sınır şartı kullanılmıştır. Analizlerde yakınsama kriterinin en düşük değeri 10^{-6} olarak alınmıştır.

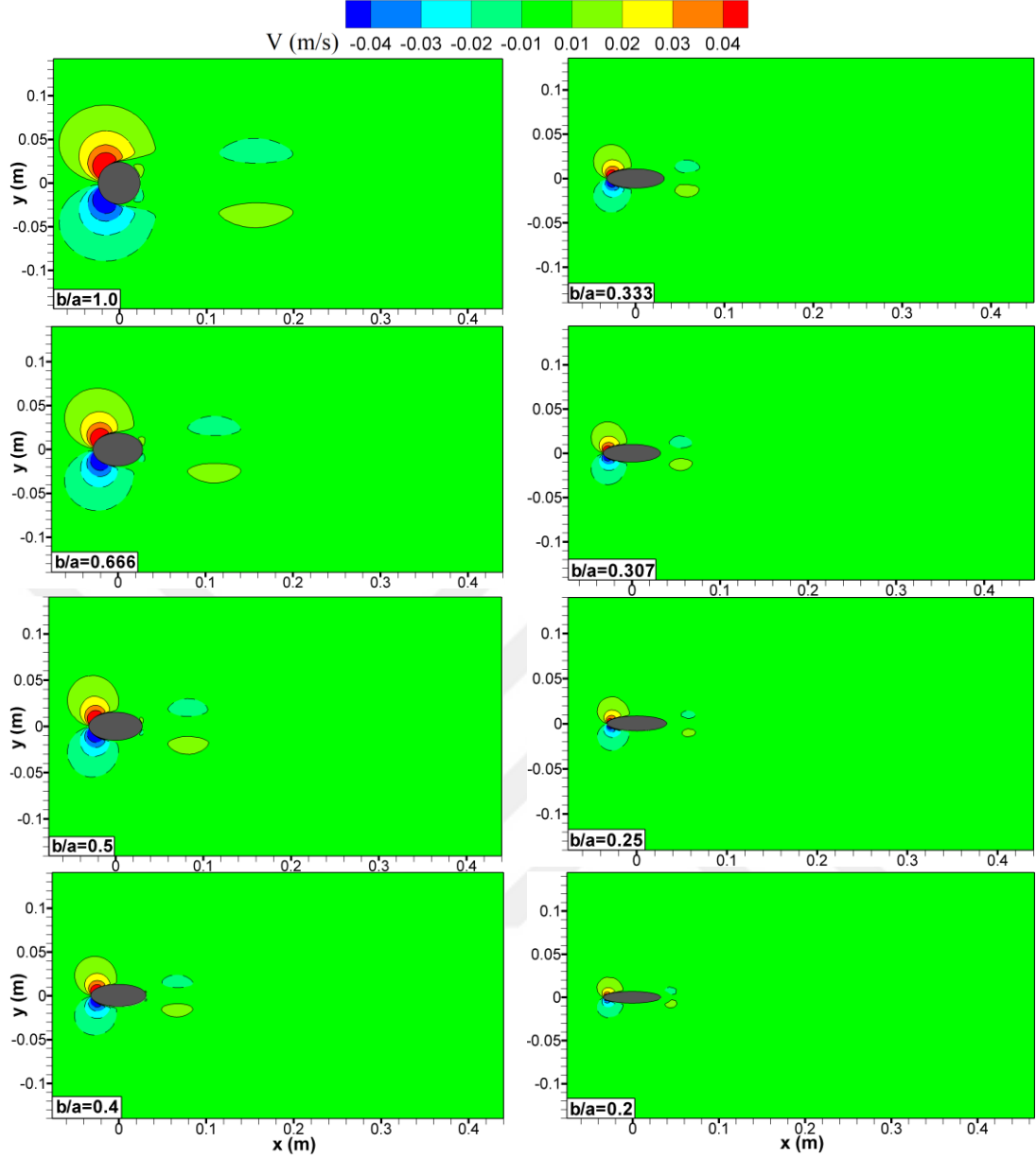
Analizler sonucunda, deneysel çalışmalarda ve ısı değiştirici tasarımında kullanılacak uygun geometri seçimine karar vermek için elde edilen görsel sonuçlar Şekil 4.1 – Şekil 4.5'te sunulmuştur. Şekillerde tüm çap oranlarına ait akım yönündeki ve akıma dik yöndeki ortalama hız konturları, ortalama akım çizgileri, akış hacmindeki statik basınç değişim konturları ve ortalama türbülans kinetik enerji konturları verilmiştir.

Sonuçlar incelendiğinde; eliptik çap oranı azaldıkça geometri art izinin daraldığı görülmüştür. Dairesel ve eliptik silindir geometrileri üzerindeki akış ayrılma noktaları akım çizgisi modellerinde açıkça ortaya konulmuştur. Akış ayrılma noktaları beklendiği gibi tüm eliptik çap oranlarında dairesele geometriye göre daha büyük açılarda olmuştur. Bunun nedeni, eliptik geometrinin akım çizgili bir modele daha benzer olmasıdır. Bu durum, cisim üzerindeki sürüklenme direncini azaltacak ve yüzey sürtünmesi kaynaklı sürüklenme kuvvetini bir miktar artıracak beklenmektedir. Ancak, basınç kaynaklı sürtünme kuvvetinin dairesele silindirde daha yüksek olması, sürüklenme katsayısının da büyük değerlerde olacağını göstermektedir. Bu durum, dairesele silindire ait akış hacminde daha fazla basınç düşüşü olacağını göstermiştir. Tüm durumlar karşılaştırıldığında; $b/a=1.0$ çap oranındaki dairesele silindir için statik basınç değişiminin daha fazla olduğu basınç değişim konturlarında da görülmektedir. Dış akış şartlarında, eliptiklik oranı arttıkça basınç düşüşünün azaldığı net olarak belirlenmiştir. Ancak, art izi boyutunun düşük çap oranlarında daha küçük olması ve eliptik silindir geometrisi etrafındaki kopan girdapların karışım bölgesini daha az etkilemesi ısı transferi açısından kesin olarak iyi bir sonuç elde edileceğini göstermemektedir.

Şekil 4.1'de verilen akım yönündeki ortalama hız konturları (U) incelendiğinde, eliptik silindirlerin art izindeki minimum hız değeri dairesele silindirden daha düşüktür. Ancak, dairesele silindirdeki en düşük hız konturu art izinde daha geniş bir alanda oluşmuştur. Bu nedenle, dairesele silindirin ön ve arka bölgesi arasındaki hız ve basınç dağılım farkının daha fazla olduğu basınç kontur sonuçlarında da görülmüştür. Elde edilen sonuçların beraber değerlendirilmesi için hız konturlarının en yüksek ve en düşük değerlerini gösteren ölçek tüm silindirler için -0.02 m/s ve 0.13 m/s aralığında verilmiştir. Kontur değişim aralıkları incelendiğinde, giriş hız değeri 0.1 m/s değerinden yaklaşık %23 daha büyük hız kontur değerleri akış alanında görülmüştür. Yüksek hız kontur dağılımları en çok dairesele silindir etrafındaki akış alanına dağılmıştır. Ayrıca, en yüksek hız konturlarının yoğun olduğu bölgelerin tüm silindirler için alt ve üst akış ayrılma noktalarından sonra oluştuğu gözlemlenmiştir.



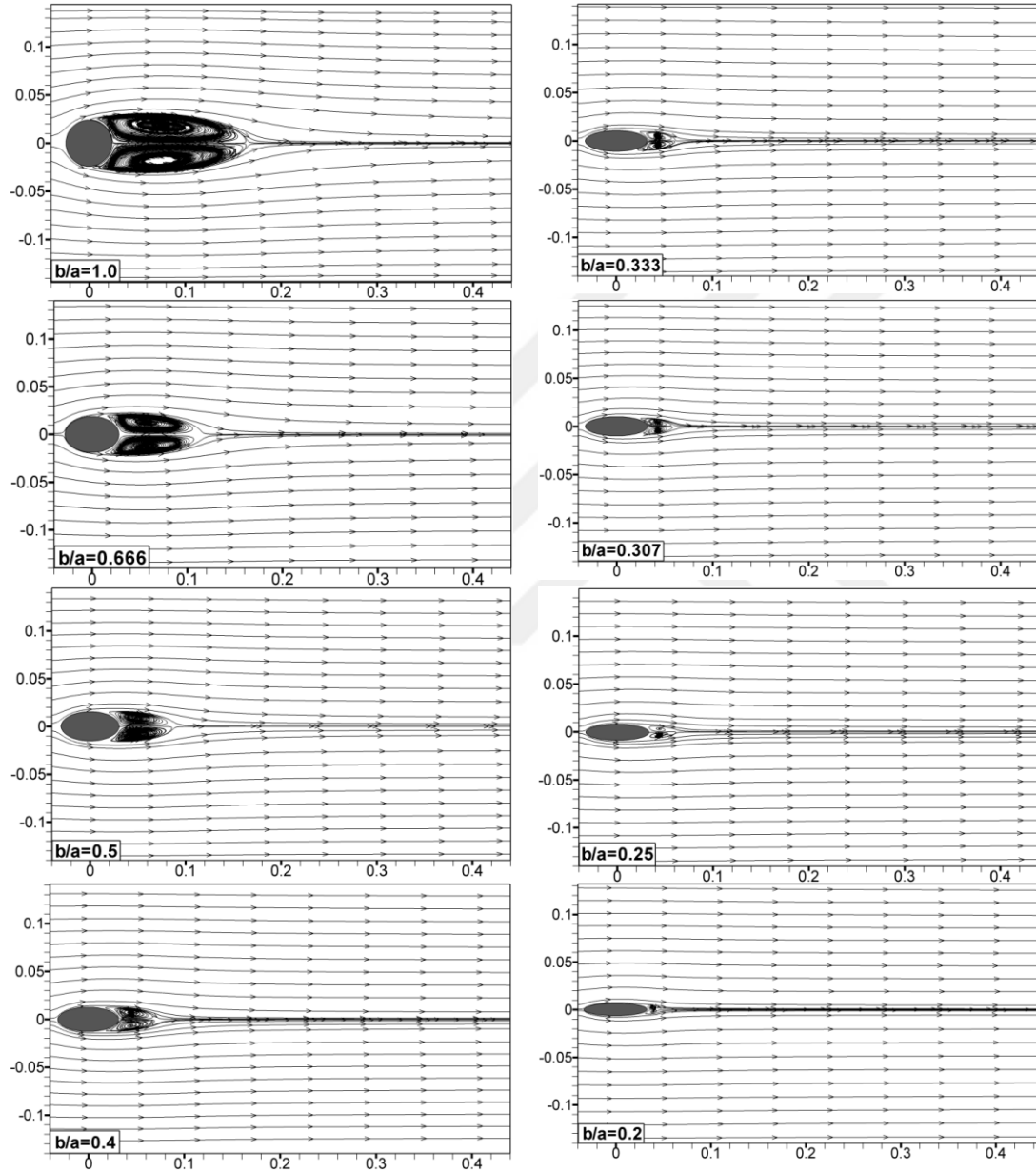
Şekil 4.1. Dairesel silindir ve 7 farklı çap oranındaki eliptik silindirler için HAD çalışmalarından elde edilen akım yönündeki ortalama hız konturlarının (U) karşılaştırılması



Şekil 4.2. Dairesel silindir ve 7 farklı çap oranındaki eliptik silindirler için HAD çalışmalarından elde edilen akıma dik yöndeki ortalama hız konturlarının (V) karşılaştırılması

Şekil 4.2’de akıma dik yöndeki (V) ortalama hız konturlarında tüm silindirler için aşağı akım yönünde negatif ve pozitif hız kontur bölgeleri oluşmuştur. Ayrıca, çap oranı $b/a=0.333$ değerine kadar olan tüm durumlarda, silindirin hemen arka bölgesinde silindire temas eden iki adet küçük boyutta hız konturları bulunmaktadır. Bu hız konturları, art izi bölgesindeki karışımın diğer durumlara göre daha fazla olduğu ve çalkantının yüksek olduğunun bir göstergesidir. Bunlara ilaveten, art izinde oluşan negatif ve pozitif değerlerdeki kontur bölgeleri çap oranı arttıkça silindire doğru yaklaşmıştır. Bu durum silindir üzerinden kopan girdapların aşağı akım yönünde etkileşiminin daha fazla olduğunu göstermiştir. Akıma dik yöndeki hız kontur değerleri

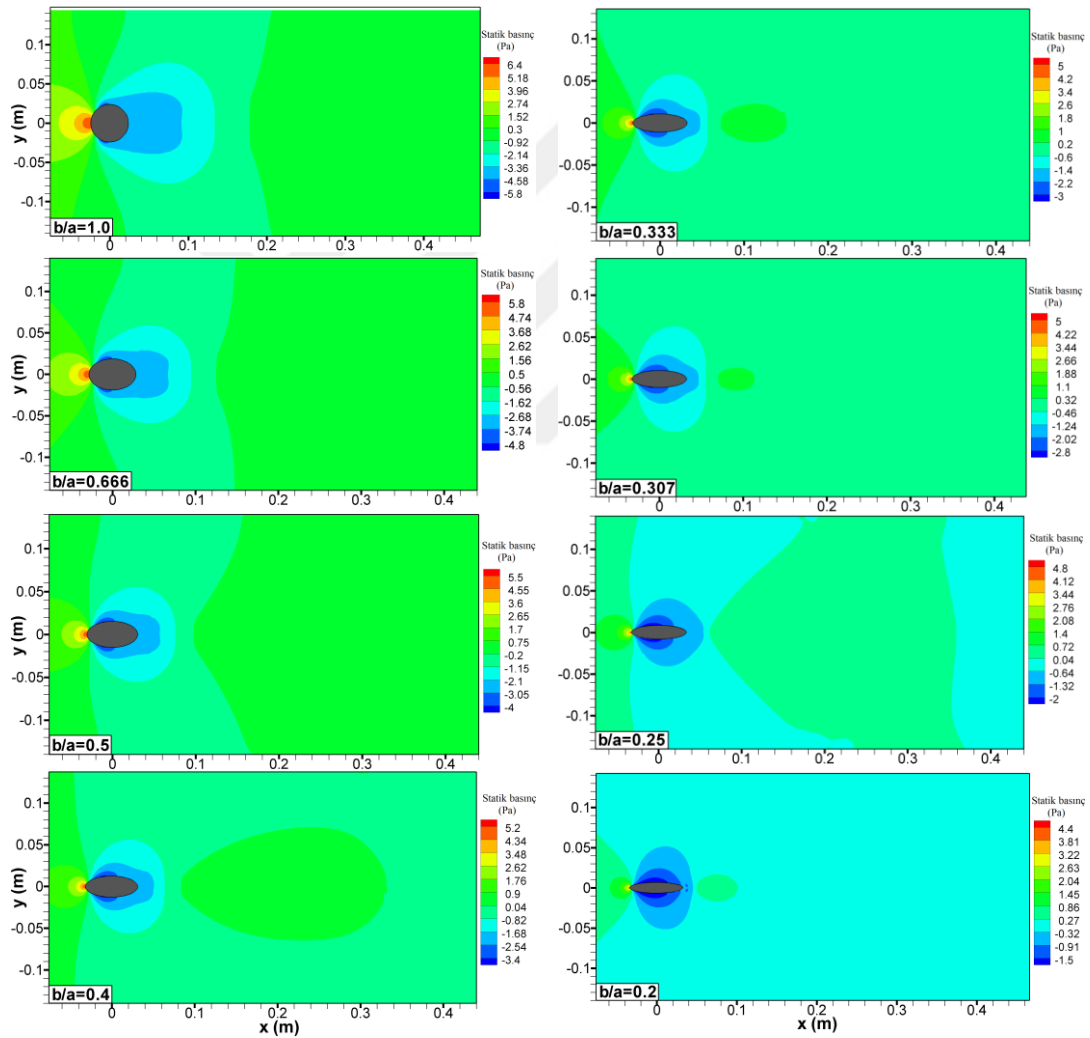
-0.04 ile 0.04 m/s aralığı için verilmiştir. Çap oranı $b/a=0.333$ ve $b/a=0.307$ 'den daha düşük olduğunda akıma dik yöndeki hız kontur değerleri sıfıra yakındır. Bu durum, akış ile silindir etkileşiminin yok denecek kadar az olduğu sonucunu ortaya çıkarmıştır. Böylece, $b/a=0.307$ 'den daha düşük bir çap oranı seçiminin uygun olmayacağına karar verilmiştir.



Şekil 4.3. Dairesel silindir ve 7 farklı çap oranındaki eliptik silindirler için HAD çalışmalarından elde edilen akım çizgilerinin (ψ) karşılaştırılması

Akışın cisim üzerinden ayrılma noktası, art izi bölgesinde oluşan karışım bölgesinin boyutu, karışım bölgesinde oluşan girdap yoğunluğu ile negatif ve pozitif hızın sıfırlandığı noktalar hakkında net bilgi veren ortalama akım çizgisi modelleri (ψ)

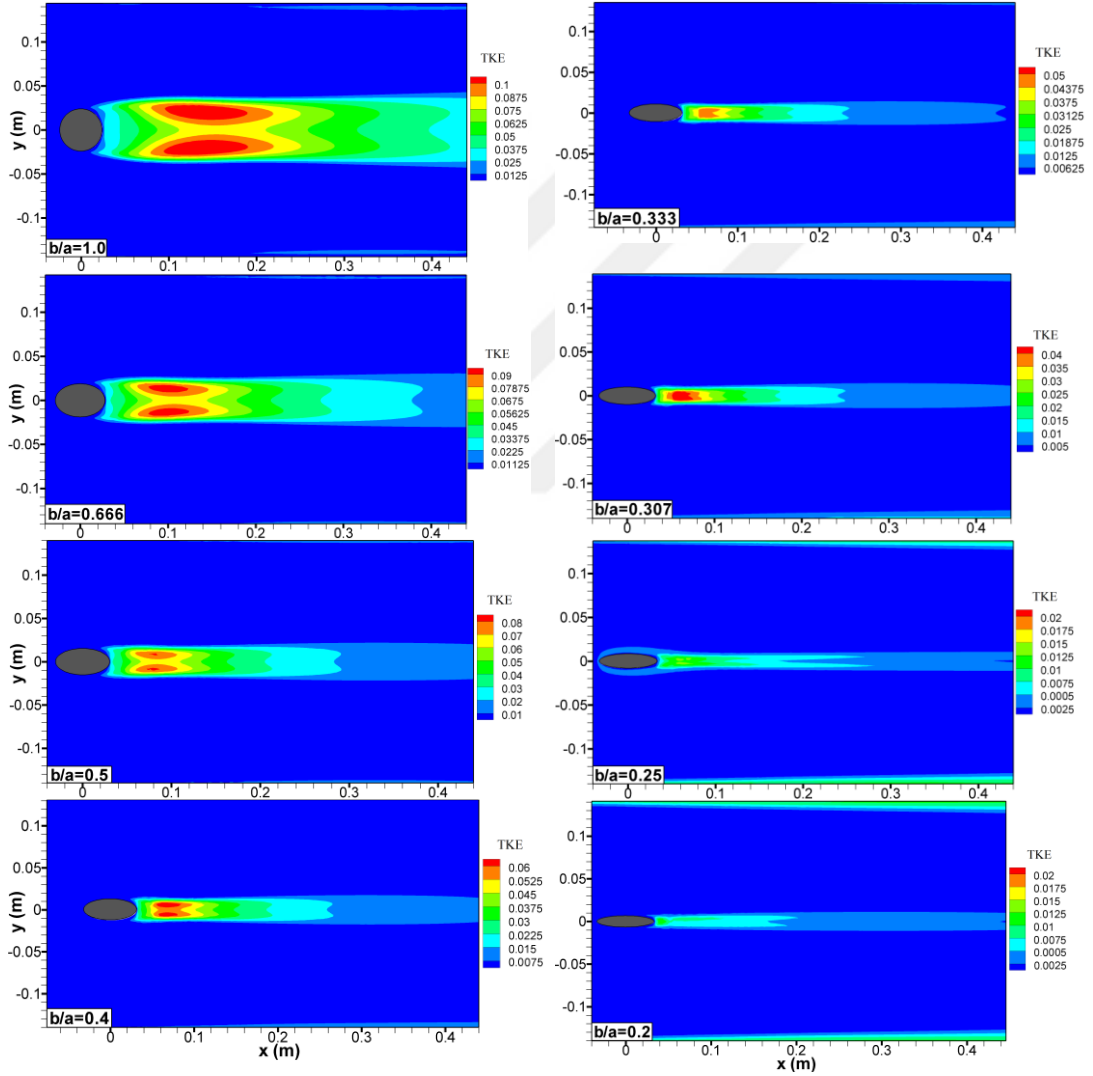
Şekil 4.3'te verilmiştir. Cisim üzerinden kopan girdaplar, tüm çap oranlarındaki silindirlerin karışım bölgesinde saat yönünde ve saat yönünün tersinde olmak üzere farklı boyutlarda iki adet girdap bölgesi oluşturmuştur. Bu girdapların aşağı akım yönündeki akış ile etkileşim uzunluğu tüm durumlar için farklı boyutlarda meydana gelmiştir. Ancak, $b/a=0.25$ ve $b/a=0.20$ çap oranları için bu girdap bölgeleri çok küçük boyutlardadır ve ana akış bölgesi ile etkileşim uzunlukları çok azdır. Bu durum, basınç düşüşü ve sürüklenme katsayısı açısından iyi sonuçlar vermesine rağmen karışım bölgesindeki uzun süreli etkileşimin ısı transferini artıracakı düşünüldüğünde istenmeyen bir olgu olarak yorumlanabilir.



Şekil 4.4. Dairesel silindir ve 7 farklı çap oranındaki eliptik silindirler için HAD çalışmalarından elde edilen statik basınç konturlarının karşılaştırılması

Şekil 4.4'te statik basınç konturlarının değişimleri verilmiştir. Basınç konturlarının en geniş değişim aralığı $b/a=1.0$ çap oranlı dairesel silindir etrafında elde

edilmiştir. Bu durum en fazla basınç farkının dairesel silindir etrafındaki akışta meydana geldiğini göstermektedir. Çap oranlarının azalması ile basınç konturlarının değişim aralığı da azalmıştır. Silindirler etrafında oluşan en yüksek konturlar akışın silindir ile ilk temas ettiği bölgede meydana gelmiştir. Dairesel silindir için elde edilen en yüksek statik basınç değeri 6.4 Pa olurken, $b/a=0.307$ ve $b/a=0.333$ oranlarında en yüksek değer 5 Pa olarak hesaplanmıştır. En düşük çap oranlarında ($b/a=0.25$ ve $b/a=0.2$) geometriden uzak akış hacmi bölgelerindeki kontur değerleri sıfıra yakındır. Bu akış yapı etkileşiminin çok az olduğunu bir sonucudur.



Şekil 4.5. Dairesel silindir ve 7 farklı çap oranındaki eliptik silindirler için HAD çalışmalarından elde edilen türbülans kinetik enerji (TKE) konturlarının karşılaştırılması

Şekil 4.5'te geometri etrafındaki ve akış alanındaki üniform hıza göre değişim gösteren hız değerlerine bağlı olarak hesaplanan ve akış yapı etkileşimi sonucu oluşan türbülansında bir göstergesi olan türbülans kinetik enerji (TKE) değişimleri tüm

durumlar için verilmiştir. Aynı zamanda, türbülans kinetik enerji değerleri x ve y yönündeki hızlarda meydana gelen değişimin kareleri alınarak hesaplandığı için akışın enerjisinin de bir göstergesidir. Yüksek enerjili akışın ısı transferini etkilediği literatürden de bilinmektedir. Tüm silindir sonuçları incelendiğinde; en yüksek TKE kontur değerleri silindirin hemen arkasındaki karışım bölgesinde oluşmuştur. Yine beklendiği gibi en yüksek TKE değişimleri dairesel silindir durumunda meydana gelmiştir. Ayrıca, silindir etrafından geçen akışa ait TKE kontur değişimlerinin aşağı akım yönünde çok uzak bölgelere kadar ilerlediği görülmüştür. Çap oranı $b/a=0.25$ ve $b/a=0.2$ durumlarında TKE değişimlerinin çok az olduğu ve dairesel silindire göre 5 kat daha düşük değerlerde olduğu tespit edilmiştir. Bu durum, düşük çap oranlarında çalkantı değerlerinin de çok az olduğunu göstermiştir. Ayrıca, çap oranı $b/a=0.307$ değerine kadar azaldıkça TKE konturlarının yoğun olduğu kırmızı renkli bölgelerin azaldığı ve bu çap oranından sonra hiç oluşmadığı görülmüştür.

Dairesel silindir ve 7 farklı çap oranlı eliptik silindir için HAD sonuçları görsel olarak verilmiş ve birbiri ile kıyaslanmıştır. Bu sonuçlardan yola çıkarak basınç değişimleri, art izi bölgesi boyutları, karışım bölgesindeki değişimler, TKE değerlerinin silindir ile etkileşimi de düşünülerek $b/a=0.307$ çap oranlı silindir için deneysel çalışmalar yapılmasına karar verilmiştir. Eliptik silindirlerin imalatındaki zorluklardan dolayı tüm silindirler için deneysel çalışma yapılamamıştır. Tezin bir sonraki aşamasında ise, dairesel silindir ve $b/a=0.307$ çap oranlı eliptik silindir için PIV deneyleri ve HAD çalışmaları yapılmıştır.

4.1.2. Tek silindir etrafındaki akış yapısının HAD ve PIV ile incelenmesi

Deneysel çalışmalarda kullanılmak üzere 3 farklı çapta dairesel silindir ile bir adet eliptik silindir, lazer ışığının silindirin içinden geçebilmesi için şeffaf malzemeden imal edilmiştir. Özellikle eliptik silindir imalatı için çap oranlarının ölçüm sistemine ve imalata uygun olması gerektiği göz önüne alınmıştır. Buna bağlı olarak, HAD çalışmaları sonucu karar verilen $b/a=0.307$ çap oranındaki eliptik silindir için 65 mm ve 20 mm en ve boy oranına sahip silindir imal edilmiştir. Eliptik silindirin iki farklı çapa sahip olmasından dolayı akış yapılarını karşılaştırmak için eliptik silindirin sırası ile en ve boy uzunlukları olan 65 mm ve 20 mm çaplı iki farklı dairesel silindir de yine şeffaf malzemeden imal edilmiştir. Bunlara ilaveten eliptik silindirin çevre uzunluğuna eşit çevre uzunluğunda olacak şekilde 48 mm çaplı bir dairesel silindir imal edilmiştir.

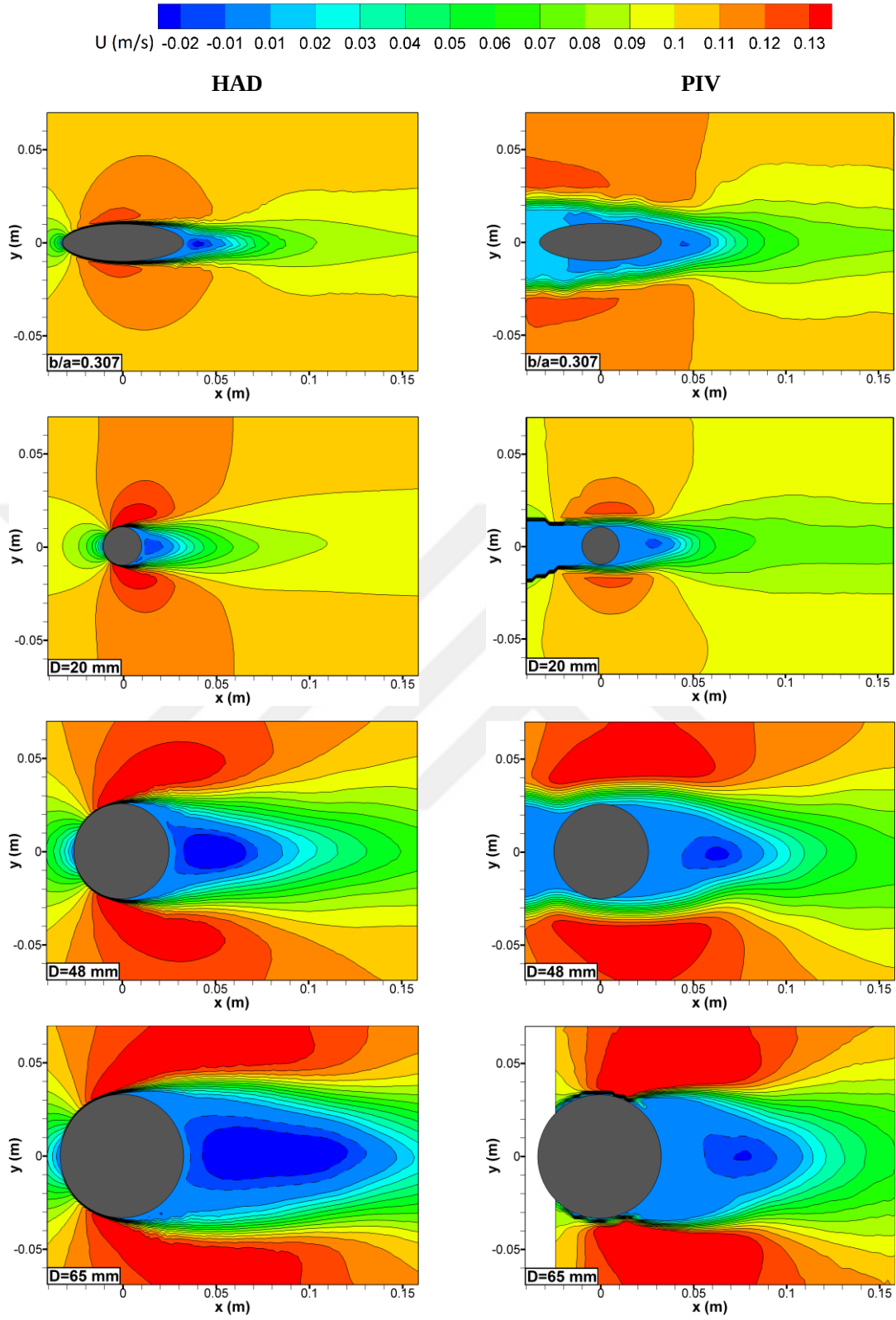
4 farklı silindir etrafındaki akış yapısını görüntülemek için PIV hız ölçüm sistemi ile deneyler yapılmıştır. Deneyler tamamlandıktan sonra HAD sonuçlarını doğrulamak için aynı silindirler etrafındaki akış yapısı HAD ile incelemiştir. Sayısal çalışmalar zamana bağlı olarak ve deneysel çalışmaya uygun zaman adımı ile gerçekleştirilmiştir. Ayrıca, deneysel ve sayısal çalışmalar sonucunda eliptik ve dairesel silindirler kıyaslanarak bir sonraki aşama öncesi elde edilen sonuçlar kıyaslanmıştır.

Sayısal ve deneysel çalışmalar sonucunda akış yapılarının detaylı analizi için akım yönündeki ortalama hız konturları (U), akıma dik yöndeki hız konturları (V), ortalama akım çizgisi modelleri (ψ) ve ortalama girdap konturları (ω) görsel olarak verilmiştir. Özellikle deneysel çalışmalarda silindirlerin yukarı akım yönündeki bazı bölgelerinde lazer ışığının silindir üzerinden yansması sonucu karanlık kısımlar oluşmuştur. Bu yansımalarla ötürü hız konturlarında bir kısım bozulmalar meydana gelmiştir. Bu durumun ispatı olarak tezin materyal ve yöntem bölümünde deneysel fotoğraflar sunulmuştur. Ancak, silindir yakın çevresinde ve art izinde akış yapısı net olarak görüntülenmiştir. Yansımalar özellikle eliptik silindirin uç kısımlarında silindir köşelerinin daha kalın işlenmesinden dolayı oluşmuştur. İmalat aşamasında birden fazla silindir modeli denenmiş ve en uygun olanı için deneysel çalışmalar yapılmıştır.

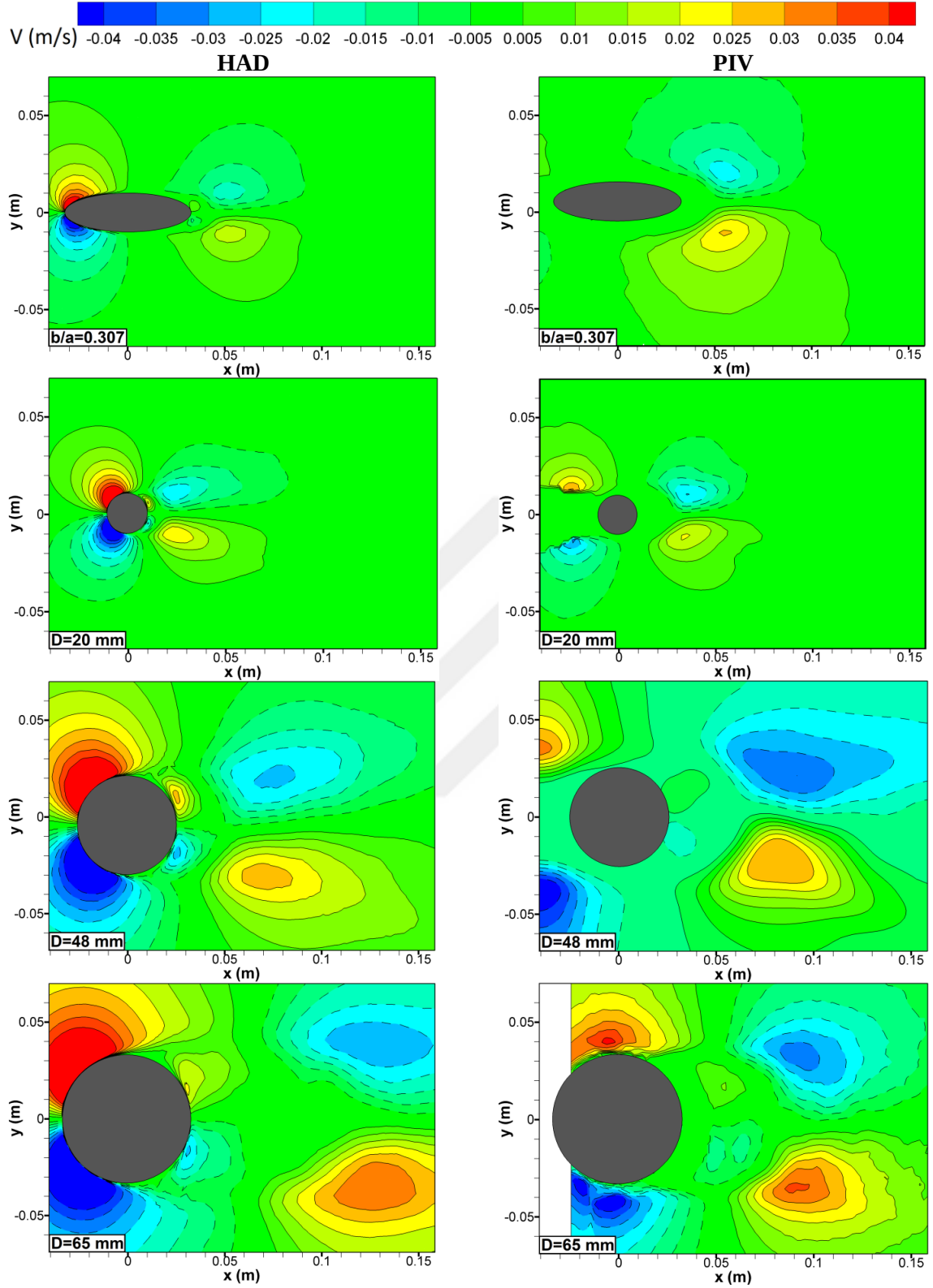
Sayısal çalışmalar yapılırken özellikle literatürde zamana bağlı analizlerde silindir etrafından kopan girdapların daha iyi yakalanması ve karışım bölgesi boyutlarının deneysel çalışmalarla uyumlu olması için önerilen LES türbülans modeli kullanılmıştır. LES türbülans modeli özellikle yarı modelleme yarı gerçek çözüm yapmasından ötürü ve RANS modellerine göre daha avantajlı olması nedeniyle dış akış çalışmalarında literatürde daha fazla kullanılmıştır. Bu nedenle PIV sonuçları ile kıyaslandığında LES türbülans modeli tercih sebebi olmuştur.

Sayısal ve deneysel çalışmalardan elde edilen tüm sonuçlar karşılaştırmalı olarak Şekil 4.6 – Şekil 4.9 arasında verilmiştir. Görsel sonuçlar öncelikle eliptik silindir ve dairesel silindirler için kendi aralarında kıyaslanmış ve sonrasında PIV ve HAD sonuçlarının birbirine uyumu değerlendirilmiştir. Tüm şekillerde sol sütun HAD analiz sonuçlarını, sağ sütun PIV deney sonuçlarını göstermektedir. Ayrıca, görsellerde yukarıdan aşağıya kadar olan satırlarda sırasıyla eliptik silindir, 20 mm, 48 mm ve 65 mm çaplı silindirlere ait sonuçlar verilmiştir. Tüm sonuçlarda, x ve y eksenleri silindirlerin tam merkezi orijin noktası olacak şekilde ayarlanmıştır. Tüm eksenler metre cinsinden aynı değerleri göstermektedir.

Şekil 4.6’da, sayısal ve deneysel çalışmalardan elde edilen akım yönündeki ortalama hız konturları tüm silindirler için karşılaştırmalı olarak verilmiştir. PIV deneylerinde üniform akış hızı 0.1 m/s olarak ayarlanmış ve hız kontur değişimlerini aynı şartlarda kıyaslamak için tüm durumlarda konturlar -0.02 m/s ve 0.13 m/s aralığındaki ölçek değerlerinde verilmiştir. Tüm silindirlerin art izi bölgesinde negatif hız konturlarının akım yönündeki etki uzunluğu kıyaslandığında, en büyük kontur uzunluğu 65 mm olarak dairesel silindirde oluşmuştur. En küçük kontur uzunluğu eliptik silindir ($b/a=0.307$) için elde edilirken, 20 mm çaplı dairesel silindir için eliptik silindire en yakın sonuç elde edilmiştir. Bu durum tüm silindirlerin dönümlü akış bölgesindeki negatif yönde oluşan hızların etkileşimde olduğu alan hakkında bilgi vermektedir ve basınç düşüşü açısından olumsuz bir durum oluşturmuştur. Ancak, dairesel silindirler kendi aralarında karşılaştırıldığında akış yapıları, kontur oluşumları ve hız dağılımları birbirine benzemektedir. Buradaki asıl amaç literatürde eliptik silindirin en ve boy uzunluğuna eşit çaplardaki dairesel silindirler etrafındaki akış yapılarını ve aynı hızda elde edilen sonuçları karşılaştırmaktır. Üniform giriş hızına göre en büyük hız değerlerine sahip konturların 65 mm ve 48 mm çaplı dairesel silindirlerin çevresinde daha geniş bir alana dağıldığı görülmektedir. Bu durum özellikle akış alanındaki kırmızı renkli konturların dağılımlarından anlaşılmaktadır.



Şekil 4.6. Dört farklı silindir için HAD (sol sütun) ve PIV (sağ sütun) çalışmalarından elde edilen akım yönündeki ortalama hız konturlarının (U) karşılaştırılması



Şekil 4.7. Dört farklı silindir için HAD (sol sütun) ve PIV (sağ sütun) çalışmalarından elde edilen akıma dik yöndeki ortalama hız konturlarının (V) karşılaştırılması

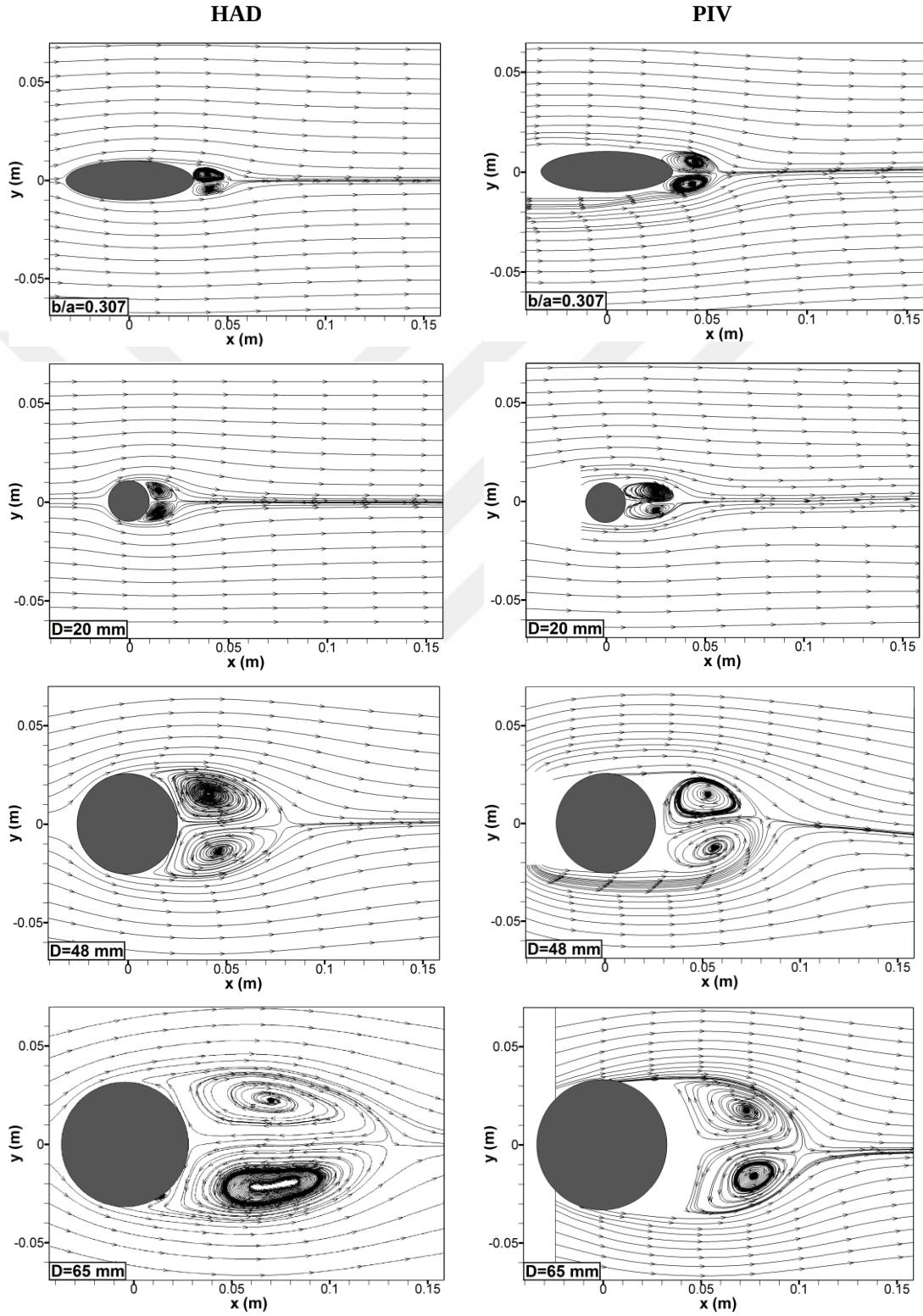
Akıma dik yöndeki hız konturlarının (V) değişimleri Şekil 4.7’de tüm durumlar için -0.04 m/s ile 0.04 m/s aralığındaki ölçek değerlerinde verilmiştir. Aşağı akım

yönünde tüm silindirler için 2 negatif 2 pozitif olmak üzere toplam 4 adet kontur bölgesi meydana gelmiştir. Oluşan kontur bölgeleri eliptik silindir ve 20 mm çaplı dairesel silindirin yakın çevresinde PIV deneylerindeki yansımalarından dolayı net olarak görülememiştir. Ancak, oluşması beklenen bu konturlar HAD ile elde edilen sonuçlarda ortaya çıkmıştır. Bahsedilen kontur bölgelerinde en yüksek ve en düşük hız değerleri artan çap ile birlikte hem negatif hem de pozitif yönde artmıştır. Bu değerler eliptik silindir için negatif ve pozitif kontur bölgelerinde sırasıyla en yüksek -0.025 m/s ile 0.03 m/s iken, 65 mm çapındaki dairesel silindir için -0.035 m/s ile 0.04 m/s mertebelerine kadar ulaşmıştır. Ancak, bu değerler 20 mm dairesel silindir durumunda eliptik silindir ile yaklaşık aynı değerlerde oluşmuştur. Ayrıca, eliptik silindir çevresi ile eşit uzunlukta olan 48 mm çapındaki dairesel silindir için bu değerler -0.035 m/s ile 0.03 m/s olarak elde edilmiştir. Bunlara ilave olarak akışın silindirlere ilk temas ettiği ön bölgesinde negatif ve pozitif olmak üzere 2 adet kontur bölgesi meydana gelmiştir. Oluşan bu kontur bölgelerinin hepsi silindirlerin çevresindeki çalkantı ve türbülansın etkilerini ortaya çıkarmıştır.

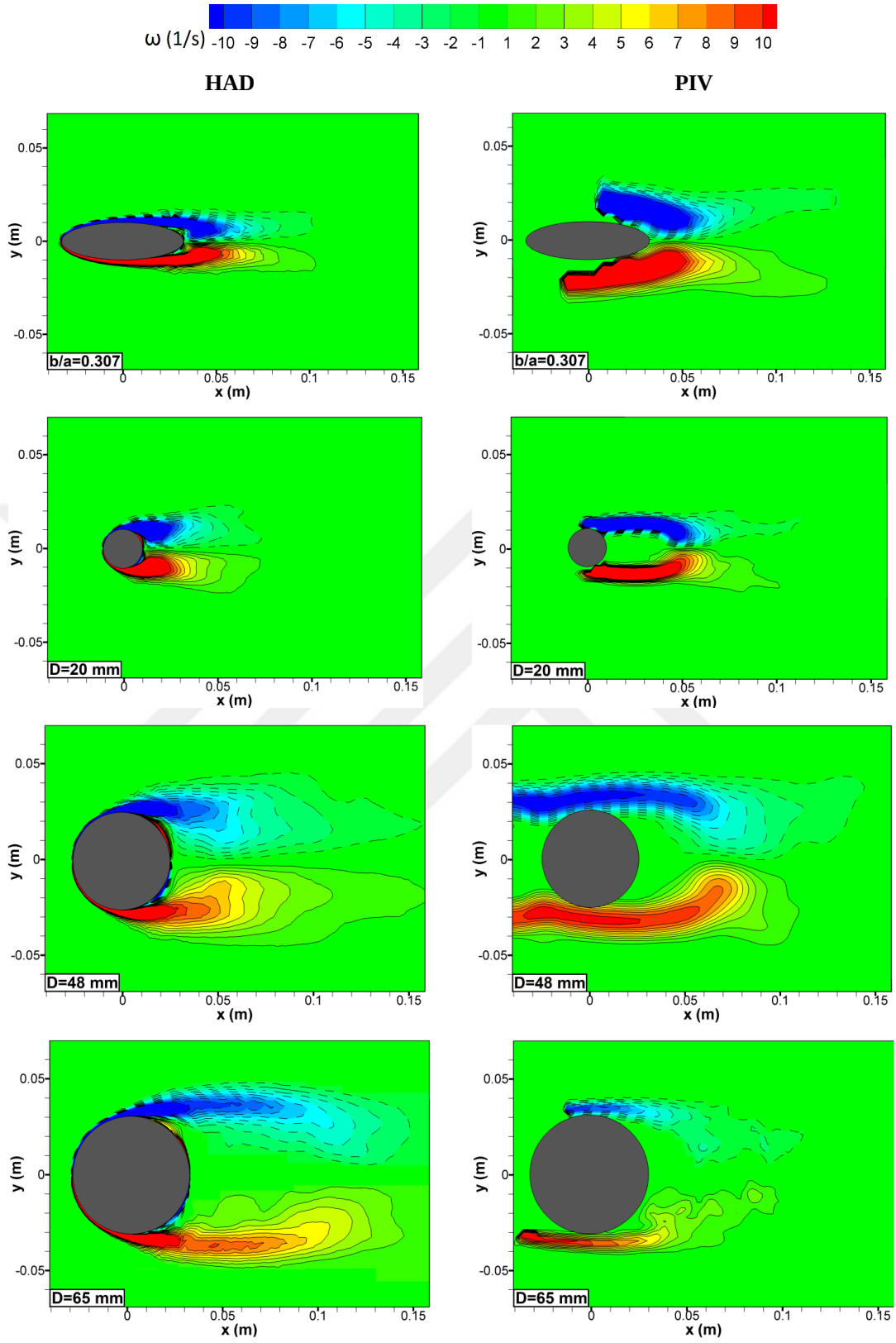
Şekil 4.8’de verilen akım çizgisi modelleri incelendiğinde; silindir üzerinden geçen akışın aşağı akım yönünde oluşturduğu dönümlü akış bölgesi net olarak görülmüştür. Bu akış bölgesi silindir yüzeyinden zıt yönde kopan girdapların oluşturduğu türbülanslı yapının etkili olduğu alanı ortaya çıkarmıştır. Silindirin hemen arkasında oluşan bu karışım bölgesinin boyutları silindirlerin çapı arttıkça uzamıştır. Eliptik silindir ile 20 mm çaplı dairesel silindirin art izindeki bu bölge boyut olarak birbirine yakındır. Ancak, akışın silindir yüzeyinden ayrılma açısı karşılaştırıldığında akış eliptik silindir yüzeyinden daha geç ayrılmıştır. Bu durum akışın eliptik silindir yüzeyi ile daha fazla temasta olduğunu göstermiştir. Zıt yönde dönerek karışım bölgesini oluşturan akış ilerledikçe sönmelenmiştir ve ana akımla birleşerek yoluna devam etmiştir.

Şekil 4.9’da verilen ortalama girdap konturları için değişim aralığı tüm silindirler için -10 1/s ile 10 1/s aralığındaki ölçek değerlerinde verilmiştir. Silindirlerin üst kısmında saat yönünde negatif ve alt kısmında saat yönünün tersinde pozitif girdaplar oluşmuştur ve bu girdaplar akım yönünde ilerleyerek art izi bölgesine yönelmiştir. Girdap konturları incelendiğinde, 48 mm ve 65 mm çaplı dairesel silindirler üzerinden kopan girdaplar, aşağı akım yönünde çok daha uzun mesafelerde birbiriyle etkileşim halindedir. Ancak, bu durum eliptik silindirdeki akış yapısı ile karşılaştırıldığında kopan girdapların daha kısa mesafede etkileştiğini ve tekrar dönerek

eliptik silindir arka yüzeyine çarptığı görülmüştür. Silindirler etrafında oluşan bu girdaplar akış alanındaki türbülanslı bölgeler ve bu bölgelerde dağıldığı alanlar hakkında detaylı bilgi vermiştir.



Şekil 4.8. Dört farklı silindir için HAD (sol sütun) ve PIV (sağ sütun) çalışmalarından elde edilen ortalama akım çizgilerinin (ψ) karşılaştırılması



Şekil 4.9. Dört farklı silindir için HAD (sol sütun) ve PIV (sağ sütun) çalışmalarından elde edilen ortalama girdap konturlarının (ω) karşılaştırılması

Sayısal ve deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçlar karşılaştırıldığında genel olarak sonuçların uyumlu olduğu görülmektedir. Bazı sonuçlarda PIV deneyleri esnasındaki yansımalarından dolayı silindirlerin ön bölgesinde akışın net görüntüsü elde edilememiştir. Ancak, görüntülenemeyen o bölgeler HAD sonuçlarında ortaya çıkmıştır ve akış yapısı hakkında istenilen detaylar görülmüştür. Genel olarak akım çizgisi sonuçlarında art izi genişliği ve uzunluğu, silindir üzerinden kopan girdapların yönelimi, silindir üzerinden ayrılan akışın ayrılma noktası ve hız konturlarının oluşum bölgesi HAD ve PIV sonuçlarında birbirilerini tamamlamaktadır. Oluşan bazı farklılıklar literatürde de kabul edilen aralıkta meydana gelmiştir ve tezin bundan sonraki aşamasında LES türbülans modelinin kullanımı konusunda ön fikir vermiştir. Ayrıca, burada karşılaştırılan dairesel silindir sonuçlarına göre; bir ısı değiştiricide iki kanat arasındaki akış hacmini temsilen tasarlanacak olan çoklu dizilim için kullanılacak dairesel silindirle ilgili bilimsel sonuçlar elde edilmiştir.

4.2. Çoklu Dizilimli Dairesel ve Eliptik Silindirler için HAD ve PIV Sonuçlarının Karşılaştırılması

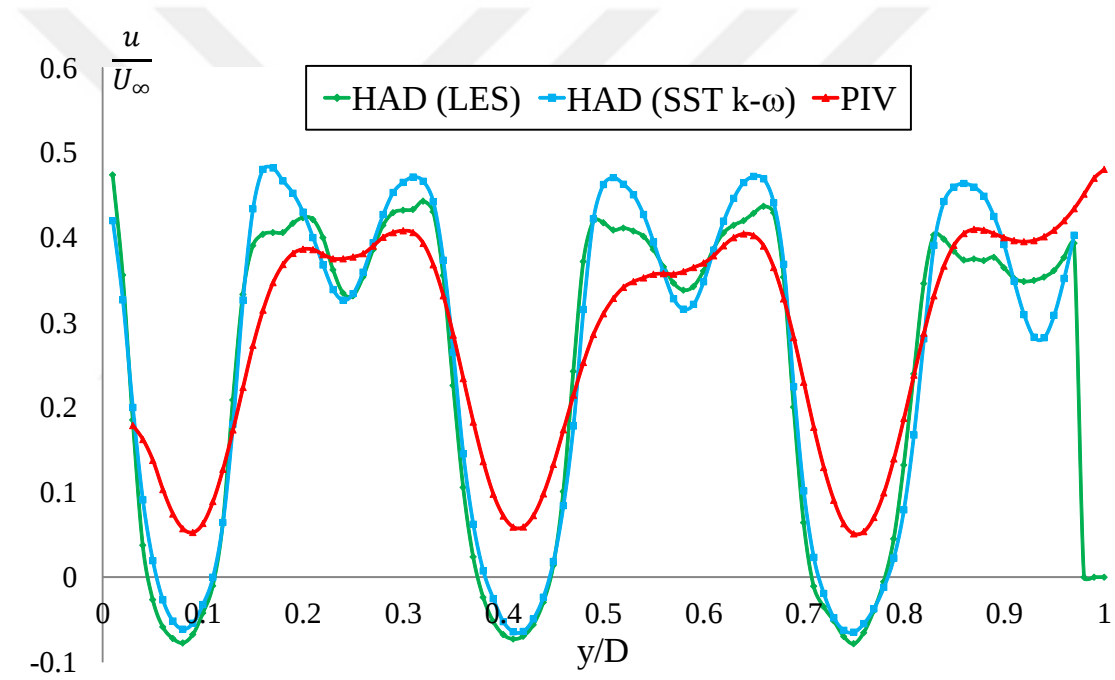
Tek dairesel silindir ve farklı çap oranlarındaki eliptik silindirler için yapılan deneysel ve sayısal çalışmalarda, akış yapısı ve hidrodinamik karşılaştırmalar sonucunda uygun çap oranı $b/a=0.307$ olarak belirlenmiştir. Bu sonuçlara göre çoklu ve çapraz dizilime sahip tasarım için PIV deneylerine uygun olacak şekilde $b/a=0.307$ çap oranına sahip eliptik silindir imalatı yapılmıştır. İmalatının pratik olması ve PIV deneylerine uygun olması için eliptik çap uzunlukları 65 mm ve 20 mm olacak şekilde silindirler tasarlanmıştır. Öncelikli olarak eliptik çap oranı $b/a=0.307$ ve $D=20$ mm çaplı dairesel silindir için çapraz dizilimli olarak deney düzeneği tasarlandıktan sonra PIV deneyleri yapılmıştır. Deneysel çalışmalardan sonra aynı silindirler için farklı türbülans modelleri kullanılarak HAD analizleri yapılmış ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. Son aşamada eliptik silindirin çevre uzunluğuna eşit çevre uzunluğundaki çapa sahip olan $D=48$ mm çapındaki dairesel silindir için LES türbülans modeli ile sadece HAD çalışmaları yapılmıştır. Deneysel çalışmalarda akış görüntülemesi ilk 6 silindir için yapılmıştır.

Literatürdeki birçok çalışmada ilk 5 silindirin art izi görüntüleri verilmiş ve akışın periyodik olduğundan bahsedilmiştir (Iwaki ve ark., 2004; Paul ve ark., 2007; Paul ve ark., 2008; Ozturk ve ark., 2016). Deneysel çalışmalarda kullanılan modeller

normal şartlara göre 2.5 kat daha büyük olduğu için ilk 6 silindire ait akış alanı kamera ile tek seferde görüntülenememiştir. Bu nedenle deneyler art arda devam eden silindir için birbirini takip eden akış alanları görüntülenecek şekilde parça parça kaydedilmiş ve sonuçlar birleştirilerek sunulmuştur. Ayrıca, deneysel çalışmalar sonucunda verilen görsel sonuçlarda birleşme noktaları belirtilmiştir. Sayısal çalışma sonuçlarında da aynı birleşme noktaları belirtilerek karşılaştırmalar yapılmıştır. HAD sonuçları ilk 6 silindir için doğrudan sunulmuştur. Sonuçlar öncelikle, $b/a=0.307$ çap oranındaki eliptik silindir ile $D=20$ mm çapındaki dairesel silindir için PIV ve HAD için kullanılan 2 farklı türbülans modeline ait noktasal veriler ile sunulmuştur. Daha sonra, $b/a=0.307$ çap oranındaki eliptik silindir ile $D=20$ mm çapındaki dairesel silindir için verilmiştir. Son olarak $b/a=0.307$ çap oranındaki eliptik silindir, $D=20$ mm ve $D=48$ mm çapındaki dairesel silindirler için yapılan sayısal çalışma sonuçları sunulmuştur. Deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen noktasal veriler Şekil 4.11 - 4.16'da; akım yönündeki ve akıma dik yöndeki ortalama hız konturları ile ortalama girdap konturları ise Şekil 4.17 - 4.26 arasında karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

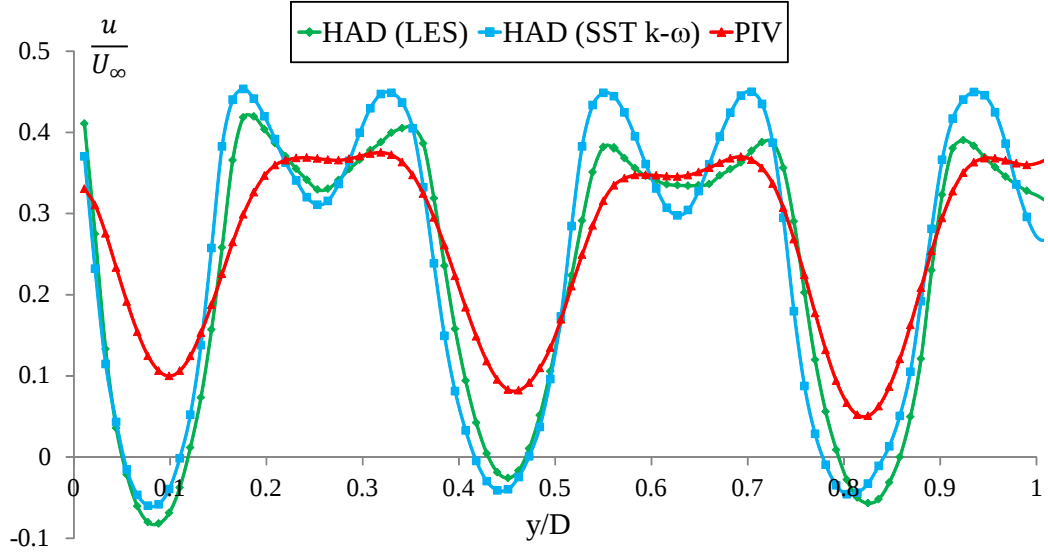
Deneysel çalışmalara en yakın sonuçların elde edilmesi ve uygun türbülans modelinin tespit edilip sayısal çalışmaların doğrulanması için literatürde benzer çalışmalarda çoğunlukla tercih edilen SST $k-\omega$ ve LES türbülans modeli kullanılmıştır. Literatürde yapılan karşılaştırmalarda da tez çalışmalarında olduğu gibi deneysel çalışmalara en yakın sonuçlar LES türbülans modeli kullanılarak elde edilmiştir (Hassan ve Barsamian, 2004; Liang ve Papadakis, 2007; Salinas-Vázquez ve ark., 2011; Hassanzadeh ve ark., 2012; Salpeter ve Hassan, 2012; Hu ve ark., 2015; Luo ve ark., 2015; Zhang ve ark., 2015; Yagmur ve ark., 2017; Lee ve ark., 2018). Tez kapsamında, çoklu ve çapraz dizilmiş dairesel ve eliptik silindirler için SST $k-\omega$ ve LES türbülans modelleri ile sayısal çalışmalar yapılarak noktasal hız değişimleri karşılaştırılmıştır. Akış hacminin tam merkez bölgesinde, 1, 3 ve 5. sıradaki silindirlerin ardışık silindir ile arasında bulunan mesafenin tam ortasından dikey yönde alınan hız değişimlerinin boyutsuz olarak karşılaştırmaları Şekil 4.11 - Şekil 4.16 arasında verilmiştir. Grafikler halinde verilen bu noktasal değişimler, aynı zamanda PIV ve HAD çalışmalarına ait görsel sonuçların sayısal olarak karşılaştırılmasıdır. Dairesel silindir için noktasal hız verilerinin alındığı yerler Şekil 4.10'da kırmızı bir çizgi ile belirtilmiştir.

farkı %10 civarındadır. Bu farkların oluşmasının nedenleri deneyler esnasında lazer ışığının şeffaf silindir modeli üzerinden geçerken silindir uç kısımlarında meydana gelen yansımalar olduğu düşünülmektedir. Akışın model içine girdikten sonra ilk karşılaştığı silindirlerde akış ve kütle cisim arasında etkileşim ilk defa olduğu için hız profillerinde çok dalgalı bir değişim gözlenmemiştir. Ancak, akış ilk ve 2. silindirleri geçtikten sonra çapraz diziliminde etkisi nedeniyle akış ile cisim arasındaki etkileşimin arttığı, akış profilinde dalgalanmaların olduğu ve hız değerlerinde önemli değişimler olduğu 3. ve 4. silindirler arasında bariz şekilde görülmektedir. Bu durumda özellikle bu bölgede akış ile düşük basınçlı bölge arasında karışımın arttığı ve bu bölgede ısı transferinin artacağını göstermektedir.

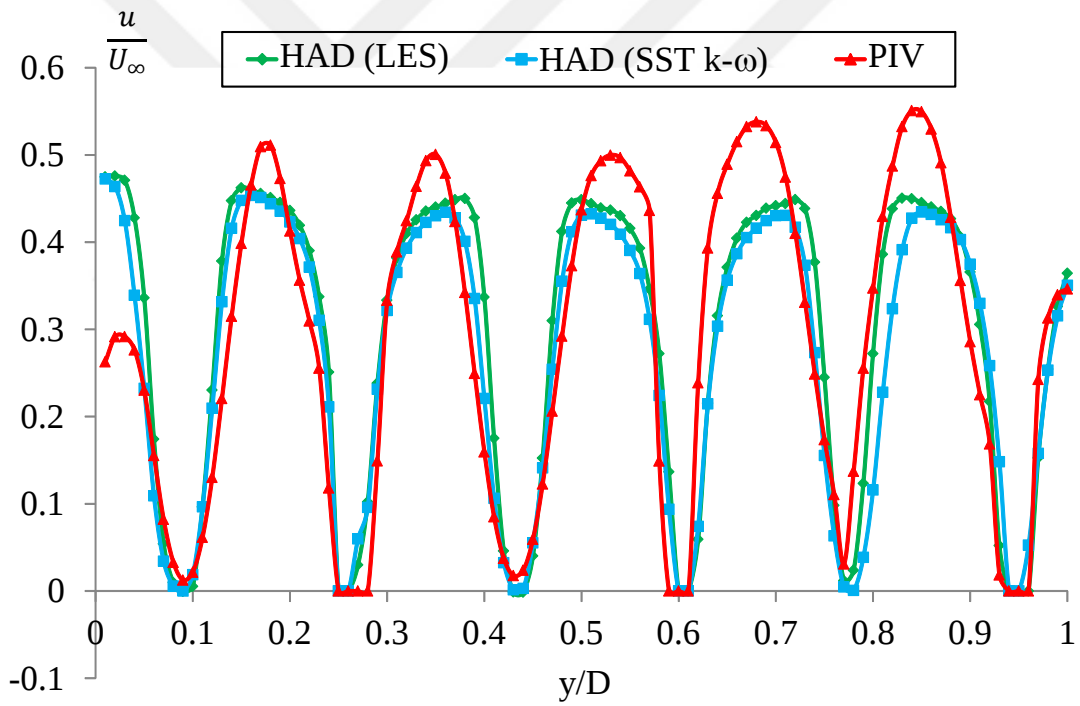


Şekil 4.12. Çoklu ve çapraz dizilmiş dairesel silindirler için 3. ve 4. sıradaki silindirlerin orta noktasından alınan akım yönündeki hızların dikey yöndeki noktasal değişimlerinin karşılaştırılması

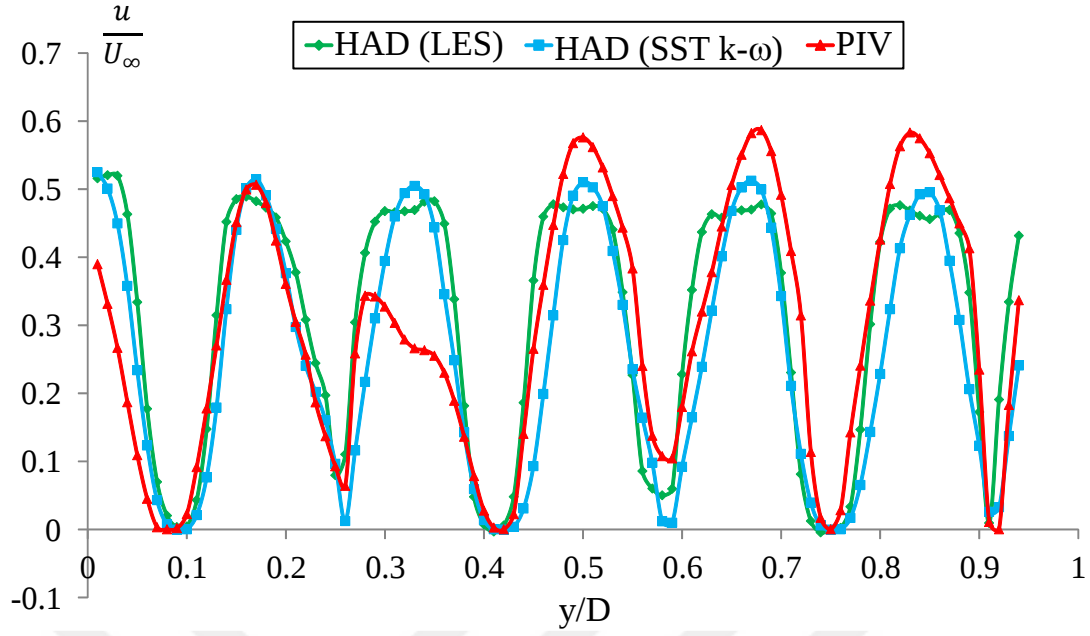
Şekil 4.13 - Şekil 4.16'da, dairesel ve eliptik silindirler için 5. ve 6. sıradaki silindirlerin orta noktasındaki boyutsuz hız karşılaştırmaları verilmiştir. Dairesel silindir için elde edilen hız verileri deneysel değerler ile uyumludur. Eliptik silindir için alınan verilerde deneysel ve sayısal sonuçlar için bazı bölgelerde hız farklılıkları oluşmasına rağmen genel olarak benzer bir hız profili elde edilmiştir.



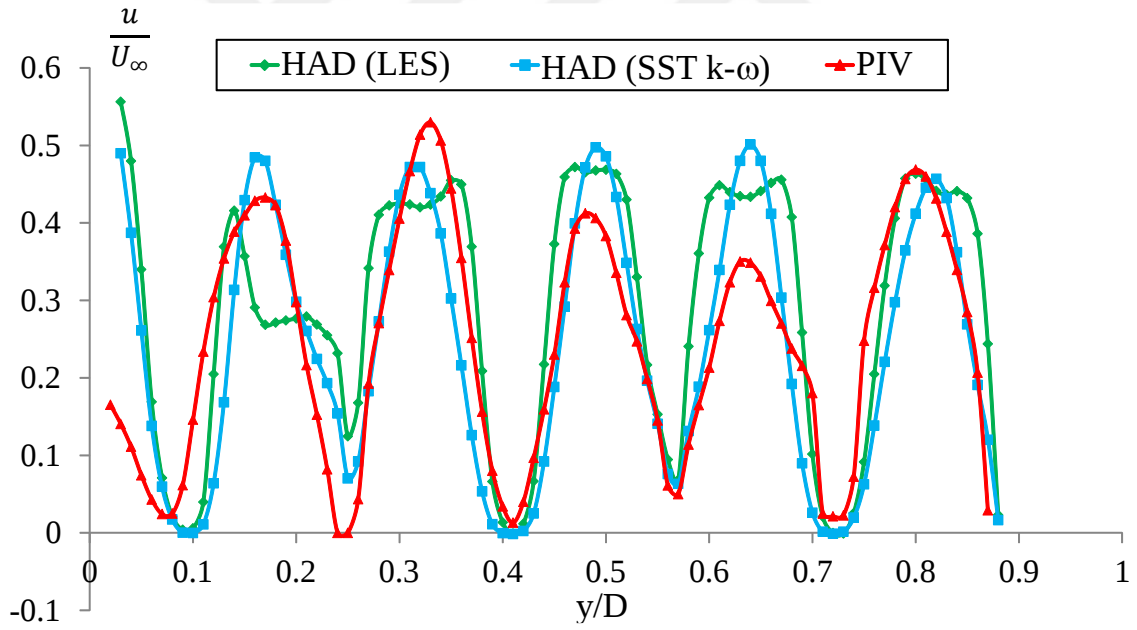
Şekil 4.13. Çoklu ve çapraz dizilmiş dairesel silindirler için 5. ve 6. sıradaki silindirlerin orta noktasından alınan akım yönündeki hızların dikey yöndeki noktasal değişimlerinin karşılaştırılması



Şekil 4.14. Çoklu ve çapraz dizilmiş eliptik silindirler ($b/a=0.307$) için 1. ve 2. sıradaki silindirlerin orta noktasından alınan akım yönündeki hızların dikey yöndeki noktasal değişimlerinin karşılaştırılması

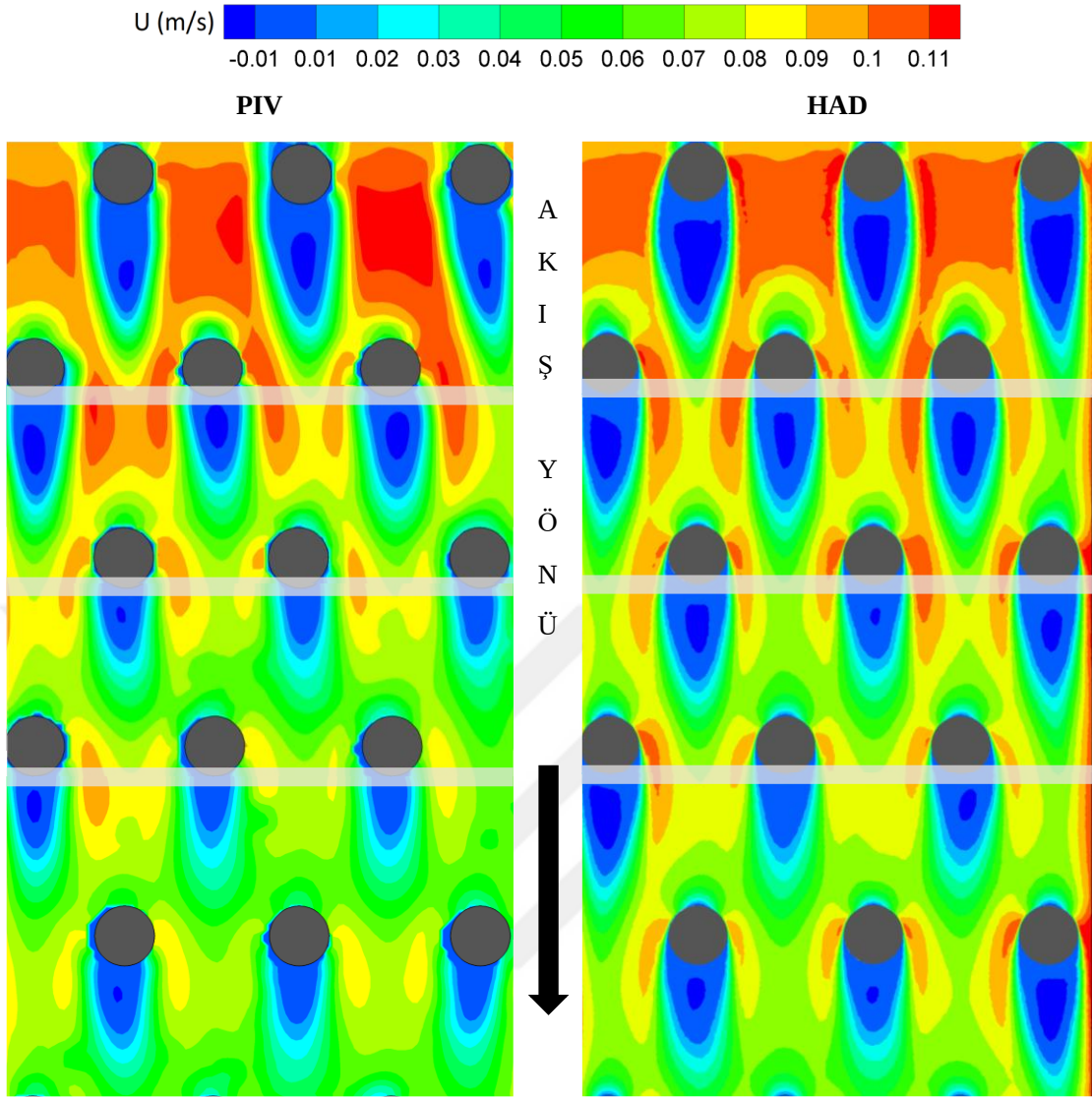


Şekil 4.15. Çoklu ve çapraz dizilmiş eliptik silindirler ($b/a=0.307$) için 3. ve 4. sıradaki silindirlerin orta noktasından alınan akım yönündeki hızların dikey yöndeki noktasal değişimlerinin karşılaştırılması



Şekil 4.16. Çoklu ve çapraz dizilmiş eliptik silindirler ($b/a=0.307$) için 5. ve 6. sıradaki silindirlerin orta noktasından alınan akım yönündeki hızların dikey yöndeki noktasal değişimlerinin karşılaştırılması

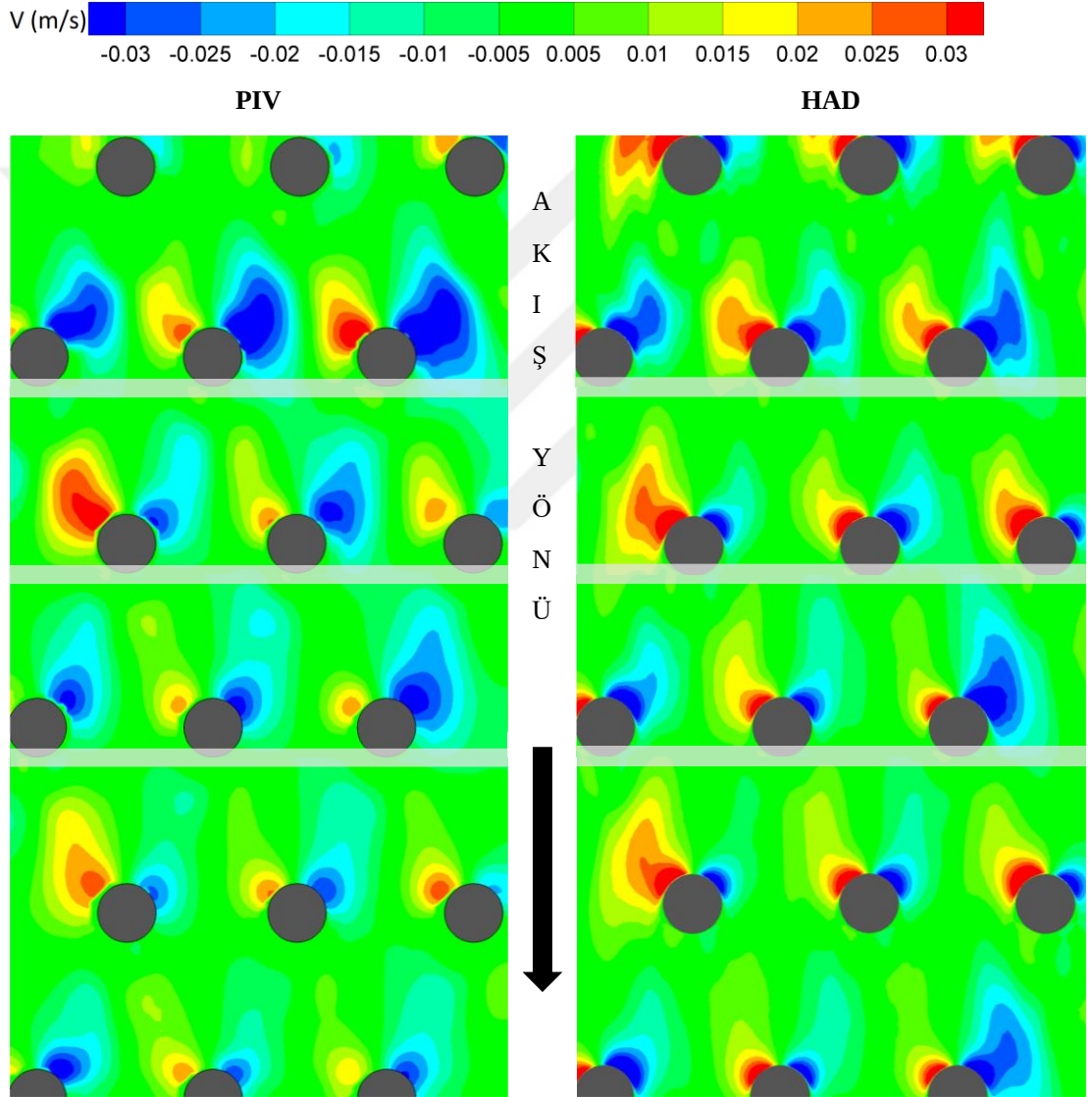
Şekil 4.17’de, $D=20$ mm çaplı dairesel silindir için deneysel (sol kolon) ve sayısal (sağ kolon) sonuçlardan elde edilen akım yönündeki ortalama hız konturları ilk 6 silindir sırası için karşılaştırılmıştır. Deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen akım yönündeki hız konturları -0.01 m/s ile 0.11 m/s aralığındaki ölçek değerleri için verilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde; dairesel silindirler arasından geçen akışın birbirleri ile etkileşim halinde olduğu akış boyunca değişen hız konturlarının değerlerinden anlaşılmaktadır. Ayrıca, akış ilerledikçe silindirlerin art izi uzunlukları akım yönünde küçülmüştür. Bu durum hem sayısal hem de deneysel sonuçlarda görülmektedir. Bu sonuçlar aynı zamanda sayısal çalışmanın doğruluğunu desteklemektedir. Ancak, deneysel çalışma sonuçlarında art izi boyutları sayısal çalışmaya göre daha kısa boyuttadır. Buna rağmen elde edilen hız konturlarının oluşum yapısı ve değerleri deneysel çalışmaya çok yakın elde edilmiştir. Giriş bölgesinde, 1. ve 2. sıradaki iki silindir arasından geçen akışın hızlandığı görülmüştür. Bu durum silindirlerin üzerinden geçen akışın her iki tarafındaki artan hız kontur değerlerinden anlaşılmaktadır. Akış ilerledikçe 3. sıradaki silindirlerden itibaren akış hızında azalma olduğu ve silindirlerin etkileşiminin de azaldığı tespit edilmiştir. Model içindeki cidar bölgesine yakın taraftaki silindirlerin art izindeki negatif değerlerdeki konturlar, akım yönünde uzamalar olduğunu gösterirken; orta sırada bulunan silindire ait konturlar daha kısa boyutta oluşmuştur. Özellikle, ilk sıradaki silindirlerin art izi bölgesindeki negatif hız değerleri -0.01 m/s mertebelerine ulaşırken akış model içinde ilerledikçe negatif konturların en yüksek değerleri 0 m/s mertebelerine yükselmiştir. Bu durum aynı zamanda ilk sırada bulunan silindirlerin etrafındaki basınç farkının daha fazla olduğunun göstergesi olarak yorumlanmıştır. Genel olarak, akışın modele girdiği ilk bölgede akış hızında üniform hıza göre bir artış gözlenmişken, akış ilerledikçe hız değerlerinin üniform akış hızına yakın mertebelerde olduğu görülmüştür. Ancak, silindirlerin yan kollarından kopan akışın art izi bölgesinde negatif kontur bölgeleri oluşturduğu ve silindirlerin etrafındaki akışın birbirleri ile etkileşim halinde olduğu net olarak tespit edilmiştir.



Şekil 4.17. PIV ve HAD çalışmalarından elde edilen akım yönündeki ortalama hız konturlarının (U m/s) model içindeki ilk 6 silindir sırası için karşılaştırılması

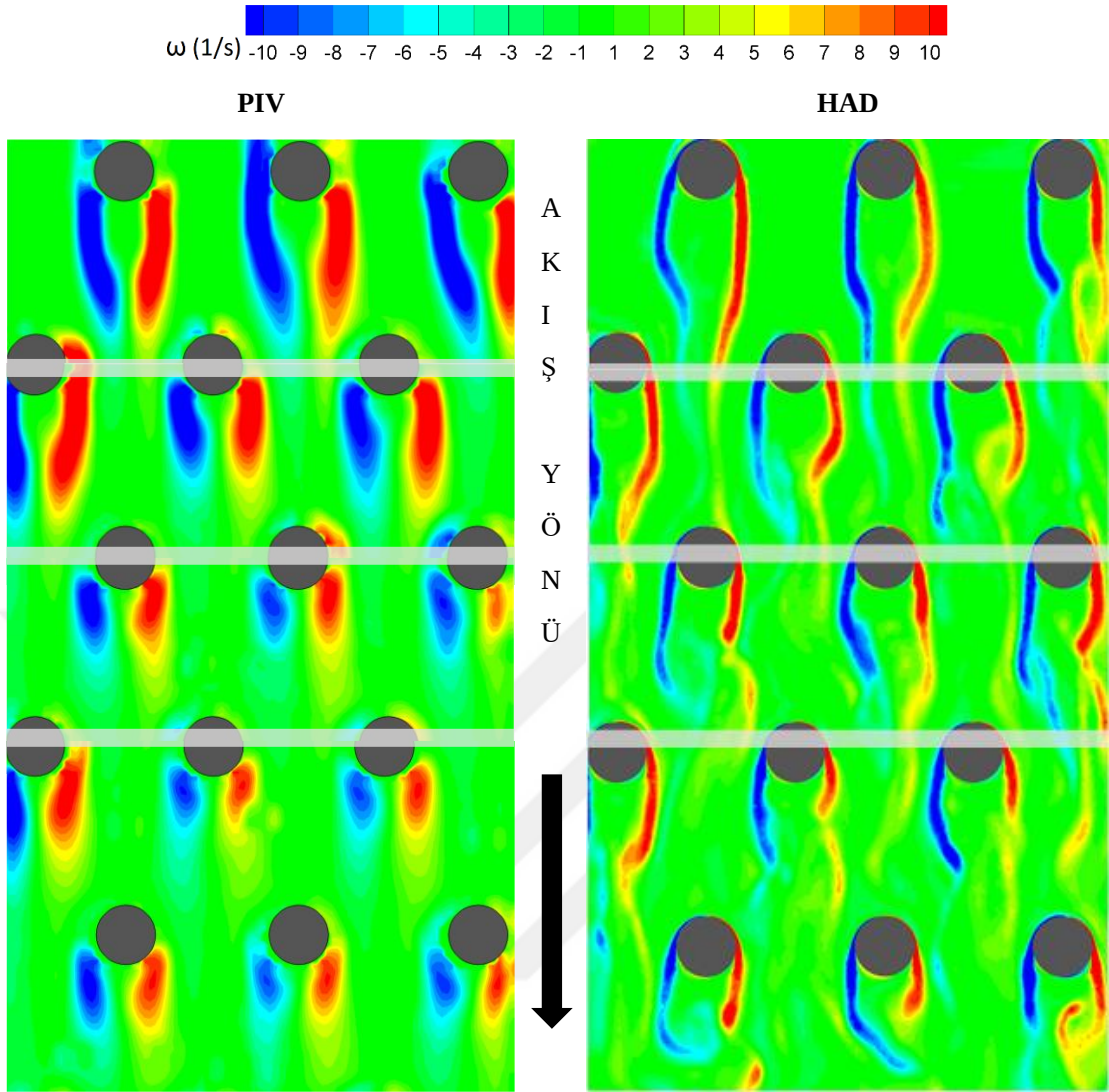
Şekil 4.18’de, $D=20$ mm çaplı dairesel silindir için deneysel (sol kolon) ve sayısal (sağ kolon) sonuçlardan elde edilen akıma dik yöndeki ortalama hız konturları, ilk 6 silindir sırası için verilmiştir. Deneysel ve sayısal sonuçlardan elde edilen hız konturlarının değerleri -0.03 m/s ile 0.03 m/s aralığı için karşılaştırılmıştır. Akıma dik yönde, akışın dairesel silindir ile ilk etkileşime geçtiği silindirin ön bölgesinde negatif ve pozitif olmak üzere iki adet hız konturu oluşmuştur. Bu durum, sayısal ve deneysel çalışmaların her ikisinde de tüm silindirlerin etrafında gözlemlenmiştir. Ayrıca, modelin yan cidarına yakın olduğu taraftaki silindirlere ait hız konturlarının değerlerinde ve boyutlarında çok değişim olmadığı görülmüştür. Bu durum silindir ile akışın ilk temas etmesinden sonra akışın tekrar cidar ile karşılaşması sonucunda akışın sönümlendiği ve böylece cidar etkisinin net olarak görüldüğü tespit edilmiştir. Bunların yanı sıra orta

sırada bulunan silindirlerin çoğunda oluşan negatif ve pozitif hız kontur değerleri yaklaşık birbirine eşittir. Genel olarak, modelin yan cidarlarından uzakta bulunan silindirlerin etrafında yüksek değerlere sahip hız konturları olduğu tespit edilmiştir. Akışın modele giriş bölgesinden itibaren akış yönündeki ilk iki silindir sırası etrafında daha yüksek değerlere sahip ve daha geniş bir alana yayılan hız konturları olduğu belirlenmiştir. Ancak, akım yönündeki hız kontur sonuçlarına benzer olarak akış ilerledikçe konturların değerlerinde ve boyutlarında azalmalar olmuştur.



Şekil 4.18. DeneySEL PIV ve sayısal HAD çalışmalarından elde edilen akıma dik yöndeki ortalama hız konturlarının (V m/s) model içindeki ilk 6 silindir sırası için karşılaştırılması

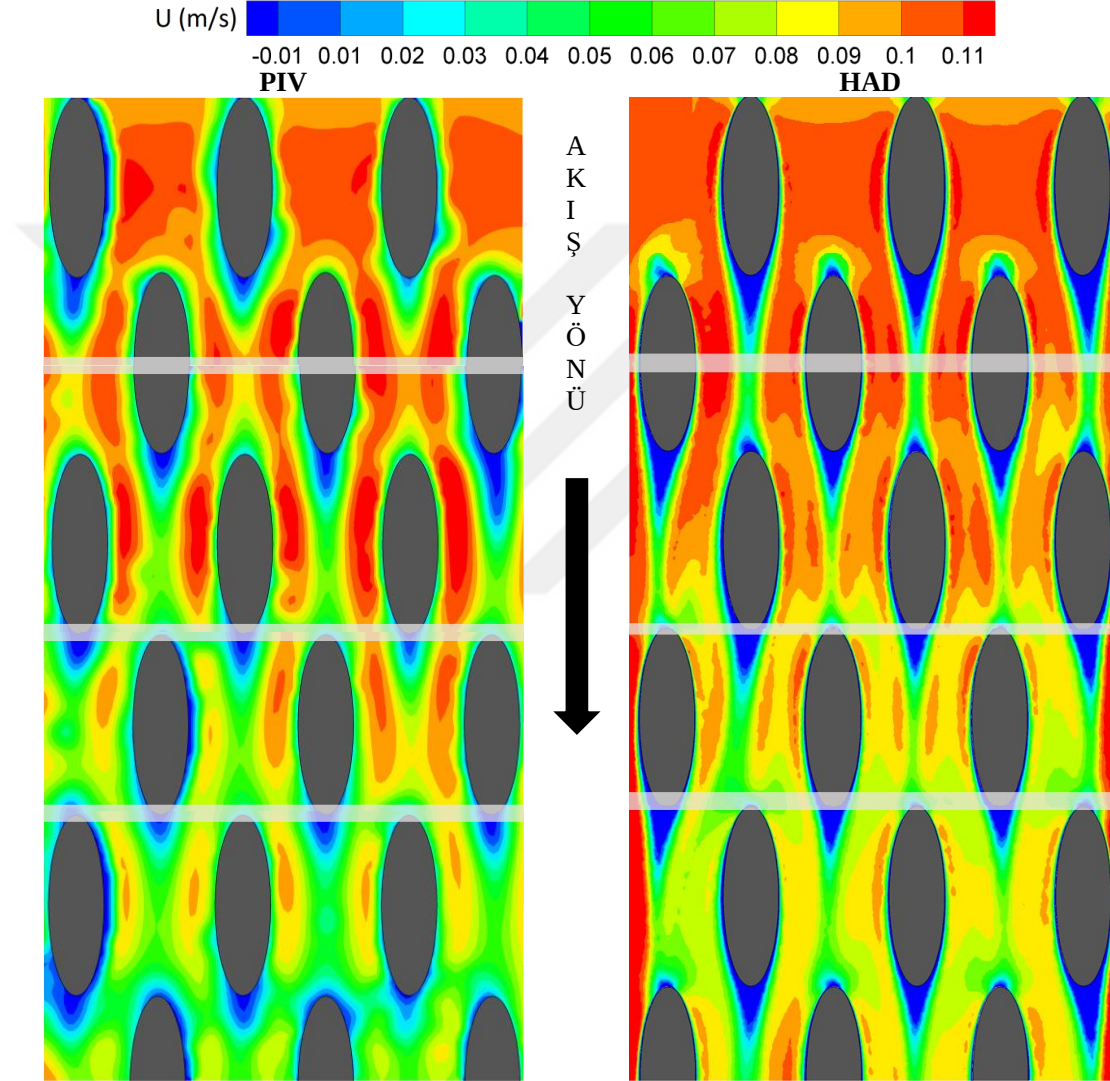
Ortalama girdap (ω 1/s) konturlarının deneysel (sol kolon) ve sayısal (sağ kolon) olarak $D=20$ mm çapındaki dairesel silindirlerin ilk 5 sırası için karşılaştırıldığı görseller Şekil 4.19'da sunulmuştur. Girdap konturlarına ait değişim aralığı -10 1/s ile 10 1/s olarak verilmiştir. Girdap konturları incelendiğinde; silindirler etrafından akışın ayrılmaya başladığı yer, girdapların oluşum uzunluğu, negatif ve pozitif girdap konturlarının meydana geldiği bölge ve konturların akım yönünde etkilediği akış alanı tespit edilmiştir. Deneysel çalışmalara ait girdap kontur genişliği sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçlara göre daha kalın olarak meydana gelmiştir. Bu durum, deneysel çalışmalar esnasında şeffaf silindirler üzerinden lazer ışığının yansıması olarak yorumlanabilir. Ancak, sonuç olarak deneysel ve sayısal girdap konturları aynı bölgede ve yaklaşık aynı uzunlukta meydana gelmiştir. Akış, model içerisinde ilerledikçe girdap konturlarının etkilediği akış alanı azalmıştır ve silindirler üzerinden kopan girdaplar artı bölgesine doğru yönelmeye başlamıştır. İlk sıradaki silindirlerin etrafında kopan girdapların 2. sıradaki silindirler arasındaki boşluğa kadar ulaştığı gözlemlenmiştir. Fakat akış model içerisinde ilerledikçe girdap konturlarının sönümlendiği ve bir sonraki silindirleri neredeyse etkilemediği gözlemlenmiştir. Özellikle 4. ve 5. silindir sıralarından sonra girdapların çok daha erken sönümlendiği ve ters akış bölgesine doğru yok olmaya başladığı tespit edilmiştir. Genel olarak silindirler etrafındaki girdapların asimetric bir yapı oluşturduğu ve saat dönme yönünün tersindeki mavi renkli negatif girdap konturlarının daha baskın olduğu görülmüştür. Sayısal ve deneysel girdap sonuçları karşılaştırıldığında; genel olarak girdap konturlarının aynı yapıda ve aynı bölgede olduğu ve sayısal sonuçlarda girdap konturlarının daha belirgin olduğu belirlenmiştir. Ayrıca, girdap kontur sonuçları bir ısı değiştiricinin iki kanat arasındaki akışın çapraz olarak modellendiği durumda akışın birbiri ile çok fazla etkileşimde olduğu hem sayısal hem de deneysel sonuçlarda gözlemlenmiştir. Özellikle, bu etkileşimin ısı transfer üzerinde olumlu etkiye sahip olduğu pek çok literatür çalışmasında da vurgulanmıştır ve tez kapsamında da elde edilen sonuçlar bu durumu destekler niteliktedir.



Şekil 4.19. DeneySEL PIV ve sayısal HAD çalışmalarından elde edilen ortalama girdap konturlarının (ω 1/s) model içindeki ilk 5 silindir sırası için karşılaştırılması

Şekil 4.20 - 4.22’de, $b/a=0.307$ çap oranındaki eliptik silindir için deneysel (sol kolon) ve sayısal (sağ kolon) çalışmalardan elde edilen akım yönündeki ve akıma dik yöndeki hız konturları ile girdap konturlarının ortalama sonuçları karşılaştırılmıştır. Sayısal LES modeli analizleri ve deneysel PIV yöntemi ile yapılan çalışma sonuçları genel olarak birbirini ile örtüşmektedir. Literatürde de bahsedildiği gibi farklılıklar kabul edilebilir aralıktadır. Eliptik silindirlerin geometrik yapısından dolayı uç noktalarındaki kalınlaşmadan ötürü deneysel çalışmalarda yansımalar olduğu konturlar arasındaki sınır çizgilerinden anlaşılmaktadır. Ancak, silindir etrafındaki akış yapısı genel hatlarıyla görüntülenmiştir. Deneysel sonuçlar, sayısal analizlerle desteklenerek akış yapısı yorumlanmıştır. Akım yönündeki ortalama hız konturları, dairesel silindir sonuçlarında da olduğu gibi -0.01 m/s ile 0.11 m/s aralığındaki ölçek değerleri için verilmiştir. Genel

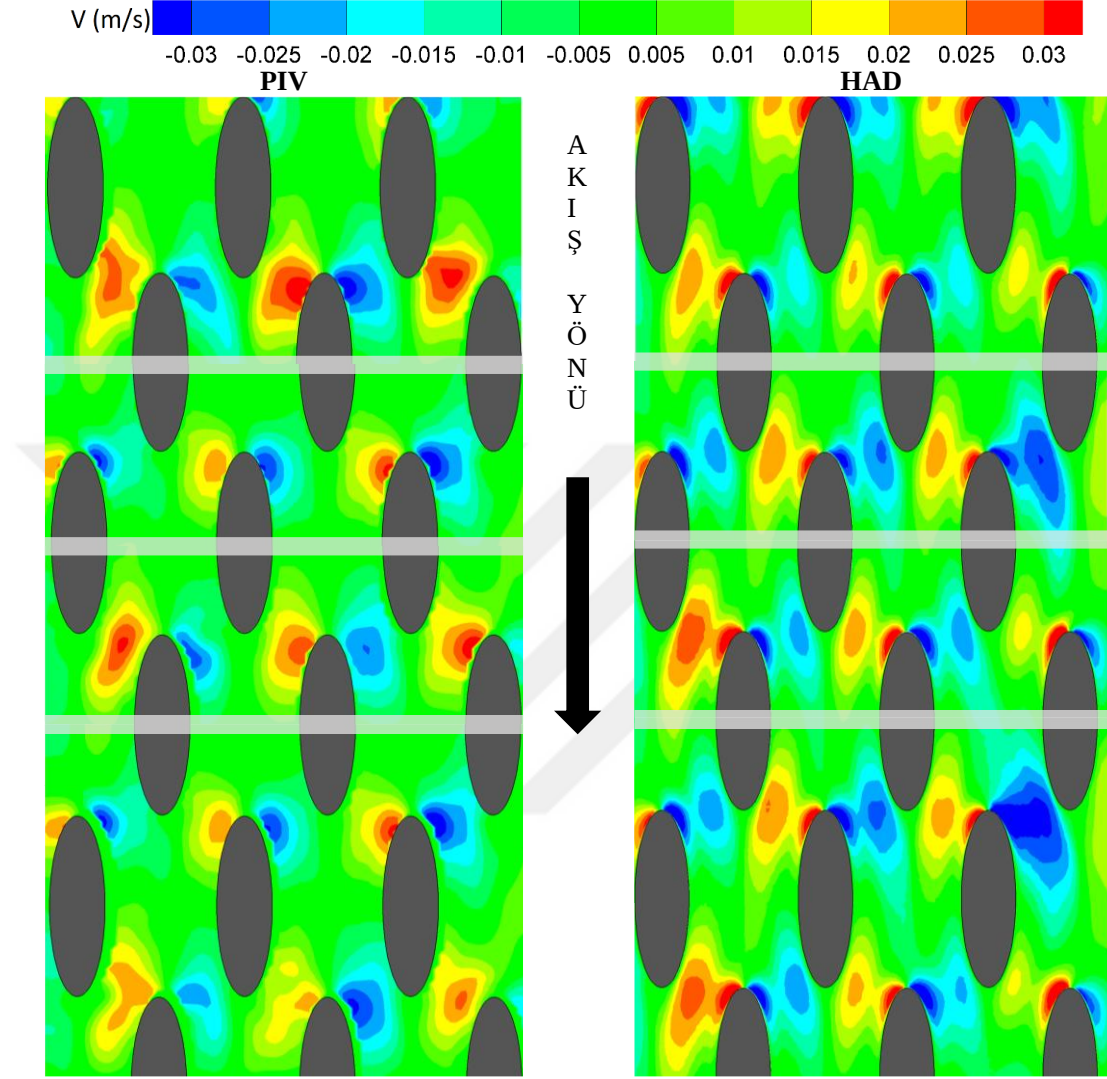
olarak; model içine giren akışın hızında bir miktar artış meydana gelmiştir. Ancak, dairesel silindirdeki gibi ilk silindirler arasında hızlanma olmamıştır. Akışın hareket alanı, eliptik silindirin boyutundan dolayı daha azdır ve hızlanmalar 4. silindire ulaşana kadar devam etmiştir. Dairesel silindir ile eliptik silindir sonuçları kıyaslandığında; eliptik silindir art izi boyutunda ve negatif hız konturlarında gözle görülür bir azalma olmuştur.



Şekil 4.20. Deneysel PIV ve sayısal HAD çalışmalarından elde edilen akım yönündeki ortalama hız konturlarının (U m/s) model içindeki ilk 5 silindir sırası için karşılaştırılması

Eliptik silindir art izindeki ters akış bölgesi ardışık sıradaki silindirler etrafındaki akış yapısını çok az etkilemiştir. Bu yüzden, silindirler arasındaki etkileşim daha çok silindir cidarından ayrılan akışın yönlenmesiyle olmuştur. Sadece art izinde görülen negatif hız konturları genel olarak sifıra yakın değerlerde meydana gelmiştir. Akış

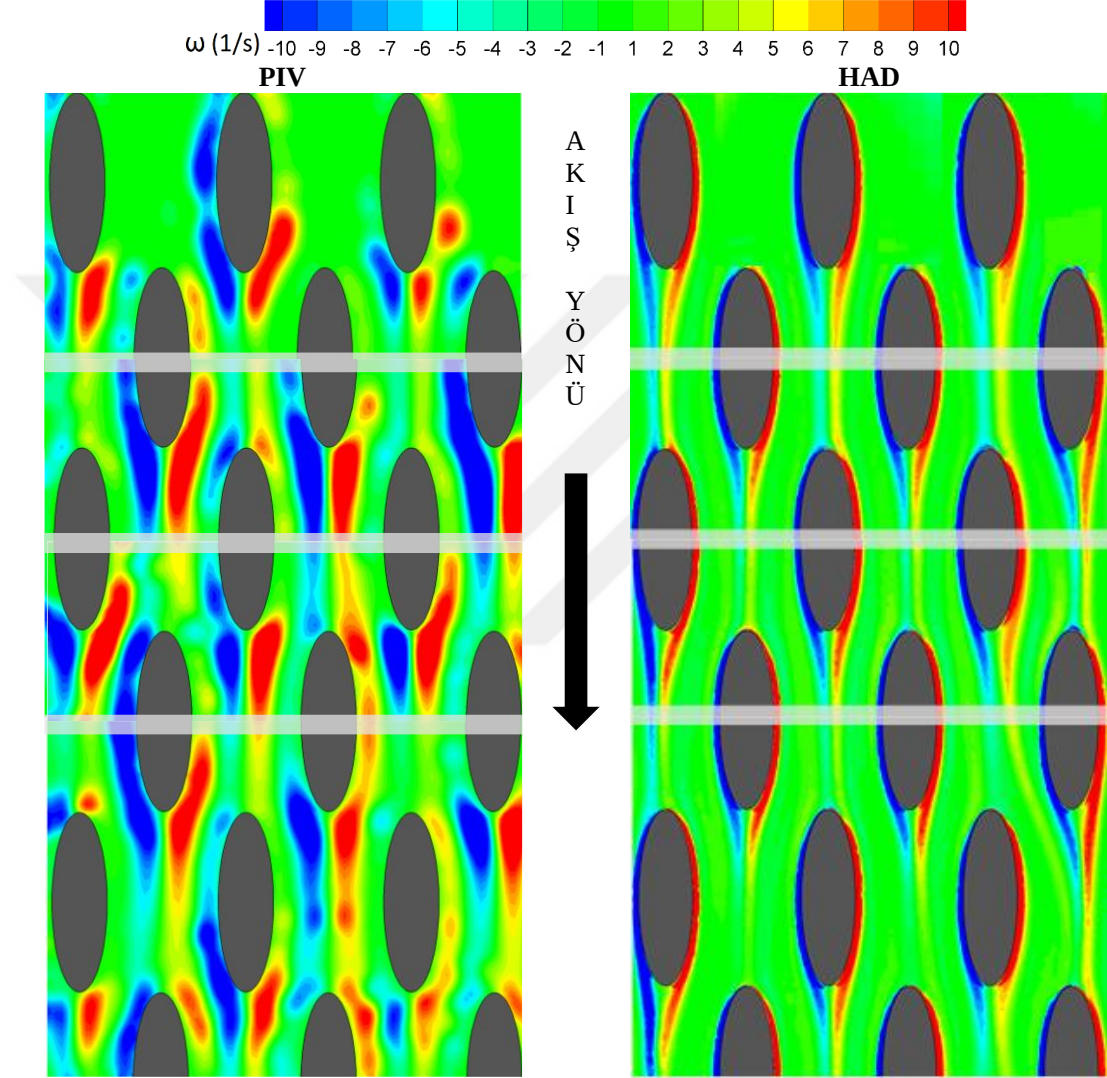
modelinin yan duvarlarına yakın bölgeye yerleştirilen silindirlerin art izinde duvar ile silindir arasındaki jet akış oluşması sebebiyle uzamalar olduğu görülmüştür.



Şekil 4.21. Deneysel PIV ve sayısal HAD çalışmalarından elde edilen akıma dik yöndeki ortalama hız konturlarının (V m/s) model içindeki ilk 6 silindir sırası için karşılaştırılması

Silindirler etrafında oluşan dönümlü akış yapısının, silindirlerin yüzeyinden kopan girdapların ve üniform akış bölgesi ile sirkülasyon bölgesinin ayırt edildiği ortalama girdap konturları eliptik çap oranı $b/a=0.307$ için deneysel (sol kolon) ve sayısal (sağ kolon) olarak Şekil 4.22’de karşılaştırılmıştır. Girdap konturlarının değişim aralığı -10 ile 10 1/s arasında değişecek şekilde verilmiştir. Eliptik silindirler etrafından kopmaya başlayan girdapların genişliği dairesel silindir sonuçlarında da görüldüğü gibi deneysel çalışmalarda daha kalın olmuştur. Ortalama girdap konturları detaylı olarak incelendiğinde; akış ile silindirin ilk temasından itibaren girdapların oluşmaya başladığı

ve silindir yüzeyi boyunca dönerek ilerlediği görülmüştür. Girdaplar, eliptik silindirin arka bölgesindeki uç noktasına ulaşmadan silindir yüzeyinden ayrılmıştır ve akım yönünde ardışık silindirler arasına doğru ilerlemiştir. Silindirler arasında akan akış, kopan girdapların silindir art izine doğru yönelmesini engelleyerek akım yönünde sürüklenmesine sebep olmuştur.



Şekil 4.22. DeneySEL PIV ve sayısal HAD çalışmalarından elde edilen ortalama girdap konturlarının (U m/s) model içindeki ilk 5 silindir sırası için karşılaştırılması

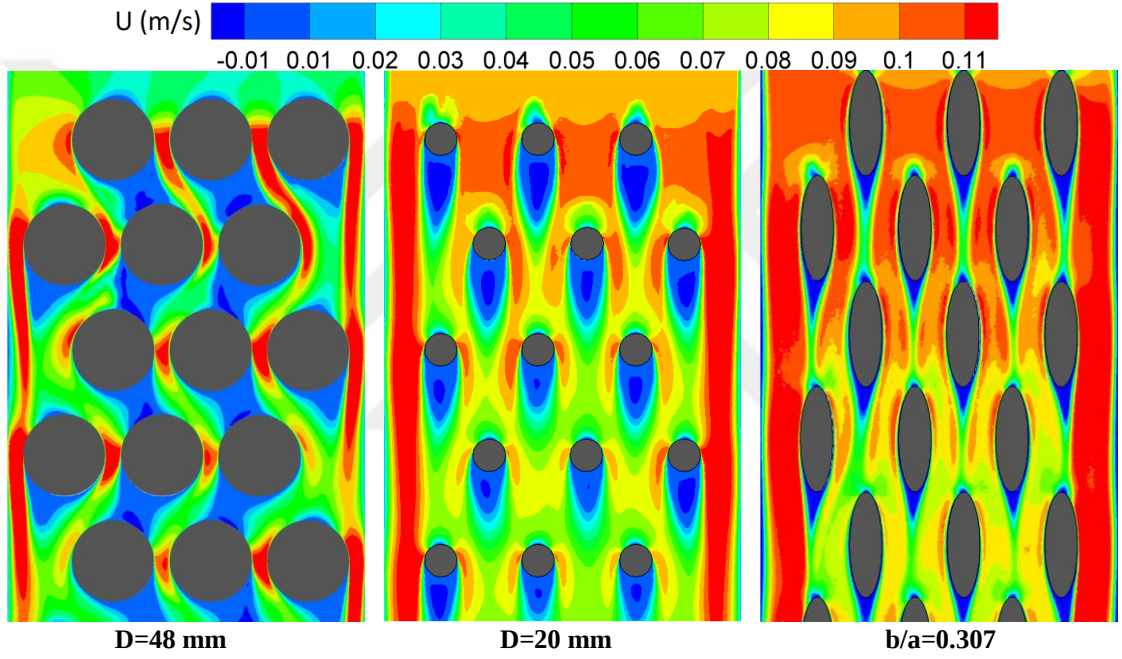
Genel olarak eliptik silindirin ön ve arka bölgesi arasındaki hız değişimi dairesel silindire göre daha azdır ve konturların etkilendiği alan daha dar bölgelerde görülmüştür. Bu durum, özellikle küt cisimler etrafındaki basınç farkının daha az olacağını ve enerji tasarrufu açısından önemli bir katkı olacağını göstermiştir. Ayrıca, dairesel ve eliptik silindirlerin yüzeyi boyunca dönerek ilerleyen girdapların silindir cidarı ile ana akım

bölgesi arasında sınır tabakanın yenilenmesini sağlayarak sürekli bir iletişim sağlayacağı şeklinde yorumlanmıştır.

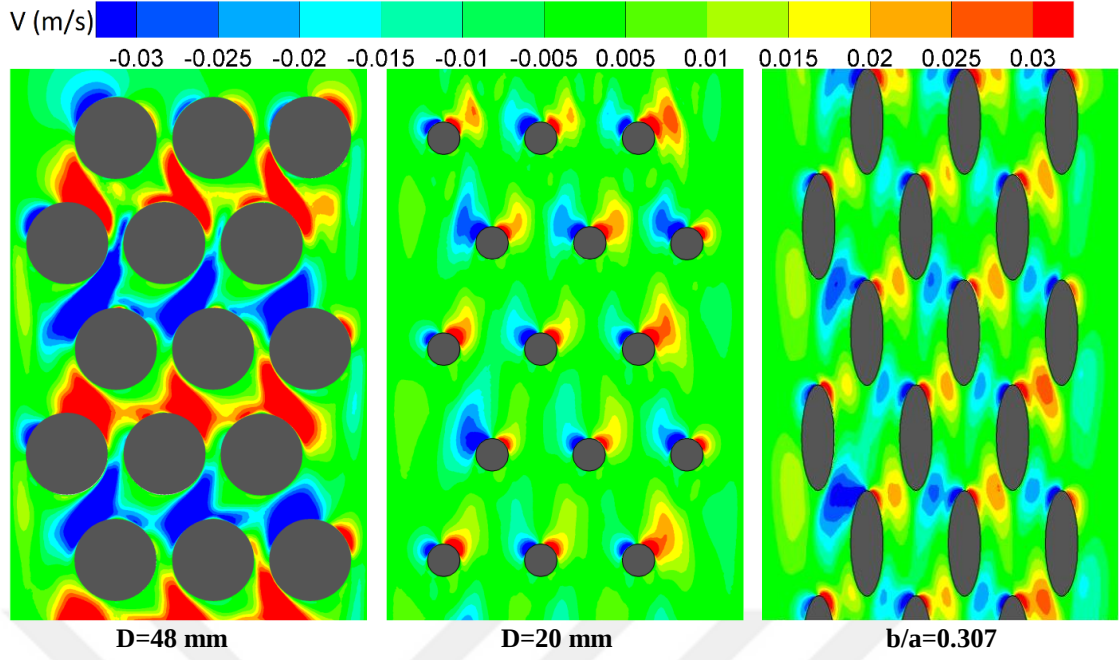
Eliptik çap oranı $b/a=0.307$ olan silindir ile $D=20$ mm çaplı dairesel silindire ait deneysel ve sayısal çalışmalar karşılaştırılmış ve sonuçlar yorumlanmıştır. Eliptik silindirin çevre uzunluğu ile aynı çevreye sahip olan $D=48$ mm çaplı dairesel silindir için imalat zorluğu ve deneysel çalışmalarda görülen yansımalarından dolayı sadece HAD çalışmaları yapılmıştır. $D=20$ mm çaplı dairesel silindir ve $b/a=0.307$ çap oranlı eliptik silindir için PIV deneyleri yapılmış ve sayısal çalışmalar elde edilen sonuçlar ile doğrulanmıştır. Deneysel ve sayısal çalışmaların sonuçları uyumlu ve benzer olduğu için $D=48$ mm çaplı dairesel silindir için sadece HAD çalışmaları yapılmıştır. Son olarak bu üç silindir durumu için sayısal HAD çalışmaları LES türbülans modeli ile yapılarak; akım yönündeki ve akıma dik yöndeki ortalama hız konturları ile ortalama girdap kontur sonuçları deneysel çalışmalarda olduğu gibi ilk 5 silindir sırası için karşılaştırmalı olarak Şekil 4.23 - 4.25'te sırasıyla sunulmuştur.

Eliptik silindir ile $D=20$ mm çaplı silindir için yapılan çalışmalardan elde edilen akış yapısı ve silindirlerin birbirileri ile etkileşimi $D=48$ mm çaplı silindir etrafındaki akış yapısına göre daha az olmuştur. Büyük çaplı dairesel silindire ($D=48$ mm) ait akım yönündeki ortalama hız konturu sonuçlarına göre; art izi bölgesindeki negatif hız konturlarının bağımsız şekilde oluşmadığı ve bir sonraki silindirin ön kısmı ile birleştiği gözlenmiştir. Akış modeli içerisindeki yan duvarlar ile silindir arasında belirgin şekilde jet akış meydana gelmiştir ve oluşan bu jet akış silindir art izi ile cidar arasında bir sınır bölgesi oluşturmuştur. Akışın modele girişinden itibaren duvardan uzak ve yan yana olan iki silindiri geçen akışın modelin sonuna kadar aynı akış yapısını sergilediği ve oluşan bu yapının tekrar ettiği görülmüştür. Bu durum Şekil 4.26'da da gösterildiği gibi akış modeli içerisinde periyodik bir akış yapısı meydana geldiğinin göstergesidir. Duvara yakın tarafta bulunan silindirlerin art izi bölgesinde yan yana bulunan diğer iki silindirden bağımsız olarak bir sirkülasyon bölgesi meydana gelmiştir ve bu bölge asimetric bir yapıda olmuştur. Dairesel silindirler etrafından geçen akışın ardışık sıradaki silindir ile doğrudan etkileşim halinde olduğu Şekil 4.24'te verilen akıma dik yöndeki hız konturlarında da belirgin olarak görülmüştür. Ayrıca, diğer iki silindir modeli için elde edilen akıma dik yöndeki konturlar ile $D=48$ mm çapındaki silindir sonuçları karşılaştırıldığında kontur boyutlarının daha büyük olduğu ve akım yönündeki silindire doğru yayıldığı tespit edilmiştir.

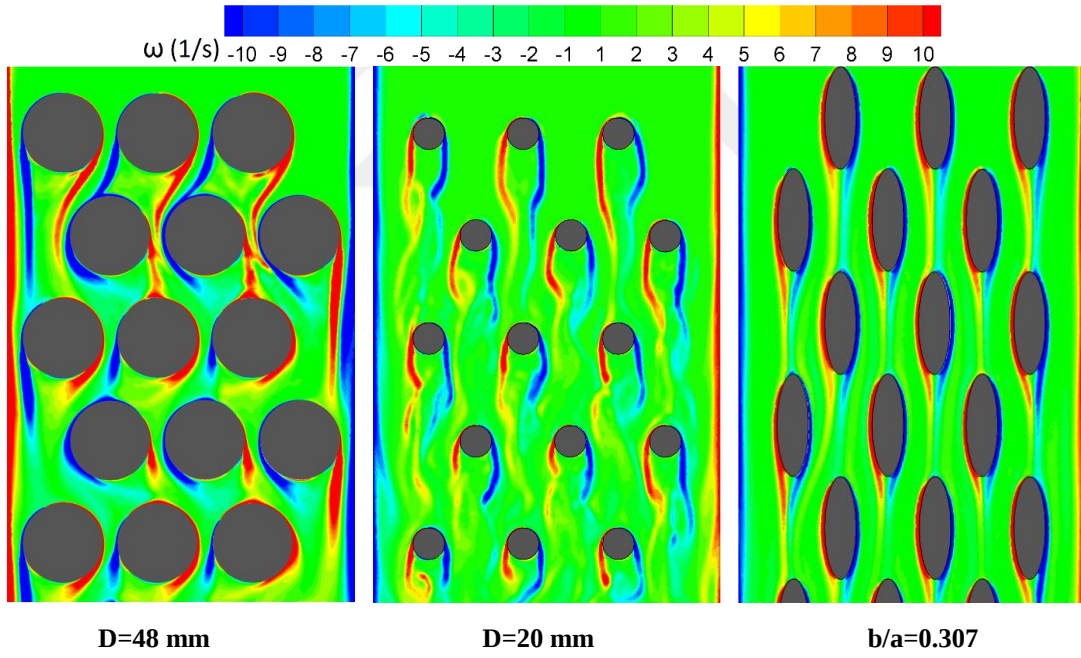
Şekil 4.25'te; $D=48$ mm ve $D=20$ mm çaplı dairesel silindir ile eliptik silindir için verilen ortalama girdap konturlarında, akışın model yan duvarları ile silindir arasında bir jet akış oluşturduğu görülmüştür. Ayrıca, yan duvara yakın taraftaki silindirler üzerinden geçen akışın da modelin orta bölgesine doğru yönlendirildiği ortaya çıkmıştır. Akış yapı etkileşiminin model içerisinde genelde orta bölgede olduğu ve akışın akım yönünde ilerledikçe benzer yapı oluşturduğu görülmüştür. Girdap konturlarının, akışın dairesel silindir ile ilk temas ettiği noktadan itibaren oluştuğu ve silindir yüzeyi boyunca ilerlediği görülmüştür. Daha sonra silindir yüzeyinden kopan girdapların sirkülasyon bölgesine doğru yönlendiği tespit edilmiştir.



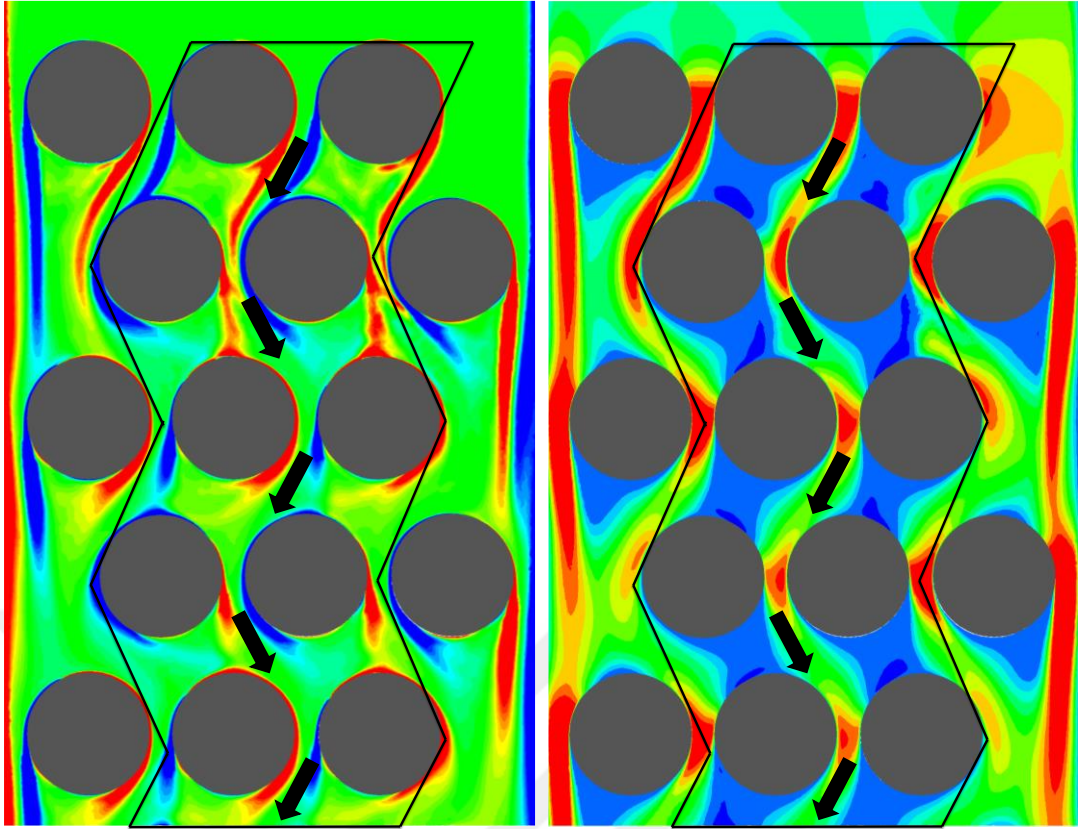
Şekil 4.23. HAD çalışmalarından elde edilen akım yönündeki ortalama hız konturları



Şekil 4.24. HAD çalışmalarından elde edilen akıma dik yöndeki ortalama hız konturları



Şekil 4.25. HAD çalışmalarından elde edilen ortalama girdap konturları



Şekil 4.26. İlk 5 silindir sırası için periyodik akış yapısının akım yönündeki ortalama girdap konturları (sol kolon) ve ortalama hız konturları (sağ kolon) ile gösterimi

Çoklu ve çapraz dizilişli silindirler için yapılan sayısal ve deneysel sonuçlara göre silindirlerin model içerisindeki etkileşimi, hız ve girdap konturlarının değişimleri ve hidrodinamik akış yapısı genel olarak incelenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre model içerisindeki ilk üç sıranın birbiri ile çok fazla etkileşimde olduğu ve bu durumun ısı transferi çalışmaları için ön fikir vereceği görülmüştür. Özellikle, çapraz dizilişli modellerde ilk iki veya üçüncü sıradaki silindirler üzerinde ısı transferinin daha fazla olduğu literatürde ki pek çok çalışmada da bahsedilmiştir ve elde edilen sonuçlar bu durumu destekler niteliktedir. Dairesel silindir için büyük çapa sahip modelde akışın periyodik bir yapıda ilerlediği ispatlanmıştır ve yapılacak başka çalışmalar için yol gösterici olacaktır. Elde edilen bu sonuç, sıra sayısının çok olduğu tasarımlarda özellikle deneysel çalışmalar için tasarruf sağlayacaktır ve tüm silindir sırasının hidrodinamik olarak incelenmemesi gerektiğini göstermiştir.

4.3. Çoklu Dizilimli Dairesel ve Eliptik Silindirler için HAD ile Isı Transferi Çözümleme Sonuçları

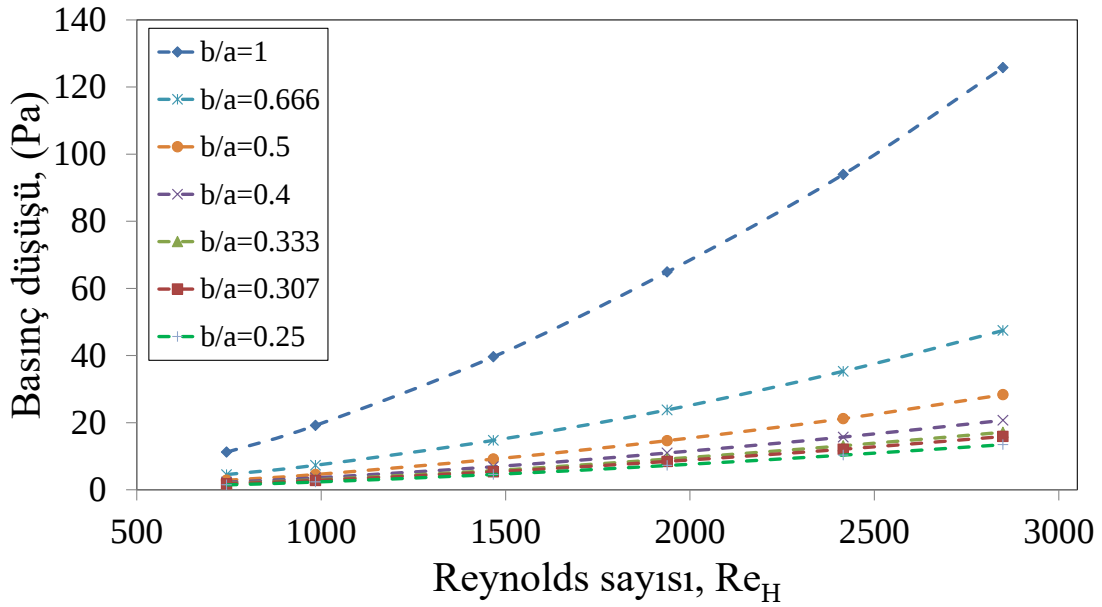
Dairesel ve farklı çap oranlarındaki eliptik kesitli borular ile tasarlanan 7 farklı tip ısı değiştirici modeli için farklı hızlarda ısı transferini incelemek amacıyla sayısal analizler yapılmıştır. Çalışmalar, literatürdeki araştırmalar ve uygulamadaki çalışma hız aralığı da göz önüne alınarak iki kanat arasındaki mesafeye (H) göre hesaplanan Reynolds sayısının $750 \leq Re_H \leq 2850$ aralığı için yapılmıştır. Sayısal analizler neticesinde termo-hidrolik performans sonuçları 7 farklı kesitteki silindirler için karşılaştırılmıştır. Tüm kesit değerleri için Reynolds sayısındaki değişime karşılık basınç düşüşü (ΔP), ortalama ısı taşınım katsayısı ($\bar{h}$), ortalama Nusselt sayısı ($\overline{Nu}_H$), Colburn faktörü (j), sürtünme faktörü (f), termo-hidrolik performans iyileştirme faktörü ($j/f^{1/3}$) değerlerine ait grafikler Şekil 4.27 – Şekil 4.32 arasında verilmiştir. Ayrıca, j^* , f^* bağıl değişim faktörleri ile bu değerlerin birbirlerine göre bağıl değişimini veren JF faktörüne ait grafikler Şekil 4.33 – Şekil 4.35 arasında sunulmuştur. Sayısal değerlerin değişimini gösteren grafiksel verilerin yanı sıra, kanatlar arasındaki sıcaklık ve basınç değişimine ait görsel kontur değerleri de Şekil 4.36 – Şekil 4.41 arasında verilmiştir. Bunlara ilave olarak 7 farklı çap oranındaki silindirler için tüm Reynolds sayılarındaki basınç kayıplarının değerleri Çizelge 4.1’de gösterilmiştir. Elde edilen çizelge, grafik ve görsel sonuçlara ait detaylı yorumlamalar aşağıda yapılmıştır.

Yapılan literatür araştırmalarına göre, eliptik kesitli geometrilerin dış akış uygulamalarında daha az basınç düşüşü oluşturması en büyük tercih sebeplerinden biridir. Çizelge 4.1’de tüm çap oranları ve Reynolds sayıları için elde edilen basınç düşüşüne ait değerler verilmiştir. Ayrıca, basınç düşüşündeki azalma ve artma eğilimlerini göstermek amacıyla çizelgede verilen basınç düşüşlerinin Reynolds sayıları ile değişimleri Şekil 4.27’de sunulmuştur. Çizelge ve grafik birlikte değerlendirildiğinde artan Reynolds sayısı ve çap oranı ile basınç düşüşünde de artışlar meydana gelmiştir. En düşük Reynolds sayısı $Re_H=750$ değerinde basınç düşüşü eliptik geometrili silindirler için birbirine yakındır. Ancak, bu durumda da en yüksek basınç düşüşü $b/a=1.0$ çap oranındaki dairesel silindir için hesaplanmıştır. En yüksek Reynolds sayısı $Re_H=2850$ için sonuçlar incelendiğinde; en az basınç düşüşü $b/a=0.25$ çap oranı için 13.5 Pa elde edilirken, en fazla basınç düşüşü $b/a=1.0$ çap oranı için 125.7 Pa olarak elde edilmiştir. En küçük ve en büyük çap oranları olan $b/a=0.25$ ve $b/a=1.0$ için tüm Reynolds sayılarında elde edilen basınç düşüşü arasındaki farklar %85-90 aralığında

olduğu tespit edilmiştir. Bu sonuca göre, eliptik çap oranı azaldıkça basınç düşüşünde de azalma olduğu ve en fazla basınç düşüşünün geometrik tasarımı nedeniyle dairesel silindirde olduğu belirlenmiştir.

Çizelge 4.1. Akış hacminde meydana gelen basınç düşüşlerinin karşılaştırılması (Pa)

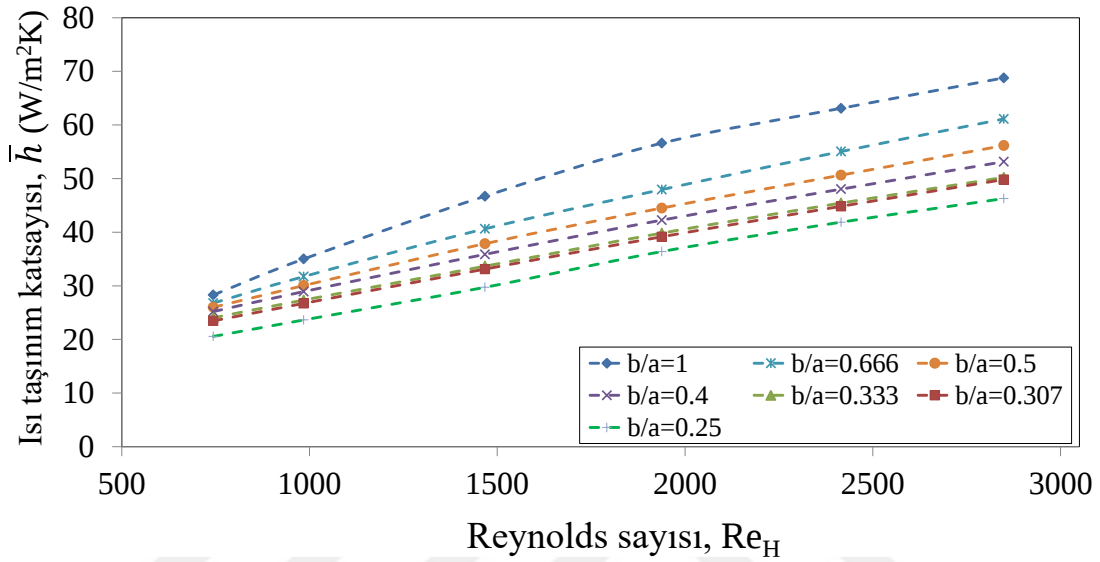
Re_H	b/a						
	0.25	0.307	0.333	0.4	0.5	0.666	1.0
750	1,5	1,7	1,9	2,3	2,8	4,5	11,2
980	2,3	2,7	3,0	3,6	4,5	7,3	19,2
1460	4,6	5,3	5,7	6,9	9,1	14,7	39,6
1940	7,2	8,4	9,1	10,9	14,6	23,8	64,9
2410	10,3	12,1	13,1	15,7	21,2	35,3	93,9
2850	13,5	15,9	17,1	20,7	28,3	47,5	125,7



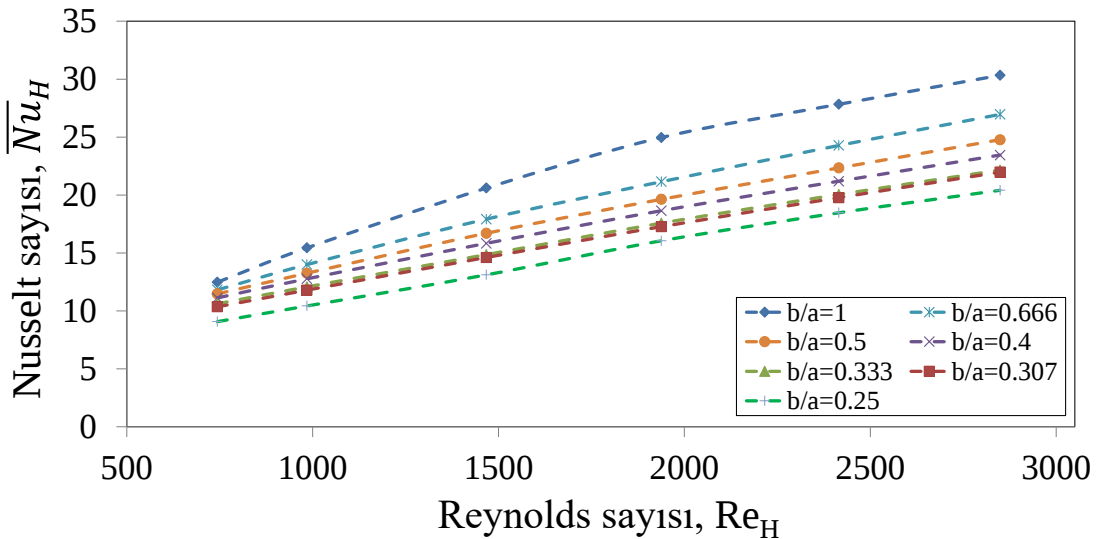
Şekil 4.27. Farklı çap oranlı silindirler için basınç düşüşünün karşılaştırılması

Isı transferi sonuçlarının kıyaslanması için analizlerden elde edilen ortalama ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 4.28’de tüm çap oranları için verilmiştir. Tüm durumlar kıyaslandığında; dairesel kesitli silindire ait tasarımda daha fazla basınç düşüşü meydana gelmesine rağmen en yüksek ısı taşınım katsayısı yine dairesel kesitli silindir tasarımı için elde edilmiştir. En düşük ısı taşınım katsayısı $b/a=0.25$ çap oranındaki eliptik kesitli silindirler için hesaplanmıştır. Bunların yanı sıra $b/a=0.307$ ve $b/a=0.333$ kesitli silindirler için elde edilen değerler birbirine çok

yakındır. Ayrıca, Reynolds sayısındaki artışla ısı taşınım katsayısının da tüm silindirler için doğrusal olarak arttığı tespit edilmiştir. Dairesel kesitli silindirlerin geometrik yapısı nedeniyle çevresinden kopan girdapların art izine yönelerek o bölgede oluşan karışımı artırdığı ve bu durumun da ısı transferini doğrudan etkilediği görülmüştür. Bu durum, aynı zamanda Şekil 4.29'da verilen ortalama Nusselt sayısı değerlerinde de görülmektedir.



Şekil 4.28. Farklı çap oranlı silindirler için ortalama ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi

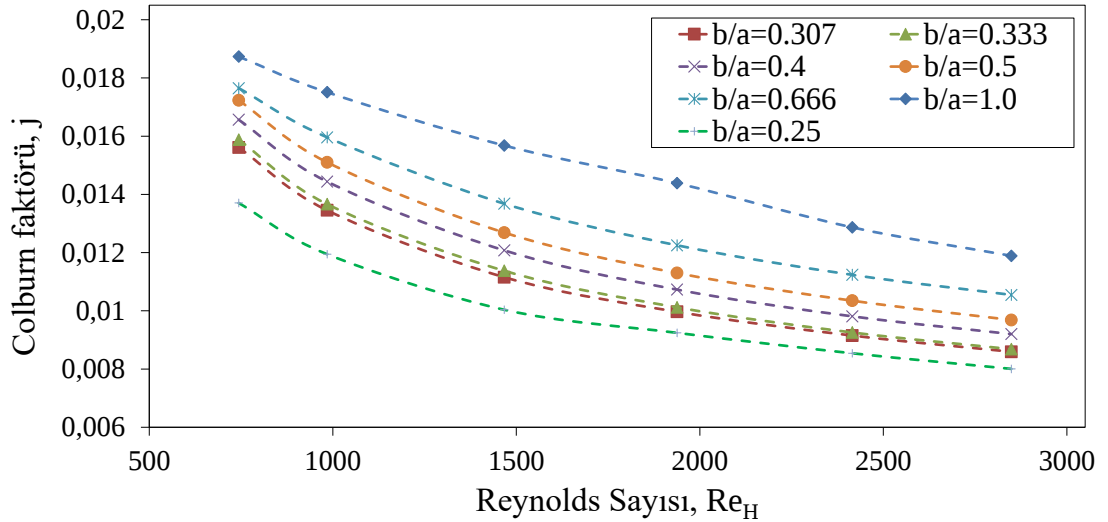


Şekil 4.29. Farklı çap oranlı silindirler için ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

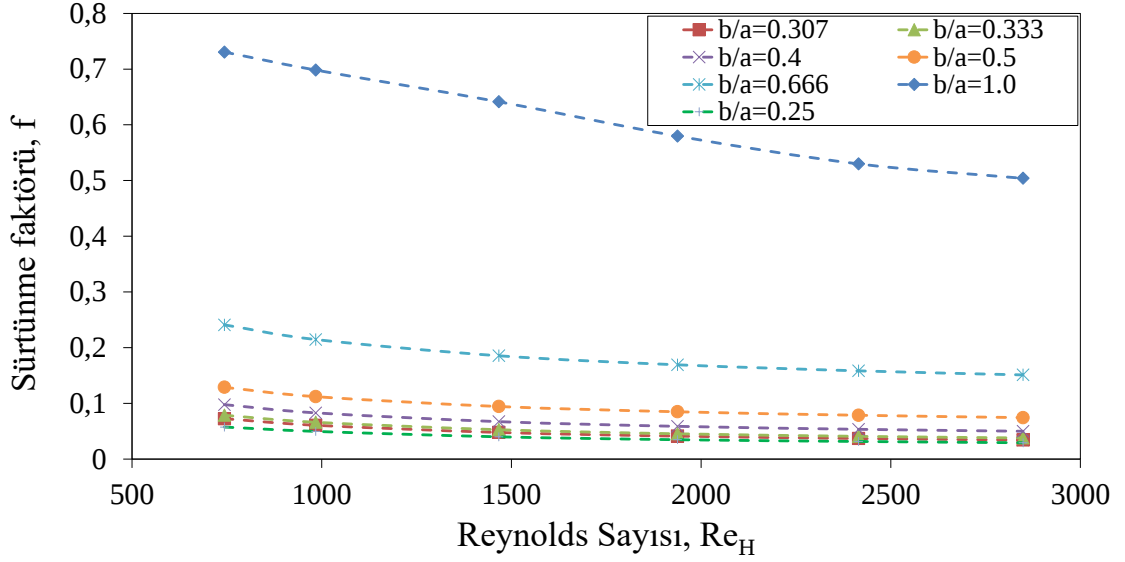
Bir ısı değiştiricideki ısı transferi performans indeksinin belirlenmesi için Şekil 4.30'da verilen Colburn faktörü değerleri incelendiğinde silindir kesitinin ısı transferine etkisi olduğu açıkça görülmüştür. Yine bu sonuca ek olarak sürtünme faktörü değerlerinde meydana gelen yüksek artışlar silindir kesitindeki değişimlerin akış yapısı

üzerindeki etkisini göstermektedir. Reynolds sayısı arttıkça genel olarak tüm durumlar için Colburn faktörü değerlerinde azalma meydana gelmektedir. Ancak, Reynolds sayısı 750-2000 arasında olduğunda j değerlerindeki azalma, $Re_H=2000$ 'den daha büyük değerlere göre daha yüksektir. Dairesel kesitli silindir için tüm Reynolds sayılarında en yüksek j değerleri elde edilmiştir (Şekil 4.30). En düşük j değerleri ise $b/a=0.25$ çap oranında elde edilmiş olup, $b/a=0.307$ ile $b/a=0.333$ çap oranları için j değerleri birbirine çok yakındır. Reynolds sayısının 750-2850 aralığında eliptik kesit oranı azaldıkça ısı transferinin göstergesi olan j değerlerinde bir düşüş meydana gelmiştir.

Isı değiştiricileri uygulamalarında ısı transferi ile birlikte basınç düşüşüne bağlı olarak hesaplanan sürtünme faktörünün de incelenerek uygun kesitli tasarımların tespit edilmesi gerekmektedir. Bu nedenle, Şekil 4.31'de verilen sürtünme faktörü f değerleri incelendiğinde, basınç düşüşünün en fazla olduğu tasarım beklendiği gibi $b/a=1.0$ çap oranındaki dairesel silindirde meydana gelmiştir. Çap oranı değerleri azaldıkça basınç düşüşüne bağlı olarak hesaplanan sürtünme faktörü değerleri de daha düşük hesaplanmıştır. Ayrıca, Reynolds sayısı artışına göre özellikle $b/a=0.4$, 0.333 , 0.307 ve 0.25 çap oranlarındaki silindirlerde f faktörü değişimlerinin çok az olduğu grafikte görülmüştür. Bu çap oranları için $Re_H=2000$ değerinden daha büyük durumlarda grafik eğimi neredeyse sabit olarak elde edilmiştir. Bu durum, eliptik çap oranındaki azalma nedeniyle akışın silindir kesiti üzerindeki temas ettiği yüzeyin dairesel kesite göre daha fazla olduğu ve akış kopmalarının daha geç olduğunun göstergesidir. Özellikle, eliptik çap oranları $b/a=0.25$, 0.307 , 0.333 ve 0.4 olduğu durumlarda sürtünme faktörü f , tüm Reynolds sayılarında birbirine yakın değerlerde hesaplanmıştır.

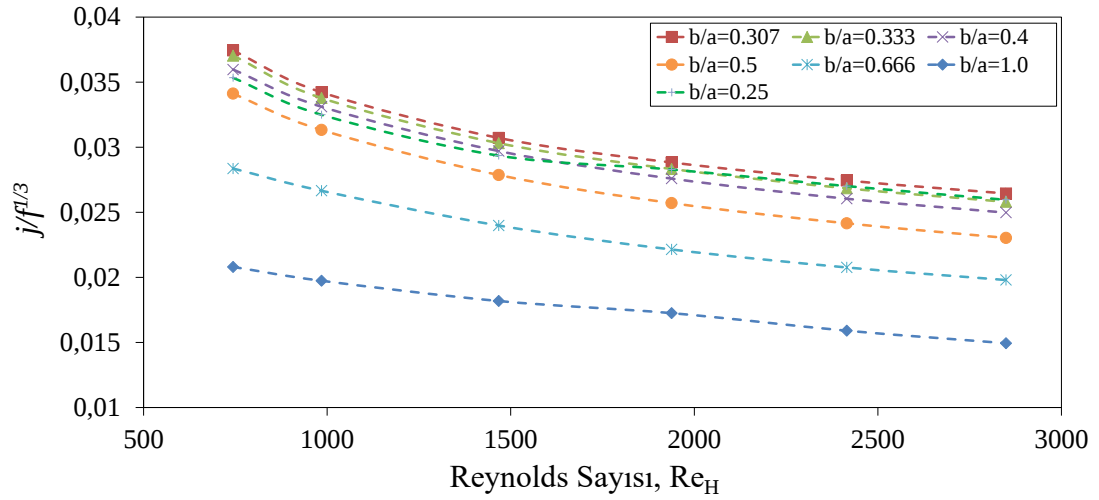


Şekil 4.30. Farklı çap oranlı silindirler için Colburn faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



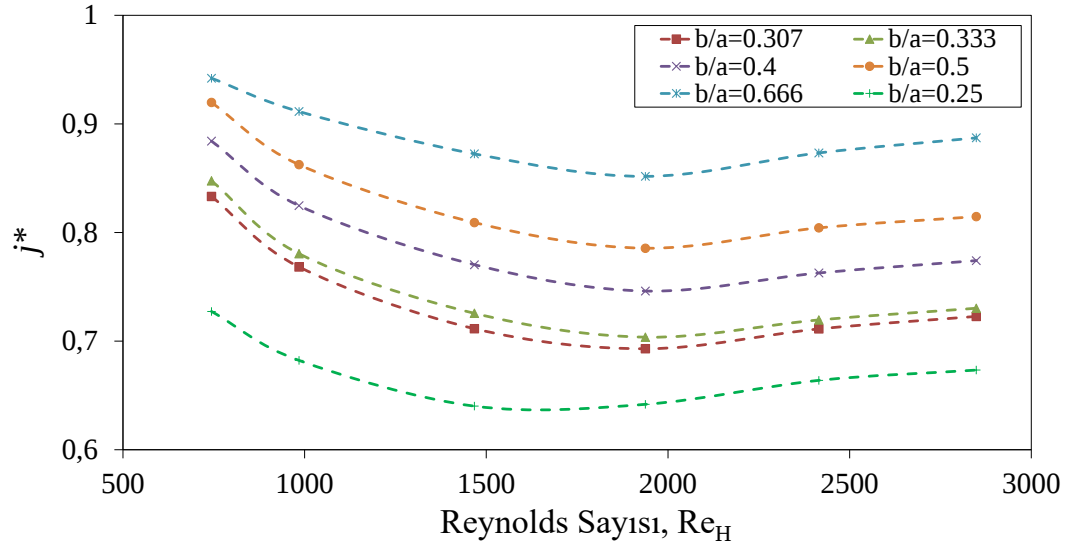
Şekil 4.31. Farklı çap oranlı silindirlere için sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

Isı transferi ve basınç düşüşünün birlikte değerlendirildiği, termo-hidrolik performans iyileştirme kriteri olarak tanımlanan ve uygun tasarımın tespit edilmesinde kullanılan boyutsuz $j/f^{1/3}$ değerlerinin Reynolds sayısına bağlı değişimleri Şekil 4.32’de verilmiştir. Dairesel silindirlere oluşan ısı değiştirici tasarımı en yüksek Colburn faktörü değerlerine sahip olmasına rağmen, aynı zamanda yüksek basınç düşüşü oluşturması nedeniyle termo-hidrolik performans iyileştirme kriteri $j/f^{1/3}$ değerleri daha düşük hesaplanmıştır. Tüm çap oranları için $j/f^{1/3}$ değerleri kıyaslandığında; $b/a=0.307$ çap oranlı silindirin tüm Reynolds sayılarında en yüksek değerlerde olduğu görülmektedir. Ancak, $b/a=0.333$ ve 0.4 çap oranları için $j/f^{1/3}$ değerleri, $b/a=0.307$ çap oranı değerinden sırası ile %3 ve %6.5 daha düşüktür. Ayrıca, en düşük çap oranı $b/a=0.25$ için $j/f^{1/3}$ değerleri $Re=1500$ ’e kadar $b/a=0.4$, 0.333 ve 0.307 çap oranlarından daha düşük elde edilirken, Reynolds sayısı arttıkça $b/a=0.333$ değerleri ile çakışmıştır. Ancak, tüm Reynolds sayıları göz önüne alındığında; eliptik çap oranı azaldıkça $j/f^{1/3}$ değerleri artmamıştır ve $b/a=0.307$ çap oranı için en düşük çap oranı $b/a=0.25$ ’den daha yüksek değerler elde edilmiştir. Bu nedenle, termo-hidrolik performans iyileştirme kriteri değerleri dikkate alındığında en iyi sonuçlar tüm durumlarda $b/a=0.307$ çap oranı için hesaplanmıştır.

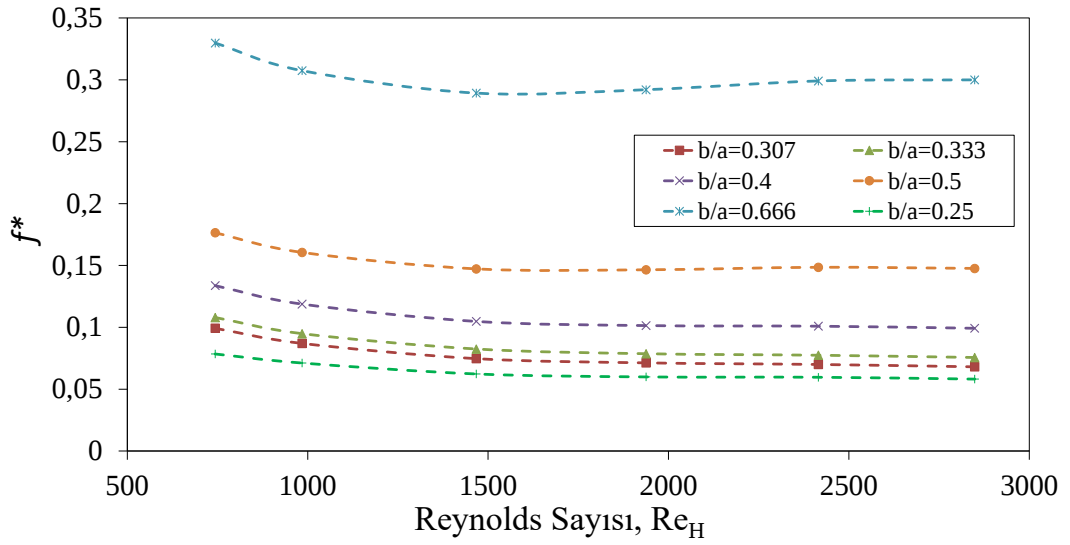


Şekil 4.32. Farklı çap oranlı silindirlere için $j/f^{1/3}$ değerlerinin Reynolds sayısı ile değişimi

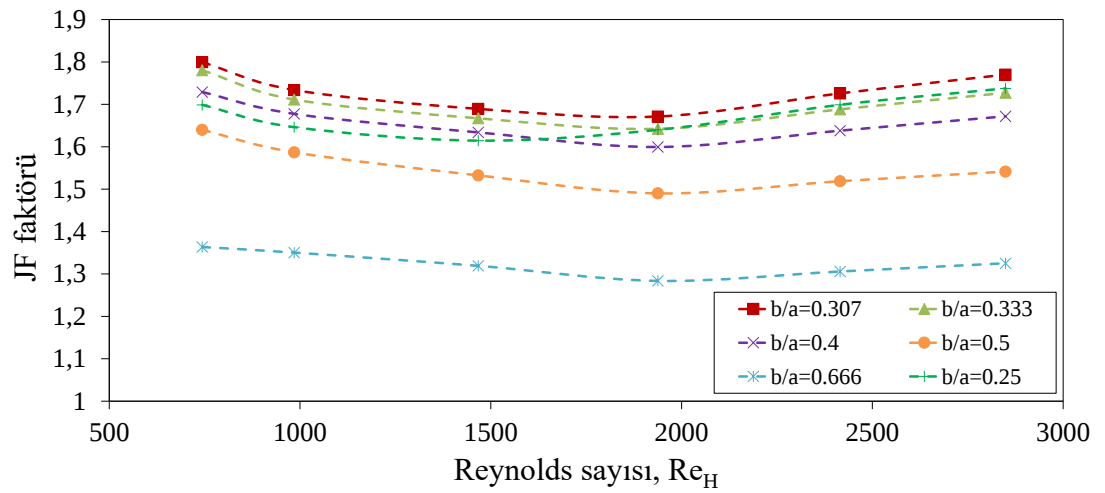
Referans olarak kabul edilen $b/a=1.0$ çap oranlı dairesel kesitli silindire ait verilerin, 6 farklı çap oranındaki silindire ait j , f ve $j/f^{1/3}$ verileri ile oranlanarak elde edilen j^* , f^* ve JF değerlerinin değişimleri Reynolds sayısına bağlı olarak Şekil 4.33, Şekil 4.34 ve Şekil 4.35'te sırasıyla verilmiştir. Şekil 4.33'te j^* değerlerinin tüm çap oranları için $Re_H=2000$ değerine kadar azaldığı, $Re_H>2000$ için lineer olarak arttığı görülmektedir. Bu durum, belirli bir Reynolds sayısına kadar $b/a=1.0$ çap oranına ait j değerleri ile aradaki farkın giderek arttığını ancak daha sonrasında bu farkın azaldığı sonucunu ortaya çıkarmıştır. Şekil 4.34'te görülen f^* sonuçlarında; $b/a=0.666$ çap oranı dışındaki tüm eliptik silindir için elde edilen değerlerin, dairesel kesitli silindire ait değerler ile arasında yüksek bir fark olduğu görülmektedir. Dairesel borulu ısı değiştirici tasarımına ait j ve f değerleri referans kabul edilerek, termo-hidrolik performans iyileştirme kriterinin kıyaslanması için JF faktörü olarak tanımlanan değerler Şekil 4.35'te karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre, $b/a=0.666$ oranı dışındaki tüm eliptik silindirlere ait değerlerin, $b/a=1.0$ çap oranından yaklaşık 1.5 kat daha fazla olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca, eliptik çap oranı $b/a=0.307$ 'ye kadar azaldıkça, JF faktörü değişimleri oransal olarak artmıştır. Bunların yanı sıra, $b/a=0.25$ durumu için bu değerler yaklaşık $Re=1600$ durumuna kadar $b/a=0.4$, 0.333 ve 0.307 çap oranlarından daha az elde edilmişken, daha yüksek Reynolds sayılarında $b/a=0.307$ çap oranına yaklaşmıştır. Ancak, tüm durumlardaki JF faktörü değişimleri $b/a=0.307$ çap oranından daha az hesaplanmıştır.



Şekil 4.33. Farklı çap oranlı silindirler için bağıl Colburn faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

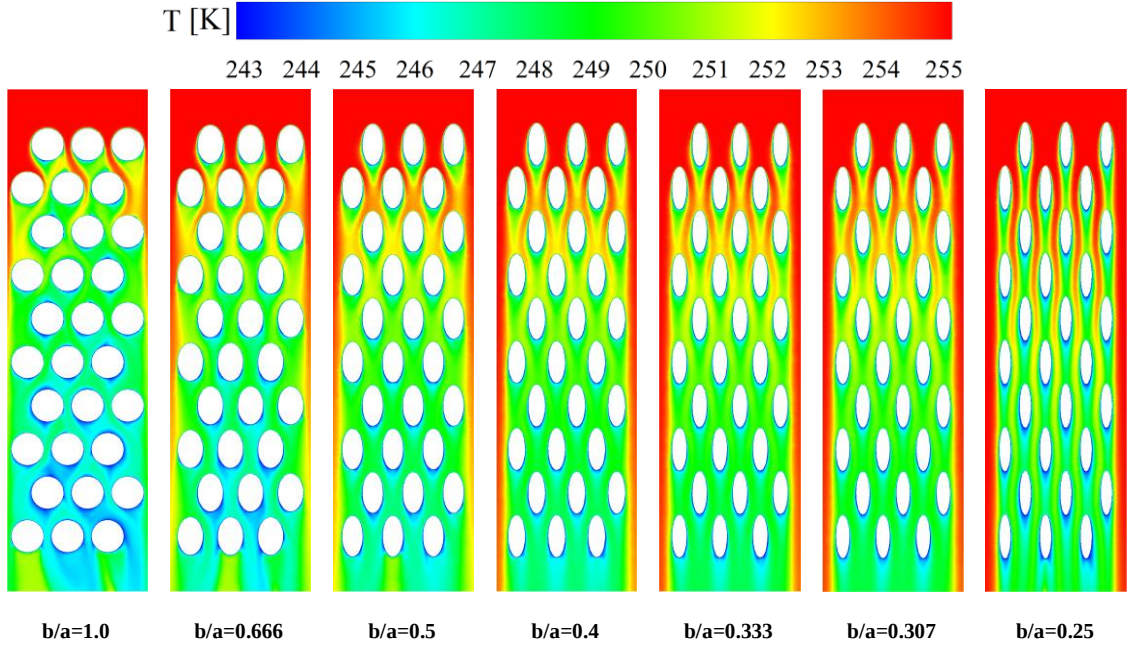


Şekil 4.34. Farklı çap oranlı silindirler için bağıl sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

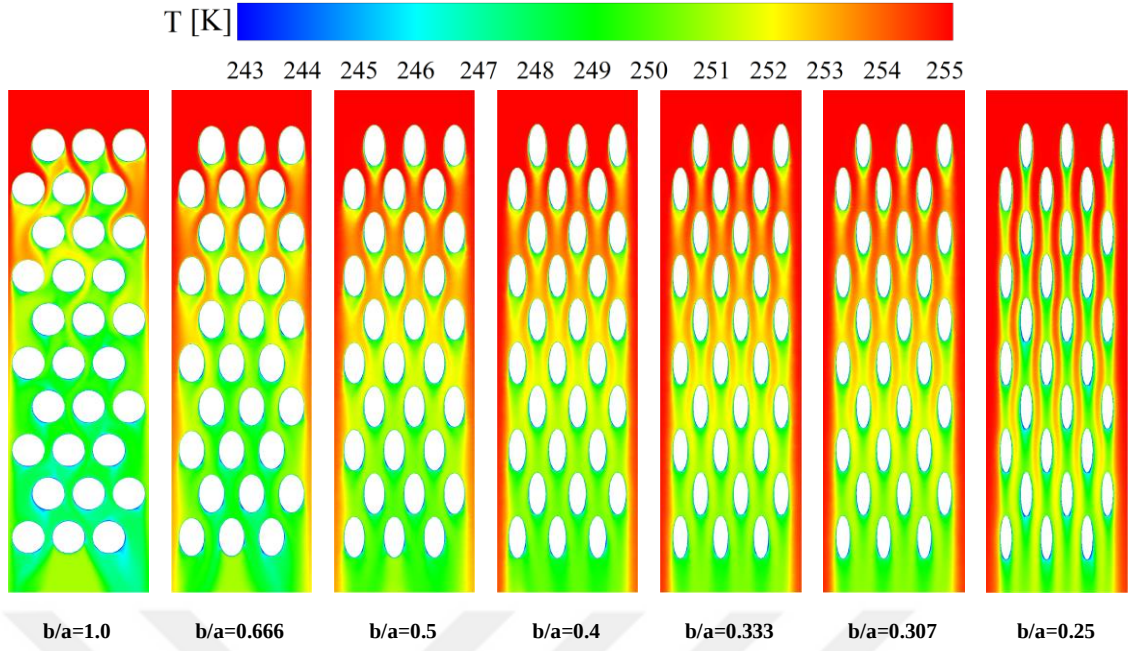


Şekil 4.35. Farklı çap oranlı silindirler için bağıl JF değerlerinin Reynolds sayısı ile değişimi

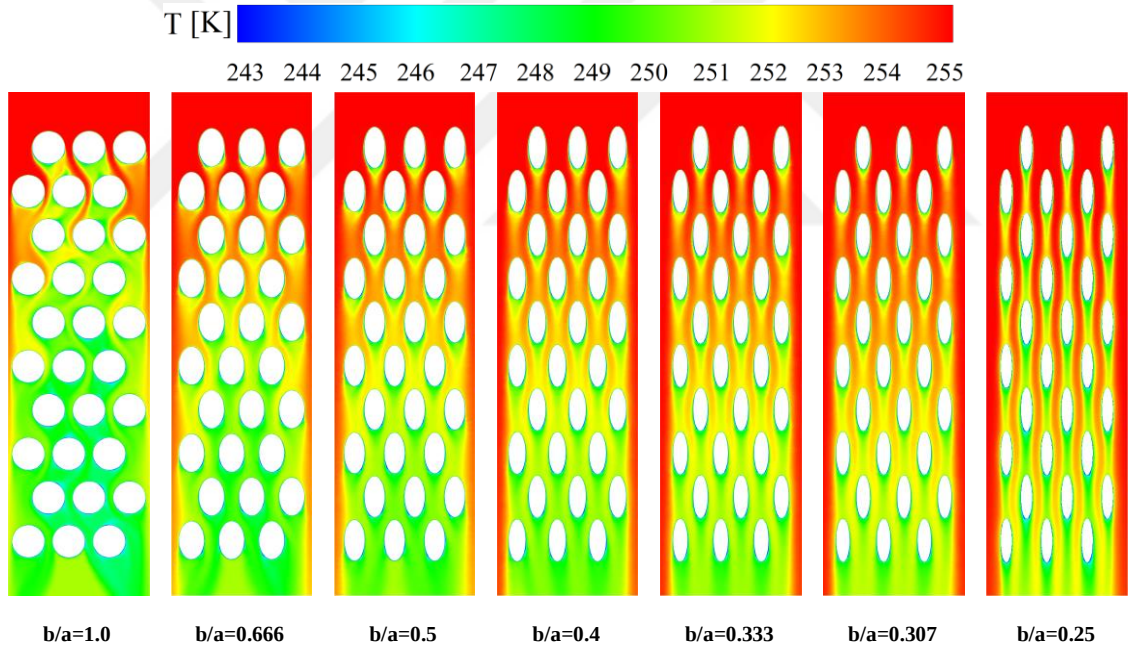
Farklı b/a oranlarında tasarlanmış eliptik ve dairesel kesitli silindirler için yapılan analizler sonucunda elde edilen ve simetri düzleminde meydana gelen $Re_H=750$, 1940 ve 2850 değerlerine ait sıcaklık konturlarının değişimleri Şekil 4.36, Şekil 4.37 ve Şekil 4.38’de görsel olarak verilmiştir. Giriş sıcaklığı 255 K ve sabit duvar sıcaklığı 243 K için sıcaklık değişim ölçeği sınırları belirlenmiştir. Genel olarak, eliptiklik oranı arttıkça, havanın sıcaklığındaki azalma akış hacminin çıkış bölgesine doğru ilerlemiştir. Ancak, çıkış bölgesindeki sıcaklıkların birbirine yakın olduğu görülmektedir. Şekil 4.36’da verilen $Re_H=750$ değeri için sıcaklık konturlarının değişimine göre akış hacminin çıkış tarafında bulunan iki silindir etrafındaki sıcaklık değerlerinin, $b/a=1.0$ b/a oranındaki dairesel silindir için daha düşük olduğu görülmektedir. Aynı bölgedeki sıcaklık değerleri azalan eliptik oranıyla artmaktadır. Artan Reynolds sayısı ile birlikte kontur bölgelerindeki sıcaklık değişimlerinin de benzer bir görüntüye sahip olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca, düşük Reynolds sayısı için giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki farkın bölgesel olarak daha fazla olduğu görülmüştür. Ancak, hacimsel olarak düşünüldüğünde artan Reynolds sayısı ile birlikte ısı transferinin arttığı Nusselt sayısı ve ısı taşınım katsayısının değişimleriyle desteklenmiştir. Bu sonuçlara ilave olarak, dairesel kesitli boruların karışım bölgesinin geniş olması sebebiyle sıcaklık değişiminin de o bölgede fazla olduğu ve azalan b/a oranıyla bu değişimlerin azaldığı görülmüştür.



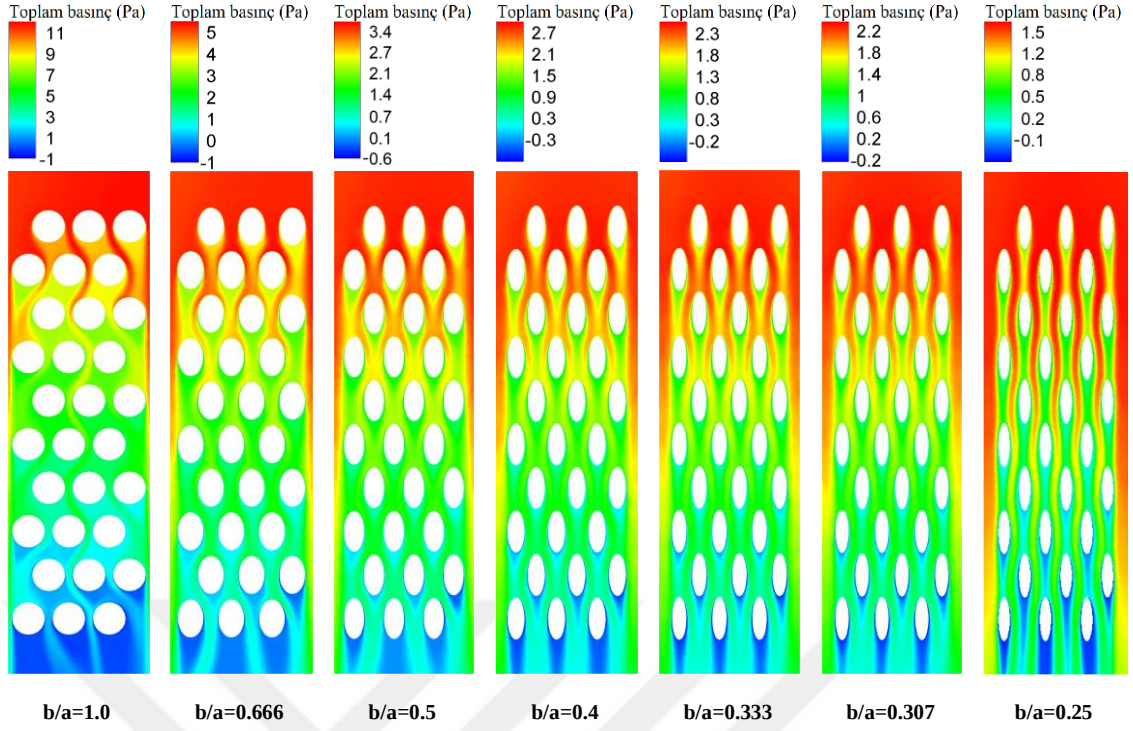
Şekil 4.36. Simetri düzlemindeki sıcaklık konturlarının $Re_H=750$ için karşılaştırılması



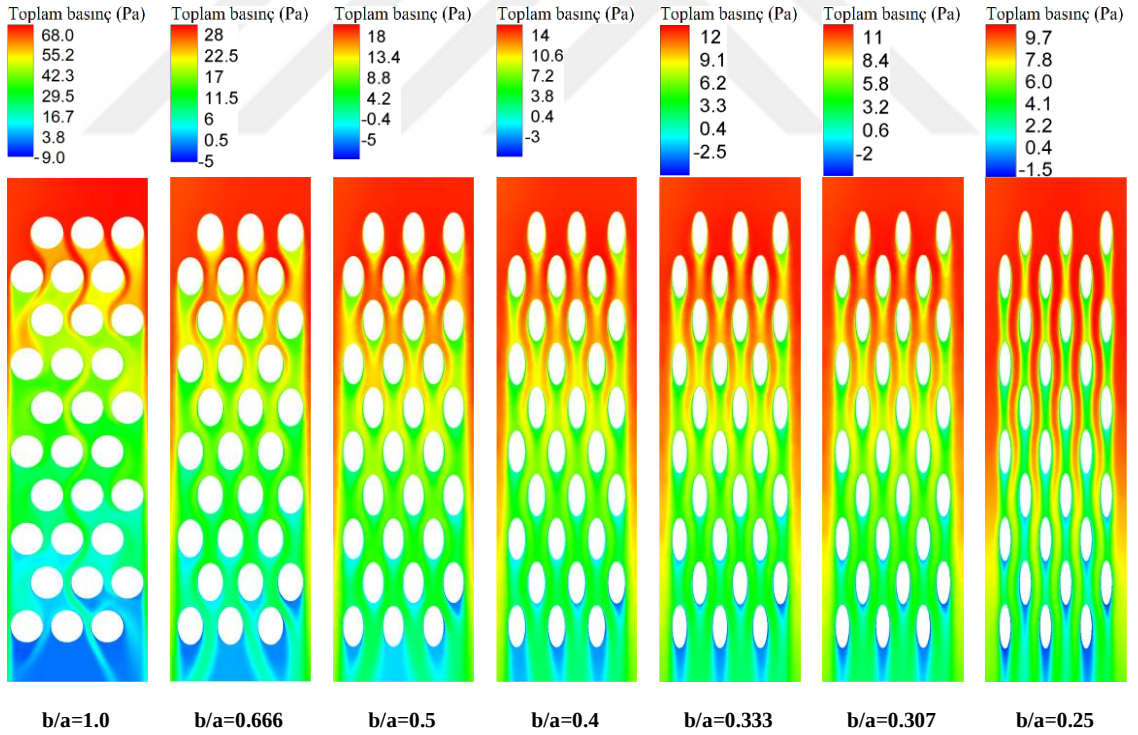
Şekil 4.37. Simetri düzlemindeki sıcaklık konturlarının $Re_H=1940$ için karşılaştırılması



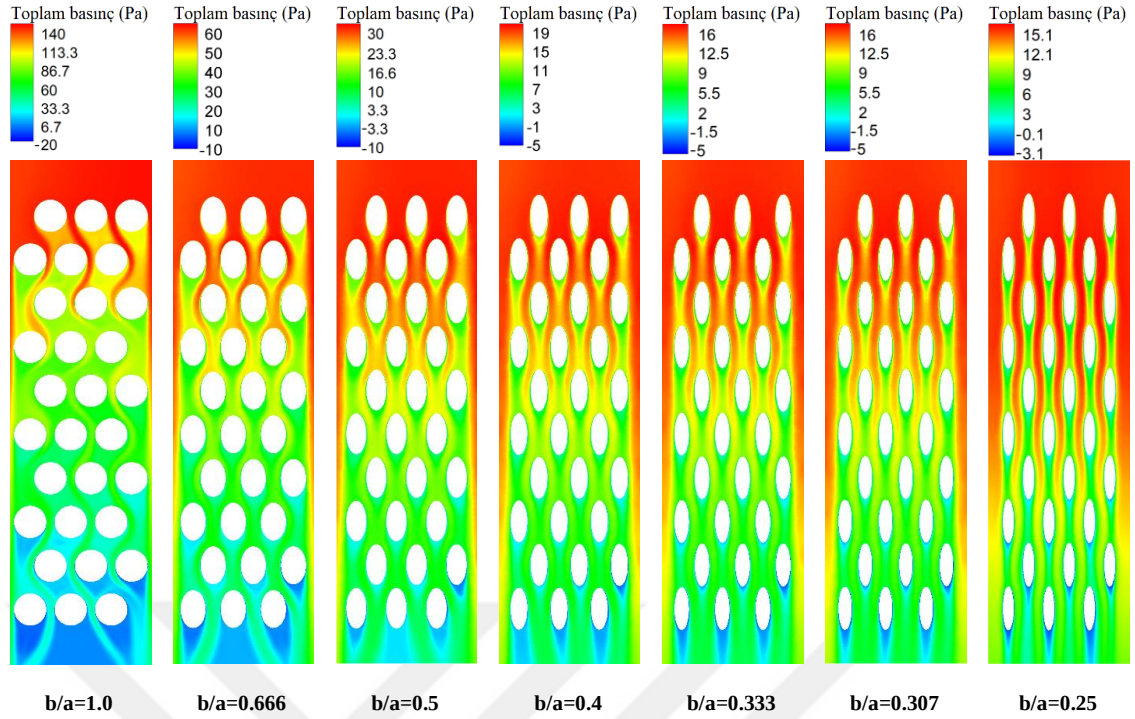
Şekil 4.38. Simetri düzlemindeki sıcaklık konturlarının $Re_H=2850$ için karşılaştırılması



Şekil 4.39. Simetri düzlemindeki toplam basınç konturlarının $Re_H=750$ için karşılaştırılması



Şekil 4.40. Simetri düzlemindeki toplam basınç konturlarının $Re_H=1940$ için karşılaştırılması

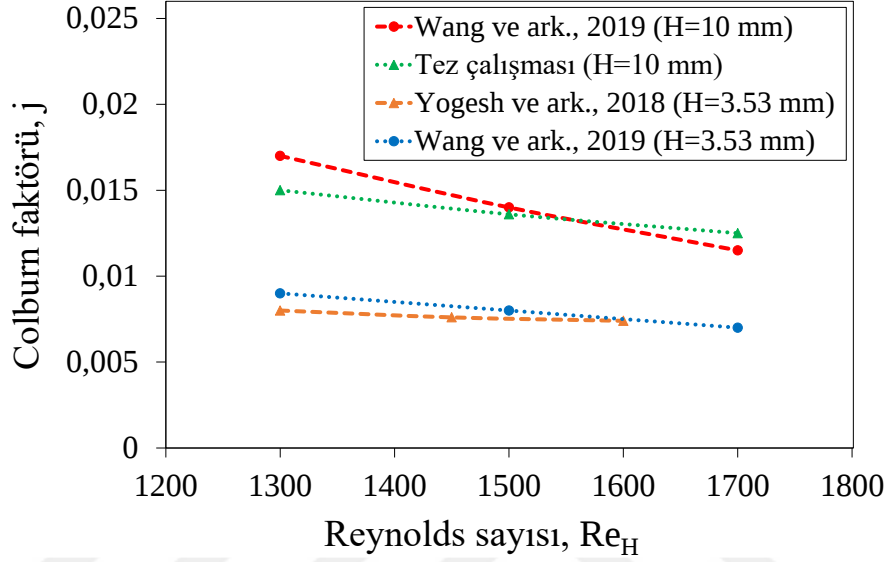


Şekil 4.41. Simetri düzlemindeki toplam basınç konturlarının $Re_H=2850$ için karşılaştırılması

Şekil 4.39, Şekil 4.40 ve Şekil 4.41’de $Re_H=750$, 1940 ve 2850 değerleri için basınç konturlarının simetri düzlemindeki değişimlerine ait görseller sunulmuştur. Tüm durumlar için basınç değişimlerine ait ölçek değerleri Pa cinsinden verilmiştir. Ölçek değerlerine göre ters basınç gradyanlarının da oluştuğu ve en yüksek negatif basınç değerlerinin $b/a=1.0$ çap oranlı dairesel kesitli silindir düzenlemesinde ortaya çıktığı görülmektedir. Artan Reynolds sayısı ile hızdaki artıştan dolayı basınç düşüşünde de artışlar meydana gelmiştir. Daha önce sayısal olarak verilen basınç düşüşü değerlerinde de görüldüğü gibi en yüksek basınç değişimlerinin dairesel kesitli silindirler etrafında oluştuğu görseller ile de desteklenmiştir.

Tez çalışması sonuçlarına göre hesaplanan Colburn faktörlerini mertebe olarak kıyaslanmak amacıyla, Wang ve ark. (2019) tarafından eliptik borular kullanılarak 0° ile 90° arasında değişen boru açıları ile yapılan çalışmaya ait Colburn faktörü sonuçları $Re_H=1300-1700$ aralığında ve $b/a=0.6$ çap oranında tasarlanmış durum için Şekil 4.42’de karşılaştırılmıştır. Tez çalışmasında da aynı olan kanat aralığı $H=10$ mm ve $Re_H=1300$, 1500 ve 1700 durumları için yapılan karşılaştırma sonucunda, Colburn faktörü değerleri sırasıyla tez çalışmasında elde edilen sonuçlara göre %11 ile %3 aralığında değişmiştir. Ayrıca, kanat aralığının Colburn faktörü üzerindeki etkisini göstermek amacıyla Yogesh ve ark. (2018)’de ve Wang ve ark. (2019)’da yaptıkları

çalışmalara ait Colburn faktörü sonuçları $H=3.53$ mm kanat aralığı için karşılaştırılmıştır. Bu sonuçlara göre; hesaplanan Colburn faktörü değerlerinin merteye olarak literatürde yapılan çalışmalara yakın olduğu ve seçilen kanat aralığı mesafesinin iyi sonuçlar verdiği desteklenmiştir. Yapılan karşılaştırmalar neticesinde elde edilen sonuçların uyumlu ve birbirine kabul edilebilir aralıkta yakın olduğu görülmüştür.

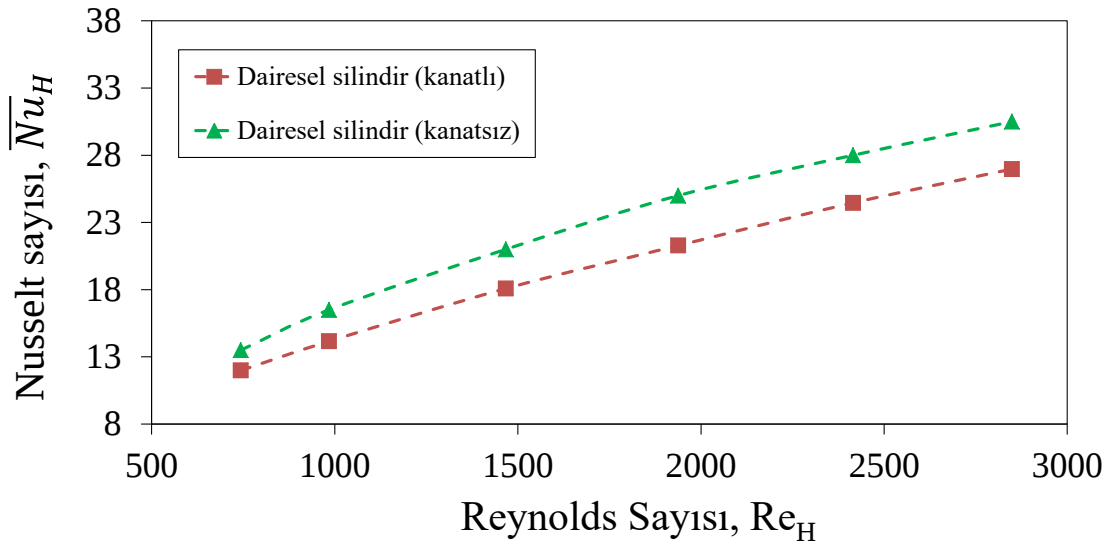


Şekil 4.42. Farklı kanat aralıkları için Colburn faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

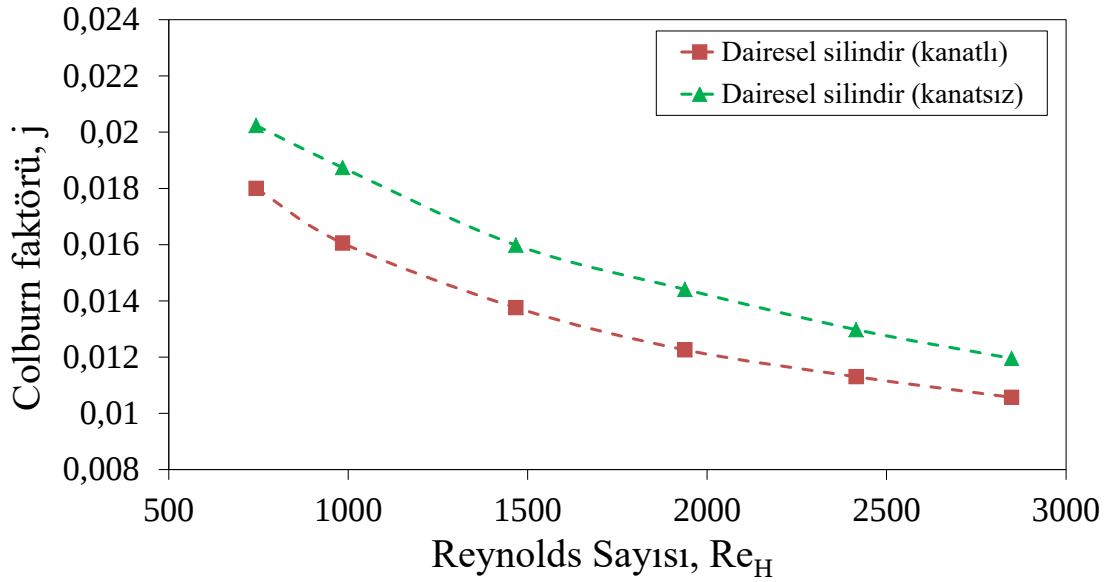
Tez kapsamında yapılan çalışmalardaki temel amacı, 7 farklı çap oranındaki boru tipiyle tasarlanan ve aynı kanat tipine sahip evaporatör için termo-hidrolik performansların karşılaştırılmasıdır. Bu kapsamda analizler yapılırken uygulama şartlarında kanat ile boru temasının diğer uygulamalardaki ısı değiştiricilere göre az olması durumu göz önüne alınmıştır ve boru cidarı ile kanat arasındaki ısı transferi ihmal edilerek analizler yapılmıştır. Ancak, kanat ile boru dış yüzeyi arasındaki ısı transferi etkisinin dikkate alındığı ve ihmal edildiği durumlarda aradaki farkı göstermek amacıyla, $b/a=1.0$ çap oranındaki dairesel borulu tasarım ile termo-hidrolik performans açısından en iyi performansın elde edildiği $b/a=0.307$ çap oranındaki eliptik borulu tasarım için kanat ile boru dış yüzeyi arasındaki ısı transferi etkisinin dikkate alındığı analizlerde yapılmıştır. Analizler yapılırken kanat ile boru dış yüzeyinin tam temasta olduğu kabulü yapılarak tasarım yapılmıştır. Gerçek uygulamada bu iki yüzey arasındaki temasın dikkate değer şekilde az olduğu bilinmektedir. Bu yüzden elde edilen sonuçlarda ısı transferi açısından farkın daha fazla olacağı düşünülmektedir. Yapılan analizler sonucu elde edilen sonuçlar Nu sayısı, Colburn faktörü ve termo-

hidrolik performans kriteri $j/f^{1/3}$ için ayrı ayrı karşılaştırılarak sunulmuştur. Grafiklerde kanat ile boru dış yüzeyi arasındaki ısı transferinin dikkate alındığı ve ihmal edildiği durumlar sırasıyla **kanatlı ve kanatsız** olarak ifade edilmiştir.

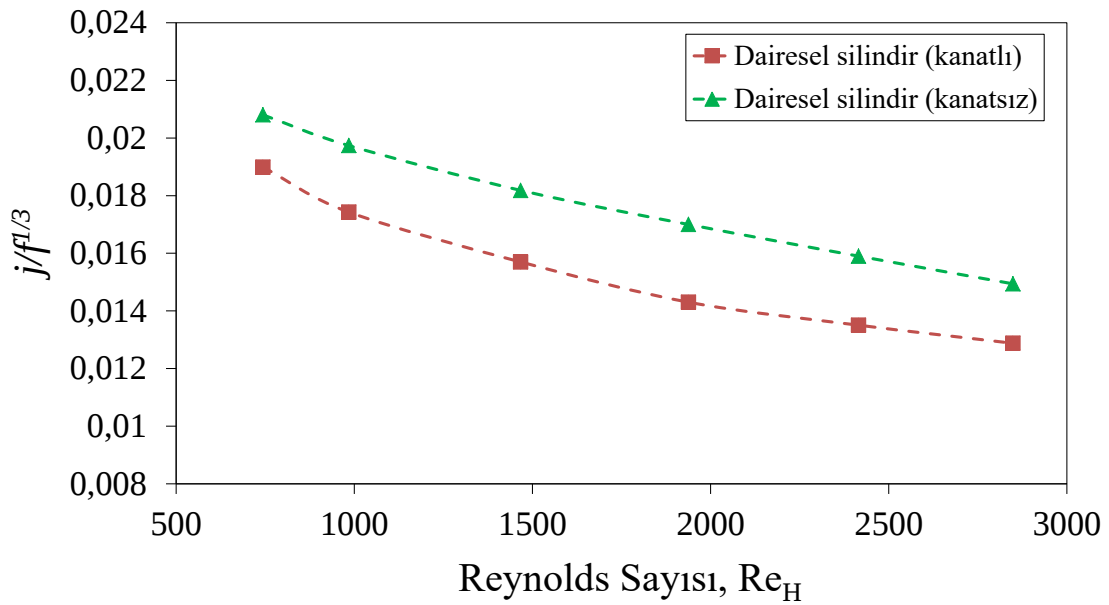
Kanat ile boru dış yüzeyi arasındaki ısı transferi etkisinin dikkate alındığı ve ihmal edildiği durumlarda dairesel borular ile tasarlanan evaporatör için elde edilen sonuçlara ait karşılaştırma grafikleri Şekil 4.43-4.45'te verilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre kanat ile boru dış yüzeyi arasındaki ısı transferi etkisinin dikkate alındığı durumda ısı transferi fazla olmasına rağmen Nusselt sayısı, Colburn faktörü ve dolayısıyla termo-hidrolik performans kriteri değerleri kanat etkisinin ihmal edildiği durumda daha yüksek elde edilmiştir. Kanat ile boru dış yüzeyi arasındaki ısı transferinin ihmal edildiği durumda; termo-hidrolik performans kriteri $j/f^{1/3}$ sonuçlarına göre yaklaşık %8 ile %15 arasında daha yüksek değerler elde edilmiştir.



Şekil 4.43. Dairesel borulu tasarım için kanat ile boru dış yüzeyi arasındaki ısı transferi etkisinin dikkate alındığı ve ihmal edildiği durumda Nusselt sayısının (Nu_H) karşılaştırılması



Şekil 4.44. Dairesel borulu tasarım için kanat ile boru dış yüzeyi arasındaki ısı transferi etkisinin dikkate alındığı ve ihmal edildiği durumda Colburn faktörünün (j) karşılaştırılması

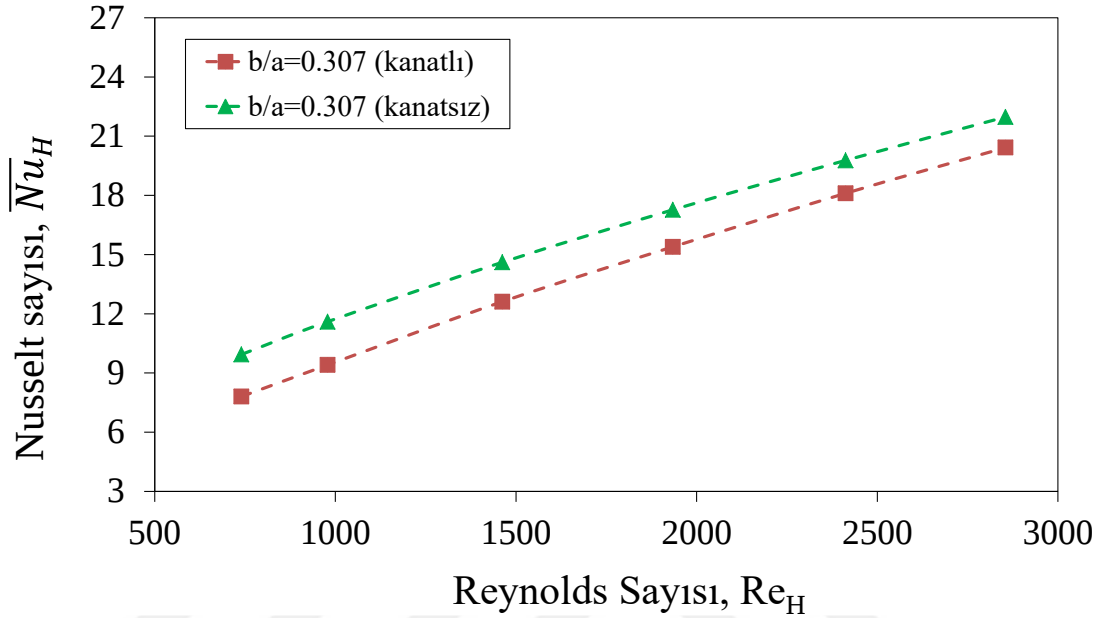


Şekil 4.45. Dairesel borulu tasarım için kanat ile boru dış yüzeyi arasındaki ısı transferi etkisinin dikkate alındığı ve ihmal edildiği durumda termo-hidrolik performans kriterinin ($j/f^{1/3}$) karşılaştırılması

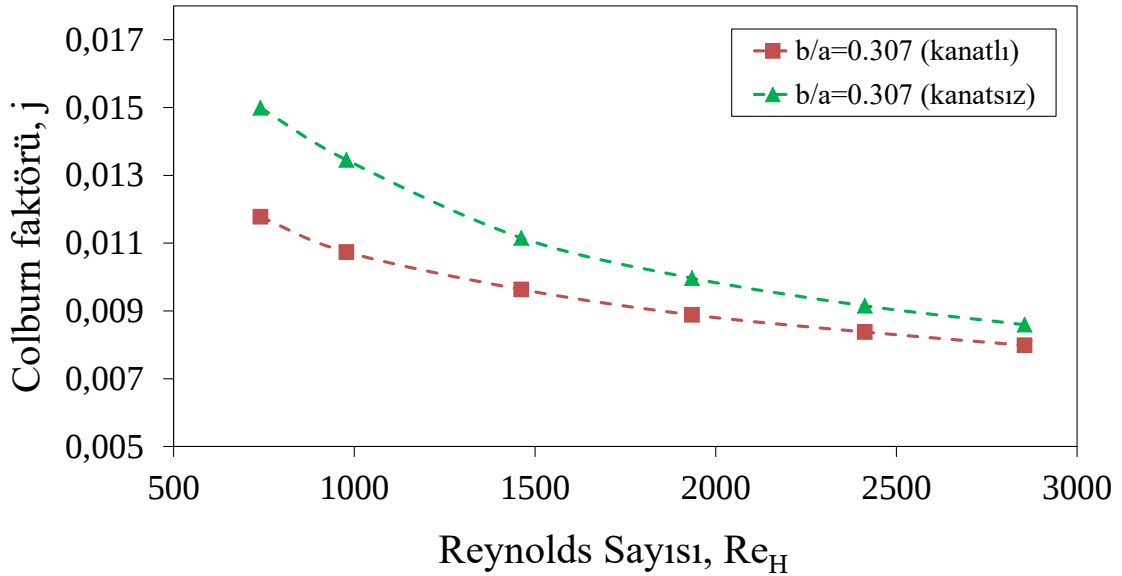
Kanat ile boru dış yüzeyi arasındaki ısı transferi etkisinin dikkate alındığı ve ihmal edildiği durumlarda eliptik çap oranı $b/a=0.307$ olan borular ile tasarlanan evaporatör için elde edilen sonuçlara ait karşılaştırma grafikleri Şekil 4.46-4.48'de verilmiştir.

Elde edilen sonuçlara göre kanat etkisinin dikkate alındığı durumda ısı transferi fazla olmasına rağmen Nusselt sayısı, Colburn faktörü ve dolayısıyla termo-hidrolik performans kriteri değerleri kanat etkisinin ihmal edildiği durumda daha yüksek elde

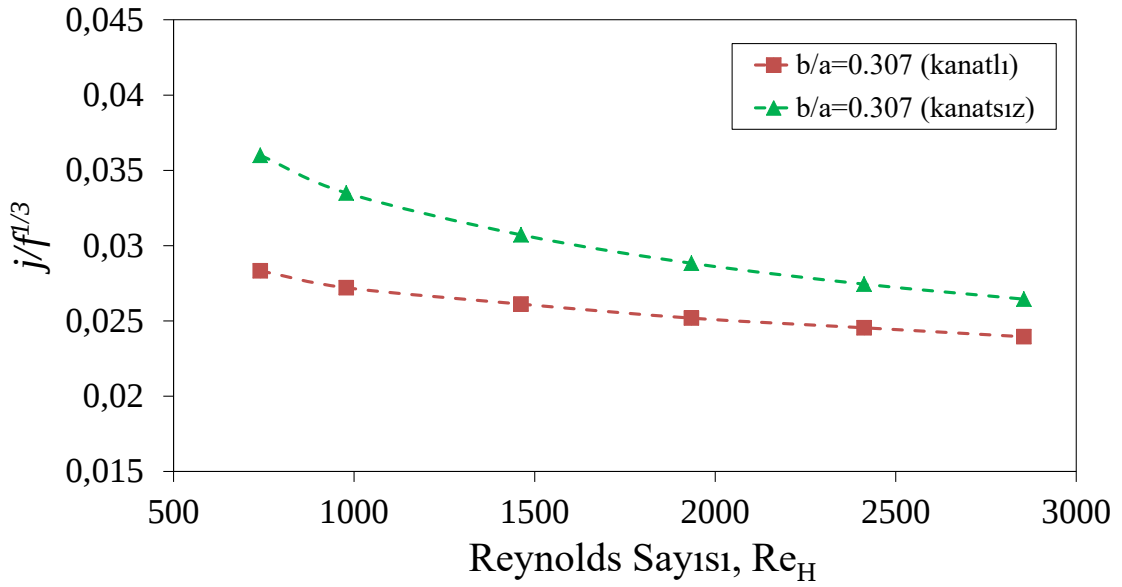
edilmiştir. Kanat ile boru dış yüzeyi arasındaki ısı transferinin ihmal edildiği durumda; termo-hidrolik performans kriteri $j/f^{1/3}$ sonuçlarına göre yaklaşık %9 ile %20 arasında daha yüksek değerler elde edilmiştir. Reynolds sayısı arttıkça aradaki farkın azaldığı ve sabit oranda değiştiği gözlemlenmiştir.



Şekil 4.46. Çap oranı $b/a=0.307$ olan eliptik borulu tasarım için kanat ile boru dış yüzeyi arasındaki ısı transferi etkisinin dikkate alındığı ve ihmal edildiği durumda Nusselt sayısının (Nu_H) karşılaştırılması



Şekil 4.47. Çap oranı $b/a=0.307$ olan eliptik borulu tasarım için kanat ile boru dış yüzeyi arasındaki ısı transferi etkisinin dikkate alındığı ve ihmal edildiği durumda Colburn faktörünün (j) karşılaştırılması



Şekil 4.48. Çap oranı $b/a=0.307$ olan eliptik borulu tasarım için kanat ile boru dış yüzeyi arasındaki ısı transferi etkisinin dikkate alındığı ve ihmal edildiği durumda termo-hidrolik performans kriterinin ($j/f^{1/3}$) karşılaştırılması

Ayrıca, kanat ile boru cidarı arasındaki ısı transferinin dikkate alındığı durumlarda $b/a=1.0$ çap oranındaki dairesel kesitli tasarım ve termo-hidrolik performans açısından en iyi sonuçların elde edildiği $b/a=0.307$ çap oranındaki eliptik kesitli tasarım için termo-hidrolik performans iyileştirme kriteri karşılaştırıldığında %33-46 oranında eliptik kesitli tasarımın daha iyi olduğu tespit edilmiştir. Kanat etkisinin dikkate alınmadığı durumda ise % 40-45 arasında iyileşme tespit edilmiştir.

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Tez çalışması kapsamında, öncelikle tek dairesel silindir ve çevre uzunluğu bu silindirin çevre uzunluğu ile aynı olacak şekilde tasarlanan farklı çap oranlarında ($b/a=0.666, 0.5, 0.4, 0.333, 0.307, 0.25, 0.2$) eliptik silindirler için dış akış sayısal çözümlmeleri HAD ile yapılmıştır. Sayısal çalışmalar sonucunda, hidrodinamik açıdan tasarımı uygun olan ve daha iyi sonuçların elde edildiği eliptik çap oranı $b/a=0.307$ olarak belirlenmiştir. Belirlenen bu eliptik silindir ve 3 farklı çapta (65 mm, 48 mm ve 20 mm) dairesel silindirler için PIV deneyleri yapılmıştır. Daha sonra, çoklu diziliimli (3×10 adet silindir) 20 mm çaplı dairesel silindir modeli ve $b/a=0.307$ çap oranlı eliptik silindirler için PIV deneyleri yapılmıştır. Çoklu ve çapraz diziliimli modellerin PIV deneylerinden sonra, 20 mm ve 48 mm çaplı dairesel silindir modelleri ve $b/a=0.307$ çap oranlı eliptik silindir modeline ait aynı dizilimler için HAD çalışmaları yapılmıştır. Isı transferi çalışmaları kapsamında ise çoklu ve çapraz diziliimli $b/a=0.666, 0.5, 0.4, 0.333, 0.307$ ve 0.25 çap oranlarındaki eliptik silindir modelleri ve çoklu diziliimli dairesel silindir modeli için HAD çalışmaları yapılmıştır.

5.1 Sonuçlar

Yapılan bu çalışmalardan elde edilen genel sonuçlar aşağıda özetlenmiştir;

- Tek silindir için yapılan sayısal ve deneysel çalışmalarda, eliptik silindirlerin yüzeyinden akışın daha geç ayrıldığı ve dolayısıyla bu durumun dairesel silindire göre daha az basınç düşüşü oluşturduğu tespit edilmiştir.
- Eliptik silindir ile dairesel silindir kıyaslandığında, tüm eliptik çap oranlarında dairesel silindire göre daha dar bir art izi bölgesi meydana gelmiştir.
- Çoklu ve çapraz dizilmiş ve çap uzunluğu $D=48$ mm olan dairesel silindir için akışın periyodik düzende ilerlediği belirlenmiştir.
- Eliptik çap oranı $b/a=0.307$ olan silindir etrafından kopan girdapların dairesel silindire göre daha az olmasından dolayı uygulamada bu durumun ses ve gürültü seviyesini azaltacağı düşünülmektedir.
- Zamana bağlı sayısal analiz çalışmalarında, Büyük Girdap Benzeşimi (LES) türbülans modeli ile yapılan çözüm sonuçlarının PIV deneyleri ile uyumlu ve benzer olduğu görülmüştür.

- Isı transferi analizleri için yapılan türbülans modeli doğrulama çalışmasında, referans olarak alınan deneysel çalışmaya en yakın değerler SST k- ω türbülans modeli ile elde edilmiştir.
- Sıcaklık konturlarına ait görsel sonuçlara göre kanat arasına giren akış dairesel silindir modelinde en hızlı şekilde soğumaya başlamıştır. Ancak, akış hacminin son kısmında tüm durumlar için çıkış sıcaklıkları birbirine çok yakın bulunmuştur.
- Isı taşınım katsayısına bağlı olarak elde edilen ve ısı transferinin bir göstergesi olan boyutsuz Colburn faktörü (j) değerleri en yüksek dairesel kesitli silindir için hesaplanmıştır. Ancak, dairesel silindir modeli diğer modellere göre yüksek basınç düşüşü oluşturmuştur.
- En yüksek sürtünme faktörü (f) değerleri dairesel borular için elde edilirken, en düşük sürtünme faktörü değerleri $b/a=0.25$ çap oranlı eliptik boru için elde edilmiştir.
- Isı değiştiricilerde genelde yüksek ısı transferinin yanı sıra daha az basınç düşüşü de istenilen bir durumdur. Bu nedenle, ısı transferi ve basınç düşüşünün birlikte değerlendirildiği ve termo-hidrolik performans iyileştirme kriteri olarak tanımlanan $j/f^{1/3}$ sonuçlarında en yüksek değerler $b/a=0.307$ çap oranındaki eliptik kesitli silindir için elde edilmiştir. Bununla birlikte, $b/a=0.333$ çap oranlı model için bulunan değerler $b/a=0.307$ çap oranlı modele çok yakındır.
- Termo-hidrolik performans iyileştirme kriteri $j/f^{1/3}$ değerlerine göre; en iyi sonuçların elde edildiği eliptik çap oranı $b/a=0.307$ ile dairesel silindir performansları kıyaslandığında $Re=750-2850$ aralığı için %40-45 arasında iyileşme olduğu belirlenmiştir.
- Kanat ile boru cidarı arasındaki ısı transferinin dikkate alındığı durumlarda $b/a=1.0$ çap oranındaki dairesel kesitli tasarım ve termo-hidrolik performans açısından en iyi sonuçların elde edildiği $b/a=0.307$ çap oranındaki eliptik kesitli tasarım için termo-hidrolik performans iyileştirme kriteri karşılaştırıldığında %33-46 oranında eliptik kesitli tasarımın daha iyi olduğu tespit edilmiştir.

Genel olarak, ısı transferi ve basınç düşüşü birlikte değerlendirildiğinde $b/a=0.307$ ve $b/a=0.333$ çap oranlı silindirler için daha iyi sonuçlar elde edilirken, yalnız ısı transferi yönünden dairesel kesitli silindire ait sonuçlar daha iyi mertebelerde bulunmuştur. Ancak, basınç düşüşünün daha az olması ve akış yapısı

açısından daha iyi bir tasarıma sahip eliptik kesitli silindirler bu uygulamalarda tercih edilebilir.

5.2 Öneriler

Termo-hidrolik performans iyileştirme kriteri $j/f^{1/3}$ değerlerine göre; en iyi sonuçların elde edildiği eliptik çap oranı $b/a=0.307$ ile dairesel silindir performansları kıyaslandığında $Re=750-2850$ aralığında %40-45 arasında iyileşme olduğu tespit edilmiştir. Elde edilen bu sonuçlar, sayısal çalışmalar için doğrulama amaçlı kullanılabilir. Bunun yanı sıra doğrulama çalışması yapılan türbülans modelleri benzer çalışmalar için ön fikir verecektir. Tez kapsamında farklı çap oranındaki silindir geometrileri için dış akış incelemesi yapılmıştır. Tavsiye edilen eliptik çap oranları için farklı kanat tipleri denenerek yeni bir ısı transferi iyileştirme çalışması yapılabilir.

KAYNAKLAR

- Adrian, R. J., 1984, Scattering particle characteristics and their effect on pulsed laser measurements of fluid flow: speckle velocimetry vs particle image velocimetry, *Applied optics*, 23 (11), 1690-1691.
- Akkoca, A., 2004, Computational modelling of turbulent heat transfer in plate fin and tube heat exchangers, PhD Thesis, *Cukurova University, Institute of Science and Technology*.
- ANSYS, I., 2018, ANSYS Fluent User's Guide, Release 19.0.
- Arat, H. T., 2010, İki Plaka Arasına Yerleştirilmiş Elips Silindir Üzerindeki Akış Yapısının Deneysel İncelenmesi, Yüksek Lisans *Mustafa Kemal Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü*.
- Arat, H. T., Koç, A., Karakuş, C., Öztürk, N. A., Şahin, B. ve Akıllı, H., 2011, İki Plaka Arasına Yerleştirilmiş Elips Silindirin Önünde Oluşan Akış Yapısının Parçacık Görüntülemeli Hız Ölçüm (PIV) Tekniği ile İncelenmesi, *X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, İzmir, Türkiye.
- Arat, H. T., Karakuş, C., Koç, A. ve Baltacıoğlu, E., 2012, Experimental Investigation of Flow Structure over an Elliptic Cylinder Located Between Two Parallel Plates by Using PIV, *6th International Ege Energy Symposium & Exhibition*, İzmir, Türkiye.
- Bahaidarah, H. M., Ijaz, M. ve Anand, N., 2006, Numerical study of fluid flow and heat transfer over a series of in-line noncircular tubes confined in a parallel-plate channel, *Numerical Heat Transfer, Part B: Fundamentals*, 50 (2), 97-119.
- Balachandar, S., Mittal, R. ve Najjar, F., 1997, Properties of the mean recirculation region in the wakes of two-dimensional bluff bodies, *Journal of Fluid Mechanics*, 351, 167-199.
- Baranyi, L., 2008, Numerical simulation of flow around an orbiting cylinder at different ellipticity values, *Journal of Fluids and Structures*, 24 (6), 883-906.
- Barker, D. ve Fournay, M., 1977, Measuring fluid velocities with speckle patterns, *Optics letters*, 1 (4), 135-137.
- Bearman, P., 1969, On vortex shedding from a circular cylinder in the critical Reynolds number regime, *Journal of Fluid Mechanics*, 37 (3), 577-585.
- Bearman, P. W., 1984, Vortex shedding from oscillating bluff bodies, *Annual Review of Fluid Mechanics*, 16 (1), 195-222.
- Berbish, N. S., 2011, Heat transfer and flow behavior around four staggered elliptic cylinders in cross flow, *Heat and mass transfer*, 47 (3), 287-300.
- Berezin, G. ve Kudrinskii, V., 1977, Photographic system for determining the motion parameters of solid and liquid particles in a gas stream, *Soviet Aeronautics*, 20, 132-134.
- Berger, E., 1964, Transition of the laminar vortex flow to the turbulent state of the Karman vortex street behind an oscillating cylinder at low Reynolds number, *Jahrb. Wiss. Gess. LR*, 164.
- Berger, E. ve Wille, R., 1972, Periodic flow phenomena, *Annual Review of Fluid Mechanics*, 4 (1), 313-340.
- Bhuiyan, A. A., Amin, M. R. ve Islam, A. S., 2013, Three-dimensional performance analysis of plain fin tube heat exchangers in transitional regime, *Applied thermal engineering*, 50 (1), 445-454.
- Bloor, M. S. ve Gerrard, J., 1966, Measurements on turbulent vortices in a cylinder wake, *Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences*, 294 (1438), 319-342.

- Borrajo-Peláez, R., Ortega-Casanova, J. ve Cejudo-López, J., 2010, A three-dimensional numerical study and comparison between the air side model and the air/water side model of a plain fin-and-tube heat exchanger, *Applied thermal engineering*, 30 (13), 1608-1615.
- Bouris, D., Papadakis, G. ve Bergeles, G., 2001, Numerical evaluation of alternate tube configurations for particle deposition rate reduction in heat exchanger tube bundles, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 22 (5), 525-536.
- Brodkey, R. S., 1977, Stereoscopic visual studies of complex turbulence shear flows, *International Symposium on Flow Visualization*, 45-49.
- Carberry, J., Sheridan, J. ve Rockwell, D., 2005, Controlled oscillations of a cylinder: forces and wake modes, *Journal of Fluid Mechanics*, 538, 31-69.
- Chang, K.-S. ve Sa, J.-Y., 1990, The effect of buoyancy on vortex shedding in the near wake of a circular cylinder, *Journal of Fluid Mechanics*, 220, 253-266.
- Choi, J. ve Lee, S., 2001, Flow characteristics around an inclined elliptic cylinder in a turbulent boundary layer, *Journal of Fluids and Structures*, 15 (8), 1123-1135.
- Chyu, C. ve Rockwell, D., 1996, Near-wake structure of an oscillating cylinder: effect of controlled shear-layer vortices, *Journal of Fluid Mechanics*, 322, 21-49.
- Cimbala, J. M., Nagib, H. M. ve Roshko, A., 1988, Large structure in the far wakes of two-dimensional bluff bodies, *Journal of Fluid Mechanics*, 190, 265-298.
- Çelik, S., Karakuş, C., Akıllı, H. ve Şahin, B., 2011, Sonlu Silindir Üzerindeki Akış Yapısının Parçacık Görüntülemeli Hız Ölçüm Tekniği (PIV) ile İncelenmesi, *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 125, 33-51.
- Çengel, Y. A., Cimbala, J. M. ve Engin, T., 2008, Akışkanlar mekaniği: temelleri ve uygulamaları, Güven Kitabevi, p.
- Dabiri, D., 2009, Digital particle image thermometry/velocimetry: a review, *Experiments in fluids*, 46 (2), 191-241.
- Deepakkumar, R. ve Jayavel, S., 2017, Air side performance of finned-tube heat exchanger with combination of circular and elliptical tubes, *Applied thermal engineering*, 119, 360-372.
- Dogan, S., Canli, E., Ozgoren, M., Solmaz, O. ve Ozseker, G., 2015, Comparison of flow structures around circular and elliptical cylinders, *6th International Congress of Energy and Environment Engineering and Management*, Paris, France.
- Dogan, S., Ozgoren, M., Solmaz, O. ve Ozseker, G., 2016, Investigations of Flow around Cylinders having Circular and Elliptical Geometries for Multiple and Staggered Arrays via PIV Method, *8th International Ege Energy Symposium and Exhibition*, Afyonkarahisar, Turkey.
- Doğan, S., Canlı, E., Özgören, M., Solmaz, Ö. ve Özşeker, G., 2015, Elips Kesitli Isı Değiştirici Boruları Etrafında Oluşan Akış Yapısının Elips Çap Oranına Göre Sayısal İncelenmesi, *20. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi*, Balıkesir.
- Dudderar, T. ve Simpkins, P., 1977, Laser speckle photography in a fluid medium, *Nature*, 270 (5632), 45.
- Dynamics, D., 2019, <http://www.dantecdynamics.com/>;
- Eisenlohr, H. ve Eckelmann, H., 1989, Vortex splitting and its consequences in the vortex street wake of cylinders at low Reynolds number, *Physics of Fluids A: Fluid Dynamics*, 1 (2), 189-192.
- Elkins III, R. E., Jackman, G. R., Johnson, R. R., Lindgren, E. R. ve Yoo, J. K., 1977, Evaluation of stereoscopic trace particle records of turbulent flow fields, *Review of Scientific Instruments*, 48 (7), 738-746.

- Erek, A., Özerdem, B., Bilir, L. ve Ilken, Z., 2005, Effect of geometrical parameters on heat transfer and pressure drop characteristics of plate fin and tube heat exchangers, *Applied thermal engineering*, 25 (14-15), 2421-2431.
- Gara, A. D., 1977, Real-time optical correlation of 3-D scenes, *Applied optics*, 16 (1), 149-153.
- Gerrard, J., 1978, The wakes of cylindrical bluff bodies at low Reynolds number, *Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences*, 288 (1354), 351-382.
- Grant, I., Smith, G. H. ve Barnes, F. H., 1986, Measurement of vortex shedding by particle image velocimetry using a pulsed ruby laser, *3rd International Symposium on Applications of Laser Anemometry to Fluid Mechanics*, Lisbon, Portugal.
- Grant, I., Smith, G., Owens, E. ve Barnes, F., 1989, Pulsed laser velocimetry measurements of the vortex shedding from structural elements, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 32 (1-2), 73-82.
- Grousseau, R. ve Mallick, S., 1977, Study of flow pattern in a fluid by scattered laser light, *Applied optics*, 16 (9), 2334-2336.
- Hammache, M. ve Gharib, M., 1989, A novel method to promote parallel vortex shedding in the wake of circular cylinders, *Physics of Fluids A: Fluid Dynamics*, 1 (10), 1611-1614.
- Hammache, M. ve Gharib, M., 1991, An experimental study of the parallel and oblique vortex shedding from circular cylinders, *Journal of Fluid Mechanics*, 232, 567-590.
- Hasan, A. ve Siren, K., 2004, Performance investigation of plain circular and oval tube evaporatively cooled heat exchangers, *Applied thermal engineering*, 24 (5-6), 777-790.
- Hasan, A., 2005, Thermal-hydraulic performance of oval tubes in a cross-flow of air, *Heat and mass transfer*, 41 (8), 724-733.
- Hassan, Y. ve Barsamian, H., 2004, Tube bundle flows with the large eddy simulation technique in curvilinear coordinates, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47 (14-16), 3057-3071.
- Hassanzadeh, R., Sahin, B. ve Ozgoren, M., 2012, Large eddy simulation of free-surface effects on the wake structures downstream of a spherical body, *Ocean Engineering*, 54, 213-222.
- Hayakawa, M. ve Hussain, F., 1989, Three-dimensionality of organized structures in a plane turbulent wake, *Journal of Fluid Mechanics*, 206, 375-404.
- He, Y.-L., Chu, P., Tao, W.-Q., Zhang, Y.-W. ve Xie, T., 2013, Analysis of heat transfer and pressure drop for fin-and-tube heat exchangers with rectangular winglet-type vortex generators, *Applied thermal engineering*, 61 (2), 770-783.
- Henderson, R., 1994, Unstructured spectral element methods: Parallel algorithms and simulations, Ph. D. Thesis, *Princeton University*.
- Horvat, A., Leskovic, M. ve Mavko, B., 2006, Comparison of heat transfer conditions in tube bundle cross-flow for different tube shapes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49 (5-6), 1027-1038.
- Hu, G., Tse, K.-T., Kwok, K. C. ve Zhang, Y., 2015, Large eddy simulation of flow around an inclined finite square cylinder, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 146, 172-184.
- Ibrahim, T. A. ve Gomaa, A., 2009, Thermal performance criteria of elliptic tube bundle in crossflow, *International Journal of Thermal Sciences*, 48 (11), 2148-2158.

- Iwaki, C., Cheong, K., Monji, H. ve Matsui, G., 2004, PIV measurement of the vertical cross-flow structure over tube bundles, *Experiments in Fluids*, 37 (3), 350-363.
- Jang, J.-Y. ve Yang, J.-Y., 1998, Experimental and 3-D numerical analysis of the thermal-hydraulic characteristics of elliptic finned-tube heat exchangers, *Heat Transfer Engineering*, 19 (4), 55-67.
- Johnson, S. A., Thompson, M. C. ve Hourigan, K., 2004, Predicted low frequency structures in the wake of elliptical cylinders, *European Journal of Mechanics-B/Fluids*, 23 (1), 229-239.
- Kareem, A. ve Cheng, C., 1999, Pressure and force fluctuations on isolated roughened circular cylinders of finite height in boundary layer flows, *Journal of Fluids and Structures*, 13 (7-8), 907-933.
- Kayansayan, N., 1993, Heat transfer characterization of flat plain fins and round tube heat exchangers, *Experimental thermal and fluid science*, 6 (3), 263-272.
- Kong, Y., Yang, L., Du, X. ve Yang, Y., 2016, Air-side flow and heat transfer characteristics of flat and slotted finned tube bundles with various tube pitches, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 99, 357-371.
- König, M., Eisenlohr, H. ve Eckelmann, H., 1992, Visualization of the spanwise cellular structure of the laminar wake of wall-bounded circular cylinders, *Physics of Fluids A: Fluid Dynamics*, 4 (5), 869-872.
- Kundu, D., Haji-Sheikh, A. ve Lou, D., 1991, Pressure and heat transfer in cross flow over cylinders between two parallel plates, *Numerical Heat Transfer*, 19 (3), 345-360.
- Kundu, D., Haji-Sheikh, A. ve Lou, D., 1992, Heat transfer in crossflow over cylinders between two parallel plates.
- Ladjedel, O., Adjlout, L., Yahiaoui, T. ve Imine, O., 2013, CFD analysis of turbulent cross-flow in a staggered tube bundle equipped with grooved cylinders, *EPJ Web of Conferences*, 01006.
- Lam, K., Lin, Y., Zou, L. ve Liu, Y., 2010, Experimental study and large eddy simulation of turbulent flow around tube bundles composed of wavy and circular cylinders, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 31 (1), 32-44.
- Landreth, C., Adrian, R. ve Yao, C., 2004, Double pulsed particle image velocimeter with directional resolution for complex flows, *Experiments in fluids*, 6 (2), 119-128.
- Lee, S. J., 2004, Near-wake flow structure of elliptic cylinders close to a free surface: effect of cylinder aspect ratio, *Experiments in Fluids*, 36 (5), 748-758.
- Lee, S. J., Lee, S. ve Hassan, Y. A., 2018, Numerical investigation of turbulent flow in an annular sector channel with staggered semi-circular ribs using large eddy simulation, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 123, 705-717.
- Lee, T. ve Budwig, R., 1991, A study of the effect of aspect ratio on vortex shedding behind circular cylinders, *Physics of Fluids A: Fluid Dynamics*, 3 (2), 309-315.
- Leweke, T. ve Provansal, M., 1995, The flow behind rings: bluff body wakes without end effects, *Journal of Fluid Mechanics*, 288, 265-310.
- Li, X.-X., Liu, C.-H. ve Leung, D. Y., 2008, Large-eddy simulation of flow and pollutant dispersion in high-aspect-ratio urban street canyons with wall model, *Boundary-Layer Meteorology*, 129 (2), 249-268.
- Liang, C. ve Papadakis, G., 2007, Large eddy simulation of cross-flow through a staggered tube bundle at subcritical Reynolds number, *Journal of Fluids and Structures*, 23 (8), 1215-1230.

- Lin, C.-N. ve Jang, J.-Y., 2002, A two-dimensional fin efficiency analysis of combined heat and mass transfer in elliptic fins, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45 (18), 3839-3847.
- Lin, C.-N., Liu, Y.-W. ve Leu, J.-S., 2008, Heat transfer and fluid flow analysis for plate-fin and oval tube heat exchangers with vortex generators, *Heat Transfer Engineering*, 29 (7), 588-596.
- Lin, J.-C., Towfighi, J. ve Rockwell, D., 1995, Instantaneous structure of the near-wake of a circular cylinder: on the effect of Reynolds number, *Journal of Fluids and Structures*, 9 (4), 409-418.
- Lin, Z.-M., Liu, C.-P., Lin, M. ve Wang, L.-B., 2015, Numerical study of flow and heat transfer enhancement of circular tube bank fin heat exchanger with curved delta-winglet vortex generators, *Applied thermal engineering*, 88, 198-210.
- Linton, D. ve Thornber, B., 2016, Direct numerical simulation of transitional flow in a staggered tube bundle, *Physics of Fluids*, 28 (2), 024111.
- Lotfi, B., Zeng, M., Sundén, B. ve Wang, Q., 2014, 3D numerical investigation of flow and heat transfer characteristics in smooth wavy fin-and-elliptical tube heat exchangers using new type vortex generators, *Energy*, 73, 233-257.
- Lotfi, B. ve Sundén, B., 2019, Development of new finned tube heat exchanger: Innovative tube-bank design and thermohydraulic performance, *Heat Transfer Engineering*, 1-23.
- Luo, K., Zhang, S., Gao, Z., Wang, J., Zhang, L., Yuan, R., Fan, J. ve Cen, K., 2015, Large-eddy simulation and wind-tunnel measurement of aerodynamics and aeroacoustics of a horizontal-axis wind turbine, *Renewable energy*, 77, 351-362.
- Mainardes, R., Matos, R., Vargas, J. ve Ordóñez, J., 2013, Pumping power minimization in staggered finned circular and elliptic-tube heat exchangers in turbulent flow, *Experimental Heat Transfer*, 26 (4), 397-411.
- Mansy, H., Yang, P.-M. ve Williams, D. R., 1994, Quantitative measurements of three-dimensional structures in the wake of a circular cylinder, *Journal of Fluid Mechanics*, 270, 277-296.
- Martinez, E., Vicente, W., Salinas-Vazquez, M., Carvajal, I. ve Alvarez, M., 2015, Numerical simulation of turbulent air flow on a single isolated finned tube module with periodic boundary conditions, *International Journal of Thermal Sciences*, 92, 58-71.
- Matos, R., Vargas, J., Laursen, T. ve Saboya, F., 2001, Optimization study and heat transfer comparison of staggered circular and elliptic tubes in forced convection, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44 (20), 3953-3961.
- Matos, R., Vargas, J., Laursen, T. ve Bejan, A., 2004, Optimally staggered finned circular and elliptic tubes in forced convection, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47 (6-7), 1347-1359.
- Meng, J.-A., Liang, X.-G., Chen, Z.-J. ve Li, Z.-X., 2005, Experimental study on convective heat transfer in alternating elliptical axis tubes, *Experimental thermal and fluid science*, 29 (4), 457-465.
- Meng, X. ve Yu, B., 2009, Experimental research on air flow performance at supply-air openings in frost-free refrigerator by DPIV, *Applied thermal engineering*, 29 (16), 3334-3339.
- Meynart, R., 1984, Diffraction halo in speckle photography, *Applied optics*, 23 (14), 2235-2236.
- Mittal, R. ve Balachandar, S., 1995, Effect of three-dimensionality on the lift and drag of nominally two-dimensional cylinders, *Physics of Fluids*, 7 (8), 1841-1865.

- Mohanty, R. L., Swain, A. ve Das, M. K., 2018, Thermal performance of mixed tube bundle composed of circular and elliptical tubes, *Thermal Science and Engineering Progress*, 5, 492-505.
- Navaz, H. K., Faramarzi, R., Gharib, M., Dabiri, D. ve Modarress, D., 2002, The application of advanced methods in analyzing the performance of the air curtain in a refrigerated display case, *J. Fluids Eng.*, 124 (3), 756-764.
- Ocioń, P., Łopata, S. ve Chłosta, K., 2016, Experimental and numerical investigation of flow distribution within the heat exchanger with elliptical tubes, *Procedia Engineering*, 157, 428-435.
- 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, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 121, 153-169.
- Ozgoren, M., 2006, Flow structure in the downstream of square and circular cylinders, *Flow Measurement and Instrumentation*, 17 (4), 225-235.
- Ozgoren, M., Pinar, E., Sahin, B. ve Akilli, H., 2011, Comparison of flow structures in the downstream region of a cylinder and sphere, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 32 (6), 1138-1146.
- Ozturk, N., 2006, Investigation of flow characteristics in heat exchangers of various geometries, PhD thesis, *Cukurova University, Institute of Natural and Applied Sciences*.
- Ozturk, N. A., Akkoca, A. ve Sahin, B., 2008, Flow details of a circular cylinder mounted on a flat plate, *Journal of Hydraulic Research*, 46 (3), 344-355.
- Ozturk, N. A., Ozalp, C., Canpolat, C. ve Sahin, B., 2016, PIV measurements of flow through normal triangular cylinder arrays in the passage of a model plate-tube heat exchanger, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 61, 531-544.
- Park, J. M., Kim, O. J., Kim, S. J. ve Shin, Y.-C., 2015, Heat transfer characteristics of circular and elliptic cylinders in cross flow, *Advances in Mechanical Engineering*, 7 (11), 1687814015619553.
- Paul, S., Tachie, M. ve Ormiston, S., 2007, Experimental study of turbulent cross-flow in a staggered tube bundle using particle image velocimetry, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 28 (3), 441-453.
- Paul, S., Ormiston, S. ve Tachie, M., 2008, Experimental and numerical investigation of turbulent cross-flow in a staggered tube bundle, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 29 (2), 387-414.
- Qu, W., Xiong, J., Chen, S. ve Cheng, X., 2019, High-fidelity PIV measurement of cross flow in 5×5 rod bundle with mixing vane grids, *Nuclear Engineering and Design*, 344, 131-143.
- Reiher, H., 1925, Handbuch der experimental physik, *Leipzig*, 9 (pt. 1), 312.
- Rocha, L., Saboya, F. ve Vargas, J., 1997, A comparative study of elliptical and circular sections in one-and two-row tubes and plate fin heat exchangers, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 18 (2), 247-252.
- Rodi, W., 1997, Large-Eddy Simulation and statistical turbulence models: Complementary approaches, In: *New Tools In Turbulence Modelling*, Eds: Springer, p. 49-72.
- Rollet-Miet, P., Laurence, D. ve Ferziger, J., 1999, LES and RANS of turbulent flow in tube bundles, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 20 (3), 241-254.
- Royer, H., 1977, Holographic velocimetry of submicron particles, *Optics Communications*, 20 (1), 73-75.

- Sahin, B., Akkoca, A., Öztürk, N. ve Akilli, H., 2006, Investigations of flow characteristics in a plate fin and tube heat exchanger model composed of single cylinder, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 27 (3), 522-530.
- Sahin, B. ve Ozturk, N. A., 2009, Behaviour of flow at the junction of cylinder and base plate in deep water, *Measurement*, 42 (2), 225-240.
- Salinas-Vázquez, M., De la Lama, M., Vicente, W. ve Martínez, E., 2011, Large Eddy Simulation of a flow through circular tube bundle, *Applied Mathematical Modelling*, 35 (9), 4393-4406.
- Salpeter, N. ve Hassan, Y., 2012, Large eddy simulations of jet flow interaction within staggered rod bundles, *Nuclear Engineering and Design*, 251, 92-101.
- Seal, C., Smith, C. ve Rockwell, D., 1997, Dynamics of the vorticity distribution in endwall junctions, *AIAA journal*, 35 (6), 1041-1047.
- Sharatchandra, M. ve Rhode, D., 1997, Turbulent flow and heat transfer in staggered tube banks with displaced tube rows, *Numerical Heat Transfer, Part A Applications*, 31 (6), 611-627.
- Shih, Y., 2003, Numerical study of heat transfer performance on the air side of evaporator for a domestic refrigerator, *Numerical Heat Transfer: Part A: Applications*, 44 (8), 851-870.
- Shinde, V., Longatte, E., Baj, F., Hoarau, Y. ve Braza, M., 2016, Cross Flow Induced Vibration in a Single Tube of Square Array Using LES, *Symposium on Hybrid RANS-LES Methods*, 479-489.
- Singh, S. ve Mittal, S., 2005, Flow past a cylinder: shear layer instability and drag crisis, *International journal for numerical methods in fluids*, 47 (1), 75-98.
- Szepessy, S. ve Bearman, P., 1992, Aspect ratio and end plate effects on vortex shedding from a circular cylinder, *Journal of Fluid Mechanics*, 234, 191-217.
- Tahseen, T. A., Rahman, M. ve Ishak, M., 2015, Experimental study on heat transfer and friction factor in laminar forced convection over flat tube in channel flow, *Procedia Engineering*, 105, 46-55.
- Tala, J. S., Bougeard, D., Russeil, S. ve Harion, J.-L., 2012, Tube pattern effect on thermalhydraulic characteristics in a two-rows finned-tube heat exchanger, *International Journal of Thermal Sciences*, 60, 225-235.
- Tala, J. S., Russeil, S., Bougeard, D. ve Harion, J.-L., 2013, Investigation of the flow characteristics in a multirow finned-tube heat exchanger model by means of PIV measurements, *Experimental thermal and fluid science*, 50, 45-53.
- Tan, X.-h., Zhu, D.-s., Zhou, G.-y. ve Zeng, L.-d., 2012, Experimental and numerical study of convective heat transfer and fluid flow in twisted oval tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55 (17-18), 4701-4710.
- Taneda, S., 1956, Experimental investigation of the wakes behind cylinders and plates at low Reynolds numbers, *Journal of the Physical Society of Japan*, 11 (3), 302-307.
- Taneda, S., 1978, Visual observations of the flow past a circular cylinder performing a rotatory oscillation, *Journal of the Physical Society of Japan*, 45 (3), 1038-1043.
- Tang, L., Zeng, M. ve Wang, Q., 2009, Experimental and numerical investigation on air-side performance of fin-and-tube heat exchangers with various fin patterns, *Experimental thermal and fluid science*, 33 (5), 818-827.
- Tao, Y., He, Y., Huang, J., Wu, Z. ve Tao, W., 2007, Numerical study of local heat transfer coefficient and fin efficiency of wavy fin-and-tube heat exchangers, *International Journal of Thermal Sciences*, 46 (8), 768-778.

- Tiwari, S., Maurya, D., Biswas, G. ve Eswaran, V., 2003, Heat transfer enhancement in cross-flow heat exchangers using oval tubes and multiple delta winglets, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46 (15), 2841-2856.
- Tsai, S., Sheu, T. W. ve Lee, S., 1999, Heat transfer in a conjugate heat exchanger with a wavy fin surface, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42 (10), 1735-1745.
- Tu, J., Yeoh, G. H. ve Liu, C., 2018, Computational fluid dynamics: a practical approach, Butterworth-Heinemann, p.
- Tutar, M. ve Akkoca, A., 2004, Numerical analysis of fluid flow and heat transfer characteristics in three-dimensional plate fin-and-tube heat exchangers, *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 46 (3), 301-321.
- Versteeg, H. K. ve Malalasekera, W., 2007, An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method, Pearson education, p.
- 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, *International Journal of Refrigeration*, 19 (4), 223-230.
- Wang, C., Fu, W. ve Chang, C., 1997, Heat transfer and friction characteristics of typical wavy fin-and-tube heat exchangers, *Experimental thermal and fluid science*, 14 (2), 174-186.
- Wang, P., Jiang, J., Li, S., Luo, X., Wang, S. ve Zhao, W., 2019, An investigation of influence factor including different tube bundles on inclined elliptical fin-tube heat exchanger, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 142, 118448.
- Watterson, J., Dawes, W., Savill, A. ve White, A., 1999, Predicting turbulent flow in a staggered tube bundle, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 20 (6), 581-591.
- Webb, R., 1980, Air-side heat transfer in finned tube heat exchangers, *Heat Transfer Engineering*, 1 (3), 33-49.
- Westerweel, J., 1995, Digital particle image velocimetry: Theory and application.
- Westerweel, J., 1997, Fundamentals of digital particle image velocimetry, *Measurement science and technology*, 8 (12), 1379.
- Willert, C. E. ve Gharib, M., 1991, Digital particle image velocimetry, *Experiments in fluids*, 10 (4), 181-193.
- Williamson, C., 1988, The existence of two stages in the transition to three-dimensionality of a cylinder wake, *The Physics of fluids*, 31 (11), 3165-3168.
- Williamson, C. H. ve Roshko, A., 1988, Vortex formation in the wake of an oscillating cylinder, *Journal of Fluids and Structures*, 2 (4), 355-381.
- Williamson, C. H., 1996, Vortex dynamics in the cylinder wake, *Annual Review of Fluid Mechanics*, 28 (1), 477-539.
- Wilson, B., Smith, B. ve Spall, R., 2012, Examples of unsteady CFD validation system response quantities in a cylinder array, *Nuclear Engineering and Design*, 243, 153-167.
- Yagmur, S., Dogan, S., Aksoy, M. H., Goktepe, I. ve Ozgoren, 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.
- Yaïci, W., Ghorab, M. ve Entchev, E., 2014, 3D CFD analysis of the effect of inlet air flow maldistribution on the fluid flow and heat transfer performances of plate-fin-and-tube laminar heat exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 74, 490-500.

- Yakut, K., Sahin, B. ve Canbazoglu, S., 2004, Performance and flow-induced vibration characteristics for conical-ring turbulators, *Applied Energy*, 79 (1), 65-76.
- Yan, W.-M. ve Sheen, P.-J., 2000, Heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43 (9), 1651-1659.
- Yang, S., Zhang, L. ve Xu, H., 2011, Experimental study on convective heat transfer and flow resistance characteristics of water flow in twisted elliptical tubes, *Applied thermal engineering*, 31 (14-15), 2981-2991.
- Yano, M. ve Fujita, I., 1977, Holographic flow velocity analysis, *Proceedings of International Symposium on Flow Visualization (in English)*, Tokyo, 271-276.
- Yildiz, C., Biçer, Y. ve Pehlivan, D., 1998, Effect of twisted strips on heat transfer and pressure drop in heat exchangers, *Energy Conversion and Management*, 39 (3-4), 331-336.
- Yogesh, S. S., Selvaraj, A. S., Ravi, D. K. ve Rajagopal, T. K. R., 2018, Heat transfer and pressure drop characteristics of inclined elliptical fin tube heat exchanger of varying ellipticity ratio using CFD code, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 119, 26-39.
- Yokoi, Y. ve Hirao, K., 2013, The Interaction Vortex Flow Around Two Bluff Cylinders, *EPJ Web of Conferences*, 01098.
- Zdravkovich, M., 1977, Review of flow interference between two circular cylinders in various arrangements, *Journal of fluids engineering*, 99 (4), 618-633.
- Zdravkovich, M., 1987, The effects of interference between circular cylinders in cross flow, *Journal of Fluids and Structures*, 1 (2), 239-261.
- Zdravkovich, M. M., 1997, Flow around circular cylinders, *Fundamentals*, 1, 566-571.
- Zhang, H., Yang, J.-m., Xiao, L.-f. ve Lü, H.-n., 2015, Large-eddy simulation of the flow past both finite and infinite circular cylinders at $Re=3900$, *Journal of Hydrodynamics*, 27 (2), 195-203.
- Zhang, H. Q., Fey, U., Noack, B. R., König, M. ve Eckelmann, H., 1995, On the transition of the cylinder wake, *Physics of Fluids*, 7 (4), 779-794.
- Zhang, Q., Tobias, G. ve Liu, Y., 2010, PIV measurement of fluid flow through staggered tube array, *Proceedings of 13th Asian Congress of Fluid Mechanics*, Dhaka, Bangladesh.
- Zikanov, O., 2019, Essential computational fluid dynamics, John Wiley & Sons, p.

EKLER**EK-1 Örnek Isı Transferi Hesabı**

$$T_c=243 \text{ K}$$

$$T_g=255 \text{ K}$$

$$F_p=10.15 \text{ mm}$$

$$H=10 \text{ mm}$$

$$D=19.235 \text{ mm}$$

$$L_t=24 \text{ mm}$$

$$L_l=26 \text{ mm}$$

$$N=10$$

$$t=0.15$$

$$Re_H=1460 \text{ için;}$$

$$T_\zeta=244.66 \text{ K}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_c - T_g) - (T_c - T_\zeta)}{\ln \frac{(T_c - T_g)}{(T_c - T_\zeta)}} = -5.24 \text{ K}$$

$$\dot{Q} = \dot{m} C_p \Delta T = -10.58 \text{ W}$$

$$C_p=1004.7 \text{ J/kgK}$$

$$\dot{m} = 1.02016 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$$

$$\Delta T = T_\zeta - T_g = 244.66 - 255$$

$$\Delta T = -10.34 \text{ K}$$

$$\dot{Q} = \bar{h} \Delta T_{lm} \eta_o (A_f + A_b)$$

$$A_f = \text{Kanat yüzey alanı}$$

$$A_b = \text{Boru yüzey alanı}$$

$$A_f = 2 \left(LW - \frac{\pi D^2}{4} N \right)$$

$$A_b = \pi D H N$$

$$A = A_f + A_b$$

$$\eta_o = 1 - \left(\frac{A_f}{A} \right) (1 - \eta_f)$$

$$\eta_f = \frac{\tanh(mr\theta)}{(mr\theta)}$$

$$m = \sqrt{\frac{2\bar{h}}{k_a t}}$$

$$r=9.6175 \text{ mm}$$

$$X_M = \frac{L_t}{2}$$

$$X_L = \frac{\sqrt{\left(\frac{L_t}{2}\right)^2 + L_l^2}}{2}$$

$$\frac{R_{eq}}{r} = 1.27 \left(\frac{X_M}{r}\right) \sqrt{\left(\frac{X_L}{X_M} - 0.3\right)}$$

$$\theta = \left(\frac{R_{eq}}{r} - 1\right)(1 + 0.35 \ln\left(\frac{R_{eq}}{r}\right))$$

İterasyon yapılarak aşağıda sonuçlar elde edilmiştir.

$$\eta_f = 0.94$$

$$\eta_o = 0.96$$

$$\bar{h} = 41 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$\overline{Nu}_H = \frac{\bar{h}H}{\lambda} = 18.1$$

$$j = \frac{\overline{Nu}_H}{Re_H Pr^{\frac{1}{3}}} = 0.0138$$

$$\Delta P = 43 \text{ Pa}$$

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho u^2 \frac{H}{4L}} = 0.67$$

$$\frac{j}{f^{\frac{1}{3}}} = 0.0157$$

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Sercan DOĞAN
Uyruğu : Türkiye Cumhuriyeti (T.C.)
Doğum Yeri ve Tarihi : KONYA/10.01.1988
Telefon : 3322232023
e-mail : 5465000988
e-mail : sercandogan@ktun.edu.tr

EĞİTİM

Derece	Adı, İlçe, İl	Bitirme Yılı
Üniversite	: Selçuk Üniversitesi Müh.-Mim. Fak. Makina Mühendisliği Bölümü	2010
Yüksek Lisans	: Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü	2013
Doktora	: Konya Teknik Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü	2013-Devam ediyor

İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	Kurum	Görevi
2010-2011	Nurtoprak Oilcooler&Intercooler	Ar-Ge Mühendisi
2011-2018	Selçuk Üniversitesi	Araştırma Görevlisi
2012-2013	University of Bath /Faculty of Engineering/Mechanical Engineering (YÖK bursu ile tez araştırması)	Araştırma Görevlisi
2018-halen	Konya Teknik Üniversitesi/Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi/Makine Mühendisliği Bölümü/Enerji Anabilim Dalı)	Araştırma Görevlisi

UZMANLIK ALANI

PIV ile Akış Görselleştirme, HAD ile Akış Analizi, Isı Değiştirici

YABANCI DİLLER

İngilizce- 76,25 (YÖKDİL)

Projelerde Yaptığı Görevler:

Kurum	Proje ismi	Görevi
109R028 - TÜBİTAK 1001 Projesi	Küre ve Küreler Etrafında Oluşan Daimi Olmayan Akış Yapısı ve Kontrolünün PIV Yöntemiyle İncelenmesi	Bursiyer
Yükseköğretim Kurumları tarafından destekli bilimsel araştırma projesi	Sığ Derin Suyu Yerleştirilmiş Farklı Geometriler Etrafında Oluşan Akış Karakteristiklerinin Parçacık Görüntülemeli Akış Ölçüm PIV Yöntemiyle İncelenmesi	Araştırmacı
Yükseköğretim Kurumları tarafından destekli bilimsel araştırma projesi	Silindir Etrafındaki Akış Yapısı ve Kontrolünün Parçacık Görüntüleme Yöntemiyle Deneysel İncelenmesi	Araştırmacı
Yükseköğretim Kurumları tarafından destekli bilimsel araştırma projesi	Küre Serbest Yüzey Etkileşimiyle Oluşan Akış Yapısı Ve Kontrolünün Deneysel İncelenmesi	Araştırmacı

Kuruluşlara Üyelikler

- Makina Mühendisleri Odası Konya Şubesi üyesi (14.Dönem-**Yönetim Kurulu Üyesi**)
- Makina Mühendisleri Odası Konya Şubesi üyesi (15.Dönem-**Yönetim Kurulu Üyesi**)

Bilimsel/Sanatsal Faaliyetlere Katkı

Bilimsel Toplantı Düzenleme Kurulu Üyeliği

Katkı	Etkinlik Adı	Yıl
Düzenleme Kurulu Üyeliği	X. Ulusal Uçak, Havacılık ve Uzay Mühendisliği Kurultayı	2019
Düzenleme Kurulu Üyeliği	V. Enerji Verimliliği Kongresi	2019

Ödüller:

Ödül türü	Ödül veren kurum	Yıl
Yayın Teşvik Ödülü	TÜBİTAK	2014-2019
Best Paper Award	Conference on Applied Science, Management and Technology 2014, ICASMT 2014	2014
Best Presentation Award	Conference on Applied Science, Management and Technology 2014, ICASMT 2014	2014

Yüksek Onur Belgesi	Selçuk Üniversitesi	2009-2010
Onur Belgesi	Selçuk Üniversitesi	2007-2009

YAYINLAR

Uluslararası hakemli dergilerde yayımlanan makaleler:

Dogan S., Darici S., Ozgoren M., (2019), Numerical Comparison of Thermal and Hydraulic Performances for Heat Exchangers Having Circular and Elliptic Cross-section, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.118731, **(SCI) (Doktora tezinden yapılmıştır)**

Doğan S., Özgören M., Okbaz A., Şahin B., Akıllı H., (2018), Serbest Yüzey ve Bir Küre Art İz Arasındaki Etkileşimlerin Araştırılması, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 33(3), 1123-1134., Doi: 10.17341/gazimmfd.453552 **(SCI) (Yüksek Lisans tezinden yapılmıştır)**

Yagmur S., **Dogan S.**, Aksoy M. H., Goktepelı I., Ozgoren 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., Doi: 10.1016/j.flowmeasinst.2017.04.001, **(SCI)**

Ozgoren M., Okbaz A., **Dogan S.**, Sahin B., Akilli 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., Doi: 10.1016/j.expthermflusci.2012.05.014 **(SCI)**

Okbaz, A., Ozgoren, M., Dogan, S., Canpolat, C., Akilli, H., Sahin, B., (2019), Control of the Flow Past a Sphere near a Flat Wall using Passive Jet, *Ocean Engineering*, 187, 106120, Doi: 10.1016/j.oceaneng.2019.106120 **(SCI)**

Yagmur S., **Dogan S.**, Aksoy M. H., Goktepelı I., (2020), Turbulence Modeling Approaches on Unsteady Flow Structures Around a Semi-circular Cylinder, *Ocean Engineering*, 200, 107051, 10.1016/j.oceaneng.2020.107051 **(SCI)**

Ozgoren M., **Dogan S.**, Okbaz A., Aksoy M. H., Sahin B., Akilli H., (2013), Comparison of Flow Characteristics of Different Sphere Geometries under the Free Surface Effect, *EPJ Web of Conferences*, 45, 1022, Doi: 10.1051/epjconf/20134501022 **(Yüksek Lisans tezinden yapılmıştır)**

Ozgoren M., **Dogan S.**, Okbaz A., Sahin B., Akilli H., (2012), Passive Control of Flow Structure Interaction between A Sphere and Free Surface, *EPJ Web of Conferences*, 25, 1065, Doi: 10.1051/Epjconf/20122501065 (Yayın No: 1702691) **(Yüksek Lisans Tezinden Yapılmıştır)**

- Ozgoren M., Okbaz A., **Dogan S.**, Sahin B., Akilli 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, 1066, Doi: 10.1051/Epjconf/20122501066
- Ozgoren M., **Dogan S.**, (2012), Quantitative Flow Characteristics for Side By Side Square Cylinders via PIV, *EPJ Web of Conferences*, 25, 1064, Doi: 10.1051/Epjconf/20122501064
- Ozgören M., Aksoy M. H., Bakir C., **Dogan S.**, (2013), Experimental Performance Investigation of Photovoltaic Thermal Pv-T System, *EPJ Web of Conferences*, 45, 1106, Doi: 10.1051/epjconf/20134501106
- Akdemir B., **Dogan S.**, Aksoy M. H., Canli E., Ozgoren M., (2015), Artificial Frame Filling using Adaptive Neural Fuzzy Inference System for Particle Image Velocimetry Dataset, *Spie Digital Library*, 9443(94431r), 1-8., Doi: 10.1117/12.2179689
- Yagmur S., **Dogan S.**, Aksoy M. H., Canli E., Ozgoren M., (2015), Experimental and Numerical Investigation of Flow Structures around Cylindrical Bluff Bodies, *Epj Web Of Conferences*, 92, 2113, Doi: 10.1051/Epjconf/20159202113
- Dogan S.**, Yagmur S., Goktepel I., Ozgoren M., (2017), Assessment of Turbulence Models for Flow around a Surface-Mounted Cube, *International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research*, 6, 237-241., Doi: 10.18178/İjmerr.6.3.237-241
- Aksoy M. H., Yagmur S., **Dogan S.**, (2019) CFD Modelling of Industrial Air Curtains with Heating Unit, *EPJ Web of Conferences*, 213, 02001 Doi: 10.1051/epjconf/201921302001

Uluslararası bilimsel toplantılarda sunulan ve bildiri kitaplarında (proceedings) basılan bildiriler :

- Dogan S.**, Ozgore M., Solmaz O., Ozseker G., (2016), Investigations of Flow Around Cylinders having Circular and Elliptical Geometries for Multiple and Staggered Arrays via PIV Method, *8th International Ege Energy Symposium&Exhibition* (Tam Metin Bildiri) (**Doktora tezinden yapılmıştır**)
- Dogan S.**, Canli E., Ozgoren M., Solmaz O., Gökhan O., (2015), Comparison of Flow Structures around Circular and Elliptical Cylinders via Stereo PIV, *11th International Symposium on Particle Image Velocimetry* (Poster) (**Doktora tezinden yapılmıştır**)
- Ozgore M., **Dogan S.**, Sahin B., Akilli H., Okbaz A., (2011), Passive Control of Flow Structure Interaction between a Sphere and Free Surface, *Experimental Fluid Mechanics Conference*, 25, 1065, Doi: 10.1051/Epjconf/20122501065 (Tam Metin Bildiri), (**Yüksek Lisans Tezinden Yapılmıştır**)

- Ozgore M., **Dogan S.**, Okbaz A., Sahin B., Akilli 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)* (Özet Bildiri), (**Yüksek Lisans Tezinden Yapılmıştır**)
- Ozgoren M., **Dogan S.**, Okbaz A., Sahin B., Akilli H., (2012), Free Surface and an O-Ring Effects in the Downstream of a Sphere, *6th International Ege Energy Symposium & Exhibition*, 788-798. (Tam Metin Bildiri) (**Yüksek Lisans Tezinden Yapılmıştır**)
- Ozgoren M., Canli E., **Dogan S.**, Aksoy M. H., Sahin B., Akilli H., (2013), Experimental Determination of Effects of Free Surface and Its Interaction with Sphere Wake Flow for an Inline Two Spheres, *8th World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics, and Thermodynamics* (Tam Metin Bildiri), (**Yüksek Lisans tezinden yapılmıştır**)
- Dogan S.**, Aksoy M. H., Canli E., Yagmur S., Ozgoren M., (2014), Comparison of Flow Structure behind a Cylinder Wake Located in The Boundary Layer Flow and Flow Region Near Free Flow Surface via a Stereo Piv, *International Conference On Applied Science, Management And Technology 2014* (Tam Metin Bildiri), (**Yüksek Lisans tezinden yapılmıştır**)
- Dogan S.**, Canli E., Ozgoren M., Solmaz O., Ozşeker G., (2015), Comparison of Flow Structures Around Circular and Elliptical Cylinders, *6th ICEEM* (Tam Metin Bildiri), (**Doktora Tezinden Yapılmıştır**)
- Aksoy M. H., Yagmur S., **Dogan S.**, (2018), CFD Modelling of Industrial Air Curtains with Heating Unit, *Experimental Fluid Mechanics (EFM 2018)* (Tam Metin Bildiri)
- Aksoy M. H., Okbaz A., Yagmur S., **Dogan S.**, (2018), PIV and CFD Investigation of Aerodynamic Characteristics for a Simplified Road Vehicle, *Experimental Fluid Mechanics (EFM 2018)* (Tam Metin Bildiri)
- Dogan S.**, Yagmur S., Aksoy M. H., (2018), Numerical Analyses Investigation of an Industrial Air Curtain Performance Located at Different Elevations, *8. International Conference on Research in Engineering, Science and Technology* (Tam Metin Bildiri)
- Aksoy M. H., **Dogan S.**, Yagmur S., Kose F., (2017), Overview of Wind Energy Sector in Turkey and Production Capacity of Wind Turbine Components in Konya Province, *3rd International Congress on Environmental Researches and Technology* (Özet Bildiri)
- Dogan S.**, Yagmur S., Aksoy M. H., Kose F., Solmaz O., (2017), Solar Energy Potential in Turkey and Manufacturability Research for Equipments of Photovoltaic Panel in Konya Province, *3rd International Congress on Environmental Researches and Technology* (Özet Bildiri)

- Doğan S.**, Yağmur S., Aksoy M. H., Köse F., (2017), Biokütleden Enerji Üretimi İçin Konya'da Malzeme Üretilebilirlik Araştırması, 5. *Uluslararası KOP Bölgesel Kalkınma Sempozyumu* (Özet Bildiri)
- Dogan S.**, Yagmur S., Goktepe I., Ozgoren M., (2016), Assessment of Turbulence Models for Flow Around a Surface Mounted Cube, 5. *International Conference on Power Science And Engineering* (Tam Metin Bildiri)
- Solmaz O., Karatas M., **Dogan S.**, Ozgoren M., Ozseker G., (2016), Energy and Exergy Analyses of a Refrigerator having Circular Cross Section Tube Bundle Evaporator, 8th *International Ege Energy Symposium & Exhibition* (Tam Metin Bildiri)
- Canli E., **Dogan S.**, Ozgoren M., Solmaz O., Ozseker G., (2015), Stereo PIV Measurement of the Wake Flow of an Ellipse Cylinder for Different Angles of Attack, 11th *International Symposium on Particle Image Velocimetry* (Poster)
- Canli E., **Dogan S.**, Ozgoren M., Solmaz O., Ozseker G., (2015), Numerical investigation of the Wake Flow of an Ellipse Cylinder for Different Angles of Attack, 6th *International Congress of Energy and Environment Engineering and Management* (Tam Metin Bildiri)
- Ozgoren M., Yagmur S., **Dogan S.**, Aksoy M. H., Canli E., Goktepe I., (2015), Flow Characteristics Around a Vortex Flow Meter via CFD And PIV Methods, 10th *Pacific Symposium on Flow Visualization and Image Processing* (Tam Metin Bildiri)
- Yagmur S., **Dogan S.**, Aksoy M. H., Canli E., Ozgoren M., (2014), Experimental and Numerical Investigation of Flow Structures Around Cylindrical Bluff Bodies, *Experimental Fluid Mechanics Conference*, 2014 (Tam Metin Bildiri)
- Canli E., Yagmur S., Aksoy M. H., **Dogan S.**, Ozgoren M., (2014), Wake Flow Structures of Non Circular Cylinders Located in a Shallow Water Flow, *Experimental Fluid Mechanics Conference*, 2014, 96-109. (Tam Metin Bildiri)
- Akdemir B., **Dogan S.**, Aksoy M. H., Canli E., Ozgoren M., (2014), Artificial Frame Filling using Adaptive Neural Fuzzy Inference System for Particle Image Velocimetry Dataset, *Sixth International on Graphic and Image Processing*, 9443, Doi: 10.1117/12.2179689 (Tam Metin Bildiri)
- Ozgoren M., **Dogan S.**, Canli E., Akilli H., Sahin B., (2014), Comparison of Different Configurations of Two Spheres at Re 5000 in a Uniform Flow, 17th *International Symposium on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics*, 1-12. (Tam Metin Bildiri)
- Canli E., Ozgoren M., **Dogan S.**, Aksoy M. H., Akilli H., (2013), Wake Structures of Two Side by Side Spheres in a Tripped Boundary Layer Flow, *Experimental Fluid Mechanics (EFM 2013)*, 67, 2014, Doi: 10.1051/Epjconf/20146702014 (Tam Metin Bildiri)
- Okbaz A., Ozgoren M., **Dogan S.**, Sahin B., Akilli 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* (Tam Metin Bildiri)

Canli E., Ozgoren M., Aksoy M. H., **Dogan S.**, Akilli H., (2013), Evaluation of Flow Around 30 Degree angled Double Sphere Arrangements in a Turbulent Boundary Layer in Respect of Ocean Energy Structures, *Proceedings of 8th International Green Energy Conference*, 350-352. (Özet Bildiri)

Dogan S., Ozgoren M., Canli E., Aksoy M. H., (2013), Passive Flow Control Effect with Porous Forming by Knitted Around a Horizontal Cylinder on the Flow Structure, *Proceedings of 8th International Green Energy Conference*, 352-353. (Özet Bildiri)

Canli E., Darici S., **Dogan S.**, Ozgoren M., (2012), Design and Implementation of an Experimental Setup for Assessment of Thermal and Hydraulic Performance of Compact Heat Exchangers, *6th International Ege Energy Symposium & Exhibition*, 737-750. (Tam Metin Bildiri)

Ozgoren M., Okbaz A., **Dogan S.**, Sahin B., Akilli 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*, 640-652. (Tam Metin Bildiri)

Ozgoren M., Kocak S., Canli E., Aksoy M. H., **Dogan S.**, (2012), Developments Applications and Policies of Renewable Energy in Turkey, *International Journal of Arts & Sciences Conference (IJAS)*, 5(7), 23-41. (Tam Metin Bildiri)

Ozgoren M., Okbaz A., **Dogan S.**, Sahin B., Akilli 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)*, 5(7), 11-22. (Tam Metin Bildiri)

Darici S., Canli E., **Dogan S.**, Ozgoren M., (2012), Determination of Heat Transfer Rate and Pressure Drop Performance of an Intercooler for Heavy Duty Engines, *International Journal of Arts & Sciences Conference (IJAS)*, 5(7), 43-57 (Tam Metin Bildiri)

Ozgoren M., Okbaz A., **Dogan S.**, Sahin B., Akilli H., (2011), Turbulent Shear Flow Downstream of a Sphere with and without an O-Ring Located over a Plane Boundary, *EFM11- Experimental Fluid Mechanics* 2011, 25, 1066, Doi: 10.1051/Epjconf/20122501066 (Tam Metin Bildiri)

Ozgoren M., **Dogan S.**, (2011), Quantitative Flow Characteristics for Side by Side Square Cylinders via PIV, *EFM11-Experimental Fluid Mechanics*, Doi: 10.1051/Epjconf/20122501064 (Tam Metin Bildiri)

Canli E., Darici S., **Dogan S.**, Ozgoren M., (2011), Experimental Performance Analysis of Finned Inline Circular Tube Bank Intercooler Configuration at Low Range Thermal Capacity Ratios, *International Scientific Conference, Untech 2011*, 377-382. (Tam Metin Bildiri)

- Ozgoren M., **Dogan S.**, Okbaz A., Sahin B., Akilli H., (2011), Comparison of Flow Structure Around Smooth and Roughened Sphere in Boundary Layer Flow, *International Scientific Conference, Unitech 2011*, 193-200. (Tam Metin Bildiri)
- Dogan S.**, Canli E., Ozgoren M., Erdogan K., (2011), A Test Setup for Oil Coolers and Offset Offset Fin Configuration Test, *International Scientific Conference, Unitech 2011*, 386-391. (Tam Metin Bildiri)
- Özgören M., **Dogan S.**, Okbaz A., Şahin B., Akıllı H., (2011), Investigation of Surface Roughness Effect on the Flow Structure Around a Sphere, *6th Ankara International Aerospace Conference* (Tam Metin Bildiri)
- Ozgoren M., **Dogan S.**, Okbaz A., Hassanzadeh R., Kahraman A., Besir S., Akilli H., (2011), Passive Control Of Vortical Flow Structure Around A Sphere By An O Ring, *6th International Advanced Technologies Symposium (Iats'11)*, 287-292. (Tam Metin Bildiri)
- Ozgoren M., Okbaz A., Kahraman A., Hassanzadeh R., Besir S., Akilli H., **Dogan S.**, (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)*, 272-277, (Tam Metin Bildiri)

Ulusal bilimsel toplantılarda sunulan ve bildiri kitaplarında basılan bildiriler:

- Doğan S.**, Canlı E., Özgören M., Solmaz Ö., Özşeker G., (2015), Elips Kesitli Isı Değiştirici Boruları Etrafında Oluşan Akış Yapısının Elips Çap Oranına Göre Sayısal İncelenmesi, *20. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi* (Tam Metin Bildiri), **(Doktora Tezinden Yapılmıştır)**
- Doğan S.**, Canlı E., Aksoy M. H., Özgören M., (2013), Serbest Yüzeye Yakın Bir Silindir Çevresinde Oluşan Akış Yapısının PIV Yöntemiyle İncelenmesi, *ULIBTK13, 19. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi* (Tam Metin Bildiri) **(Yüksek Lisans Tezinden Yapılmıştır)**
- Özgören M., **Doğan S.**, 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* (Tam Metin Bildiri), **(Yüksek Lisans tezinden yapılmıştır)**
- Canlı E., **Doğan S.**, Özgören M., Solmaz Ö., Özşeker G., (2015), Çapraz Akışlı Isı Değiştiricileri için Akışa Uygun bir Isı Değiştiricisi Borusu, *20. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi* (Tam Metin Bildiri)
- Canlı E., Darıcı S., **Doğan S.**, Özgören M., (2013), Sıvı ve Gaz Akışkanların Debi Ölçümünde Ventürimetre Kullanımı, *VIII. Ulusal Ölçümbilim Kongresi* (Tam Metin Bildiri)
- Canlı E., **Doğan S.**, Aksoy M. H., Özgören M., (2013), Türbülanslı Sınır Tabakaya Yerleştirilen Dairesel bir Silindirin Levhadan Farklı Yüksekliklerde Çevresinde

Oluşan Akış Yapısının Deneysel İncelemesi, *ULIBTK'13-19. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi* (Tam Metin Bildiri)

Aksoy M. H., Özgören M., **Doğan S.**, Canlı E., Okbaz A., Akıllı H., (2013), Sınır Tabaka Etkisinde Art Arda Yerleştirilmiş İki Küre Çevresindeki Akış Yapısının PIV Yöntemiyle İncelenmesi, *ULIBTK13, 19. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi* (Tam Metin Bildiri)

Canlı E., Darıcı S., **Doğan S.**, Özgören M., (2013), Geleneksel Wilson Cizim Tekniği ve Çapraz Akışlı Tek Geçişli Kompakt bir Isı Değiştiricinin Isı Taşınım Katsayılarının Deneysel Tespiti, *ULIBTK13, 19. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi* (Tam Metin Bildiri)

Doğan S., Özgören M., Aksoy M. H., Canlı E., Akıllı H., (2013), Art Arda Yerleştirilmiş İki Küre ve Serbest Su Yüzeyinin Etkileşimi Sonucu Oluşan Akış Yapısının Deneysel İncelenmesi, *ULIBTK13, 19. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi* (Tam Metin Bildiri)

Yağmur S., **Doğan S.**, Aksoy M. H., Özgören M., (2013), Jeotermal Enerji Destekli Çalışan Isı Pompası ile Biyogaz Üretiminin Performans Araştırması Konya Örneği, *ULIBTK13, 19. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi* (Tam Metin Bildiri)

Özgören M., Okbaz A., **Doğan S.**, Şahin B., Akıllı H., (2011), Küre Sınır Tabaka Etkileşiminin PIV Yöntemiyle Araştırılması, *ULIBTK'11- 18. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi* (Tam Metin Bildiri)

Doğan S., Özgören M., Erdoğan K., (2011), Kompakt Isı Değiştiricilerinde Isı Transferi İyileştirme Metotları ve Yağ Soğutucu Endüstriyel Uygulaması, *3.Ulusal Konya Ereğli Kemal Akman Meslek Yüksekokulu Tebliğ Günleri* (Tam Metin Bildiri)

Diğer Yayınlar

Özgören M., KOÇAK S., Canlı E., Aksoy M. H., **Doğan S.**, (2012), Konya Endüstrisinde Sürdürülebilir Enerji Kullanımı ve Yenilenebilir Enerji Algılaması, *Mevlana Kalkınma Ajansı 3K Dergisi* (2) (Ulusal) (Hakemsiz) (Özgün Makale)