



T.C.

BATMAN ÜNİVERSİTESİ

LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

YENİLENEBİLİR ENERJİ SİSTEMLERİ ANABİLİM DALI

**FARKLI MALZEMELERDEN
ÜRETİLEN TÜRBÜLATÖRLERİN ISI
KAZANCINA ETKİSİNİN DENEYSEL
ANALİZİ
YÜKSEK LİSANS TEZİ**

MEHMET DEMİRAY

Danışman: Dr. Öğr.Üyesi Adem YILMAZ

**Temmuz-2022
BATMAN
Her Hakkı Saklıdır**

TEZ KABUL VE ONAYI

Mehmet DEMİRAY tarafından hazırlanan “**Farklı Malzemelerden Üretilen Türbülatorlerin Isı Kazancına Etkisinin Deneysel Analizi**” adlı tez çalışması 04/07/2022 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Batman Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Yenilenebilir Enerji Sistemleri Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

İmza

Başkan

Dr. Öğretim Üyesi Nazile YILANKIRKAN

.....

Danışman

Dr. Öğretim Üyesi Adem YILMAZ

.....

Üye

Dr. Öğretim Üyesi Fatih ÖZEN

.....

Yukarıdaki sonucu onaylarım.

Prf. Dr. Osman PAKMA
LEE Müdür V.

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.

Mehmet DEMİRAY

04/07/2022

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

FARKLI MALZEMELERDEN ÜRETİLEN TÜRBÜLATÖRLERİN ISI KAZANCINA ETKİSİNİN DENEYSEL ANALİZİ

Mehmet DEMİRAY

**Batman Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü
Yenilenebilir Enerji Sistemleri Anabilim Dalı**

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Adem YILMAZ

2022, 75 Sayfa

Jüri

Dr. Öğr. Üyesi Nazile YILANKIRKAN

Dr. Öğr. Üyesi Adem YILMAZ

Dr. Öğr. Üyesi Fatih ÖZEN

Enerji, değişen ve gelişen dünyamızda insanlık için büyük önem arz etmektedir. Var olan enerji kaynaklarımızın hızlı tükenmesi ve fosil yakıtların çevreye verdiği zararlar insanları yeni enerji kaynakları bulmaya ya da elindeki kaynakları daha verimli kullanmaya sevk etmiştir. Buna bağlı olarak günümüzde kullanılmakta olan sistemlerde enerjiyi daha verimli kullanmak adına ısı transferi uygulamalarından yararlanılmaktadır. Eşanjörler veya ısı değiştiriciler bir akışkandan başka bir akışkana ısı transferi için kullanılan cihazlardır. Genel olarak; ısıtma, soğutma, kimya endüstrisi ve enerji santrallerinde kullanılmaktadır. Isı değiştiricileri, ısı değiştirici türlerine göre direkt temaslı ve direkt temaslı olmayan tip olarak iki kısımda incelenir. Akışkanların direkt temasta bulunduğu ısı değiştiricileri; bu tür ısı değiştiricilerinde farklı sıcaklıklardaki akışkanların ya da bir akışkan ile katı tür maddelerin birbirleriyle direkt karıştırılır veya temasta bulundurulurlar. Endüstriyel işlemler neticesinde ortaya çıkmış ısının atılması amacıyla uygulamalarda sıklıkla kullanılmakta olan soğutma kuleleri bu tür ısı değiştiricilerine iyi bir örnek teşkil eder. Akışkanların direkt temasta bulunmadığı ısı değiştiricileri; bu tür ısı değiştiricilerinde öncelikle sıcak olan akışkandan iki akışkanı birbirinden ayıran yüzeye ya da bir kütlele geçirilir. Sonrasında bu ısı, bu yüzeylerden veya kütlelerden soğuk olan akışkana iletilir.

Bu tez çalışmasında düz bir bakır boru içerisinde ısı transferini arttırmak amacıyla, boru içerisinde boydan boya uzanan mil üzerine 0.5mm kalınlıklara sahip, bakır, alüminyum ve çelik sac tabakalarının yapılmış pervaneler vasıtası ile ısı transferini arttırmak hedeflenmiştir. Sistemde akışkan olarak buhar ve hava kullanılmıştır. Su, sistemin alt kısmında bir depoda ısıtılıp üst kısımdaki türbülátöre borular vasıtası ile buhar olarak gönderilmiştir. Hava akışının hızlı bir şekilde ısı değiştiricilere verilebilmesi için fan kullanılarak zorlanmış taşınım yapılmıştır. Türbülátörsüz olarak alınan deneylere oranla, başta 3cm aralıkta %111, başta 6cm aralıkta %112, başta 9cm aralıkta %128,8, başta 12cm aralıkta %121,6, başta 15cm aralıkta %132, ortada 3cm aralıkta %121,6, ortada 6 cm aralıkta %124,8, ortada 9cm aralıkta %119,2, ortada 12cm aralıkta %116,8, ortada 15cm aralıkta %121,6, sonda 3cm aralıkta %88, sonda 6cm aralıkta %76, sonda 9cm aralıkta %107,2, sonda 12cm aralıkta %111,2, sonda 15cm aralıkta %121,6, artışlar olduğu tespit edilmiştir. Deney sonuçlarına göre, Bakır, Alüminyum ve Çelik saclardan imal edilmiş türbülátörlerin ısı verimleri, basınç kayıpları ve sürtünme faktörleri hesaplanarak grafikler çizilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Bakır, Bakır boru, Basınç kaybı, Çelik ve Alüminyum levha, Isı transferi iyileştirme, Hava hızı, Isı değiştiriciler, Türbülátör

ABSTRACT

MS THESIS

EXPERIMENTAL ANALYSIS OF THE EFFECT OF TURBULATORS PRODUCED OF DIFFERENT MATERIALS ON HEAT GAIN

MEHMET DEMİRAY

**INSTITUTE OF GRADUATE STUDIES OF BATMAN UNIVERSITY
RENEWABLE ENERGY SYSTEMS DIVISION**

Advisor: Asst. Prof. Dr. Adem YILMAZ

2022, 75 Pages

Jury

Asst. Prof. Dr. Nazile YILANKIRKAN

Asst. Prof. Dr. Adem YILMAZ

Asst. Prof. Dr. Fatih ÖZEN

Energy, is of great importance for humanity in our changing and developing world. The rapid depletion of our existing energy resources and the damage of fossil fuels to the environment have prompted people to find new energy sources or to use the resources they have more efficiently. Accordingly, in the systems used today, heat transfer applications are used in order to use energy more efficiently. Exchangers or heat exchangers are devices used to transfer heat form one fluid to another fluid. Generally; used in heating, cooling, chemical industry and power plants. Heat exchangers are examined in two parts as direct contact and non-direct contact types according to heat exchanger types. Heat exchangers where fluids are in direct contact; in this type of heat exchangers, fluids at different temperatures or a fluid and solid type materials are directly mixed or kept in contact with each other. Cooling towers, which are frequently used in applications to remove the heat generated as a result of industrial processes, are a good example of such heat exchangers. Heat exchangers where the fluids are not in direct contact, in this type of heat exchangers, firstly, the hot fluid is passed to the surface or a mass that separates the two fluids. This heat is then transferred from these surfaces or masses to the cold fluid.

In this thesis, it is aimed to increase the heat transfer by means of propellers made of copper, aluminum and steel sheet layers on the shaft extending from one end to the other in the pipe in order to increase the turbulence in a straight copper pipe. Water was used as fluid in the system. The water was heated in a tank at the bottom of the system and sent to the turbulator at the top by means of pipes as steam. Forced convection was made using a fan so that the air flow could be given to the heat exchangers quickly. In travels experiments without a turbulator, 111 % at 3cm intervals at the beginning, 112% at 6cm intervals at the beginning, 128.8% at 9cm intervals at the beginning, 121.6% at 12cm intervals at the beginning, 132% at 15cm intervals at the beginning, 121% at 3cm distances, 6, 124.8% at 6cm spacing in the middle, 119.2% at 9cm spacing in the middle, 116.8% at 12 cm spacing in the center, 121.6% at 15cm spacing in the middle, 88% at 3cm at the end, 6cm at the end 76, 107.2% at 9cm spacing at the probe, 111.2% at the 12cm spacing at the probe, and 121.6% at the 15cm spacing at the probe. According to the test results, Thermal efficiency, pressure losses and Friction factors of turbulators made of Copper, Aluminum and Steel Sheet layers were calculated and charted.

Keywords: Air velocity, Copper, Copper tube Turbulator, Heat transfer improvement, Heat exchangers, Pressure loss, Steel and Aluminum plate

ÖNSÖZ

Yüksek lisans tezimin her bölümünde yanımda olan, verdiği bilgi ve tavsiyeleriyle beni yönlendiren değerli danışman hocam Dr. Öğr. Üyesi Adem YILMAZ' a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Deney çalışmalarım esnasında ve sonrasında bilgilerine başvurduğum, Muhammed Enis YILDIZ ve Fatih YALÇINKAYA hocalarıma vermiş oldukları katkılarından dolayı çok teşekkür ederim.

Zor günlerimde hep yanımda olan, bu süreçte moral ve motivasyonumu hep yüksek tutan eşim Selcan DEMİRAY'a, yanlarında huzur bulup tüm yorgunluğumu alan çocuklarım Elif Neva ve Mehmet Karan'a sevgilerimi sunarım.

Hayatımın her aşamasında maddi ve manevi desteklerini hiç esirgemeyen, evlatları olmaktan gurur duyduğum kıymetli anne, babama ve canım kardeşime minnettarım.

Mehmet DEMİRAY
BATMAN-2022

İÇİNDEKİLER

ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
ÖNSÖZ	vi
İÇİNDEKİLER.....	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xi
TABLOLAR DİZİNİ.....	xiii
1. GİRİŞ.....	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	3
3. GENEL BİLGİLER.....	14
3.1. Isı Değiştiriciler	14
3.1.1. Isı	14
3.1.2. Isı birimleri	15
3.1.3. Isının ölçülmesi.....	15
3.2. Isı İletim Şekilleri	16
3.2.1. Kondüksiyon (temas ve iletim) yolu ile ısı transferi.....	17
3.2.2. Konveksiyon (ısının kütsel hareketi) yolu ile ısı transferi	18
3.2.3. Radyasyon (ışınma) yolu ile ısı transferi	18
3.3. Isı Değiştiricisinin Tanımı	19
3.3.1. Isı değiştirici çeşitleri.....	20
3.3.1.1. Isı değişim şekline göre sınıflama	20
3.3.1.2. Farklı akışkanların sayısına göre sınıflama	20
3.3.1.3. Isı geçiş mekanizmasına göre sınıflama	21
3.3.1.4. Akıma göre sınıflama.....	21
3.3.1.4.1. Tek geçişli ısı değiştiricileri.....	22
3.3.1.4.2. Çok geçişli ısı değiştiricileri	24
3.3.1.5. Konstrüksiyon geometrisine göre sınıflama	25
3.3.1.5.1. Borulu ısı değiştiricileri (eşanjörler).....	26
3.3.1.5.2. Düz borulu ısı değiştiricileri	27
3.3.1.5.3. Spiral borulu ısı değiştiricileri	28
3.3.1.5.4. Gövde borulu ısı değiştiricileri	29
3.3.1.5.5. Özel gövde borulu ısı değiştiricileri.....	31
3.3.1.6. Plakalı (levhalı) ısı değiştiricileri.....	31
3.3.1.7. Kanatlı yüzeyli ısı değiştiricileri.....	34
3.3.1.8. Rejeneratif ısı değiştiricileri.....	35
3.3.1.9. Karıştırmalı kaplarda ısı değişimi.....	36
3.3.2. Isı değiştiricilerin seçimi.....	36
3.3.2.1. Kirlenme eğilimleri.....	36

3.3.2.2. Isı transfer hızı	36
3.3.2.3. Boyut ve ağırlık	37
3.3.2.4. Malzeme türü	37
3.3.2.5. Kullanılacak akışkan türü	38
3.3.2.6. Pompalama gücü.....	38
3.3.2.7. Maliyet	38
3.3.2.8. Temin edilebilirlik	38
3.3.2.9. Diğer faktörler.....	39
4. MATERYAL ve YÖNTEM	40
4.1. Deney Düzenekinin Tanıtılması	40
4.2. Hesaplama Yöntemi.....	49
4.2.1. Reynolds sayısı hesabı	49
4.2.2. Nusselt sayısı hesabı	50
4.2.3. Sürtünme katsayı hesabı	52
5. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA	54
5.1. Tüm Türbülatorlerin Kıyaslandığı Nusselt-Reynolds Grafikleri.....	54
5.2. Her Türbülator Alaşımlarının Ayrı Alındığı Nusselt-Reynolds Grafikleri	62
5.3. Türbülatorlerin Hız Grafikleri	67
5.4. Sürtünme Faktörüne Göre Reynolds Sayısı Değişimi	71
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	74
6.1. Sonuçlar	74
6.2. Öneriler	75
KAYNAKLAR	76
ÖZGEÇMİŞ	81

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

A	: Alan (m^2)
A_y	: İç borunun yanal alanı (m^2)
A_k	: İç borunun kesit alanı (m^2)
C	: Isıl kapasite (W)
C_{ort}	: Ortalama akışkan hızı (m/s)
c_p	: Özgül Isı ($J.kg^{-1}.K^{-1}$)
D_i	: İçteki borunun iç çapı (m)
D_H	: Hidrolik çap (m)
f	: Sürtünme faktörü
h_m	: Ortalama ısı taşınım katsayısı ($W.m^{-2}.K^{-1}$)
k	: Isı iletim katsayısı ($W.m^{-1}.K^{-1}$)
L	: İç boru uzunluğu (m)
Nu	: Nusselt sayısı
Re	: Reynolds sayısı
ΔP	: Basınç farkı (Pa)
Q	: Akışkana aktarılan toplam ısı (W)
Q_{max}	: Maksimum ısı kazancı (W)
Q_g	: Giriş-Çıkış arası ısı kazancı (W)
$\dot{S}_{top,\Delta p}$	: Basınç farkından kaynaklanan entropi ($W.K^{-1}$)
$\dot{S}_{top,\Delta T}$	: Sıcaklık farkından kaynaklanan entropi ($W.K^{-1}$)
$\dot{S}_{top,boş\ boru}$	: Boş borudaki entropi (WK^{-1})
$\dot{S}_{top,tür}$	: Türbülantörlü boruda entropi (WK^{-1})
T_y	: Yüzey sıcaklığı ($^{\circ}K$)
T_g	: Akışkanın giriş sıcaklığı ($^{\circ}K$)
$T_{\dot{c}}$	: Akışkanın çıkış sıcaklığı ($^{\circ}K$)
T_o	: Ortam sıcaklığı ($^{\circ}K$)
ΔT_1	: Yüzey sıcaklığı ve giriş sıcaklığı farkı ($^{\circ}K$)
ΔT_2	: Yüzey sıcaklığı ve çıkış sıcaklığı farkı ($^{\circ}K$)
ΔT_{lm}	: Logaritmik sıcaklık farkı ($^{\circ}K$)
U	: Toplam ısı transfer katsayısı ($W.m^{-2}.K^{-1}$)
ν	: Akışkanın kinematik viskozitesi (m^2/s)
ρ	: Akışkanın yoğunluğu ($kg.m^{-3}$)
$\dot{m}$	: Havanın kütleli debisi ($kg.s^{-1}$)

Kısaltmalar

$\mathfrak{c}$	: Çıkış
g	: Giriş
ort	: Ortalama
s	: Cidar
sis	: Sistem
ε	: Etkinlik
μ	: Dinamik viskozite, ($\text{kg.m}^{-1}.\text{sn}^{-1}$)
η	: Performans Karakteristiğı
η_{ij}	: Her bir deneyin η değeri
ν	: Havanın kinematik viskozitesi, ($\text{m}^2.\text{s}^{-1}$)
θ_0	: Yüzey ve akışkan arasındaki sıcaklık farkı, (K)
ρ	: Havanın yoğunluğu, (kg.m^{-3})
J	: Joule (jul)
kj	: Kilojoule
$^{\circ}\text{C}$	: Santigrat
$^{\circ}\text{K}$	: Kilokalori (kcal)

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1. Test çıkış borusundaki termokupl dağılımı (Migay ve Golubey, 1970)	3
Şekil 2.2. Deney düzeneğinin şematik görünümü (Durmuş, 1993).....	5
Şekil 2.3. Türbülatorün üstten görünüşü (Arguhan ve Yıldız, 2006)	7
Şekil 2.4. Ölçüm cihazlarının şematik görünümü (Baysal, 2008).....	8
Şekil 2.5. Soğutmada kullanılan buharlaştırıcı çeşitleri (Sarıçay ve ark., 2010).....	9
Şekil 2.6. Helisel türbülatorün boru içindeki görünümü (Uğurlubilek, 2011)	10
Şekil 2.7. Plakalı türbülatorler (Bademci, 2017)	11
Şekil 2.8. Deneyde kullanılan türbülatorler (Erzincanlı, 2019).....	13
Şekil 2.9. Deney düzeneğinin gösterimi (Baykara, 2019).....	13
Şekil 3.1. Isı transfer yöntemleri (Anonim, 2022, a)	16
Şekil 3.2. Kondüksiyon yolu ile ısı transferi (MEB-I)	17
Şekil 3.3. Konveksiyon Yolu ile Isı Transferi (Anonim, 2022, b)	18
Şekil 3.4. Radyasyon Yolu ile Isı Transferi (Anonim, 2022, c)	19
Şekil 3.5. Akış şekline göre ısı değiştiricileri (Karaali, 2002)	22
Şekil 3.6. Isı değiştiricilerde akım yönleri (Özden, 2010).....	22
Şekil 3.7. Paralel akımlı borulu ısı değiştiricisi (Balbay, 2001).....	22
Şekil 3.8. Ters akımlı borulu ısı değiştiricisi (Balbay, 2001).....	23
Şekil 3.9. Çapraz akımlı borulu ısı değiştiricisi (Çengel ve Ghajar, 2015).....	24
Şekil 3.10. Çapraz akımlı ve çok geçişli ısı değiştiriciler (Junghan, 1985)	25
Şekil 3.11. Levhalı kanatlı tip ısı değiştiricisi (Zaherzadeh, 1975).....	25
Şekil 3.12. Isı değiştiricilerin yapılarına göre sınıflandırılması (Karaali, 2009).....	26
Şekil 3.13. Basit yapıda ısı değiştiricisi şekli (Alperen, 2017).....	26
Şekil 3.14. Borulu ısı değiştiricilerinde boru (tüp) demeti ve aynası (Aydın, 2014)	27
Şekil 3.15. Borulu ısı değiştiricilerinin sınıflandırılması (Karaali, 2009).....	27
Şekil 3.16. Düz borulu ısı değiştiricisi akışkan geçişleri görseli (Anonim, 2022, d)	28
Şekil 3.17. Düz borulu eşanjör ve kısımları (Genceli, 2005)	28
Şekil 3.18. Spiral borulu ısı değiştiricisi kesit şeması görseli (Athey, 1999).....	29
Şekil 3.19. Spiral borulu ısı değiştiricisi türleri (Genceli, 2005)	29
Şekil 3.20. Gövde borulu ısı değiştiricisi (Çengel ve Ghajar, 2015).....	30
Şekil 3.21. Gövde borulu ısı değiştiricisi görseli (Selbaş, 2005)	31
Şekil 3.22. Plakalı ısı değiştiricisi kısımları (Şahin, 2021)	32
Şekil 3.23. Contalı levhalı ısı değiştiricisi (Anonim, 2022, e)	33
Şekil 3.24. Spiral borulu ısı değiştiricileri (Ertaylan, 2012).....	33
Şekil 3.25. Lamelli ısı değiştiricisi (Kaya, 2013)	34
Şekil 3.26. Kanatlı yüzeyli ısı değiştiricisi görseli (Incropera, 2007)	35
Şekil 3.27. Rejeneratif ısı değiştiricisi çeşitleri (Karaali, 2002)	35
Şekil 4.1. Deney sisteminin şematik görünüşü.....	40
Şekil 4.2. Türbülatorlerin tij üzerindeki dizilimi ve sisteme yerleştirilmesi	41
Şekil 4.3. Deney setinin görseli	41
Şekil 4.4. Buharın dış ortama verilmesi	42
Şekil 4.5. Isıl çiftlerin datalogger cihazına bağlanması.....	43
Şekil 4.6. Kompakt seri dönüştürücü adaptör cihazı	43
Şekil 4.7. ELİMKO E-680 dijital veri tarayıcı görseli	44
Şekil 4.8. Sıcaklık verilerinin okunup kaydedilmesi	44
Şekil 4.9. Deney düzeneğinde kullanılan fan motoru görseli	45
Şekil 4.10. UNI-T dijital anemometre cihazının görseli	46
Şekil 4.11. Deney düzeneğinde kullanılan türbülatorlerin imalat görseli	47

Şekil 4.12. Türbülatorlerin 1. kısımdaki görseli	47
Şekil 4.13. Türbülatorlerin 2. kısımdaki görseli	48
Şekil 4.14. Türbülatorlerin 3. kısımdaki görseli	48
Şekil 4.15. Paralel ve çapraz akışlı eşanjörlerde sıcaklık fark grafiği (Çengel, 2002) ...	52
Şekil 5.1. Boru içerisinde başta kullanılan 3(a)-6(b)-9(c)-12(d)-15(e) cm'ler arası türbülatorlerin Re-Nu grafikleri.....	56
Şekil 5.2. Boru içerisinde ortada kullanılan 3(a)-6(b)-9(c)-12(d)-15(e) cm'ler arası türbülatorlerin Re-Nu .grafikleri.....	58
Şekil 5.3. Boru içerisinde sonda kullanılan 3(a)-6(b)-9(c)-12(d)-15(e) cm'ler arası türbülatorlerin Re-Nu grafikleri.....	61
Şekil 5.4. Alüminyum türbülatorlerin başta (a), ortada (b) ve sondaki (c) Nu-Re grafikleri.....	62
Şekil 5.5. Bakır türbülatorlerin başta (a), ortada (b) ve sondaki (c) Nu-Re grafikleri....	64
Şekil 5.6. Çelik türbülatorlerin başta (a), ortada (b) ve sondaki (c) Nu-Re grafikleri....	66
Şekil 5.7. Alüminyum türbülatorlerin başta (a), ortada (b) ve sondaki (c) hız grafikleri	68
Şekil 5.8. Bakır türbülatorlerin başta (a), ortada (b) ve sondaki (c) hız grafikleri	69
Şekil 5.9. Çelik türbülatorlerin başta (a), ortada (b) ve sondaki (c) hız grafikleri	71
Şekil 5.10. Darcy f sürtünme faktörüne göre çizilmiş grafikler	73

TABLÖLAR DİZİNİ

Tablo 1. ELİMKO E-680 dijital veri tarayıcı teknik özellikleri	44
Tablo 2. GAMAK AGM 90 S 4 model fan motoru teknik özellikleri.....	45
Tablo 3. UNI-T dijital anemometre cihazı teknik özellikleri.....	46
Tablo 4. Hesaplanan reynolds değerleri.....	50
Tablo 5. Boru içerisinde başta kullanılan 3-6-9-12-15cm'ler arası türbülatorlerin Re-Nu değerlerine göre verim artışları.....	57
Tablo 6. Boru içerisinde ortada kullanılan 3-6-9-12-15cm'ler arası türbülatorlerin Re-Nu değerlerine göre verim artışları	59
Tablo 7. Boru içerisinde sonda kullanılan 3-6-9-12-15cm'ler arası türbülatorlerin Re-Nu değerlerine göre verim artışları	61
Tablo 8. Alüminyum türbülatorün başta, ortada ve sonda Re-Nu artış tablosu.....	63
Tablo 9. Bakır türbülatorün başta, ortada ve sonda Re-Nu artış tablosu	65
Tablo 10. Çelik türbülatorün başta, ortada ve sonda Re-Nu artış tablosu.....	66

1. GİRİŞ

Dünyamızda, fosil yakıt rezervlerinin sürekli azalmasına binayen enerjiyi daha verimli kullanmak adına bilimsel ve teknolojik gelişmeleri yakından takip etmek durumundayız. Gelişen devletler, güç dengelerini üretime ve enerji piyasalarına hâkim olma üzerine kurmaktadır. Ülkemizde çok çeşitli enerji kaynakları bulunmasına rağmen, enerji tüketiminin %73'ünü dış ülkelere karşılamak durumundadır. Dünya Enerji Konseyi ve Türk Milli Komitesi 2010; enerjideki bu dışa bağımlılığı oranımızı azaltmak amacıyla yeni enerji kaynakları bulmak, var olanların üzerinde geliştirmeler yapmak ve kullanılmakta olan enerjide maksimum tasarrufu sağlamak gerektiğini söylemektedir. Bu konunun merkezinde yer alan ısı transfer yöntemlerinden en verimli ve ekonomik şekilde yararlanmak günümüzün önemli ihtiyacı haline gelmiştir.

Isı değiştiriciler, ısı transferini arttırmak amacıyla kullanılan yöntemlerin başında gelmektedir. Bu sistemlerin önemle kullanıldığı bazı yerler; Termik santraller, İklimlendirme tesisleri, petrol rafineleri, soğutma kuleleri, buhar kazanları, otomotiv sektörleri, atık ısı geri kazanım tesisleri, sanayi ve endüstriyel alanlar şeklinde sıralanabilir. Isı taşınımının ve katsayısının artırılması, yüzey alanlarının artırılması ve buna benzer çalışmalar ısı transferi iyileştirme şekillerinden sayılmaktadır. Türbülanslı bir akış oluşturmak amacı ile boru içlerine türbülör yerleştirmek, ısı transferi elde edilecek yüzeylerin döndürülmesi, pürüzlü yüzeyler, ısı transfer yüzeylerine düşük frekanslarda vibrasyon verilmesi, bölgesel elektrostatik alanları oluşturmak, boru içlerine farklı geometrik kanatçıkların yerleştirilmesi gibi süreçler ile ısı transfer uygulamalarından en iyi verimleri alma amaçlanmaktadır. (Sachdeva, 2010)

Isı transferi iyileştirme yöntemleri; aktif, pasif ve hibrit şeklinde sıralanabilir. Aktif yöntemler, harici bir güç kaynağının kullanılmasını zorunlu kılan ısı transferi iyileştirme şeklidir. Akışkan titreşimi, akışın mekanik parçalarla karıştırılması, yüzey titreşimleri, enjeksiyon ve akış esnasında elektrostatik yüzeylerin ortaya çıkarılması gibi durumlar aktif yöntemlere örnek gösterilebilir. Pasif yöntem, sisteme ekstra enerji vermeden ısı transferi iyileştirme şekli olarak ifade edilir. Genişletilmiş yüzey, dönen akış elemanları, işlenmiş yüzeyler, pürüzlü katmanlar ve boruların iç kısımlarına yerleştirilen türbülörler pasif ısı transferi iyileştirme yöntemleri olarak açıklanır.

Isı transferini iyileştirmek ve sistemdeki türbülansı arttırmak amacı ile boru içlerine türbülörler yerleştirilmektedir. Bunlar türbülans üreteçleri ya da boru içine

yerleştirilmiş eleman olarak ifade edilmektedir. Alt kısımda türbülatorlerin kullanılma sebeplerinden bazıları sıralanmıştır.

- Kazan verimlerini arttırlar.
- Baca gazındaki sıcaklık her 20°C azaldığında kazan verimleri %1 oranında artmaktadır.
- Yakıt tüketimini büyük ölçüde azaltırlar.
- Isı transferini önemli ölçüde arttırlar.
- Montajları kolaydır.
- İstenilen her türlü boy ve şekilde imal edilebilirler.
- Maliyetleri kullanış amaçlarına göre oldukça uygundur.
- Korozyona karşı dirençleri yüksek malzemelerden üretilirler.
- Kazanın içerisindeki ısı dağılımını dengelediğinden kazanların ömürlerini uzatırlar.

Fabrikalarda, endüstriyel kazanlarda ve de kalorifer kazanlarında ısı transferi iyileştirme yönteminin yanında kazan verimlerinin artırılması, enerji tüketimlerinin minimum seviyelere çekilmesi amacıyla sistemlerde türbülator kullanımı oldukça yaygın hale gelmiştir. Türbülatorlerin kullanımı sonucunda sistemlerdeki enerji tasarrufu, kazanların kullanım ömürlerinin uzaması gibi durumlar hem imalatçı firmaları hem de tasarım konusunda çalışmalarını yürüten mühendisleri yeni türbülator modelleri çıkarma konusunda teşvik etmiştir. Bu sebeple, bu alandaki yeni tasarım geometrik şekiller ve kullanılan materyaller üzerine hem deneysel hem de sayısal olarak çalışmalar hız kazanmıştır.

Yapılan bu çalışma kapsamında ısı transferleri iyileştirme uygulamalarından olan boru içerisine türbülator yerleştirme yöntemi uygulanmıştır. Bu tez çalışmasında düz bakır boru içerisine, çelik, alüminyum ve bakır metallerinden imal edilmiş ve alınan her deney için üç pervane tipi türbülator yerleştirilmiştir. Türbülatorlerin et kalınlıkları 0.5mm olup uzunlukları 58mm'dir. Yapılan çalışmalar sonucunda, Nusselt sayısı, Reynolds sayısı, sistemdeki basınç kayıpları, ısı geçişlerindeki değişim ve hız grafikleri deneysel çalışmalarla elde edilmiş ve grafikler halinde sunulmuştur. Sayısal verileri alırken datalogger cihazı kullanılmış ve çıkan sonuçlar literatürle karşılaştırılmıştır.

Wedekind (1971), yatay borularda buhar karışımının geçiş kısımlarının salınım hareketlerini inceleyen deney sistemini kurmuştur. Deney sisteminde tam buharlaşma oluşan yeri “iki fazlı akış tarafı” ve “kızgın buhar tarafı” olarak iki kısma ayırıp araştırmalar yapmış ve buhar karışımının geçiş kısımlarında salınım yaptığını bulmuştur. Belirlenen bu geçiş kısımlarında iki bölgeyi ayıran yerin salınım yapma yönünde eğiliminin olduğu izlenmiştir. Bu şekilde salınımlar oluşturma üzerine istatistiksel özelliklerin, fiziki mekanizmaların ve değişik yapılarda evaporatör kullanmanın etkileri araştırılmıştır.

Zaherzadeh ve Jagadish, (1975), yaptıkları çalışmada girdap şeklinde akış üreten ve kendi ekseninde dönebilen palet tipi karıştırıcılar kullanmışlardır. Deney düzeneklerinde iki tane diskin arasına düz paletler koyarak elde ettikleri çark biçimindeki dönen akış üreticisini boruların giriş kısmına yerleştirmişlerdir. Araştırmacılar yaptıkları deneyin sonuçlarına göre girdap şeklinde akış üreticisinin kullanılmasının sistemde %80 oranında ısı transferi iyileştirmesi yaptığını tespit etmişlerdir.

Yılmaz ve Ayhan, (1983), silindirik tipte düz boru içine konulan çapları daralıp-genişleyen parçaların konik yüzeylerdeki etkilerini ısı transferi yönünde araştırmıştır. Yapılan incelemelerde, borunun içine konulan malzemelerin boş boruya oranla basınç kaybını 15 kat arttırdığını ve bunun sonucunda da Nusselt sayısının da boş boruya oranla iki kat yüksek çıktığı tespit edilmiştir.

Sparrow ve ark., (1984), düz bir boru içerisindeki türbülanslı hava akışında girdap oluşturma ısı transferi tarafındaki etkilerini deneysel olarak araştırmışlardır. Girdap oluşturulmayan boru akışında ısı transferi ile girdap oluşturulan boru akışındaki ısı transferi arasındaki farkın ciddi oranlara ulaştığını tespit etmişlerdir.

Junghan ve ark., (1985), kazan sistemlerinde enerji tasarrufu ve ısı transferi sağlama amacı ile düz borular içerisine türbülatorler yerleştirip incelemeler yapmışlardır. Yapılan deneylerde kazanlarda kullanılmakta olan fosil yakıtlardan, atık duman boruları içine konulan türbülatorler sayesinde sistemde dolaşan suya geçen ısı miktarının yükseldiğini tespit etmişlerdir. Fakat baca atık gaz çekişinde azalma meydana gelmiş ve basınç kayıplarında önemli ölçüde artışlar gözlenmiştir.

Arıcı ve Ayhan, (1987), boru içerisinde yapay dirençler olan sistemin ısı transferine etkilerini incelemişlerdir. Yapılan deneylerde türbülanslı akıştaki Reynolds sayısının değerleri 15.000-50.000 değerleri arasında tutulmuştur. İncelemeler sonunda sistemdeki ısı transfer katsayılarında %60-%400 arasında artış gözlenmiştir. Basınç

Lee ve Abdel Monaim, (2001), çalışmalarında bir yüzeyi yatay olan iki boyuttaki boru üzerine imal edilen hava akış kanalının ısı transferine etkilerini araştırmışlardır. Hem deney hem de sayısal olarak hesaplamalar yapıp CFD modeli uygulanmıştır. Araştırmalarında sabit düzeyde ısı akışı kullanmayı tercih etmişlerdir. Kullandıkları malzemelerin, ısı transferini büyük oranda arttırdığı görülmüştür.

Lee ve ark., (2001), plakalı tip eşanjörde kanalların içerisine kanat yerleştirerek bu durumun ısı transferi ve basınç kayıplarını sayısal olarak araştırmışlardır. Kanalların içine sırasız ve düzensiz olarak yerleştirilen kanatçıkların en iyi dizayn ve dizilişinin bulunması hedeflenmiştir. Deney düzeneğinde Reynolds sayısı 500–1.500 değerleri arasında tutulmuştur. Kanatçıkların birbirlerine uzaklığı, kanatçıkların açıları ve kanatçıkların üzerindeki hacimleri deney esnasında dikkate alınmıştır. Sistemin en verimli olduğu geometrik şekli deneyler sonucunda tespit edilmiştir.

Kurtbaş ve ark., (2004), 62 mm eninde ve 1200 mm boyunda galvanizli çelik sac üzerine farklı çap ve boşluklarda imal edilen kanatçıklara değişik açılar verilmek suretiyle, mevcut ısısı sabit tutulup, düz bir boru içerisine konularak basınç ve ısı transferi üzerine etkilerini araştırmışlardır. Deneylerini Reynold sayısını 10.000-40.000 arasında tutarak yapmışlardır. Kanatçıklarla boru merkezi arasındaki mesafe arttıkça ısı ve basınç tarafında kayıpların arttığı gözlenmiştir. Kanatçıklar arasındaki açı azaldıkça ısı ve basıncın da azaldığı tespit edilmiştir. Sonuç olarak Nu ve Pr değerleri için yapılan deneylerde yeni bağlantılar üretilmiştir.

Yakut ve Şahin, (2004), araştırmalarında boru içindeki akışta, dairesel kesitte imal edilmiş helisel yayların ısı transferine etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Yaptıkları çalışmada, türbülatorlerde performansı, sürtünme katsayılarını ve basınç kayıplarını araştırmışlardır. Deney sonuçlarında dairesel kesitli helisel yayların, termodinamik sistemde Reynolds sayısının 13.000 kademesine kadar en uygun değer olduğunu tespit etmişlerdir.

Zimparov, (2004), araştırmalarında oluklu tüp içine şerit şeklinde imal edilmiş türbülatorleri yerleştirmiştir. Yapmış olduğu deneyler sonucunda sistemin ısı transferi katsayısını, sürtünme katsayısını ve basınç kayıplarını sayısal olarak analiz etmiştir.

Yakut ve ark., (2005), yaptıkları deneysel incelemelerde değişik geometrilere türbülatorler imal etmişlerdir. Türbülatorler dairesel bir boru içine yerleştirilip türbülatorlere 90°, 60° ve 30° açılar verilmiştir. Kanat yükseklikleri 8, 12 ve 16mm şeklinde olup aralarındaki mesafeleri 25, 50 ve 75mm olarak tasarlamışlardır. Deneyde Reynolds sayılarını 3690-10.493 ve 16.906 olarak baz almışlardır. Yapılan birçok deney

sonucunda 16.906 Reynolds sayısında, türbülatorler arası 75mm uzaklık, 8mm yükseklik ve de 60° açıda üretilen türbülatorlerin en iyi verimi sağladığı tespit edilmiştir.

Promvonge ve Eiamsa, (2006), araştırmalarında ısı geçiş borusunda V nozul tipi eklerin ısı transferi ve sürtünme faktörleri üzerinde deneysel çalışmalar yapmıştır. V tipi nozul kullanmanın düz boru üzerinde ısı transfer miktarını %270 oranında arttırabileceğini tespit etmişlerdir.

Wongcharee ve Eiamsa, (2010), araştırmalarında değişik tiplerde türbülatorler kullanmış olup (Vlül) deneylerinde sürtünme kayıplarını ve ısı transferi iyileştirme yöntemlerini incelemişlerdir. Araştırmaları sonucunda kullandıkları türbülatorlerin ısı transferini %270 civarında arttırdığını tespit etmişler ve sistemin 1,19 oranında daha verimli hale geldiğini gözlemlemişlerdir.

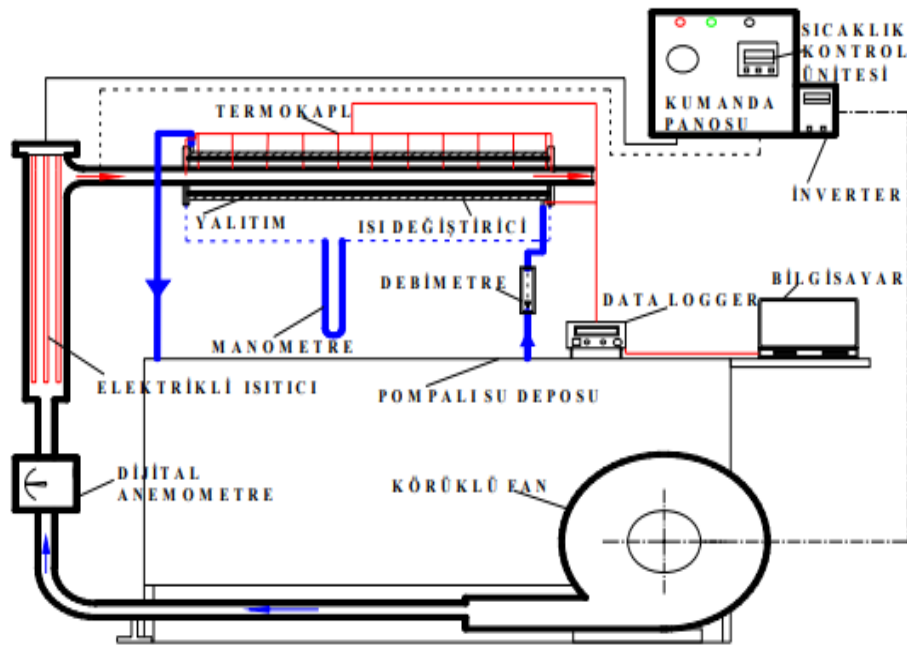
Arguhan ve Yıldız, (2006), deneylerinde dikdörtgen delikli türbülatorler kullanıp, delik sayısının basınç kayıplarına ve ısı transferine etkilerini araştırmıştır. Hem aynı yönde hem de zıt akışta deneyler almışlardır. Türbülatorler için iç çapı 60mm olan borunun giriş kısmına 55° açılarda kanatçıklar yerleştirip bunlara birden beşe kadar dikdörtgen delikler açmışlardır. Yapılan deneylerde en ideal tasarımın sistemin veriminde %80 oranında iyileştirme yaptığını gözlemişlerdir.



Şekil 2.3. Türbülatorün üstten görünüşü (Arguhan ve Yıldız, 2006)

Baysal, (2008), bu çalışmasında koaksiyel borulu bir ısı değiştiricide farklı hacimsel sıcak hava ve sabit soğuk su akışlarının ısı transfer hızlarını deneysel ve sayısal olarak araştırmıştır. Deneylerinde bilgisayar destekli Fluent CFD yazılım paketi yardımıyla 2.500-19.200 Reynolds arasındaki ısı transferini analiz etmiş; Nusselt sayısı,

sürtünme katsayısı ve basınç kaybını sayısal ve deneysel olarak karşılaştırmıştır. Elde ettiği sonuçların hem deneysel hem de sayısal olarak tutarlı olduğunu gözlemlemiştir.



Şekil 2.4. Ölçüm cihazlarının şematik görünümü (Baysal, 2008)

Karagöz ve arkadaşları, (2008), yapmış oldukları deney sistemlerinde dalga tipi akış salınımları kullanmış ve su kaynamalı yatay borularda yoğunluk değişimlerini hesaplamışlardır. Çalışmalarını salınım şekilleriyle mukayese ettiklerinde diğerlerinden daha küçük yoğunluk değerlerinin ve frekanslarının daha yüksek olduğunu tespit etmişlerdir.

Sarıçay ve ark., (2010), buharlaştırıcılarda levha kanatlı boru kullanımını, kanatçıklar arasındaki değişimi, hava girişi hızında değişimi, ısı transferinin hava tarafındaki performansını ve sistemin soğutma kapasitesini yükseltecek en uygun geometrideki türbülatorü ortaya çıkarmayı hedeflemişlerdir. Türbülatorü kanatçık mesafelerini 2-15mm arasında farklı yerlere koyarak bilgisayar destekli FLUENT programında modellemişlerdir. Saptırılmış boru diziliminde 50mm yükseklikte 8 adet buharlaştırıcı kullanılmıştır. Türbülatorler 485mm uzunlukta olup 247mm boru derinliğine sahiptir. Türbülatorlerde kanatçıklar arası mesafenin azalmasının sistem verimliliği ve ısı geçişinde iyileştirmeler yaptığını tespit etmişlerdir. Yapılan deneyler sonucunda; bilgisayar destekli program yardımıyla elde edilen sonuçlarda türbülatorler arası mesafe azaldıkça ısı taşınımının azaldığı, buharlaştırıcıya giriş hızında artma

meydana geldiğinde ise ısı transferinin arttığını gözlemlemişlerdir. Deney düzeneğindeki farklı türbülator yerleşimleri buharlaştırıcının kapasitesini belirlemiştir.



Şekil 2.5. Soğutmada kullanılan buharlaştırıcı çeşitleri (Sarıçay ve ark., 2010)

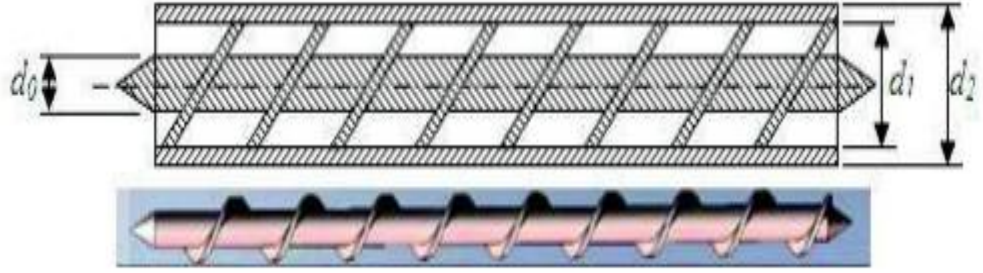
Ozden ve Tari, (2010), yaptıkları deneylerde eşanjör içerisine yapay pütürler ekleyerek basınç kayıplarını ve ısı transferi kat sayılarını araştırmışlardır. Eşanjör içerisindeki akışla beraber sıcaklık alanlarını bilgisayar destekli CFD programında sayısal olarak çözümlenmiştir. Sistemin çıkış sıcaklığında ve basıncında ölçümler yapıp en ideal verimin Bell-Delaware modeli olduğunu CFD programı ile tespit etmişlerdir.

Kongkaitpaiboon ve ark., (2010), araştırmalarını deneysel yönde hazırlayıp, eşanjör içerisine yerleştirilmiş olan dairesel halka tipi türbülatorların sıvı sürtünme ve ısı transferine etkilerini incelemişlerdir. Deneylerde farklı açılarda dairesel halkalar kullanılmış, ortam sıcaklığı 27°C de olup tek yönlü ısı akışı altında incelenmiştir. Reynold sayısını 4.000-20.000 değerleri arasında almışlardır.

Yiğit, (2010), iç içe borulara sahip, panel yönelimli, yay şekilli türbülatorlu bir ısı eşanjörü için türbülans modelinin etkilerini araştırmıştır. Hava iç kısımdaki borudan geçirildiğinde, akışkan olarak kullanılan su dış boru ile iç borunun arasından geçmektedir. 3.000-18.000 Reynolds sayıları arasında deneyler yapılmıştır. Değişik türbülator modellerinin deneylerinde, optimal türbülans modelini seçebilmek için yapılan araştırma sonuçları birbiriyle karşılaştırılmıştır. Sonlu hacim yöntemine dayalı bir bilgisayar programı ANSYS Fluent code programı kullanılmıştır. Bu modeller arasında deneysel sonuçlara uyumlu en iyi modelin standart-standard duvar fonksiyonu olduğu tespit edilmiştir.

Uğurlubek ve Uralcan, (2011), çalışmalarında 18mm çapındaki bakır boru içine yerleştirilmiş helisel tipteki türbülatorların ısı transferine etkisi üzerine sayısal incelemeler yapmışlardır. Deneyler 1.000-20.000 Reynolds sayısı aralığında

gerçekleştirilmiş ve borudaki akışkan su olarak tercih edilmiştir. Sistemde kullanılan helisel yapıdaki türbülator için üç farklı dönüş açısı (5, 10, 20) belirlemişlerdir. Üç ayrı dönüş sayısında elde ettikleri sonuçları içi boş boru ile mukayese etmişlerdir. Helisel tipli türbülatorlerin, düz borulara göre laminar akışta ısı transferini arttırdığını ve türbülanslı akışta düz borulara yakın olan yerlerde termodinamik verimliliğin düşük olduğunu bulmuşlardır.



Şekil 2.6. Helisel türbülatorün boru içindeki görünümü (Uğurlubilek, 2011)

Rao ve ark., (2012), dairesel çukurlar ve silindirik tipli kanatların kombinasyonunu deneysel ve matematiksel olarak incelemişlerdir. İncelemelerinde derinlikleri farklı çaplarda derinlikler kullanmış ve bunların ısı transferine etkilerini araştırmışlardır. Kullanılan türbülatorlerin, Reynolds sayısı arttıkça ısı transfer kapasitesinin büyük ölçüde arttığını ve basınç kayıplarının azaldığını bulmuşlardır.

Fan ve ark., (2012), sistemde akışa yerleştirilen dairesel şekilli parçaların ısı transferi ve akıştaki etkilerini sayısal simülasyonlar ile araştırmışlardır. Sayısal analizlerde, türbülatorler için kriter olarak eğim açısı ve adım mesafesi belirlenmiştir. İncelemeler sonucunda maksimum eğim açısında, kısa adımda mesafenin ısı transfer hızını ve akış direncini arttırdığı gözlemlenmiştir.

Yadav ve Padalkar, (2013), Bilgisayar destekli CFD programını kullanarak dairesel tipte bir tüp içerisinde hava akımını ve ısı transferi iyileştirmek amacıyla teorik bir inceleme yapmıştır. Dört ayrı şerit tasarlanıp bunların 3 boyutlu sayısal analizi alınmıştır. Yapılan araştırmalar sonucunda Reynolds sayısı sabit tutulmuş, türbülatorün y kat sayısı azaldıkça Nusselt sayısı ve f katsayısının yükseldiğini gözlemişlerdir.

Boran ve ark., (2014), çalışmalarında eş merkezli boru içerisinde, borulu bir ısı eşanjörü montajı imal etmiştir. Ters akımlı olarak üretilen ısı eşanjörlerinde farklı türbülatorler kullanmışlardır. Sıcak havadan suya aktarılan ısı miktarını ölçerek türbülatorlerin sistemde ısı transferini arttırdığını kaydetmişlerdir. Aynı zamanda eşanjör içerisinde boş tüplerde kullanılan geniş ve dar yapılı türbülatorlerin dar

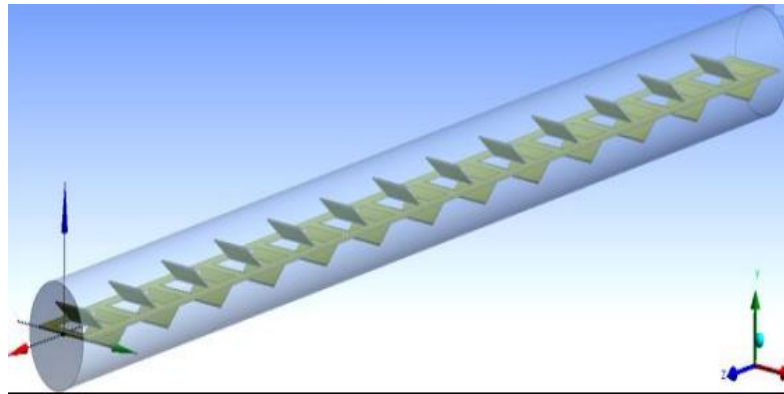
bölümlerinden geçen havada türbülans oluşturduğu için ısı transferinin yüksek oranlarda olduğunu gözlemlemişlerdir. Nusselt sayısı arttıkça Reynolds sayısının arttığını, ancak sürtünme faktörünün azaldığını tespit etmişlerdir. Teoride ve yaptıkları deneylerde sistem üzerinde ısı transferinin olumlu yönde arttığını belirlemişlerdir.

Bisetto ve ark., (2015), ısı eşanjörlerinde kullanılan testere dişli türbülatorlerin teorik ve deneysel analizlerini yapmışlardır. Yaptıkları incelemeler neticesinde türbülatorlerin Nusselt sayısını ve sistemin ısı verimini %3-10 oranında arttırdığını tespit etmişlerdir.

Zhu ve ark., (2016), oluklu çubuk elemanlarını düz bir boruya yerleştirerek Reynolds sayısı 200-2.200 aralığında laminar akış koşulları altında ısı transferinin iyileştirilmesine ilişkin sayısal bir çalışma gerçekleştirmiştir. Çalışmalarında, ısı transferini iyileştirme açısından şerit elemanlarının en uygun genlik ve genişliğinin sırasıyla 0.133D ve 0.8D olduğunu bulmuşlardır. Ayrıca maksimum termal iyileştirme faktörünü (TEF-Termal Geliştirme Faktörü) 1,82 olarak tespit etmişlerdir.

Pourahmad ve Pesteei., (2016), değişik açılarda dalgalı şeritler şeklinde 1mm kalınlıkta galvanizli çelik sacdan yapılmış düz bir tüp içinde NTU analizini deneysel olarak araştırmıştır. Deneyler sonucunda ısı transferi katsayısında ve sistemin çalışma basıncında olumlu yönde artışlar tespit etmişlerdir.

Bademci, (2017), plakalı türbülatorlerin ısı transferi, basınç kayıpları ve sürtünme faktörleri üzerindeki etkilerini farklı kanatçık yapılarında incelemiştir. Çalışmalarını 4.000 ila 30.000 Reynolds sayıları arasında yapmıştır. Araştırmalarını, kararlı durumda 3 boyutlu ve türbülanslı koşullar altında temel korunum denklemlerini çözebilmek için bilgisayar destekli ANSYS Fluent programı kullanmıştır. Yapılan incelemelerde elde edilen sonuçlar içi boş boru ile karşılaştırıldığında, ısı transferinde %208'lik bir artış tespit edilmiştir.



Şekil 2.7. Plakalı türbülatorler (Bademci, 2017)

Acir ve ark., (2017), çalışmalarında güneş enerjili hava ısıtıcılarının ekserji ve enerji tarafındaki verimliliğini etkileyen parametreleri bulmayı hedeflemişlerdir. Yapmış oldukları araştırmalarında gri ilişkisel analiz yöntemini tercih etmişlerdir. Deney sonuçlarında ısı transferi önemli ölçüde artmıştır.

Çelik ve Turgut, (2018), ilişkisel analiz yönteminde Taguchi-Gri yöntemini kullanarak akışa yerleştirilen testere dişli yapıda olan türbülatorleri araştırmışlardır. Yaptıkları çalışmada türbülatorler arasındaki mesafe limitleri baz alınmıştır. Deneylerde, türbülatorlerin performanslarını ve aralarındaki en uygun mesafeyi hesaplamışlardır.

Sungur ve Topaloğlu, (2018), konik türbülatorlerin sistemdeki etkisini araştırıp, türbülatorsüz duman borulu bir kazanın verimi üzerindeki etkilerle mukayese etmiştir. Sistemin basınç kaybını ve ısı transfer katsayısını sayısal olarak araştırmıştır. Yapılan deneyler sonucunda türbülator sayısını arttırmanın verimi arttırdığını fakat özellikle türbülator sayısı 13'ü geçtiğinde basınç kaybının önemli ölçüde arttığı gözlenmiştir. Deneylerde dört türbülator ile benzer sonuçlar elde edilmiş fakat en ideal değerlerin 13 türbülatorde sağlandığı bulunmuştur.

Deviren, (2019), yaptığı deneysel çalışmada çift borulu ısı değiştiricisi içerisine türbülator yerleştirip, girişte, ortada ve sonda 1,5cm, 3cm ve 4,5cm aralıklarda ısı transferi üzerine araştırmalar yapmıştır. Re-Nu değerlerini hesaplayıp, basınç faktörü, sürtünme kaybı ve NTU üzerindeki etkileri incelemiştir. Reynolds değerinde artış olmasıyla basınç kayıplarının'da arttığını gözlemlemiştir. Yaptığı deneyler sonucunda ısı transferi tarafında iyileştirmeler bulurken, basınç kaybı tarafında artışlar meydana geldiğini tespit etmiştir.

Ertan, (2019), çalışmasında altıgen şeklinde türbülatorler imal etmiş ve ısı değiştiricisi borusunun giriş, orta ve son kısımlarına yerleştirip deneyler almıştır. Elde ettiği verileri bilgisayar ortamına aktararak Re-Nu değerleri, etkinlik ve sürtünme faktörlerini hesaplamıştır. Reynolds sayının artışıyla beraber Nusselt sayısının arttığını'da tespit etmiştir.

Erzincanlı, (2019), yaptığı araştırmada, tek fazlı akışın olduğu 3 farklı çapta türbülatorün ısı transferini, Nusselt sayısını ve sistemin sürtünme katsayısını deneysel olarak incelemiştir. Deneyler neticesinde en yüksek Nusselt değerleri en küçük çaplı türbülatorlerde sağlanmıştır. En yüksek sürtünme katsayısı Nusselt sayısına paralel yönde elde edilmiştir.



Şekil 2.8. Deneyde kullanılan türbülötörler (Erzincanlı, 2019)

Karagöz ve arkadaşları, (2019), sistemlerde türbülötör kullanımının ısı transferi üzerindeki etkilerini deneysel olarak araştırmıştır. Yapılan bu çalışmada, boş bir boru ile onun iç kısmına yerleştirilen başka bir borunun içerisine, kanatçık koymak suretiyle ortaya çıkan yeni model arasında farklar araştırılmıştır. Kanatlar borulara yerleştirilerek 0,45 ve 90 derecelik açılar verilerek sisteme yerleştirilmiştir. Deneyler sonucunda her 3 tip türbülötörde de boş boruya oranla sürtünme faktörünün arttığı ve ısı transferine olumlu yönde etki sağladığı tespit edilmiştir. Fakat sabit boru çapı ve sabit kanat sayısı sebebiyle türbülötörler arasında önemli bir fark gözlenememiştir.

Baykara, (2019), araştırmasında çift borulu bir eşanjörün iç borularına yerleştirilen konik türbülötörlerin ısı transferini, basınç kayıplarını, sistem verimlerini, ekserji kaybını ve termal performansları üzerine deneysel çalışmalar yapmıştır. Yapılan deneylerde parametre olarak adım sayısı, türbülötör çapı ve koni tipi baz alınmıştır. Deneyleri 18.000-37.000 Reynolds sayısı aralığında yapmıştır.



Şekil 2.9. Deney düzeneğinin gösterimi (Baykara, 2019)

3. GENEL BİLGİLER

Farklı tiplerde ısı transferi uygulamalarında, farklı türde donanımlar ve farklı düzeneklerde ısı transfer ekipmanlarına ihtiyaç duyulur. Belirli özellikleri olması gereken, ısı transferi ihtiyacını karşılayabilecek donanımsal gereçleri bulmak amacıyla yapılan çalışmalar ortaya miktarı bilinemeyecek kadar çok sayıda yeni ısı değiştiricisi tipi çıkmasını sağlamıştır.

3.1. Isı Değiştiriciler

Mühendislik uygulamalarında önemli ve sıklıkla karşılaşılan süreçlerden biri olan, ayrı sıcaklıklarda iki ya da daha fazla akışkan arasında gerçekleşen ısı alışverişidir. Bu ısı alışverişini gerçekleştiren cihazlara, ısı değiştiriciler veya eşanjörler denir. Uygulamada ısıtma-soğutma sistemlerinde, iklimlendirme santrallerinde, kimya endüstrilerinde, taşıtlarda, termik santrallerde, yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımında ve ısıнын depolanması gibi birçok birimde bulunurlar.

3.1.1. Isı

Bir madde ısıtıldığında sıcaklığının yükseldiği fark edilir. Bu da bizlere ısı ve sıcaklık kavramlarının aynı türden olduğunu düşündürebilir. Bu yanlış sebebiyle ısı ve sıcaklık terimleri genellikle birbirlerinin yerine kullanılır. İki ayrı kavramın sıcaklık birimleri ve ölçüm türleri birbirinden farklıdır. Sıcaklık bir enerji çeşidi değildir, belli başlı türden maddelerin ve ortamların ölçümüdür. İki madde birbirine temas ettiğinde sıcak olan soğuyup, soğuk olan ise ısınmakta ve bir süre temasta kaldıklarında iki madde de aynı sıcaklıkta eşitlenmektedir. Buradaki durumdan yola çıkarak, sıcaklık maddenin ısııl durumunu gösteren ve ısı geçişine sebep olan etken olarak nitelendirilebilir. Maddeler moleküllerden oluşmaktadır. Bir maddenin sahip olduğu tüm enerji miktarlarının toplamına ısı enerjisi denir.

3.1.2. Isı birimleri

Isının birimi, SI birimi sisteminde joule (jul) olarak ifade edilir. ‘J’ sembolü ile gösterilmektedir.

$$1 \text{ kilojoule (kj)} = 1000 \text{ joule (j)}$$

Isı hesaplamalarında kalori (cal) veya bunun 1000 katı olan kilokalori (kcal) kullanılmaktadır.

$$1 \text{ kcal} = 1000 \text{ cal}$$

1 gram suyun sıcaklığını 1 santigrat derece ($^{\circ}\text{C}$) yükseltmek için verilmesi gereken ısı miktarı 1 kaloridir.

$$1 \text{ kalori} = 4,187 \text{ joule (j)}' \text{dür.}$$

İngiliz ısı birimi BTU (British Thermal Unit) olarak gösterilir.

$$\text{BTU} = 252 \text{ kaloridir.}$$

3.1.3. Isının ölçülmesi

Isı, “kalorimetreler” veya “termometreler” olarak isimlendirilmiş özel kaplarla ölçülür. Kalorimetre, çevresinde ısı kayıplarını önlemeye yarayan yalıtkan malzemelerle kaplanmış bir kap türüdür. Bu kabın içerisinde bir miktar su, yakıcı düzenek ve termometre bulunur. Reaksiyonun gerçekleştiği kap, su içerisine daldırılmıştır. Reaksiyon esnasında emilen veya salınan ısı, sudaki ve kaptaki sıcaklığın değişimine yol açar. Sıcaklıktaki değişimden yararlanarak tepkimedeki ısı değişimleri hesaplanabilir.

Herhangi bir maddenin 1 gramındaki sıcaklığını 1°C değiştirebilmek amacıyla maddeden alınması ya da verilmesi gereken ısı miktarına madde öz ısısı (ısınma ısısı) denir. Uluslararası birimler sisteminde (SI) maddenin öz ısısı, yine o maddenin 1 kilogramlık kütleindeki sıcaklığını 1°K arttırmak için verilmesi gerekli ısı miktarıdır. Öz ısı SI birim sisteminde “c” ile gösterilir.

Maddenin m gramında sıcaklığı 1°C değiştirmek amacıyla verilmesi gereken ısı miktarına ısının sığası denir. Kalorimetrede ısı sığası, kalorimetredeki sistemin sıcaklığında 1°C değişikliğe gitmek için verilecek olan ısı miktarıdır.

Kütlesi m gram olan ve öz ısı c cal/g°C maddenin sıcaklığında Δt °C kadar değişime gitmek için emilmesi veya salınması gerekli ısı miktarı hesaplamalarının formülü;

$$Q = m.c.\Delta t$$

Q = Sistemden alınması veya verilmesi gereken ısı miktarı

m = Kütle

c = Maddenin öz ısı

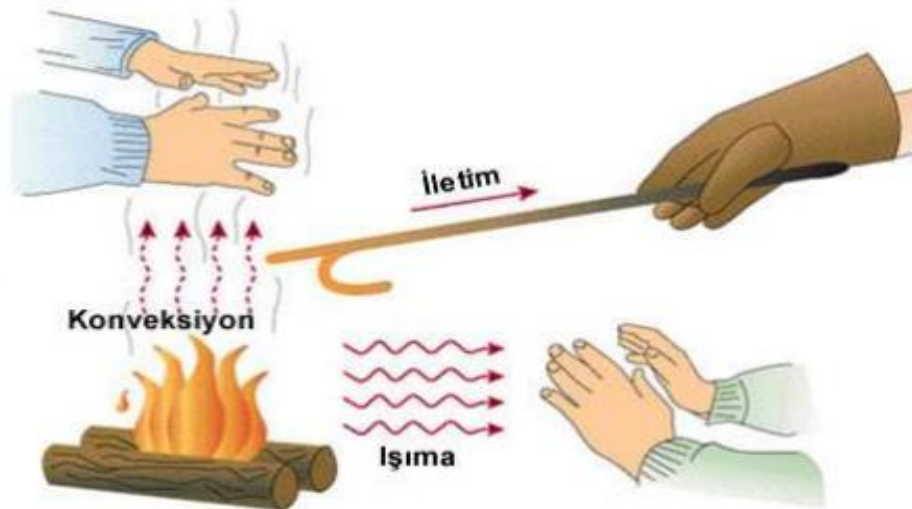
Δt = Sistem sıcaklıkları farkı ($T_2 - T_1$)

Ayrı sıcaklıklardaki iki madde birbiriyle karıştırıldığında sıcaklığı yüksek olandan az olana doğru sıcaklıkları eşitleninceye kadar ısı akışı meydana gelir. Bu da ısı transferinde $Q_{\text{verilen}} = Q_{\text{alınan}}$ formülünü ortaya çıkarır.

3.2. Isı İletim Şekilleri

Isı bir enerji şeklidir. Başka enerji türleri gibi ısının da bir bölgeden başka bir bölgeye transferi mümkündür. Isı transferi çeşitlerini üç şekilde gerçekleştirebiliriz.

- Kondüksiyon (İletim) yolu ile ısı transferi
- Konveksiyon (Taşınım) yolu ile ısı transferi
- Radyasyon (Işınım) yolu ile transferi



Şekil 3.1. Isı transfer yöntemleri (Anonim, 2022, a)

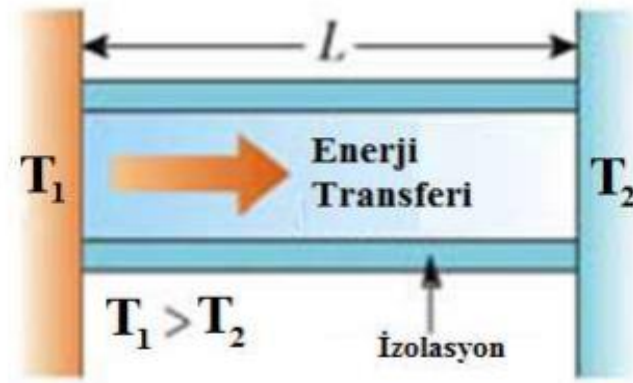
3.2.1. Kondüksiyon (temas ve iletim) yolu ile ısı transferi

Kondüksiyon ile ısı iletimi, bir nesnenin sıcak olan kısmındaki moleküllerin, hareketlerinden ortaya çıkan kinetik enerjiyle beraber nesnenin soğuk olan kısmına doğru moleküllerin aktarımı şeklinde gerçekleşir.

Bir cismin içerisindeki parçaların ya da moleküllerin hareketlerinden meydana çıkan enerjiye ısı enerjisi denir. Herhangi bir madde ısıtıldığında, kendi öz ısısına eklenen bu enerji madde bünyesindeki moleküllerin daha hızlı şekilde hareketlenmesine neden olur. Örnek olarak metal malzemeden yapılmış bir kaşık, fincanın içerisindeki sıcak çaya konulduğunda, ısı çaydan kaşığa doğru geçmeye başlar. Kaşığa verilen bu ısı, yapısındaki molekülleri daha hızlı hareket ettirerek kaşığın sapına kadar ısının gelmesine sebep olur. Burada kaşığın çukur kısmından sap kısmına doğru bir ısı taşınımı olduğu görülür. Bu tür ısı transferi yöntemine kondüksiyon ile ısı taşınımı adı verilir.

Kondüksiyon ile ısı iletim hızını etkileyen faktörler;

- Malzemenin kalınlığı
- Kesit alanı
- Malzemenin ön ve arka tarafındaki sıcaklık farkı
- Malzemenin ısı iletkenliği
- Isı akış süresinin miktarı



Şekil 3.2. Kondüksiyon yolu ile ısı transferi (MEB-I)

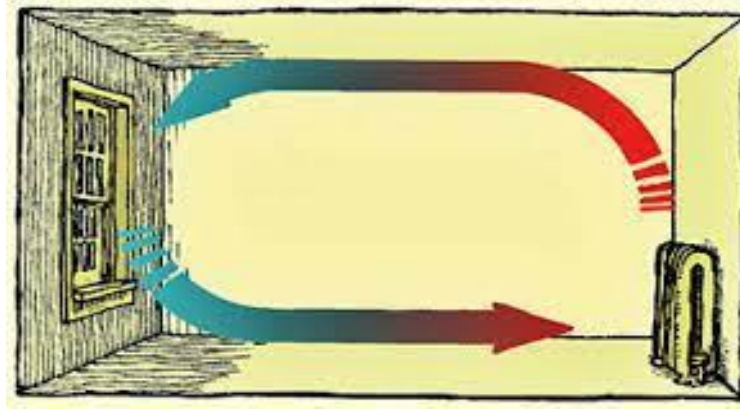
3.2.2. Konveksiyon (ısının kütsel hareketi) yolu ile ısı transferi

Konveksiyon, akışkan hareketleri ile enerjiyi taşıma işlemidir. Ortam sıvı ya da gaz durumunda ise akışkan hareketinin yarattığı sıcaklık farkı nedeniyle ısı enerjisi bir alandan diğer bir alana aktarılacaktır. Isı transferi konularının en önemlisi konveksiyondur. Isı değıştircilerde akışkanlar, katı maddeler (yüzey alanları) birbirinden ayrılmış olmasından kaynaklı konveksiyon, yüzeyler ile akışkanlar arasındaki enerji taşınımında en önemli birim olarak karşımıza çıkar.

Soğutucuların içerisindeki hava dolaşımı konveksiyon akımının neticesine ait başlıca örneklerdendir. Buzdolabındaki soğutucu serpantin ile temas eden hava soğur ve havadaki yoğunluk artarak buzdolabının alt kısımlarına inmeye başlar. Havadaki bu akım sayesinde içerisinde bulunan yiyeceklerden ısı çekilir ve soğutma işlemi gerçekleşmiş olur.

Konveksiyon ile ısı iletim hızını etkileyen faktörler;

- Akışkanın akış esnasındaki hızı
- Isınmış olan madde ile soğuk olan madde arasındaki sıcaklık farkı

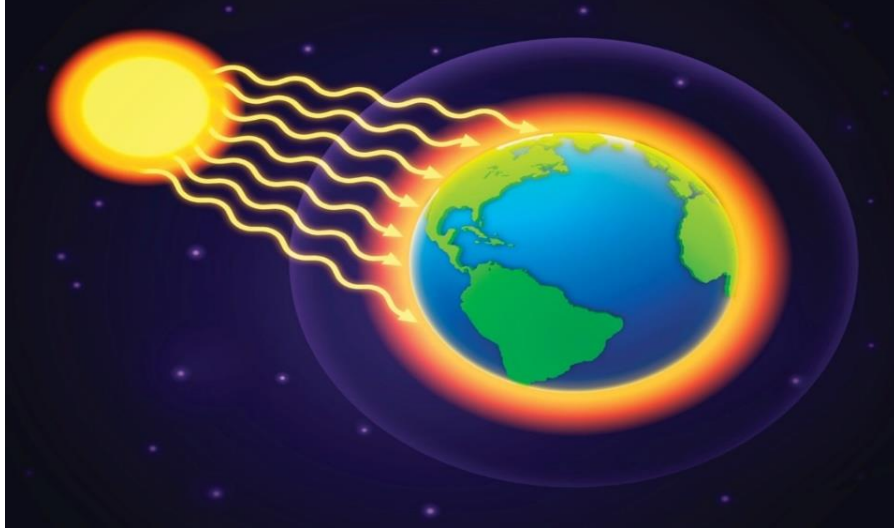


Şekil 3.3. Konveksiyon Yolu ile Isı Transferi (Anonim, 2022, b)

3.2.3. Radyasyon (ışınım) yolu ile ısı transferi

Işık kaynağından yansıma şeklindeki ısı transferi yöntemine radyasyon ile ısı iletimi denir. Radyasyonla ısı transferi, var olan ısı enerjisini ışık şeklinde dalgalar biçiminde yayar. Aralarındaki fark ise ışığı görebiliyor olmamız, ısıyı ise hissediyor olmamızdır. Basit bir örnek verecek olursak, kızılötesi ısıtıcılar çalışırken ortaya çıkan kırmızı-turuncu ışığı görebilmemiz, ortama verdiği ısıyı ise hissedebilmemizdir.

Gözümüzün gördüğü kırmızı-turuncu parlaklığın sebebi, gözlerimizin ışık dalgalarını algılamasından kaynaklıdır. Hissedilen sıcaklığın nedeni ise, ısı dalgalarının tenimiz tarafından algılanmasından dolayıdır. Sıcak olan bir maddeden soğuk olan bir maddeye ısı dalgalarının yayılmasıyla oluşan ısı transfer şekline radyasyon denir. Dünyamız ile uzay arasında boşluk olmasına rağmen güneşten dünyaya hem ısı hem de ışık enerjisi radyasyon yolu ile gelir.



Şekil 3.4. Radyasyon Yolu ile Isı Transferi (Anonim, 2022, c)

Konveksiyon ile ısı iletim hızını etkileyen faktörler;

- Isı kaynağının sağladığı sıcaklık
- Isı kaynağıyla ısıyı alacak olan madde arasındaki uzaklık
- Isıyı emecek olan yüzeyin türü
- Isıyı alacak olan maddenin yüzey alanının büyüklüğü

3.3. Isı Değiştiricisinin Tanımı

Farklı sıcaklıklardaki ve birbirlerinden katı bir cidar vasıtası ile ayrılmış iki akışkan arasında ısı geçişini sağlamak amacıyla kullanılan cihazlara ısı değiştiriciler denir. İklimlendirme tesislerinde, kimyasal işlem ve işletmelerde, hacim ısıtmasında, atık ısının geri kazanımında ve termik santraller gibi enerji ihtiyacının çok önemli olduğu birimlerde sıklıkla kullanılırlar. Isı enerjisinden maksimum miktarda yararlanmak ve yakıt tasarrufu sağlamak, ısı değiştiricilerinin en önemli özellikleridir.

3.3.1. Isı değiştirici eşitleri

Isı değiştiricileri, kullanım amaçlarına ve alanlarına göre, pek çok sayıda dizayn ve büyüklükte imal edilebilirler. Isı değiştiricilerinin üretiminde ve tasarımında dikkate alınması gereken önemli faktörler vardır. Bu faktörler sistemlerin verimliliği, sistemde kullanılacak akışkan türü, sistemin kurulumunda kullanılacak malzeme cinsi, imalat maliyeti gibi parametrelerdir.

Isı değiştiriciler beş başlık altında sınıflandırabilir. Bunlar;

- Isı değişimi şekline göre sınıflama
- Farklı akışkanların sayısına göre sınıflama
- Isı geçiş mekanizmasına göre sınıflama
- Akıma göre sınıflama
- Konstrüksiyon geometrisine göre sınıflama

3.3.1.1. Isı değişim şekline göre sınıflama

Isı değişim türüne göre tasarlanmış ısı değiştiricileri, akışkanların direkt temasta olduğu ve akışkanlar arasını direkt temasın olmadığı olmak üzere iki kısımda incelenir. Direkt temasın olduğu ısı değiştiriciler, sistem içerisinde farklı sıcaklıklarda bulunan akışkanlar yahut bir akışkanla katı haldeki maddelerin birbirleriyle doğrudan karıştırılması veya temasa geçirilmesi prensibine dayanan ısı değiştiricilerdir.

Direkt temasın olmadığı ısı değiştiricilerde, ısı öncelikle sıcak olan akışkandan iki akışkanı bölen bir malzemeye ya da bir ktle üzerine geçer. Sonrasında ısıyı almış olan ayırma elemanından soğuk haldeki akışkana iletilir. Bu tip ısı değiştiricileri akışkan yataklı, yüzeyli ve dolgu malzemeli olmak üzere üç başlık altında incelenebilir.

3.3.1.2. Farklı akışkanların sayısına göre sınıflama

Isı değiştirici sistemleri iki akışkanlı,  akışkanlı ve çok sayıda akışkanlı olarak ayrılırlar. Genellikle sistemlerde kullanılan ısı değiştiriciler iki akışkanlıdır. Üç ayrı akışkan kullanılan ısı değiştiricileri çok düşük sıcaklıklarda üretim yapan işletmelerde geniş kullanım alanlarına sahiptir. Kimyasal tesis ve proses endüstrilerinde, hidrojen sıvılaştırmada, saflaştırma sistemlerinde, karıştırıcı amonyak sentezi gibi

kimyasal işlemlerde sıklıkla kullanılmaktadır. Üç veya daha çok akışkan kullanan sistemler üretim ve tasarım açısından oldukça karmaşıktır.

3.3.1.3. Isı geçiş mekanizmasına göre sınıflama

Bu sınıflandırma şekli, ısı değişimi sürecindeki akışkanların hangi fazda bulunduğuna göre yapılır. Akışkanlar tek fazlı (sıvı ya da gaz) olabileceği gibi çift fazlı da (kaynayan) olabilir.

İki bölümde tek fazlı akışın olduğu ısı geçiş mekanizmalarında, uygulamada karşılaşılan ısı değiştiricilerinin önemli bir kısmında her iki akışkanda ısı değiştiricisine hangi fazda girmişse o fazda sistemi terk eder. Bu tip ısı değiştiricilerinde ısı transferi, iki taraftan da cebri (fan ya da pompa ile desteklenmiş) veya doğal yöntemle olabilir. Kompresör iç soğutucuları, buhar kazanları, otomobil radyatörleri, salon tipi ısıtıcılar ve klima sistemleri bu tür ısı değiştiricilere örnek olarak gösterilebilir.

Bir tarafında tek fazlı, diğer tarafında çift fazlı akışın olduğu ısı geçiş mekanizmalarında, tek taraftan zorlanmış veya tek fazda akış gerçekleşirken diğer kısımda kaynayan ya da yoğunlaşan iki fazda akış gerçekleşir. Termik santral yoğunlaştırıcıları, buhar kazanları, soğutma sistemlerinde kullanılan yoğunlaştırıcılar örnek olarak gösterilebilir.

İki bölümde çift fazlı akışın olduğu ısı geçiş mekanizmalarında, sistemin bir kısmında buharlaşma gerçekleşirken diğer kısımda yoğunlaşma işlemi olan ısı değiştirici türüdür. Bu sistemler, hidrokarbonların damıtılmasında yüksek basınçta buhar kullanıp, alçak basınçta buhar elde etmek amacıyla kullanılırlar.

Taşıma ve ışıma yoluyla ısı geçiş mekanizmalarında, bilhassa bir kısmında yüksek sıcaklıklarda gaz olan ısı değiştiricilerde konveksiyonla ve radyasyonla ısı geçişi aynı anda görülür. Buhar kazanları, fosil yakıtlı ısıtıcılar, rejeneratörler ile piroliz ocakları bu tür ısı değiştiricilerine örnek gösterilebilir.

3.3.1.4. Akıma göre sınıflama

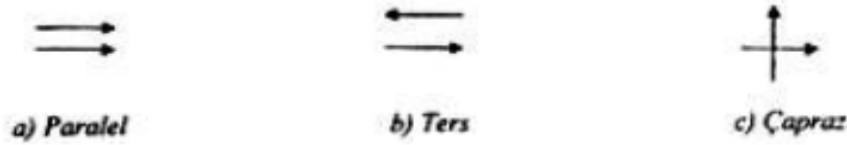
Isı değiştiricilerde akışkanların farklı şekillerde ayarlanması ortalama bölüm sıcaklık farkına, etkinliğe ve ısı değişimlere büyük ölçüde etki eder. Akıma göre sınıflama, tek geçişli sistemler ve çok geçişli sistemler olarak iki başlık altında incelenirler.



Şekil 3.5. Akış şekline göre ısı değiştiricileri (Karaali, 2002)

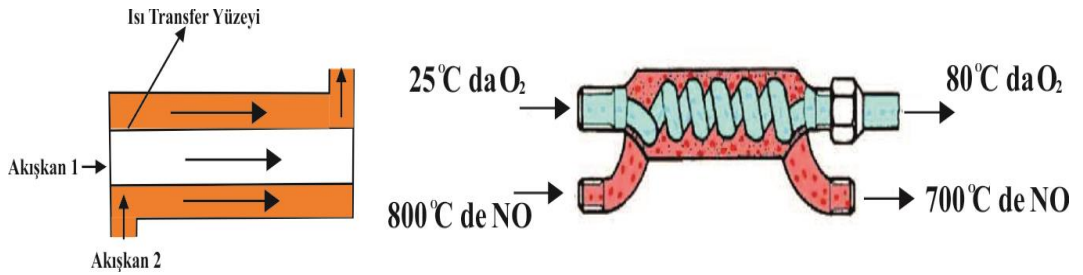
3.3.1.4.1. Tek geçişli ısı değiştiricileri

Tek geçişli ısı değiştiricileri, iki akışkanın sistem içerisinde bir defa birbirleriyle karşılaştığı tiplerdir. Paralel akımlı, ters akımlı ve çapraz akımlı olarak üçe ayrılırlar.



Şekil 3.6. Isı değiştiricilerde akım yönleri (Özden, 2010)

Paralel akımlı ısı değiştiricilerinde, sistem içerisindeki ısıtıcı akışkanla ısıtılacak olan akışkan ısı değiştiricisinin aynı kısmından girip birbirine paralel olacak şekilde geçiş yapar ve ısı değiştiricisinin diğer kısmından çıkar. Bu tip ısı değiştiricilerinde daha küçük çapta boru ile bu borunun dış kısmında aynı ekseninde devam eden bir dış boru vardır. Sıcak olan akışkan dış kısımdaki boru içerisinden geçerken, ısıyı çekecek olan akışkan iç kısımdaki boru içerisinden geçer. Uygulamada iç kısımda küçük çapta çok sayıda boru demeti, dış kısmında ise ısıyı çekecek boruları iç kısmına alabilecek gövde denilen büyük çapta silindir bloğundan oluşmaktadır.

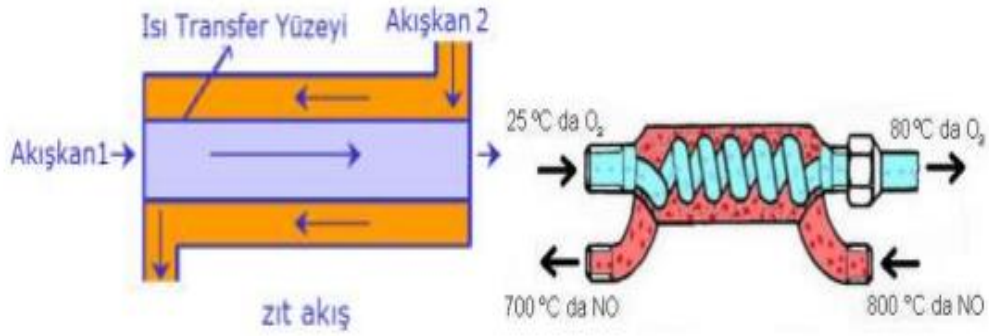


Şekil 3.7. Paralel akımlı borulu ısı değiştiricisi (Balbay, 2001)

Paralel akımlı ısı değiştiricilerde, ısı değiştirici içerisinde akışkan sıcaklığı transferi tek boyutludur. Isı değiştiricide, ısı geçişi olan cidarda sıcaklığın çok fazla

değişim göstermediğinden dolayı ısıl gerilmelerin tercih edilmediği yerlerde kullanılırlar.

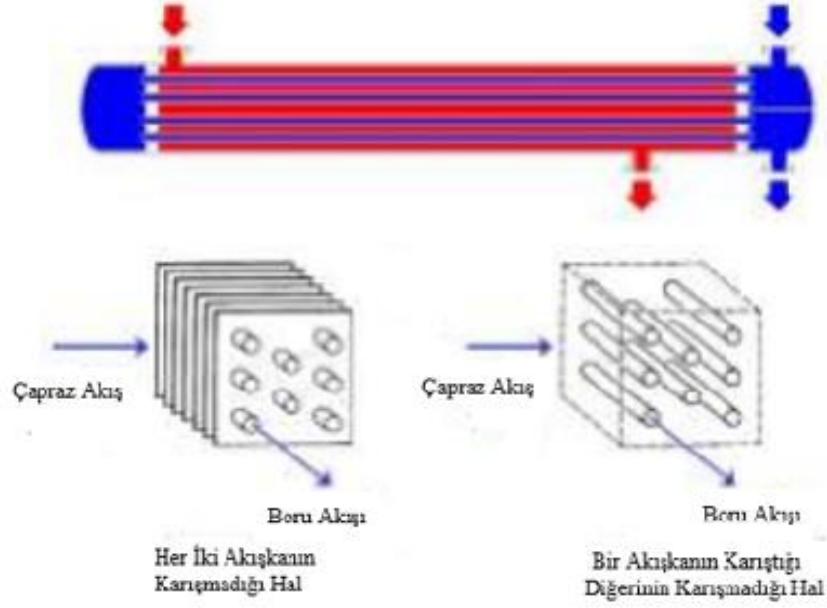
Ters akımlı ısı değiştiricilerinde, akışkanlar ısı değiştirici içerisinde birbirlerine göre farklı eksenle paralel ama ters yönde akış sağlarlar. Ters akımlı ısı değiştiricilerde ortalama ısı farkı ve sistemin etkenliği diğer akış türlerine göre daha fazladır. Bu sebepten dolayı uygulamalarda diğer tipteki ısı değiştiricilerine göre daha fazla tercih edilirler. Isı geçiş mekanizmasında, malzeme sıcaklığının sistem içerisinde sürekli değişmesi ve buna bağlı olarak ısıl gerilmelerin fazla olması dezavantajlarındandır. Ayrıca üretimindeki yapım güçlükleri de tercih edilme nedenlerini azaltan faktörlerdendir.



Şekil 3.8. Ters akımlı borulu ısı değiştiricisi (Balbay, 2001)

Çapraz akımlı ısı değiştiricilerinde, sistem içerisindeki akışkanlar birbirlerine dik konumda akış sağlar. İmalat şekline göre kanatçıklarla ya da ayrıştırma levhaları vasıtasıyla ısı transferi sağlayacak olan akışkanlar sistem içerisinde akarken birbirleriyle karışabilir veya karışmadan ısı değiştiricisini terk edebilir. Akışkanlar ısı değiştiricisi içerisinde, boruların içerisinde akış sağlıyorsa ve bitişiklerindeki kanallar içerisindeki akışkanlar ile karışmıyor ise buna karışmayan akışkan denir. Tam tersi durum ise karışan akışkan olarak nitelendirilir.

Çapraz akımlı ısı değiştiricileri, ısı etkenliği bakımından paralel akımlı ısı değiştiricilerinden daha iyi, ters akımlı ısı değiştiricilerden ise daha kötüdür. Üretim kolaylığı tarafında kompakt ısı değiştiricileri genel olarak çapraz akımlı üretilirler.



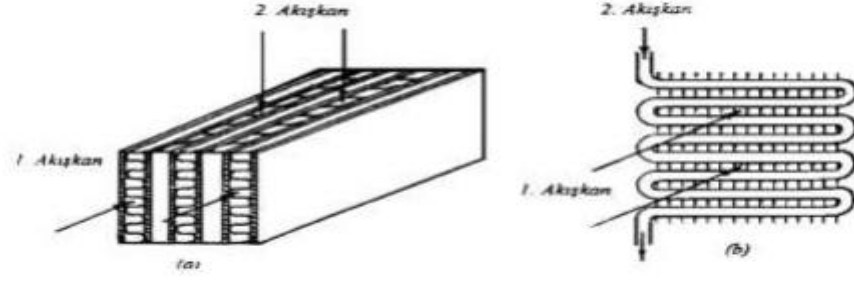
Şekil 3.9. Çapraz akımlı borulu ısı değiştirici (Çengel ve Ghajar, 2015)

3.3.1.4.2. Çok geçişli ısı değiştiricileri

Isı değiştiricisi sistemi içerisinde farklı şekillerde seri biçimde düzenlenerek çok geçişli ısı değiştiricisi tipleri elde edilebilir. Isı değiştiricisi etkinliğini artırma tarafında büyük üstünlüklere sahiptirler. Çok geçiş mekanizmasını kullanan ısı değiştiricileri, levhali tipler, kanatlı yüzeyler ve gövde borulu türler şeklinde üretilirler.

Çapraz ters akımlı ısı değiştiricileri genel olarak kanatlı yüzeyli ısı değiştiricisi tiplerinde tercih edilirler. İki ya da daha çok sayıda çapraz geçişi içeren sistem art arda ters akış olacak şekilde seri biçimde bağlanır. Isı değiştiricisindeki etkinlik, akışkanların sistem içerisinde karışıp karışmadığına ve geçişlerin sayısına bağlı olarak değişir. Bu ısı değiştiricilerin üretiminde, yüksek sıcaklık kullanacak sistemler için daha maliyetli parçalar, bunun haricindeki kısımlarda ise daha uygun parçalar kullanılarak sistem kurulum maliyetleri azaltılabilir.

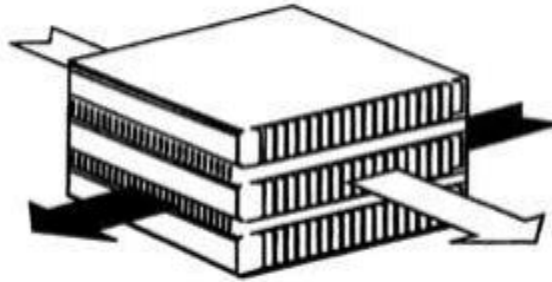
Çapraz paralel akımlı ısı değiştiricileri, çapraz ters akımlı sistemle aynı düzeni kullanır. Aralarındaki fark akışkanların kendi içerisindeki genel durumu paralel akışı sürdürmesidir. Akışkan geçiş sayısını arttırmak sistemin etkinliğini arttıracak gibi tek geçişli paralel akımlı ısı değiştiricisinin verim değerlerine yakın sonuçlar elde etmeyi sağlayabilir.



Şekil 3.10. Çapraz akımlı ve çok geçişli ısı değiştiriciler (Junghan, 1985)

Gövde borulu çok geçişli ısı değiştiricileri, gövde borulu ısı değiştirici tiplerinden en çok kullanılanıdır. Sistem imalatında, boruların sadece uç kısımlarından tutturulmasından kaynaklı ısıl gerilmeler az miktardadır. Sistem içerisinde yalnızca gövde tarafındaki akışkanlar karıştığından diğer bölümlerde gövdedeki akışkanların sıcaklıkları sabit kalır. Bu sebeple boru içerisindeki akışkanların yönü değişse de ısı değiştiricisinin etkenliği aynı düzeyde kalır.

N adetli paralel levhalı geçişli ısı değiştiricilerinde levhaların farklı türlerde düzenlenmesi yoluyla çok geçişli akımlar sağlanabilir. Sistemde conta yerleri değiştirilerek geçiş akımlarının düzenlemeleri sağlanabilir.



Şekil 3.11. Levhalı kanatlı tip ısı değiştiricisi (Zaherzadeh, 1975)

3.3.1.5. Konstrüksiyon geometrisine göre sınıflama

Konstrüksiyon geometri şekline göre ısı değiştiricileri;

- Borulu ısı değiştiricileri
- Levhalı ısı değiştiricileri
- Kanatlı yüzeyli ısı değiştiricileri
- Rejenaratif ısı değiştiricileri
- Karıştırmalı kaplarda ısı değiştiricileri

olmak üzere beş grupta sınıflanırlar.

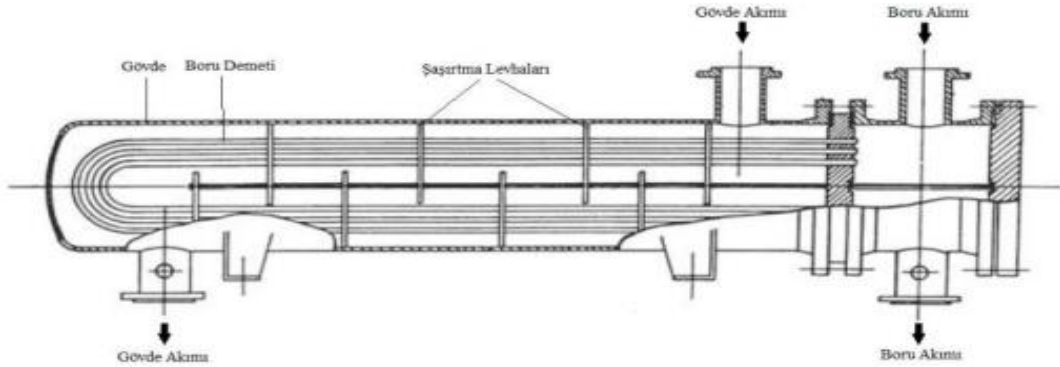


Şekil 3.12. Isı değiştiricilerin yapılarına göre sınıflandırılması (Karaali, 2009)

Borulu tip ısı değiştiricileri; gövde boru tipli, çift borulu ve spiral borulu olarak üç ayrı kısımda incelenebilir. Plakalı ısı değiştiricileri; lamelli tip, contalı-plakalı tip ve spiral plakalı olarak üç kısımda incelenebilir. Kompakt tip ısı değiştiricileri; kanatlı-borulu tip ve plakalı-kanatlı tip olarak iki kısımda incelenebilir. Daha büyük kapasiteli konstrüksiyon tipleri; uzatılmış yüzeyle tip, tüplü ve düzlemli ısı değiştiricileri olarak üç bölümde incelenirler.

3.3.1.5.1. Borulu ısı değiştiricileri (eşanjörler)

Borulu ısı değiştiricileri, genel olarak dairesel kesitli borulardan imal edilirler. Dairesel kesitteki borular farklı geometrik yapıdaki boru tiplerine oranla çok daha yüksek basınçlara dayanım sağlamasından dolayı yüksek basınç gerektiren sistemlerde sıklıkla tercih edilirler. Borulu tip ısı değiştiricilerinin yapısı temel olarak boru demetlerinden meydana gelir. Bu boru demetleri, farklı alaşımlardan yapılabileceği gibi genel olarak çelik, bakır veya alüminyum borulardan oluşur. Aynı tür veya farklı tür iki akışkandan birisi borunun iç kısmından akış sağlarken diğeri borunun dış kısmından akış sağlar. Sistem imalatında gerekli olan kapasite miktarına göre, boru uzunlukları, boru çapları, boru adımı, boru sayısı ve boruların düzenlemesi farklılık gösterebilir.

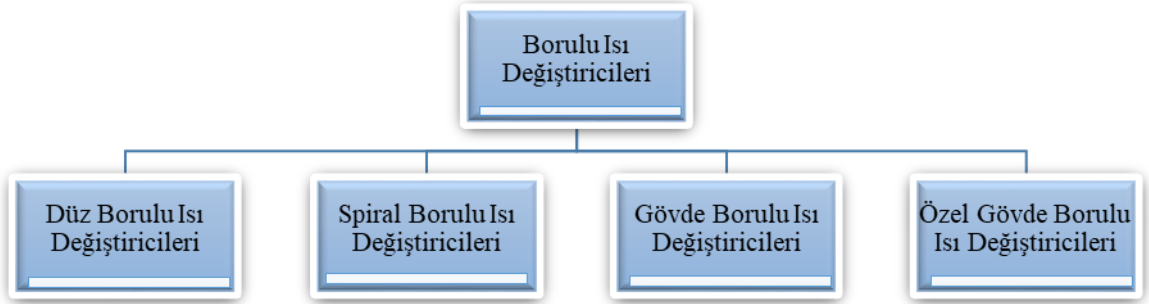


Şekil 3.13. Basit yapıda ısı değiştiricisi şekli (Alperen, 2017)



Şekil 3.14. Borulu ısı değiştiricilerinde boru (tüp) demeti ve aynası (Aydın, 2014)

Kaynayan su veya buhar yardımı ile ısıtma için lazım olan 70-90°C sıcaklıktaki suyu elde etmek için çoğunlukla borulu tip eşanjörler kullanılmaktadır. Borulu ısı değiştiricileri, gövde borulu ısı değiştiricileri, düz borulu ısı değiştiricileri ve spiral borulu ısı değiştiricileri ve özel gövde borulu ısı değiştiricileri olmak üzere dört bölümde incelenirler.

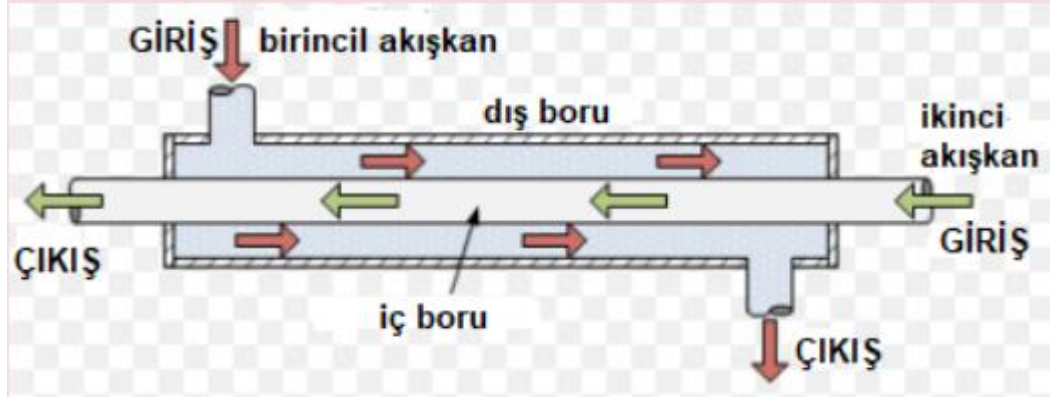


Şekil 3.15. Borulu ısı değiştiricilerinin sınıflandırılması (Karaali, 2009)

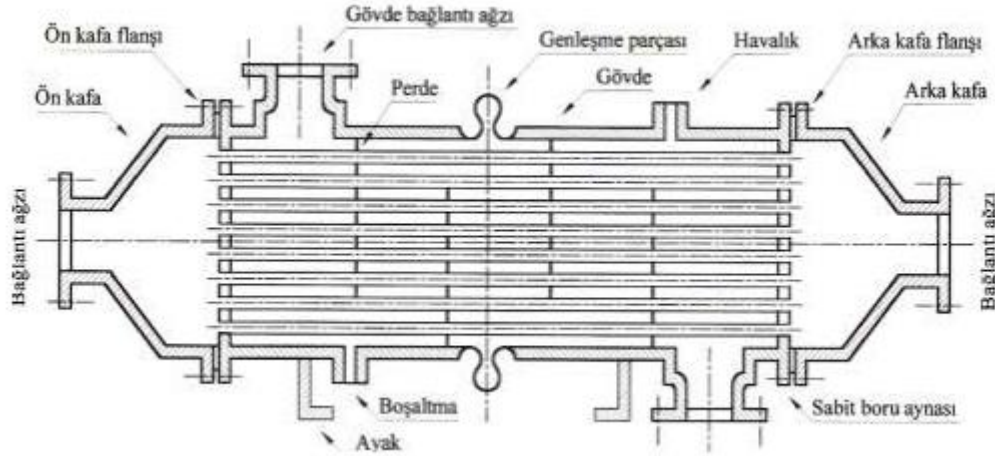
3.3.1.5.2. Düz borulu ısı değiştiricileri

Düz (çift) borulu olarak imal edilen ısı değiştiriciler, ısı değiştiriciler içerisinde en basit yapıda olanlardır. Eş merkezli olarak küçük çaptaki borunun dış kısmına daha büyük çapta bir boru yerleştirilmesi yolu ile imal edilirler. Isı transferi sağlayacak olan akışkanlardan biri iç kısımdaki borudan akış sağlarken diğeri gömlek görevi gören dış kısımdaki boru içerisinden akar. Bu tip ısı değiştiricilerinde istenilmeyen basınç kayıplarını ve sıcaklık farkı ihtiyaçlarını sağlamak amacı ile sistem kurulumunu seri veya paralel tip olarak bağlantıları düzenlenebilir. Sistemin iç kısmındaki boru tek akışı

sağlayan ya da çok akışlı olan birden çok boru demetinden meydana gelebilir. Isı iletim miktarına bağlı olarak aksel kanatçıklı türbülátörler kullanılabilir.



Şekil 3.16. Düz borulu ısı değıştiricisi akışkan geçişleri görseli (Anonim, 2022, d)



Şekil 3.17. Düz borulu eşanjör ve kısımları (Genceli, 2005)

3.3.1.5.3. Spiral borulu ısı değıştiricileri

Spiral borulu ısı değıştiriciler, kullanılacak sistemde depo içerisine konulan spiral biçimde sarılmış tek veya çoklu boru demetinden meydana gelir. Isı transfer tarafında, düz borulara oranla verimleri daha yüksek olduğundan spiral yapıda boru kullanımı daha avantajlıdır. Isıl genleşme sorunları yoktur. Bu tip ısı değıştiricileri genel olarak havuz veya depo içlerindeki akışkanların sıcaklık kontrollerinde kullanılmaktadır. Kullanılacak sistemin büyüklüğüne ve kapasitesine göre serpantin adımı, sarım alanı ve sarım çapı değışiklik gösterebilir. Kullanılacak deponun kapasitesine bağlı olarak değışen serpantin çaplarının, küçüklerinde serpantin desteğine

ihtiyaç duyulmazken büyük olanlarında iç kısımdan mutlaka desteklenmesi gerekmektedir.



Şekil 3.18. Spiral borulu ısı değıştircisi kesit şeması görseli (Athey, 1999)

Spiral borulu ısı değıştircilerinde, serpantin dış yüzeyi ve depo iç kısımları rahatlıkla temizlenebilirken, serpantin iç yüzeyinin temizliğı kolay değildir. Debi ve akışkan hızlarının düşük olması sebebiyle ısıl kapasite oranları azdır.



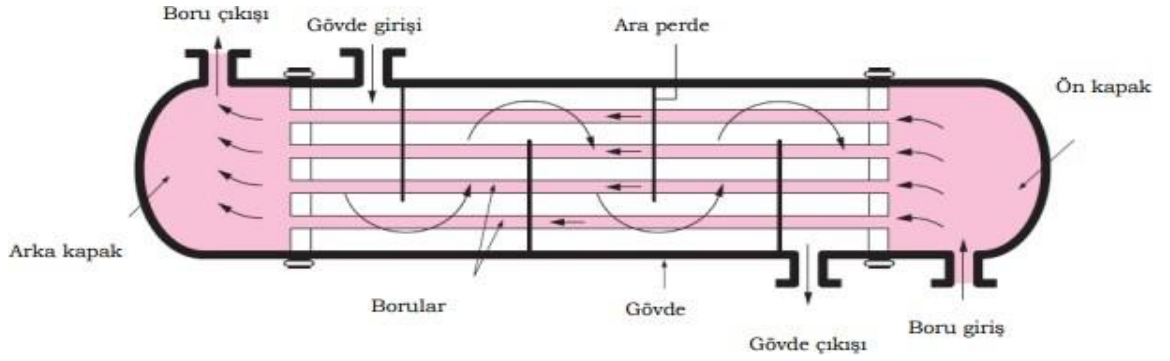
Şekil 3.19. Spiral borulu ısı değıştirci türleri (Genceli, 2005)

3.3.1.5.4. Gövde borulu ısı değıştircileri

Sistemde kullanılacak akışkan miktarı fazla ise en çok tercih edilen tür gövde borulu ısı değıştircileridir. Uygulama oranlarının yaklaşık %60'ını kapsayan bir miktara sahiptirler. Gövde borulu ısı değıştircilerinde akış sürekli. Silindirik bir gövde yapısı ve iç kısımda birbirlerine paralel olarak yerleştirilmiş boru demetinden meydana gelir.

Akışkanlardan biri boruların içerisinde akarken diğeri ise gövde ve borular arasından borulara çapraz ya da paralel akış sağlar. Sistemi oluşturan ana yapı, boru veya boru demetleri, boruların sabitlendiği ön ve arka ayna yapısı, saptırma levhalarından oluşur.

Akış düzenlemeleri; sistemin büyüklüğü, ısı verimliliği, basınç kayıpları, kirlenme, maliyet, imalat şekli, temizleme faktörleri gibi etkenlere bağlı olarak değişiklik gösterebilir. Gövde borulu ısı değiştiricilerinin yapısı Şekil 3.30 ve 3.21’de gösterilmiştir.



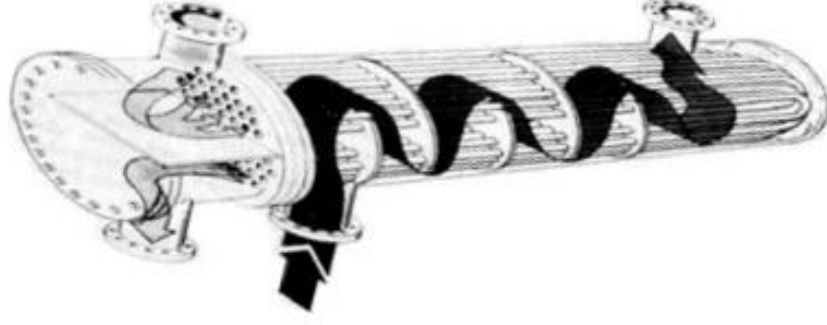
Şekil 3.20. Gövde borulu ısı değiştiricisi (Çengel ve Ghajar, 2015)

Gövde borulu ısı değiştiricilerinin avantajları;

- Bütün sektör uygulamalarında yer bulabilmesi,
- Son derece sağlam ve esnek yapı ve dizayna sahip olması,
- Temizleme için sökülebilir yapıda olması,
- Bakım ve tamir kolaylığının olması,
- Kolaylıkla temin edilebilmesi ve servis ağı fazlalığı,
- İhtiyaç halinde sistemin kapasitesini arttırabilme özelliği,
- Kullanım amacına göre farklı metallerden imal edilebilir olmasıdır.

Gövde borulu ısı değiştiricilerinin dezavantajları;

- Sistem büyük olduğu için tamir ve bakım için ekstra alan gerektirir.
- Bazı alanlarda plakalı tip ısı değiştiricileri daha avantajlı olabilir.



Şekil 3.21. Gövde borulu ısı değiştiricisi görseli (Selbaş, 2005)

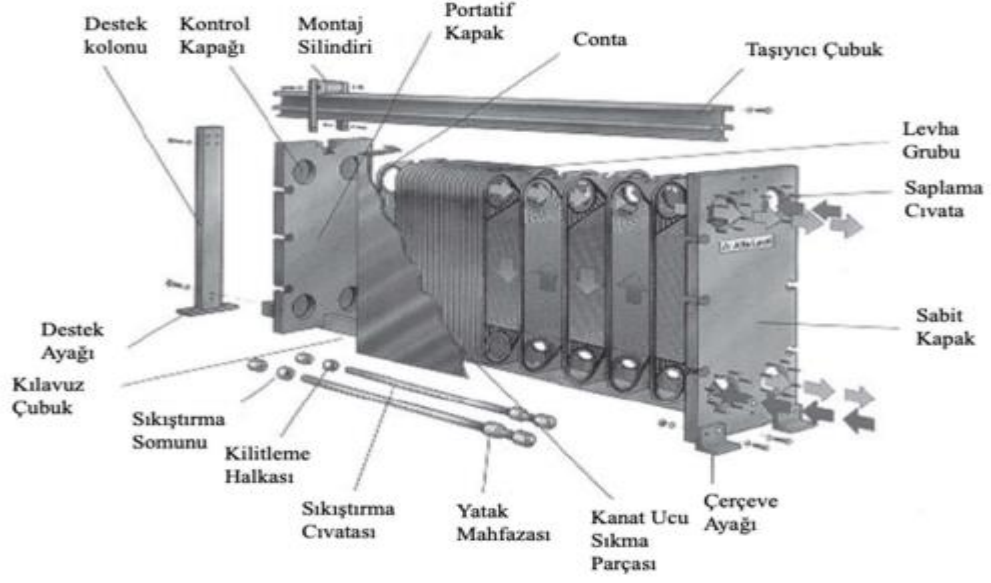
3.3.1.5.5. Özel gövde borulu ısı değiştiricileri

Özel gövde borulu tip ısı değiştiricileri; imalat, donanım ve yapısal olarak gövde borulu ısı değiştiricilerine çok fazla benzemesine rağmen, işletme büyüklüğü, uygulama yeri gibi faktörlere bağlı olarak değişiklikler gösterebilir.

3.3.1.6. Plakalı (levhalı) ısı değiştiricileri

Isı değiştiricilerinin ilk kurulum masraflarıyla sistem verimlilikleri açısından devamlı yapılmakta olan çalışmalar, klasik tip borulu ısı değiştiricileriyle beraber çok farklı tiplerde ısı değiştiricilerinin bulunmasına ortam sağlamıştır.  alışmalar neticesinde bulunan ısı değiştiricilerinden, en çok kullanım alanı bulan ve sistem verimliliği yönünden tüm sektörlerde sıklıkla tercih edileni plakalı ısı değiştiricileridir.

İki ayrı akışkanın birbirine ısı transferi sağlaması amacıyla, akışkanların arasına levha ya da plakalar yerleştirilmek suretiyle ve akışkanların birbirine karışmasını önleyerek yapılan ısı transferi uygulamasıdır. Kullanılacak sistemin büyüklüğüne göre imal edilebileceği gibi ihtiyaç halinde kapasitesini arttırmak için ek levhalarla desteklenebilir. Plakaların  zerindeki akışkanların geçeceği yüzeyler değişik şekillerde dizayn edilebilir. Akış sırasında akışkanların hızı devamlı değişkenlik gösterir. Bu sebeple plakalara çarpan akışkanlar yüksek türbülans oluşturur ve daha fazla ısı transferi gerçekleşmiş olur.



Şekil 3.22. Plakalı ısı değıştircisi kısımları (Şahin, 2021)

Plakalı ısı değıştircilerinde, ısı transferinin daha iyi olabilmesi için ısı geçişinin olacağı yüzeyler mümkün mertebe ince metal levhalardan yapılır. Sistemde kullanılan levhalar ısı transferi verimliliği açısından ince olarak imal edilirken, yüksek basınçlara ve sıcaklıklara karşı dirençleri azalır. Levhalar; paslanmaz çelik, bakır, alüminyum, titanyum veya nikel malzemelerden imal edilirler. Plakalı ya da levhalı olarak adlandırılan ısı değıştircileri; kimyasal sanayide, gıda endüstrisinde, iklimlendirme santrallerinde ve diğer birçok sektörde kullanım alanlarına sahiptir.

Plakalı (levhalı) ısı değıştircileri, contalı ve lehimli (kaynaklı) olmak üzere iki kısımda incelenirler. Contalı ısı değıştircileri; conta plakalı tip, spiral plakalı tip ve lamelli tip olmak üzere üç gruba ayrılır.

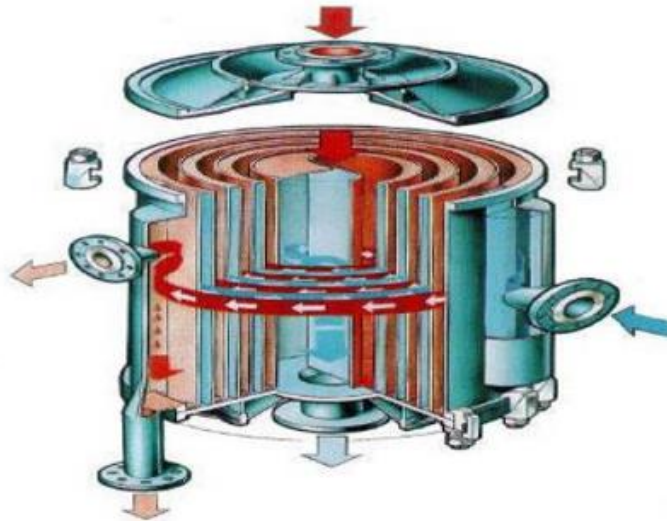
Contalı plakalı ısı değıştircilerinin ana elemanı oluklu bir yapıya sahip metal levhalardır. Her bir levhanın üzerinde sıvı giriş-çıkış nozul blokları ve sızdırmazlık için birer conta bulunmaktadır. Sistemde kullanılan bu contalar sayesinde akışkanlar birbirine karışmadan farklı kanallar içerisinden geçerler. Bu esnada ısı transferi işlemi gerçekleşmiş olur. Akışkanların birbirine karışmasını contalar engellerken, sızdırmazlık görevini ise levhaları düzgün sıralar halinde tutmaya yarayan saplama vidaları sağlar. Sızdırmazlığı ve levha demetini bir arada tutan saplama vidaları sökülerek, sistemin temizliği ve istenildiği takdirde sistemin kapasitesini arttırmak için yeni levhalar eklemek mümkündür.

Contalı plakalı ısı deęiřtiricileri, ince levhalardan oluřtukları için dūřuk aęırlık deęerlerine sahiptir. Yūsek verimli ve dūřuk maliyetlidirler. Levhaları tutan saplama vidaları sōkūlerek kolaylıkla temizlikleri yapılabilir ve sistem kapasitesi arttırılabilir.



şekil 3.23. Contalı levhalı ısı değiştiricisi (Anonim, 2022, e)

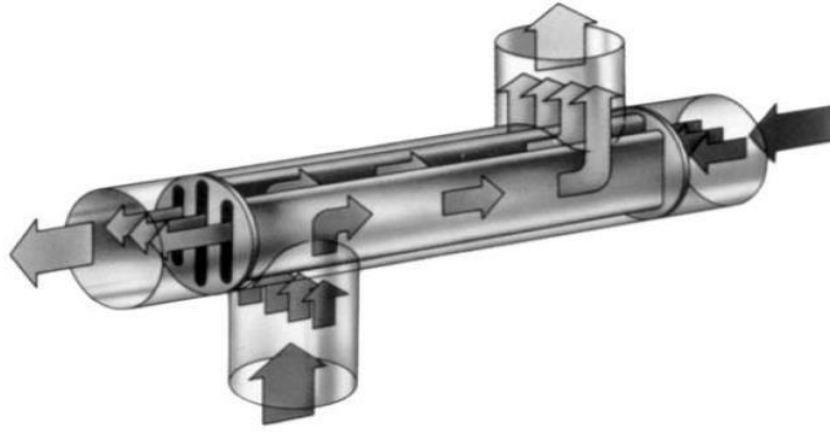
Spiral plakalı ısı değiştiricileri, iki adet ince ve birbirine paralel plakanın spiral halka şeklinde sarılması yōntemiyle ūretilirler. Levhalar ve aralarındaki boşluklar saplama vidaları sayesinde hizalanıp sabitlenir. Levhaların giriş ve çıkış kısımlarında sızdırmazlığı sağlamak için contalı kapaklar yerleştirilir. Sistemin içerisindeki akışkanlar levhalar arasında birbirlerine ters veya paralel akış sağlayacak şekilde dūzenlenebilir. Ŭst ve alt kısımdaki kapakların sōkūlmesi yoluyla temizlenmesi kolaydır. Ve buna bağlı olarak kullanılacak akışkan sınırlaması yoktur.



şekil 3.24. Spiral borulu ısı değiştiricileri (Ertaylan, 2012)

Lamelli ısı değiştiricileri, gövde içerisine yassı yapıda boru (lameller) demetlerinin yerleştirilmesi prensibiyle üretilirler. Lameller punta kaynağı veya elektrik ark kaynağı yardımıyla birbirlerine tutturulurlar. Sistemde akışkanlardan biri boruların içerisinden akarken, diğer akışkan ise lamellerin aralarından akar. Gövde yapısı içinde saptırma levhaları bulunmaz. Akış tek geçişlidir fakat aynı yönlü ya da ters akış düzenlemeleri yapılabilir.

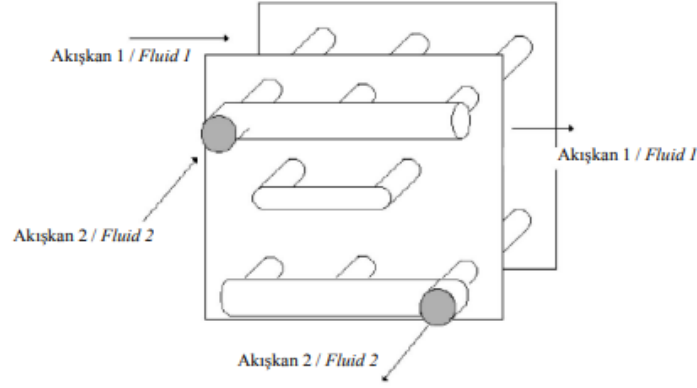
Lamelli ısı değiştiricilerinin birçok avantajı bulunur. Isıl verimleri gayet yüksektir. Yüksek düzeyde ısı taşınım katsayılarına ulaşabilirler. Paslanmaz elik, karbon ve titanyum gibi malzemelerden üretilibildikleri için kimyasal temizlemeye uygundur. Gövde borulu eşanjörlere göre daha kompakt yapıdadırlar. Sökölüp takılmaları ve yer değişiklikleri rahatlıkla yapılabilir. Bakımları kolaydır.



şekil 3.25. Lamelli ısı değiştiricisi (Kaya, 2013)

3.3.1.7. Kanatlı yüzeyli ısı değiştiricileri

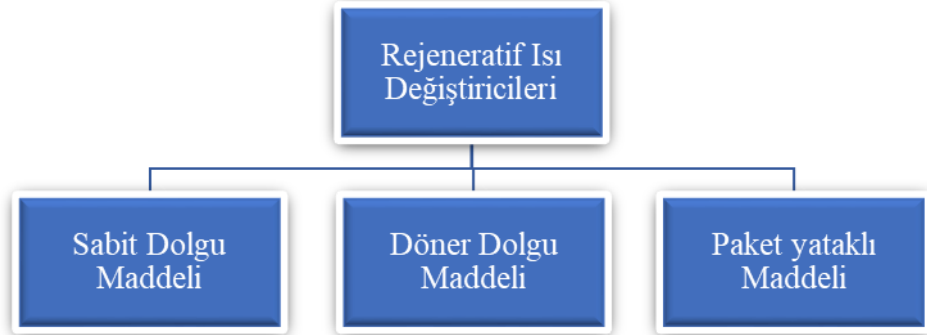
Kanatlı yüzeyli ısı değiştiricileri, kullanılacak ana ısı transferi gövdesi üzerine ısı transferini arttıracak kanatçık adı verilen sistemin büyüklüğüne göre değişen çap ve boylardaki parçacıkların eklenmesi yoluyla üretilirler. Eklenen bu parçaların sistem üzerindeki basınç kayıpları hesaplanarak, dizilim ve sayıları belirlenir. Sistemde kullanılacak dış akışkan gaz veya buhar ise ısı taşınım miktarı düşeceğinden, daha fazla ısı geçiş mekanizması alanına ihtiyaç duyulur. Kanatlı yüzeyli yapıdaki ısı değiştiricileri, kendi aralarında borulu kanatlı ve levha kanatlı ısı değiştiricileri olmak üzere iki kısımda incelenebilirler.



Şekil 3.26. Kanatlı yüzeyli ısı değiştiricisi görseli (Incropera, 2007)

3.3.1.8. Rejeneratif ısı değiştiricileri

Rejeneratif tip ısı değiştiricileri, periyodik akış sağlayan ısı değiştiricileridir. Bu tür ısı değiştiricilerine rejeneratörler de denilmektedir. Isı öncelikle sistemde sıcak olan akışkandan ısıyı tutacak bir ortama transfer edilir. Daha sonra ısıyı çekecek soğuk akışkana iletilir. Burada ısı geçişi dolaylı yoldan gerçekleşmektedir. Sistem içerisinde ısının saklandığı gözenekli yapıdaki elemanlara dolgu maddesi ya da matris denir. Rejeneratif ısı değiştiricisi uygulamalarını, dönen tip, sabit dolgu maddeli tip ve paket yataklı tip olmak üzere üç ayrı başlık altında inceleyebiliriz.



Şekil 3.27. Rejeneratif ısı değiştirici çeşitleri (Karaali, 2002)

Rejeneratif ısı değiştiricilerinin ortalama çalışma basınçları atmosfer basıncı seviyesindedir. Rotorları; paslanmaz çelik, alüminyum veya incoloydan üretilebilir. İlk kurulum masrafları diğer ısı değiştiricilere göre daha düşüktür. Sistemin kendi kendini temizleyebilme özelliği önemli artılarındanndır. Akışkanların birbirine karışması gereken durumlarda bu tip sistemler tercih edilmezler. Sadece gaz fazındaki akışkanların kullanılabilmesi dezavantajlarıdır.

3.3.1.9. Karıştırılmalı kaplarda ısı değişimi

Karıştırılmalı kaplarda ısı değişim işlemi, büyük oranla aralıklı çalışan sistemlerde (Isıtma-Soğutma) tercih edilmektedir. Karıştırılmalı kaplar içerisindeki akışkanlar, dış yüzeylerden ceket tipi veya iç kısımlara yerleştirilen serpantinler vasıtasıyla ısıtılıp soğutulabilir. Karıştırılmalı kaplarda ısı değişimi işleminin yapılabildiği bazı uygulamalar şunlardır; katı parçacıkların süspansiyon işlemleri, eriyik durumdaki karışımların sıcaklık dengelenmesi, fermantasyon işlemleri, dispersiyon ve emülsiyon işlemleri ve en çok kullanılan sıvıların ısıtılması ya da soğutulması işlemleri şeklinde sıralanabilir.

3.3.2. Isı değiştiricilerin seçimi

Isı değiştirici türünün seçiminde dikkat edilecek en önemli faktör, emsal olabilecek proses şartlarında çalışan ısı değiştirici tiplerine benzer yapıda ısı değiştirici sistemlerinin seçilmesidir. Bu faktörden sonra incelenmesi ve dikkat edilmesi gereken durumlar, kirlenme eğilimleri, ısı transfer hızı, boyut ve ağırlık, malzeme türü, kullanılacak akışkan türü, pompalama gücü, maliyet, temin edilebilirlik ve diğer faktörler şeklinde sıralanabilir.

3.3.2.1. Kirlenme eğilimleri

Kirlenme faktörü, akışkanların içerisinde bulunan katı cisimlerden ve kireçlenmeden doğabilecek sorunları içeren bir bölümdür. Sistemlerde kullanılacak akışkanın, o yüzey türüne ve kirlenme olasılıklarına etki eden faktörlerin iyi tespit edilmesi gerekir. Bunlardan bazıları, kullanılan akışkanın hızı, akışkan hızının yüzey üzerindeki kayma kuvveti, akışkanın yüzey cidarında kalma süresi, ısı değiştirici kanallarındaki akışkan hızı ya da akımın dağılımı olarak sıralanabilir.

3.3.2.2. Isı transfer hızı

Isı değiştirici seçimlerinde en çok dikkat edilmesi gereken özelliklerden biridir. Isı transfer hızı, kullanılacak akışkanın türüne, sistemin büyüklüğüne ve kesit alanlarına,

ısıyı ileten ve iletilmek istenen kısımlar arasındaki sıcaklık farkına ve cidarların kalınlığına bağlı olarak değişiklikler göstermektedir.

3.3.2.3. Boyut ve ağırlık

Seçilecek olan ısı değiştiricisinin boyutu ve ağırlığı, çok sayıda paralel ünitelere sahip olmadan istenilen ısı transferi işlemini rahatlıkla gerçekleştirebilecek yapıda olmalıdır. Çok sayıda paralel ünitenin istenmemesinin sebebi, akışta dağılım problemleri yaratması ve kullanılacak ekipman masrafının artmasından dolayıdır. Bunların yanında kullanılacak yerde alan sorunu varsa sistem gereksinimlerini sağlayabilecek daha küçük yapıda yeni ısı değiştiricileri paralel olarak bağlayarak bu problemde halledilebilir.

3.3.2.4. Malzeme türü

Isı değiştiricileri, malzeme yapısı, performans ve ekonomik özelliklerin bir arada olmasına bağlı olarak seçilir. Kullanılacak cihazların maliyeti, cihazdan beklenen ömrü karşılayabilecek düzeyde olmalıdır. Sistem içerisinde kullanılacak akışkan tiplerine bağlı olarak malzeme yapısı da çok çeşitli olabilmektedir. Isı değiştiricilerde kullanılabilecek malzeme türleri şu şekilde sıralanabilir:

- Çelik
- Paslanmaz çelik
- Titanyum
- Zirkonyum
- Nikel alaşımları
- TFE plastikler
- PVDF plastikler
- Grafit
- Kolumbiyum
- Tantalyum

3.3.2.5. Kullanılacak akışkan türü

Isı değıştircilerde önemli olan faktörlerden biri de akışkanların türüdür. Sistemde kullanılacak olan akışkanla konstrüksiyon yapısı uyum içerisinde olmalıdır. Kullanılacak sistemde korozyon önem içeriyor ise, grafit veya cam gibi korozyon direnci yüksek yapıdaki ısı değıştircileri tercih etmek gerekir. Isı değıştircilerde kullanılabilecek bazı akışkan türleri; viskoz ve viskoz yapıda olmayan sıvılar, ısıya karşı hassas yapıdaki sıvılar, havanın ısıtılması ya da soğutulması durumu, gaz veya buhar karışımları şeklinde sıralanabilir.

3.3.2.6. Pompalama gücü

Isı değıştircilerinde pompa, sistemde kullanılan akışkanların devirdaimlerini randımanlı hale getirmek ve akışı sabit tutabilmek için kullanılır. Sistemde kullanılacak pompanın kapasitesini, sistemin büyüklüğü ve sistemden istenilen ısı transferi miktarı belirler. Pompanın kapasite birimi litre/saniyedir. Pompa ısı değıştircilerde, kullanılacak akışkanın hareketini arttırmak amacıyla kullanılır. Isı değıştircilerde, ıslak rotorlu ve kuru rotorlu olmak üzere iki tip pompa kullanılabilir.

3.3.2.7. Maliyet

Isı değıştircilerde maliyet, diğer tüm ekipman ve cihazlarda olduğu gibi önemli bir parametredir. Isı değıştircilerde maliyet bölümü üç kısımdan oluşur. Bunlar, ilk kurulum maliyeti, montaj maliyeti ve işletme maliyetidir. İlk kurulum maliyetinde; hangi ısı değıştircisinin işletmeye daha uygun olacağı, kapasite ve alan gibi faktörler bu birimin içerisinde yer alır. Montaj maliyeti, kurulumdan sonra sistem kapasitesinde değışikliğe gitme, cihazda kullanılacak ekipman ve servis giderleri bu kısım içerisinde yer alır. İşletme maliyeti bölümü sistemin tükettiği elektrik miktarı olarak karşımıza çıkar.

3.3.2.8. Temin edilebilirlik

Isı değıştircilerde, özel dizayn imalatı yapabilen firma sayısı sınırlı düzeydedir. İstenilen ısı değıştircisinin özel istek üzerine üretilmesi teslimat sürelerini uzatır ve

maliyetlerini arttırır. Bu nedenle özel dizayn gerektiren bir ısı değiştiricisine ihtiyaç duyuluyorsa teslim süresi mutlaka dikkate alınmalıdır. Bu durum, genelde standart olarak üretilmiş ısı değiştiricilerini seçmeyi avantajlı kılabilir.

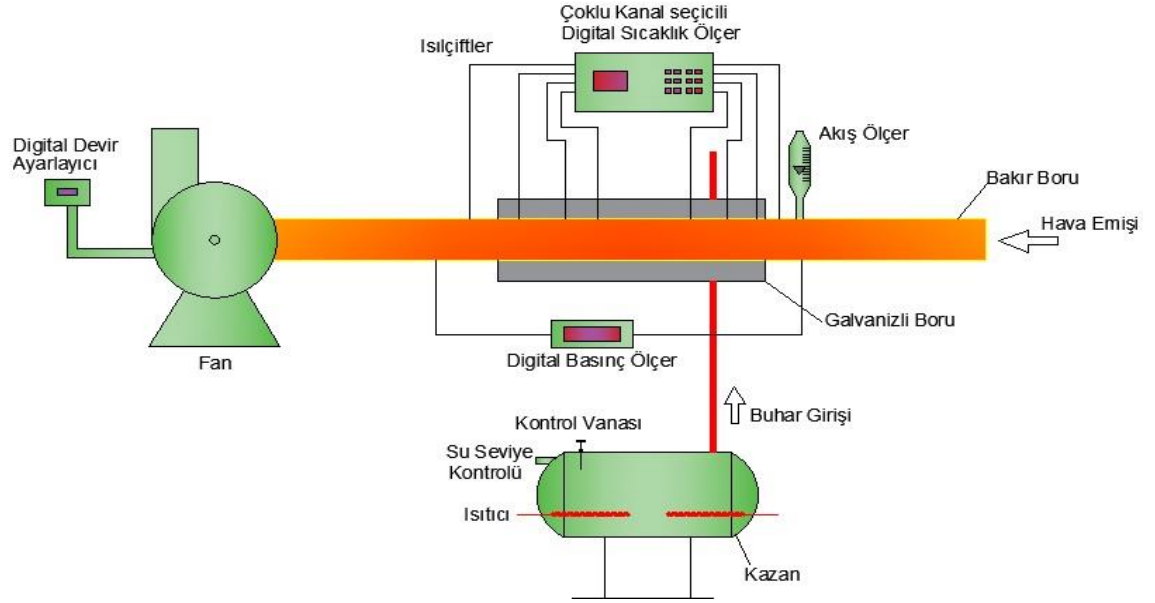
3.3.2.9. Diğer faktörler

Isı değiştirici seçiminde, yukarıdaki faktörler kadar önemli olmayan bazı birimler vardır. Bunlar; emniyet, nakliye, parça tedariki, servise ulaşım, sızdırmazlık gibi faktörleri içerir.

4. MATERYAL ve YÖNTEM

4.1. Deney Düzenəğinin Tanıtılması

Yapılan bu deneysel çalışma, Batman Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölümü Laboratuvarında kurulan türbülantörlü ısı değıştiricisi deney düzeneğı ile gerçekleştirilmiştir. Deney sisteminin şematik gösterimi Şekil 4.1.'de verilmiştir.



Şekil 4.1. Deney sisteminin şematik görünüşü

Deney sistemi, iç içe geçirilmiş birbirine paralel yapıda çift borudan oluşan ısı değıştiricisidir. Alt kısımda suyu buharlaştırmaya yarayan 20lt kapasiteli kazan, boru içine hava akımı gönderen fan ve dijital devir ayarlayıcı, sisteme giren hava giriş-çıkış sıcaklıklarını ölçmeye yarayan ısı çiftleri, basınç ölçen manometre, havanın debisini ölçen dijital akış ölçer ve verileri bilgisayar ortamına aktaran datalogger cihazı kullanılmıştır. Türbülantörleri boru içerisinde belirli aralıklarla tutabilmek için tij adı verilen 1000mm boyunda 10mm çapında sonsuz dişli vida kullanılmıştır. Üzerine yerleştirilen türbülantörlerin imalatında bu tij parçasının özellikleri de dikkate alınmıştır. Türbülantörler tij üzerinden kaymayacak şekilde imal edilip, konumlandırılmaları vida sıkarak ileri-geri olarak yapılmıştır. Türbülantörlerin tij üzerine dizilim görseli Şekil 4.2'de verilmiştir.



Şekil 4.2. Türbülatorlerin tij üzerindeki dizilimi ve sisteme yerleştirilmesi

İç içe geçirilmiş iki düz bakır borudan oluşan ısı değiştirici sisteminde, iç kısımda 60mm iç çapında ve 65mm dış çapında 1000mm uzunluğunda pürüzsüz yapıda boru kullanılmıştır. Dış kısımda galvanizli çelik sacdan imal edilen borunun uzunluğu 800mm, dış çapı 101mm ve et kalınlığı 1.0mm'dir. Sistemden ısı kaybını engellemek amacı ile dış kısımdaki boru cam elyaf yünüyle sarılmıştır. İç kısımdaki borudan fan yardımı ile gönderilen hava geçerken, iki boru arasındaki kısımdan buhar kazanından gelen su buharı geçer. İki boru arasında yoğunlaşmadan kaynaklı oluşan su buharını tahliye edebilmek için dıştaki borunun alt kısmına tahliye vanası eklenmiştir. Deney setinin görseli Şekil 4.3'de verilmiştir.



Şekil 4.3. Deney setinin görseli

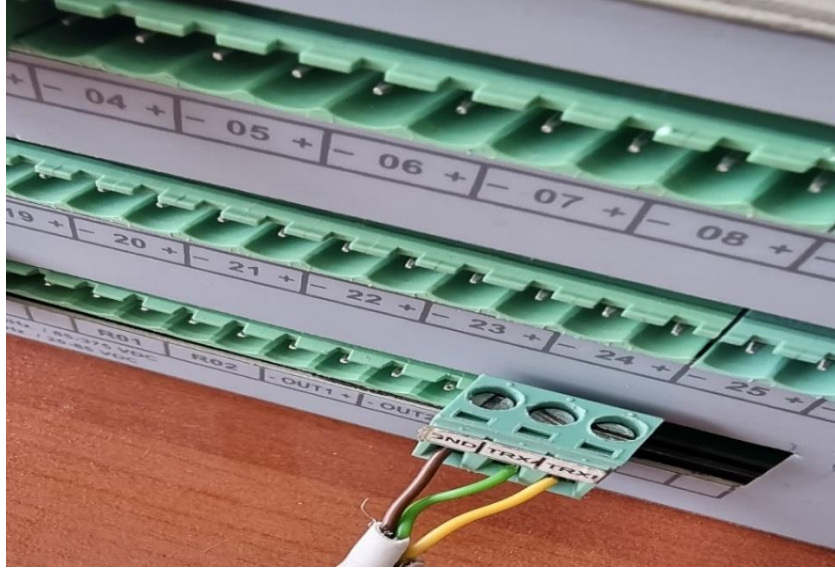
Sıcaklık sınır şartı, iç kısımdaki bakır borunun dış cidarı boyunca sürekli temas halinde olan su buharı vasıtası ile 100°C'de sabit tutulmuştur. Sistemin sürekli çalışması sebebiyle ortamdaki nem dengesinin artmasını engellemek için buhar çıkış noktasına

Şekil 4.4’de görüldüğü gibi esnek boru yerleştirilip sistemden çıkan buhar dış ortama verilmiştir.



Şekil 4.4. Buharın dış ortama verilmesi

Deney sisteminde, boru giriş-çıkışlarındaki hava sıcaklıkları ve boru cidarlarındaki sıcaklıklar, T tipi 0,5mm çaplı Nikel-Krom ısıt çiftler vasıtası ile alınmıştır. İç kısımdaki borunun dış cidarına sistemin sabit sıcaklıkta çalıştığını gözlemlemek amacıyla ısıt çiftler yerleştirilmiştir. Sistem içerisindeki yüksek sıcaklık ve buhardan etkilenmeyecek yapıda olan ısıt çiftler, iç borunun giriş ve çıkış tarafına 50mm uzaklıklarda açılmış iki delik içerisinde geçirilip ölçüm almaya hazır hale getirilmiştir. Ortam sıcaklığını sürekli takip edebilmek için ayrıca bir ısıt çift kullanılmıştır. Isıt çiftlerden alınan veriler bilgisayar ortamına ve hazırlanan çizelgelere kaydedilmiştir. Isıt çiftler, ± 0.1 hata oranı ile ve -200°C ve $+2500^{\circ}\text{C}$ aralığında ölçüm alabilmeye olanak sağlamaktadır. Isıt çiftlerin datalogger cihazına bağlanış şekli ve bağlanabilecek ısıt çift portları Şekil 4.5.’de gösterilmiştir. Datalogger cihazından alınan verileri bilgisayar ortamına aktarmak için USB’den kompakt adaptör formatında dönüştürücü kullanılmıştır. 300 bps’den 3 Mbps’ye seri veri aktarım hızı olan cihaz sayesinde datalogger cihazının kullanılan portlarından bilgisayar ortamına hızlı bir şekilde veri aktarımı sağlanmıştır. Kompakt adaptör seri dönüştürücü cihazının görseli Şekil 4.6.’da verilmiştir.



Şekil 4.5. Isıl çiftlerin datalogger cihazına bağlanması



Şekil 4.6. Kompakt seri dönüştürücü adaptör cihazı

Sıcaklık ölçümleri, ELİMKO E-680 32 kanallı dijital veri tarayıcı vasıtası ile alınmıştır. Cihaz; bilgisayara verilerin aktarımını sağlamakla beraber, alınan kayıtların her kanala ait 1 ya da 2 bağımsız röle çıkışı alınmasına da olanak sağlar. ELİMKO E-680 dijital veri tarayıcısının teknik özellikleri Tablo 1’de gösterilmiş ve cihazın

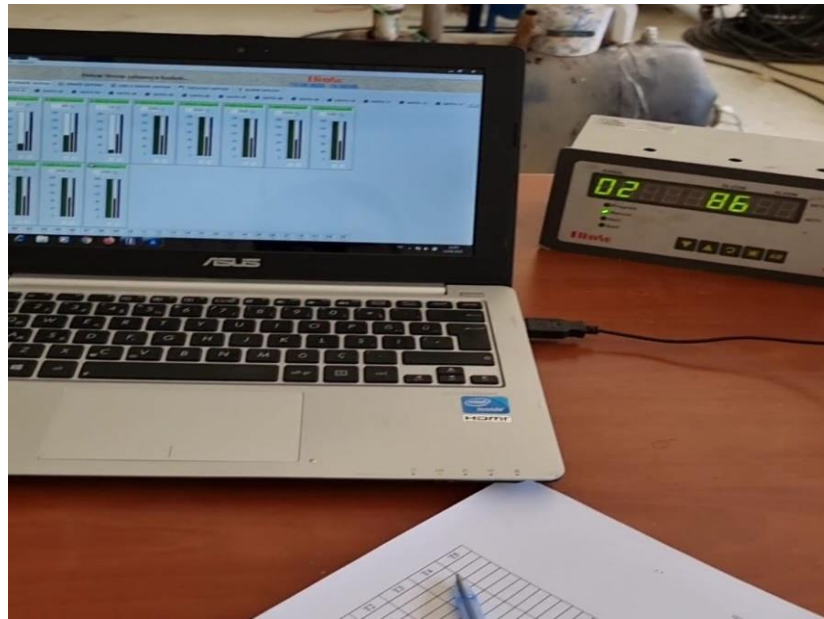
görünümü Şekil 4.7.'de verilmiştir. Elimko marka datalogger cihazının bilgisayar ortamında verileri gösterme şekli, Şekil 4.8.'de verilmiştir.

Tablo 1. ELİMKO E-680 dijital veri tarayıcı teknik özellikleri

Çalışma Ortam Sıcaklığı	Depolama Sıcaklığı	Çalışma Gerilimi	Rölelerin Mekanik Ömrü	Güç Tüketimi	Bellek	Ağırlık
-10°C, +55°C (14°F, 131°F) (Yoğunlaşma ve buzlanma olmadan)	-25°C, +65°C (-13°F, +149°F) (Yoğunlaşma ve buzlanma olmadan)	85-265 VAC / 85-375 VDC 20-60 VAC / 20-85 VDC	10.000.000 açma-kapama	4 W (7 VA)	EEPROM maksimum 10 yazma	650 gr



Şekil 4.7. ELİMKO E-680 dijital veri tarayıcı görseli



Şekil 4.8. Sıcaklık verilerinin okunup kaydedilmesi

Deney düzeneğinde hava akımı sağlamak amacı ile 1.1kw'lık AC GAMAK AGM 90 S 4 model fan motoru 1.000-5.500dev/dak aralığında çalıştırılmıştır. Türbülatorlerin boru içerisindeki her konumu için fan hızı 1.000–1.500–2.000–2.500–3.000–3.500–4.000–4.500–5.000 ve 5.500m/sn. olmak üzere toplam 10 adet fan hızında deney alınmıştır. Deney sisteminde kullanılan fan motorunun teknik özellikleri Tablo 2.'de, görseli Şekil 4.9.'da verilmiştir.

Tablo 2. GAMAK AGM 90 S 4 model fan motoru teknik özellikleri

Türü	Açıklama
Volt	1 ~ 220V 50 Hz
Çıkış Gücü (kW)	1,1
Anma Hızı (rpm)	1400
Anma Akımı (A)	7,1
Verim %	74
Gövde	Alüminyum



Şekil 4.9. Deney düzeneğinde kullanılan fan motoru görseli

Fan devir aralıkları EKAMAT A-200 dijital devir ayarlayıcısı kullanılarak belirlenmiştir. Hava debi hızları UNI-T Dijital Anemometre cihaz vasıtası ile m/s olarak ölçülmüştür. UNI-T Dijital Anemometre cihazının teknik özellikleri Tablo 3.'de verilmiş, görseli Şekil 4.10.'da verilmiştir.

Tablo 3. UNI-T dijital anemometre cihazı teknik özellikleri

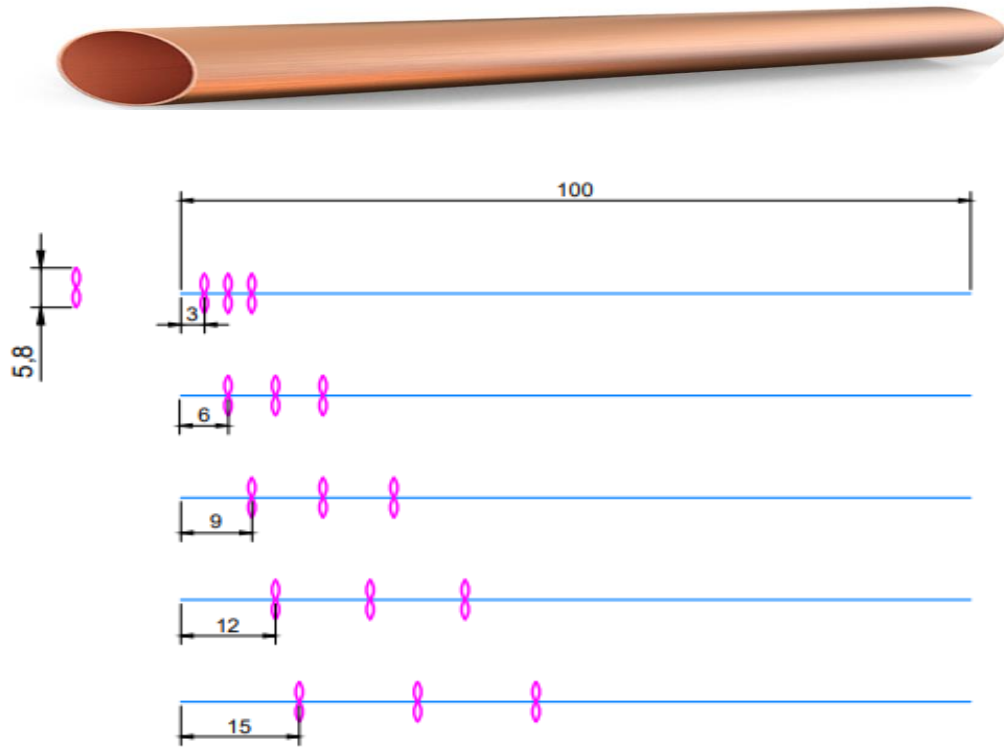
Rüzgâr hızı ölçüm aralığı	0 ~ 30 m/sn.
Hava debi ölçüm aralığı	0 ~ 99,99 m ³ /h
Sıcaklık	-10 ~ 50 °C
Ölçü birimleri	m/sn, km/h, ft/dk, deniz mili, mph, °C,

**Şekil 4.10.** UNI-T dijital anemometre cihazının görseli

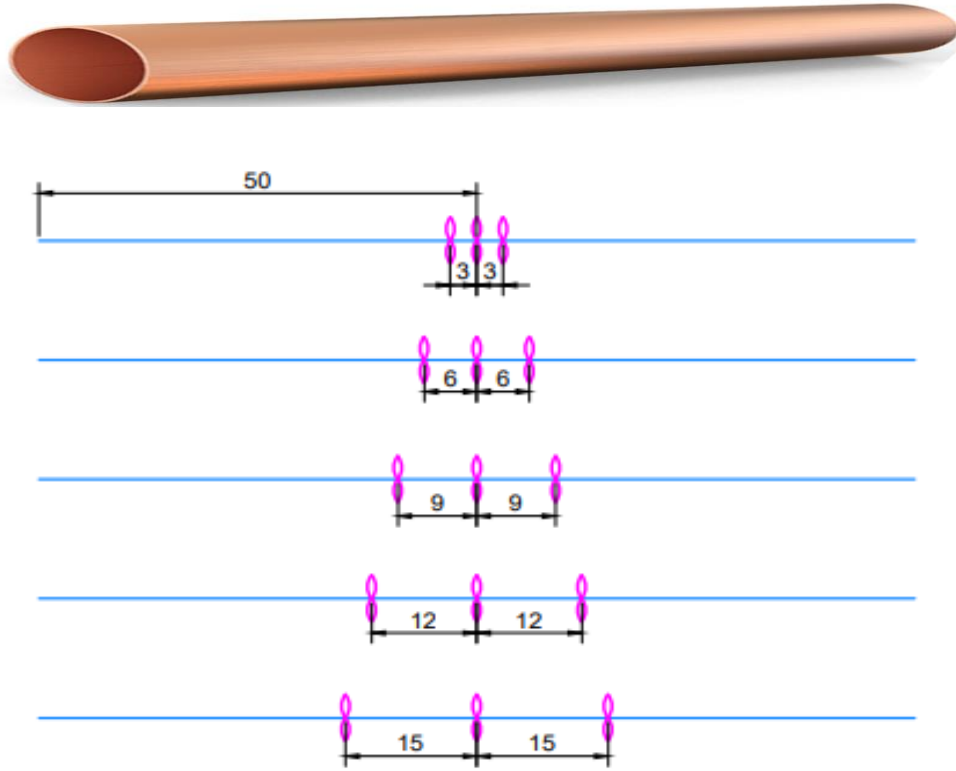
Hazırlanan deney sistemi, dışta galvanizli çelik boru, iç kısımda pürüzsüz yapıda bakır borudan oluşmaktadır. Bakır borunun içine akışı bozmayacak şekilde Ø 10mm'lik tij yerleştirilmiştir. Tijin üzerine baş kısımda 3-6-9-12-15cm aralıklarla, orta kısımda 3-6-9-12-15cm aralıklarda ve tijin son tarafından 3-6-9-12-15cm aralıklarda çelik, bakır ve alüminyum malzemelerden imal edilen türbülötörler yerleştirilip toplam 450 konfigürasyonda deneyler alınmıştır. Sistem içine tij ve türbülötörler yerleştirilmeden önceki konumunda da 150 adet deney alınmıştır. Bununla beraber toplam 600 adet deney alınmıştır. Her bir deneyin, ısı transferine etkisi, basınç kayıpları, sürtünme faktörleri ve ısıl etkinliklerin NTU'ya etkileri incelenmiştir. Deney düzeneğinde kullanılan türbülötörlerin imalat görseli Şekil 4.11.'de verilmiştir. Türbülötörlerin tij üzerindeki dizilimleri ise Şekil 4.12., 4.13., 4.14.'de sıralı olarak verilmiştir.



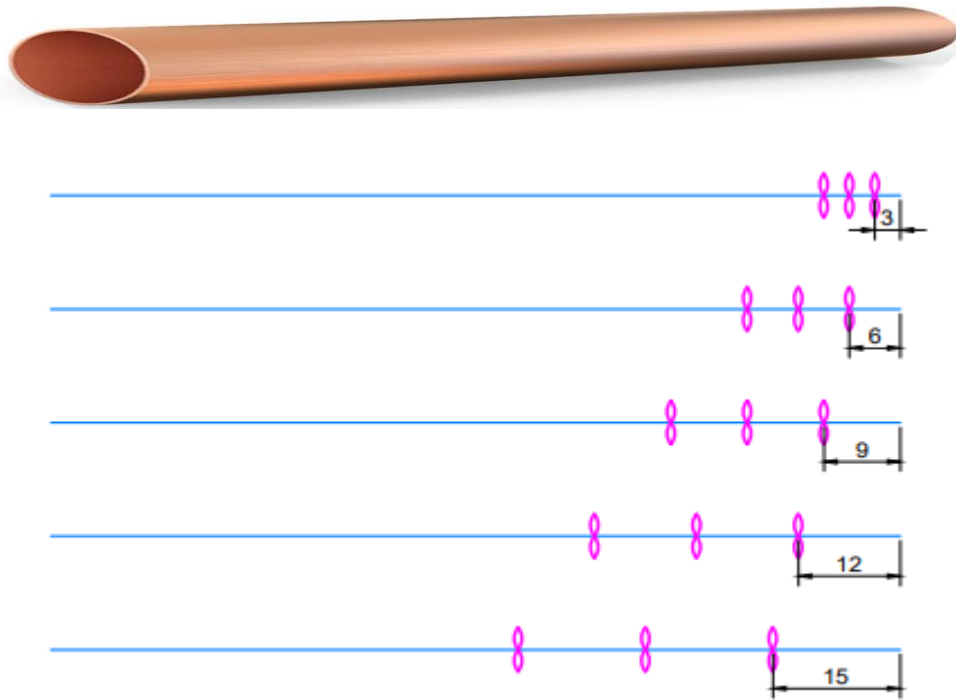
Şekil 4.11. Deney düzeneğinde kullanılan türbülatorlerin imalat görseli



Şekil 4.12. Türbülatorlerin 1. kısımdaki görseli



Şekil 4.13. Türlülatörlerin 2. kısımdaki görseli



Şekil 4.14. Türlülatörlerin 3. kısımdaki görseli

Yapılan deneyler sürekli rejim şartlarında gerçekleşmiştir. Buhar kazanı içerisindeki su, rezistanslar vasıtası ile ısıtılıp kaynatılarak buhar elde edilmiştir. Ortaya

çıkan buhar, ısı değiştiricide annular boşluk kısmından geçip, iç borunun dış yüzeyini sabit sıcaklığa getirmektedir. Borunun tüm cidarında sabit sıcaklık şartının elde edilmesi amacıyla yapılan her deneyde buhar takriben 180 dakika süreyle sisteme gönderilmiştir. Boru yüzeyindeki sıcaklık sabitlenince salyangoz tipi fan çalıştırılmıştır. Fanda devir ayarı, istenilen Reynolds sayısına göre yapılmış ve bunun içinde akış ölçerden hacimsel debi ayarı kullanılmıştır. Hava akımı iç borudan geçirilip, boru cidarlarındaki sıcaklık değişimleri takip edilmiştir. Bununla beraber ısıl çiftler yardımı ile boru giriş-çıkış sıcaklıkları datalogger cihazı vasıtası ile ölçülmüştür. Boru giriş-çıkışlarındaki basınç farkı dijital manometre ile ölçülmüştür. Kazan içerisindeki suyun seviyesi 2 saat ara ile kontrol edilip, eksilmesi durumunda su takviyesi yapılmış ve sistem sıcaklığı tekrar stabil oluncaya kadar beklenmiştir.

4.2. Hesaplama Yöntemi

4.2.1. Reynolds sayısı hesabı

Reynolds sayısı atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlerine oranı şeklinde tanımlanır. Reynolds sayısı hesaplamasında kullanılan boru içerisindeki hava hızı, anemometre cihazı ile ölçülmüştür.

$$\text{Reynold Sayısı} = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \quad (1)$$

ρ : Yoğunluk (kg/m^3)

V : Akışkanın Hızı (m/s)

D : Boru Çapı (m)

μ : Akışkanın Dinamik Viskozitesi (kg/ms)

Çalışmada boru iç çapı $D=0,06\text{m}$ sistemdeki hava hızı 1m/s için Reynolds Sayısı

$$\text{Reynold Sayısı} = \frac{\rho \cdot V \cdot L}{\mu} = \frac{1,225 \times 1 \times 0,06}{1,78 \times 10^{-5}} = 4.129 \quad (2)$$

olarak hesaplanmıştır. Diğer hava hızları için Reynolds değerleri Tablo 4.'de gösterilmiştir.

Tablo 4. Hesaplanan reynolds değerleri

Hava Hızı (m/s)	Reynolds Sayısı
1	4.129
1,5	6.194
2	8.258
2,5	10.323
3	12.388
3,5	14.452
4	16.517
4,5	18.581
5	20.646
5,5	22.711

4.2.2. Nusselt sayısı hesabı

Nusselt sayısı taşınım yoluyla oluşan ısı transferinin, iletimle meydana gelen ısı transferine oranı şeklinde tanımlanmaktadır. Sistemdeki Nusselt sayısı ise aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$Nu = \frac{q_{convection}}{q_{conduction}} = \frac{h\Delta T}{\frac{k\Delta T}{L}} = \frac{h \cdot L}{k} \quad (3)$$

h: Isı transfer taşınım katsayısı (W/m².K)

L: Karakteristik Uzunluk (m)

k: Isı transfer iletim katsayısı (W/m.K)

Nusselt sayısı hesaplanırken, h_m ısı taşınım katsayısının bulunması gerekir. Dairesel kesitli borularda konveksiyon ile aktarılmış olan ısının sistem giriş-çıkış sıcaklığına, akışkanın depolayacağı ısıyla eşitlenmesi halinde h_m ısı taşınım katsayısı bulunabilir.

$$Q_{gerçek} = Q_{taşınım} \quad (4)$$

Buradan,

$$(\rho \cdot V_{ort} \cdot A_k) \cdot c_p \cdot (T_{\phi} - T_g) = h_m \cdot A_{yan} \cdot \Delta T_m \quad (5)$$

ρ : Akışkanın yoğunluğunu

A_k : İç kısımdaki borunun kesit alanı

V_{ort} : Akışkanın ortalama geçiş hızı

C_p : Akışkanın özgül ısı

A_{yan} : İç kısımdaki borunun yanal yüzey alanı
 $T_{\dot{c}}$: Akışkanın sisteme giriş sıcaklığı
 T_g : Akışkanın sistemden çıkış sıcaklığı
 h_m : Ortalama ısı

$$h_m = \frac{\left(\frac{\rho V_{ort} \pi d_i^2}{4} \right) \cdot C_p \cdot (T_{\dot{c}} - T_g)}{\pi \cdot d_i \cdot L \cdot \Delta T_m} \quad (6)$$

şeklinde olacaktır.

Isı değıştircilerinde dairesel şekildeki boruda taşınım ile ısı transferi için ΔT_m logaritmik ortalama sıcaklık farkı hesaplanmalıdır. Logaritmik sıcaklık farkı için, cidar sıcaklığının giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki farkın bilinmesi gerekir.

$$\Delta T_1 = T_y - T_{giriş} \quad (7)$$

$$\Delta T_2 = T_y - T_{çıkış} \quad (8)$$

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (9)$$

denklemleri ile hesaplanmıştır.

T_y : Cidar sıcaklığı

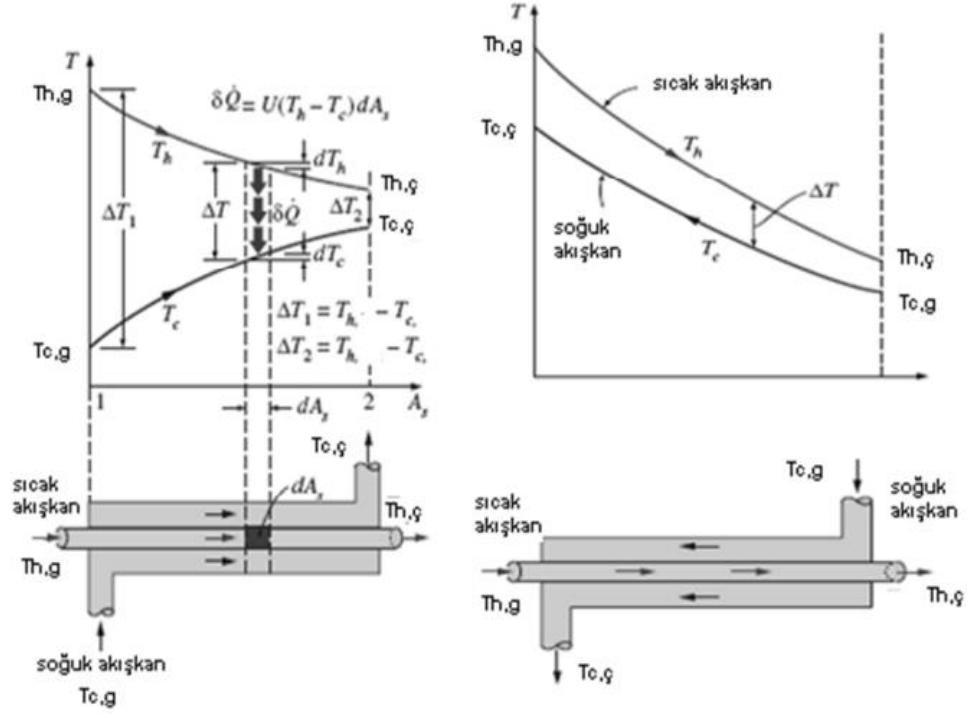
ΔT_m : Logaritmik ortalama sıcaklık farkı

Bu şekilde Nusselt sayısı;

$$Nu = \frac{h_m \cdot L}{k} \quad (10)$$

şeklinde hesaplanmıştır.

k : Isıl iletkenlik katsayısı.



Şekil 4.15. Paralel ve çapraz akışlı eşanjörlerde sıcaklık fark grafiği (Çengel, 2002)

4.2.3. Sürtünme katsayı hesabı

Isı değiştirici sistemlerinde, akışkan hareketleri ısı transferi üzerinde ne kadar etkili ise sürtünme ve basınç düşüşleri de bir o kadar etkilidir. Yapılan deneysel çalışmalar sırasında sürtünmeden kaynaklı oluşan kayıpları hesaplamak için aşağıdaki formül kullanılmıştır.

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{\rho u^2 L}{2D}} \quad (11)$$

Burada;

ΔP : Boru giriş-çıkışı arasındaki basınç farkını

ρ : Akışkanın yoğunluğunu

u : Çıkış havasının ortalama hızını

L : Borunun uzunluğunu

D : Borunun iç çapını ifade etmektedir.

4.2.4. Diğer bağıntılar

Elde edilen sonuçların doğruluğunun kontrol edilmesi amacıyla literatürde kullanılmış Dittus-Boelter bağıntısı, Siedel-Tate bağıntısı, Petukhov bağıntısı ve Gnielinski bağıntılarıyla karşılaştırmaları yapılmıştır.

Dittus-Boelter denkleminin Nusselt sayısı ile bağıntısı;

$$Nu_{\rho} = 0.023 Re_{\rho}^{2/3} Pr^{0.3} \quad Re_{\rho} \geq 10000 \quad (12)$$

Siedel-Tate denkleminin Nusselt sayısı ile bağıntısı;

$$Nu_{\rho} = 0.027 Re_{\rho}^{4/5} Pr^{1/3} \left(\frac{u}{u_s} \right)^{0.14} \quad Re_{\rho} \geq 10000 \quad (13)$$

Petukhov denkleminin Nusselt sayısı ile bağıntısı;

$$Nu_{\rho} = \frac{\left(\frac{f}{8} \right) Re_D Pr}{1.07 + 12.7 \left(\frac{f}{8} \right)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad 10^4 < Re_D < 5 \cdot 10^6 \quad (14)$$

Gnielinski denkleminin Nusselt sayısı ile bağıntısı;

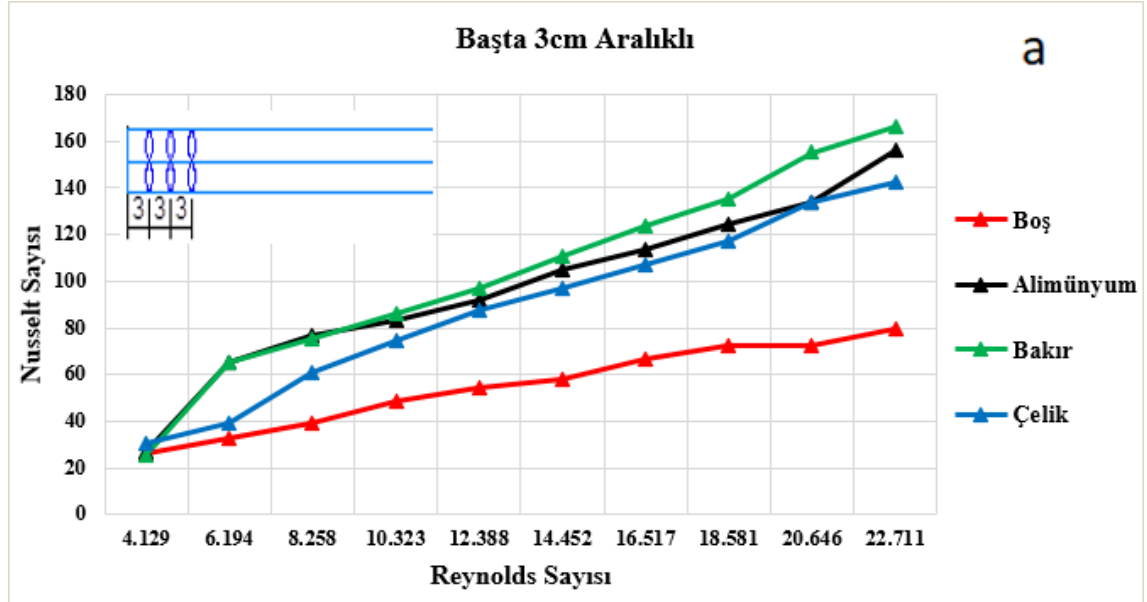
$$Nu_{\rho} = \frac{\left(\frac{f}{8} \right) (Re_D - 1000) Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{8} \right)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad 3000 < Re_D < 5 \cdot 10^6 \quad (15)$$

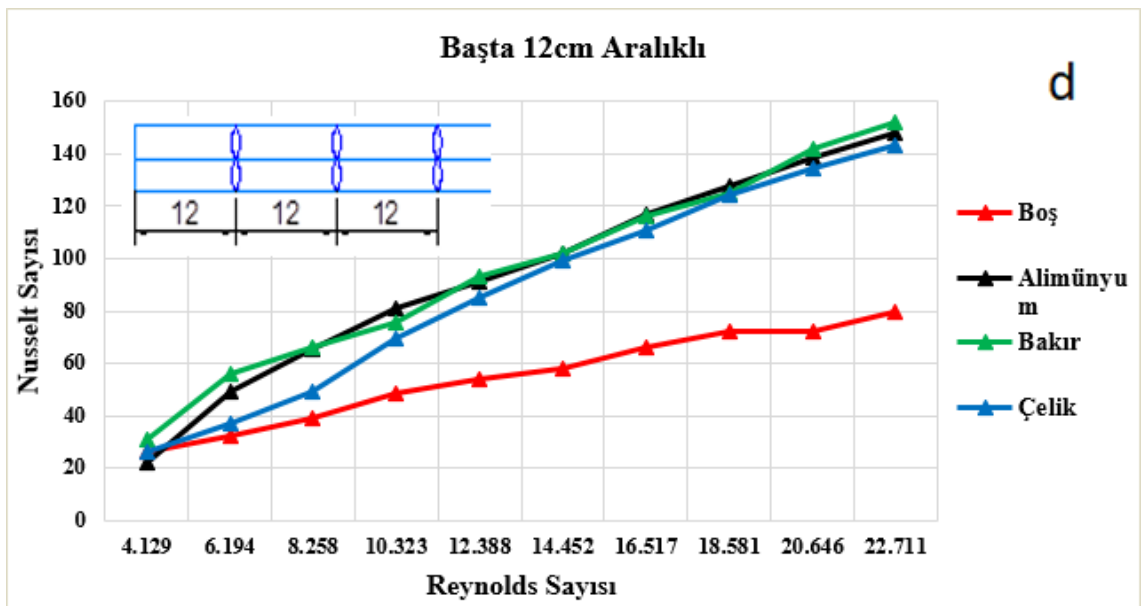
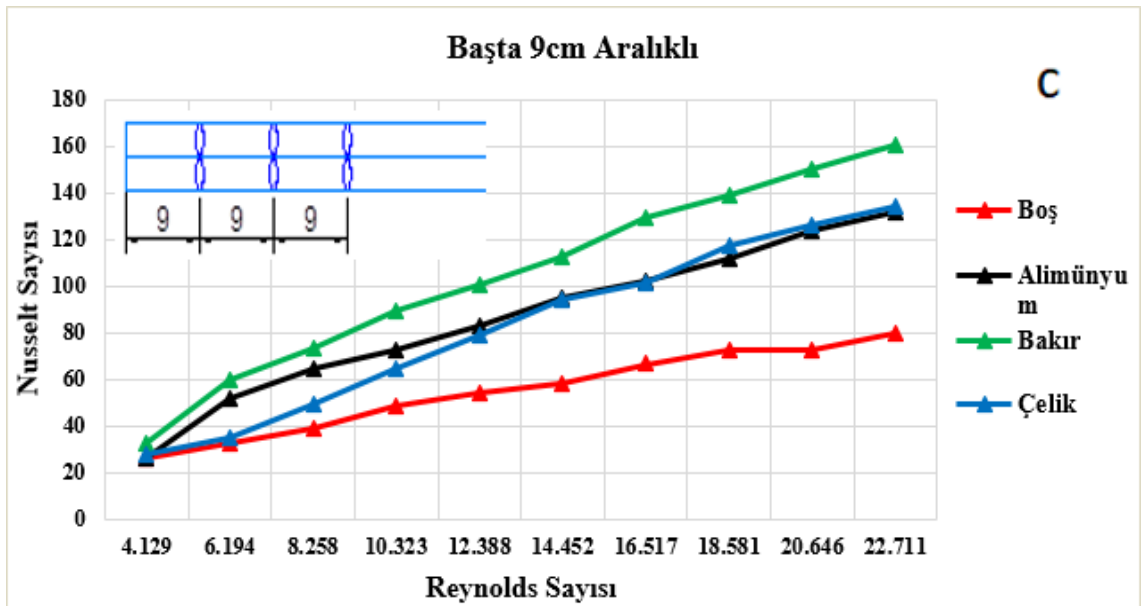
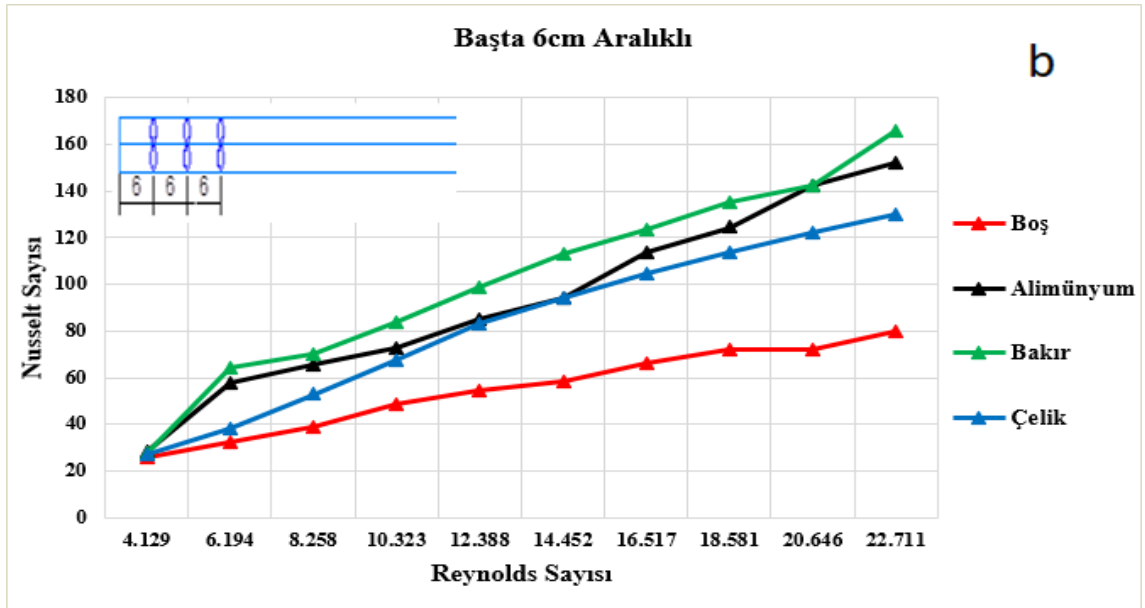
5. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

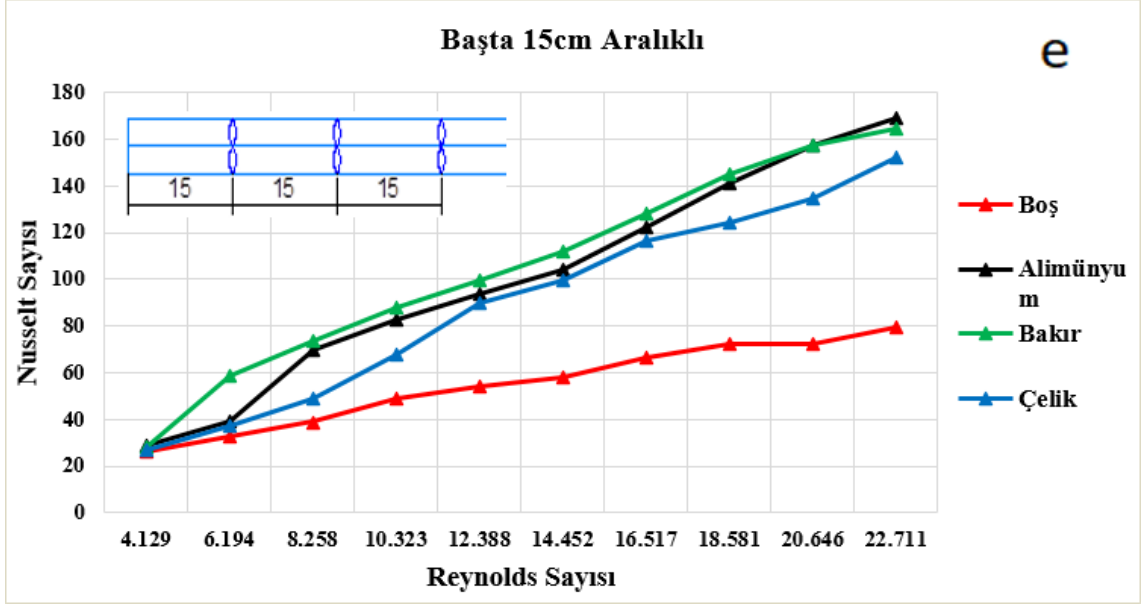
Yapılan deneysel çalışmalarda türbülötörler için bakır, çelik ve alüminyum malzeme kullanılmıştır. Deneysel düzenek üzerinde 1000mm boyunda 60mm çapında bakır boru içerisine yerleştirilen bakır, alüminyum ve çelik metallere üretilmiş türbülötör malzemeleri üzerinden 98°C buhar geçirilerek ve fan yardımı ile dış ortam havası türbülötöre çarptırılmış olup ısı transferi artırılması hedeflenmiştir. Bu bağlamda deneyler sonucu elde edilen sayısal veriler, formüller kullanılarak hesaplanmış ve verim artışlarını gösterir grafikler oluşturulmuştur.

5.1. Tüm Türbülötörlerin Kıyaslandığı Nusselt-Reynolds Grafikleri

Bu kısımda tüm türbülötörler birbirleriyle kıyaslanmıştır. Alınan deneylerden elde edilen sayısal veriler sonucunda oluşturulmuş grafikler aşağıda sunulmuştur. Grafiklerin üstünde türbülötörlerin konumları verilmiştir. Grafiklere konumlarına göre (3cm'de a, 6cm'de b, 9cm'de c, 12cm'de d, 15cm'de e) harfler verilmiştir.





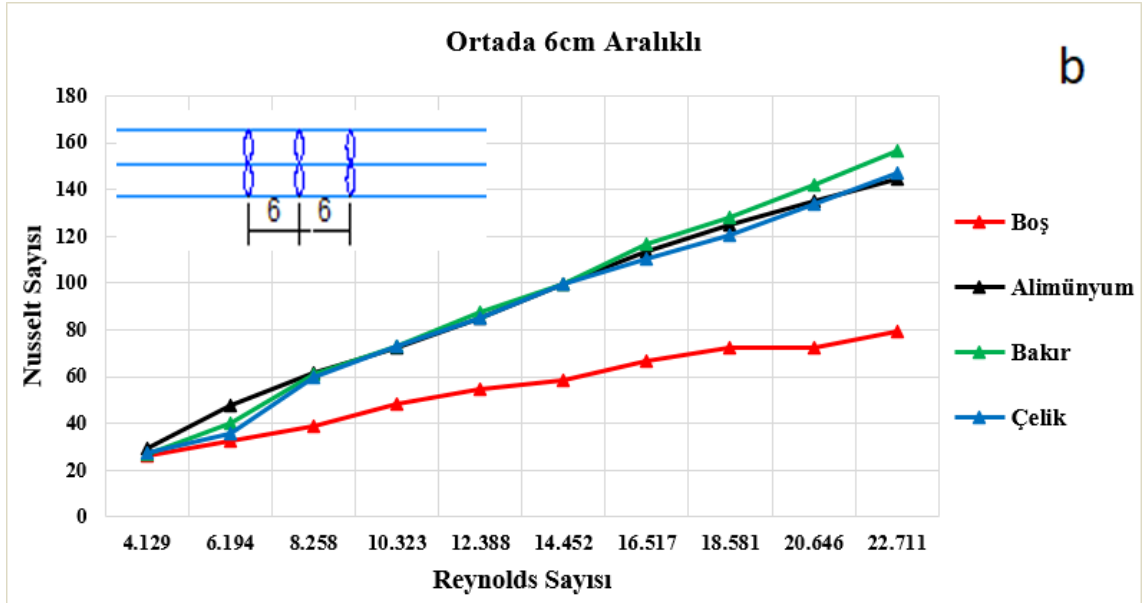
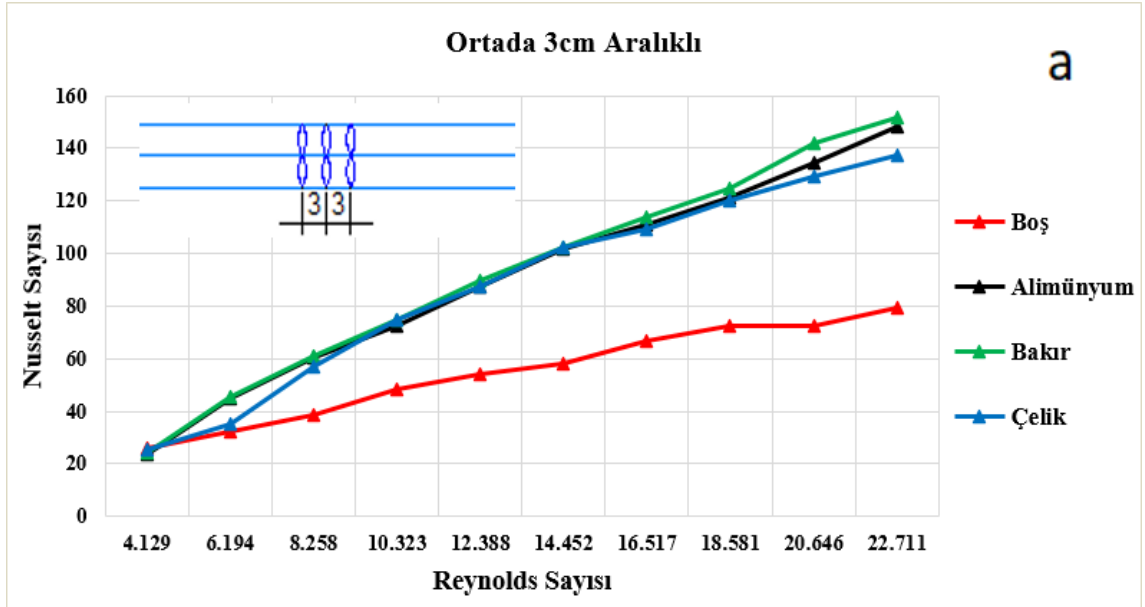


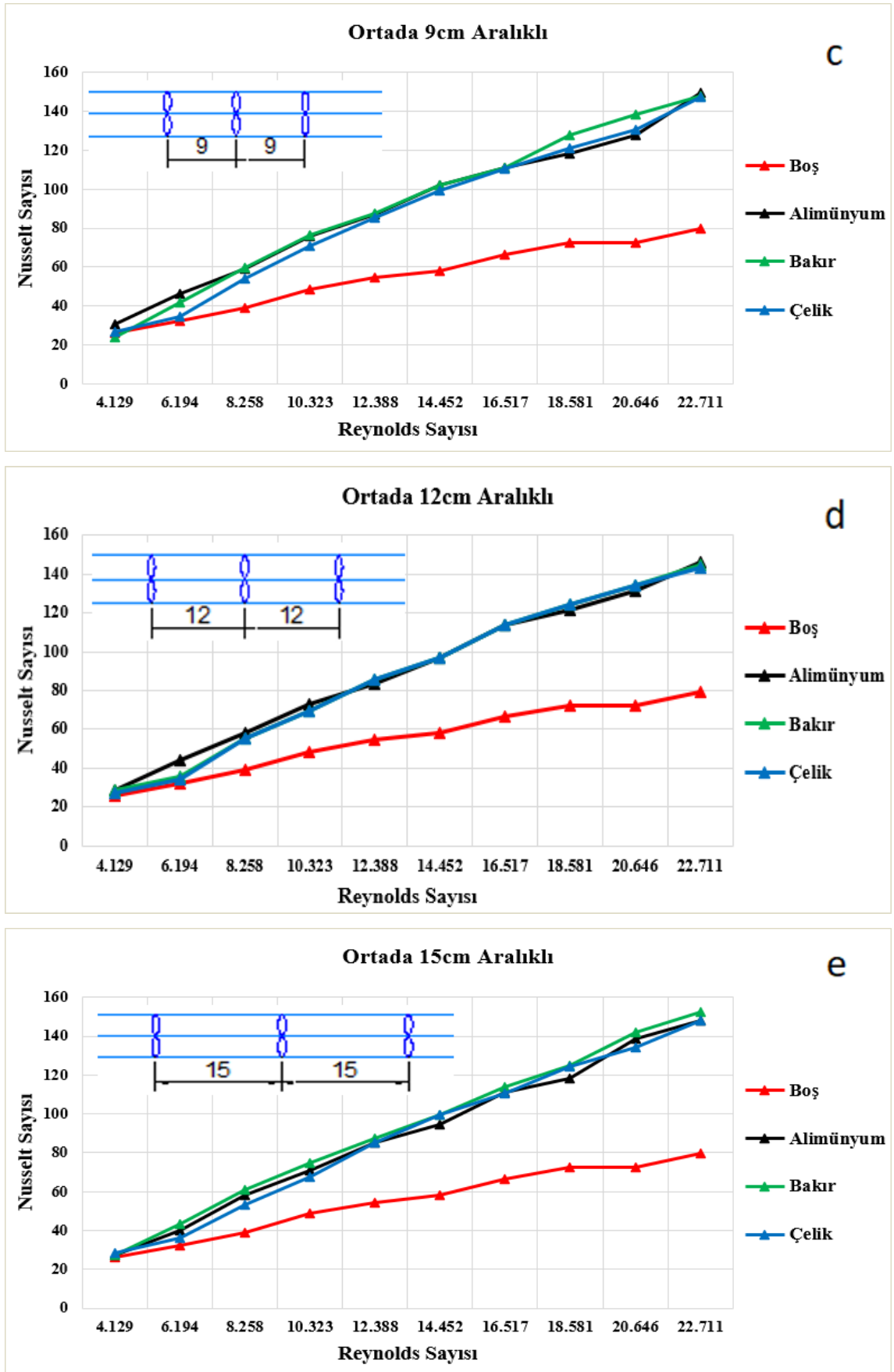
Şekil 5.1. Boru içerisinde başta kullanılan 3(a)-6(b)-9(c)-12(d)-15(e) cm’ler arası türbülatorlerin Re-Nu grafikleri

Şekil 5.1. a’da başta 3cm aralıkta boş, alüminyum, bakır ve çelik malzemeden üretilmiş türbülator deneyinin Reynolds-Nusselt grafiği görülmektedir. Şekil 5.1. b, c, d, e’de ise başta sırasıyla 6, 9, 12, 15cm aralıklarla yerleştirilen alüminyum, bakır ve çelik malzemeden üretilmiş türbülatorlerin ve türbülatorsüz alınmış deneyin grafiği verilmiştir. Şekil 5.1. a’da görüldüğü gibi boş (hiçbir türbülator kullanılmadan) olarak alınan deney verisinde Nusselt değerinin türbülatorlü deneylere göre düşük olduğu görülmektedir. Bakır, alüminyum ve çelik türbülator kullanımında Nusselt değerinin artması haliyle buhardan elde edilecek olan ısı transferinin de arttığı görülmektedir. Bu türbülatorler içerisinde ise bakır türbülatorün en iyi ısı transferine sahip olduğu gözlemlenmiştir. Reynolds değeri arttıkça Nusselt değerinin de orantılı biçimde arttığı grafiklerde görülmektedir. Türbülatorün başta kullanımında mesafe 12cm aralığına bırakıldığında (şekil 5.1. d) bakır türbülatorde ısı transferinin en fazla olduğu gözlemlenmiştir. Şekil 5.1. e’de türbülatorsüz veri ile alüminyum türbülator arasında Re değeri 22.711 iken %112,5 değerinde bir Nusselt değerinin arttığı görülmektedir. Tablo 5.’de türbülatorsüz olarak alınmış deneylere oranla türbülatorlü olarak alınmış deneyler arasındaki verim artışları gösterilmiştir.

Tablo 5. Boru içerisinde başta kullanılan 3-6-9-12-15cm’ler arası türbülatorlerin Re-Nu değerlerine göre verim artışları

Türbülator Aralığı	Türbülator Verimi
3 cm aralıkta	Alüminyum %111 artış
6 cm aralıkta	Bakır %112 artış
9 cm aralıkta	Bakır %128,8 artış
12 cm aralıkta	Bakır %121,6 artış
15 cm aralıkta	Alüminyum %132 artış



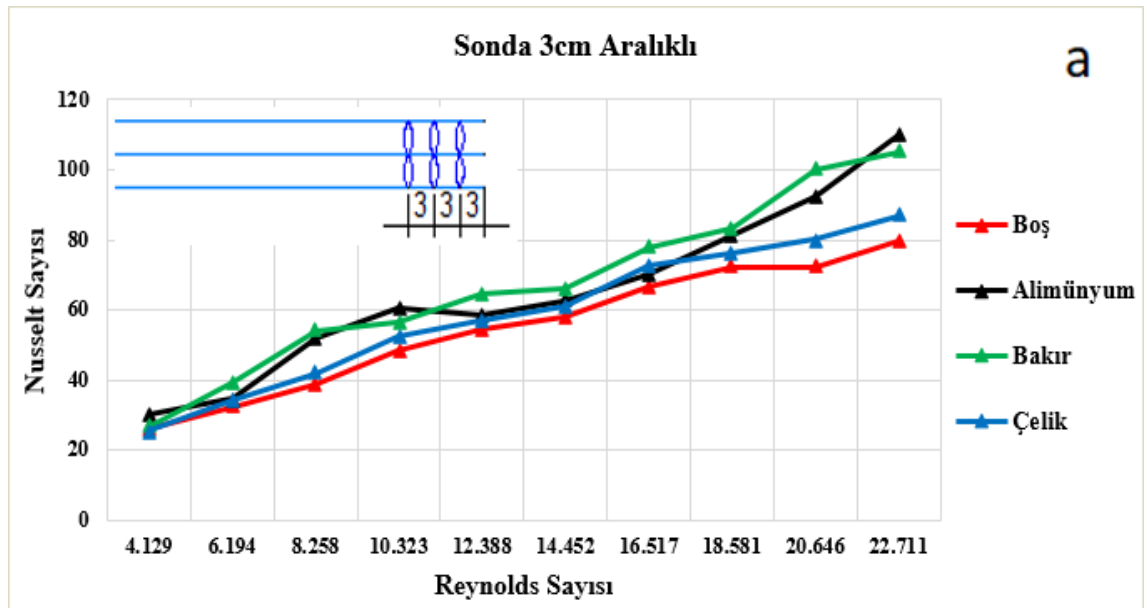


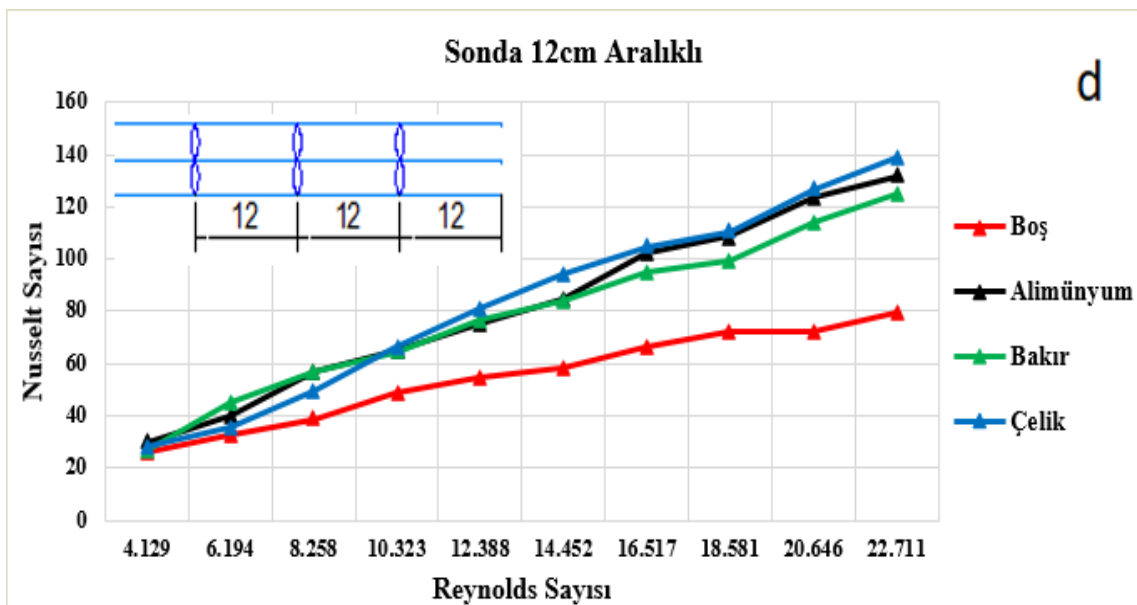
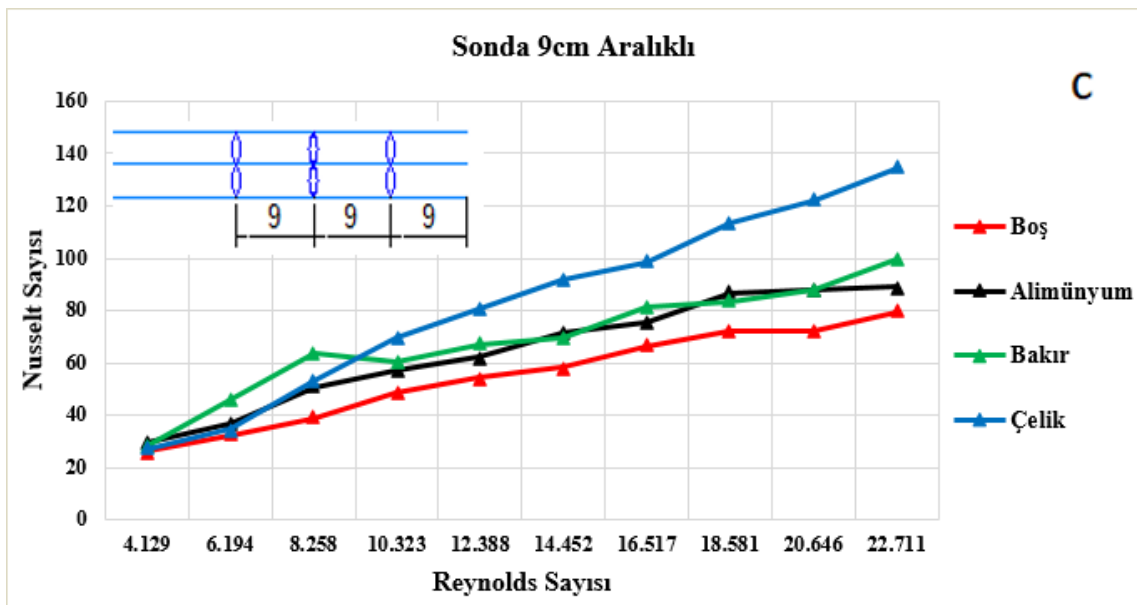
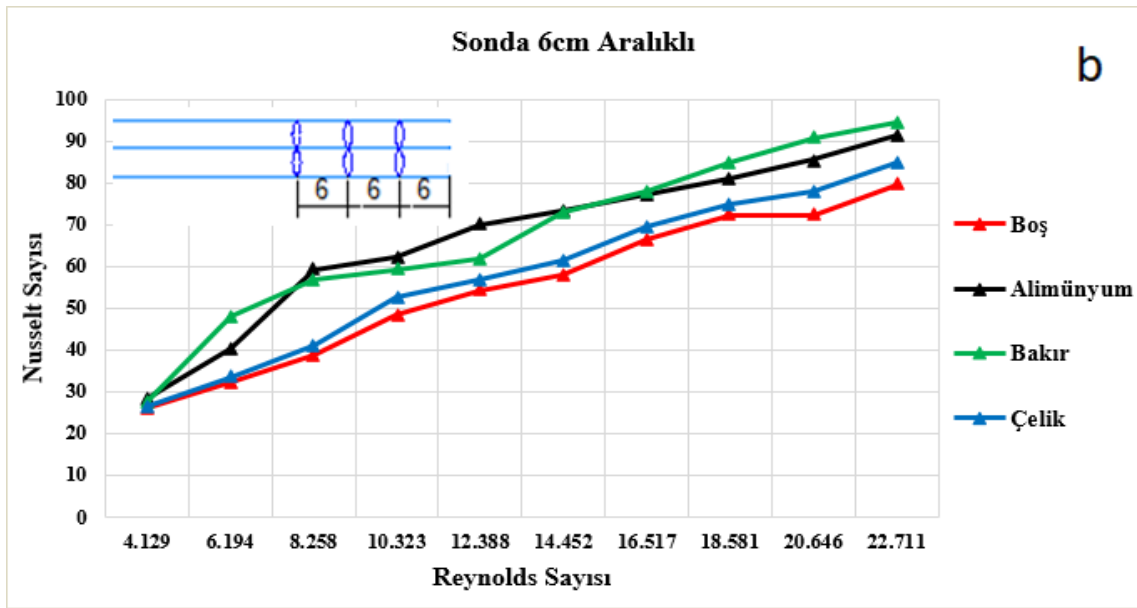
Şekil 5.2. Boru içerisinde ortada kullanılan 3(a)-6(b)-9(c)-12(d)-15(e) cm'ler arası türbülatorlerin Re-Nu grafikleri

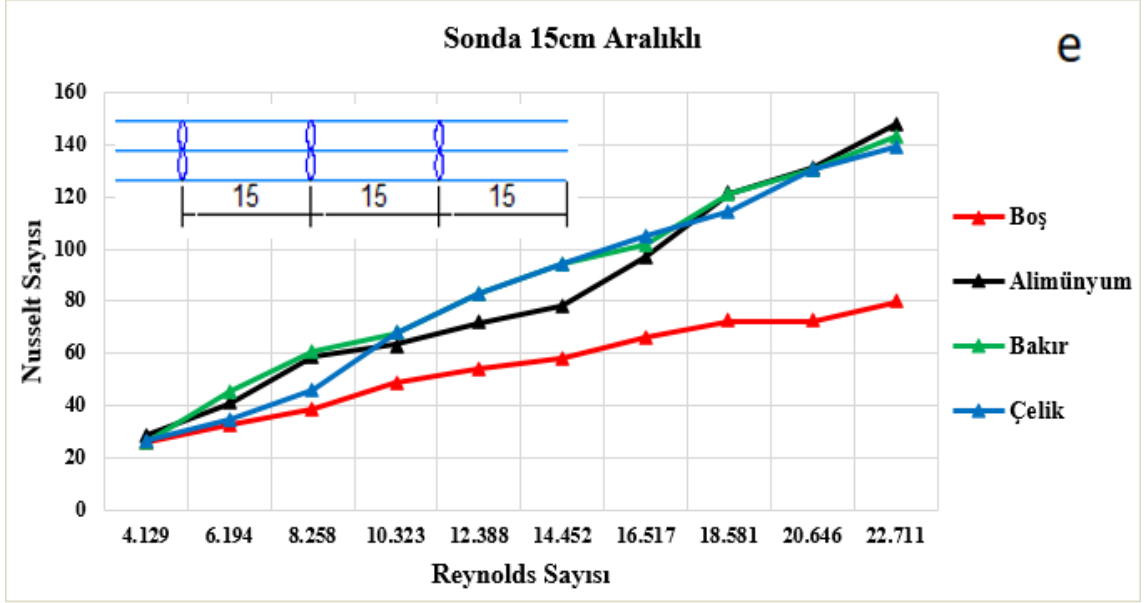
Deney düzeneğinde, tij üzerinde orta kısımda konumlandırılan türbülatorlerin Reynolds-Nusselt verilerini gösteren grafikleri Şekil 5.2.'de verilmiştir. Şekil 5.2.a, b, c, d, e grafikleri incelendiğinde, Reynolds 4.129-8.258 değerleri arasında bakır, alüminyum ve çelik türbülatorlerle alınmış veriler ile türbülatorsüz alınmış veriler arasında çok bir farklılık olmadığı, Reynolds 10.323-22.711 değerleri arasında farkın giderek arttığı görülmektedir. Şekil 5.2.a, b, c, d, e grafikleri incelendiğinde, en yüksek ısı transferinin b grafiğinde bakır malzemeden yapılmış türbülatörden sağlandığı tespit edilmiştir. Türbülatorsüz olarak alınmış sonuçlara göre burada bakır türbülatörde %124,8 verim artışı sağlandığı tespit edilmiştir. Tablo 6'da orta kısımdaki tüm aralıklardaki verim artışları verilmiştir.

Tablo 6. Boru içerisinde ortada kullanılan 3-6-9-12-15cm'ler arası türbülatorlerin Re-Nu değerlerine göre verim artışları

Türbülator Aralığı	Türbülator Verimi
3 cm aralıkta	Bakır %121,6 artış
6 cm aralıkta	Bakır %124,8 artış
9 cm aralıkta	Alüminyum %119,2 artış
12 cm aralıkta	Alüminyum %116,8 artış
15 cm aralıkta	Alüminyum %121,6 artış







Şekil 5.3. Boru içerisinde sonda kullanılan 3(a)-6(b)-9(c)-12(d)-15(e) cm'ler arası türbülatorlerin Re-Nu grafikleri

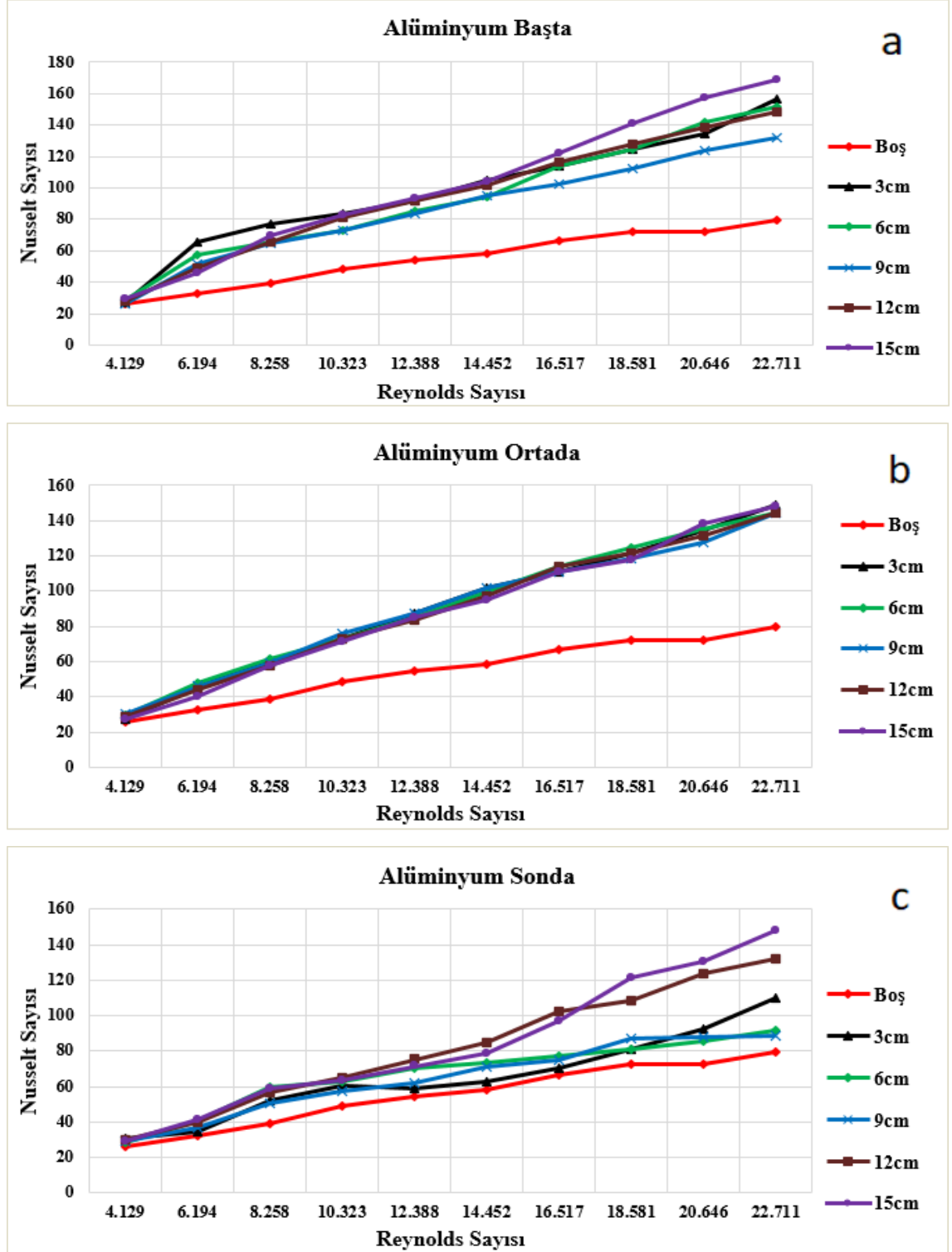
Deney düzeneğinin son kısmında tij üzerine yerleştirilmiş türbülatorlerin Reynolds-Nusselt verilerini gösteren grafikleri Şekil 5.3.'de verilmiştir. Şekil 5.3.a, b, c, d, e grafikleri incelendiğinde, en yüksek ısı transferinin e grafiğinde alüminyum malzemeden yapılmış türbülatorde sağlandığı görülmektedir. Türbülatorsüz olarak alınmış sonuçlara göre burada alüminyum türbülatorde %118,4 verim artışı sağlandığı tespit edilmiştir. Tablo 7'de son kısımdaki tüm aralıklardaki verim artışları verilmiştir.

Tablo 7. Boru içerisinde sonda kullanılan 3-6-9-12-15cm'ler arası türbülatorlerin Re-Nu değerlerine göre verim artışları

Türbülator Aralığı	Türbülator Verimi
3 cm aralıkta	Alüminyum %88 artış
6 cm aralıkta	Bakır %76 artış
9 cm aralıkta	Çelik %107,2 artış
12 cm aralıkta	Çelik %111,2 artış
15 cm aralıkta	Alüminyum %121,6 artış

5.2. Her Türbülötör Alaşımalarının Ayrı Alındığı Nusselt-Reynolds Grafikleri

Bu kısımda alüminyum, bakır ve çelik malzemelerden imal edilmiş türbülötörlerin kendi içlerindeki Nusselt-Reynolds grafikleri verilmiştir.

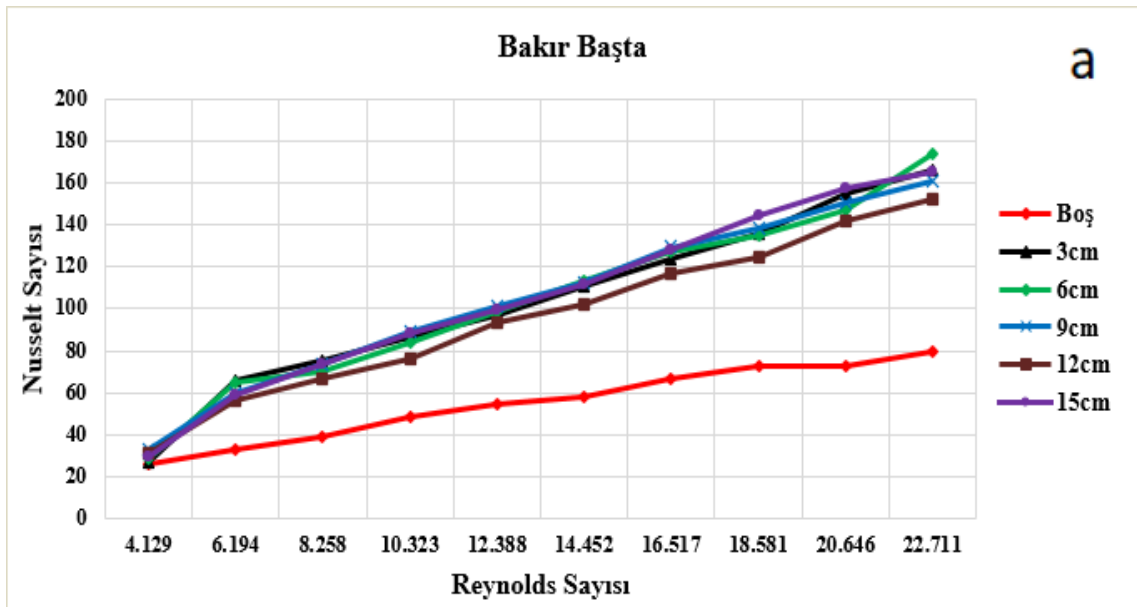


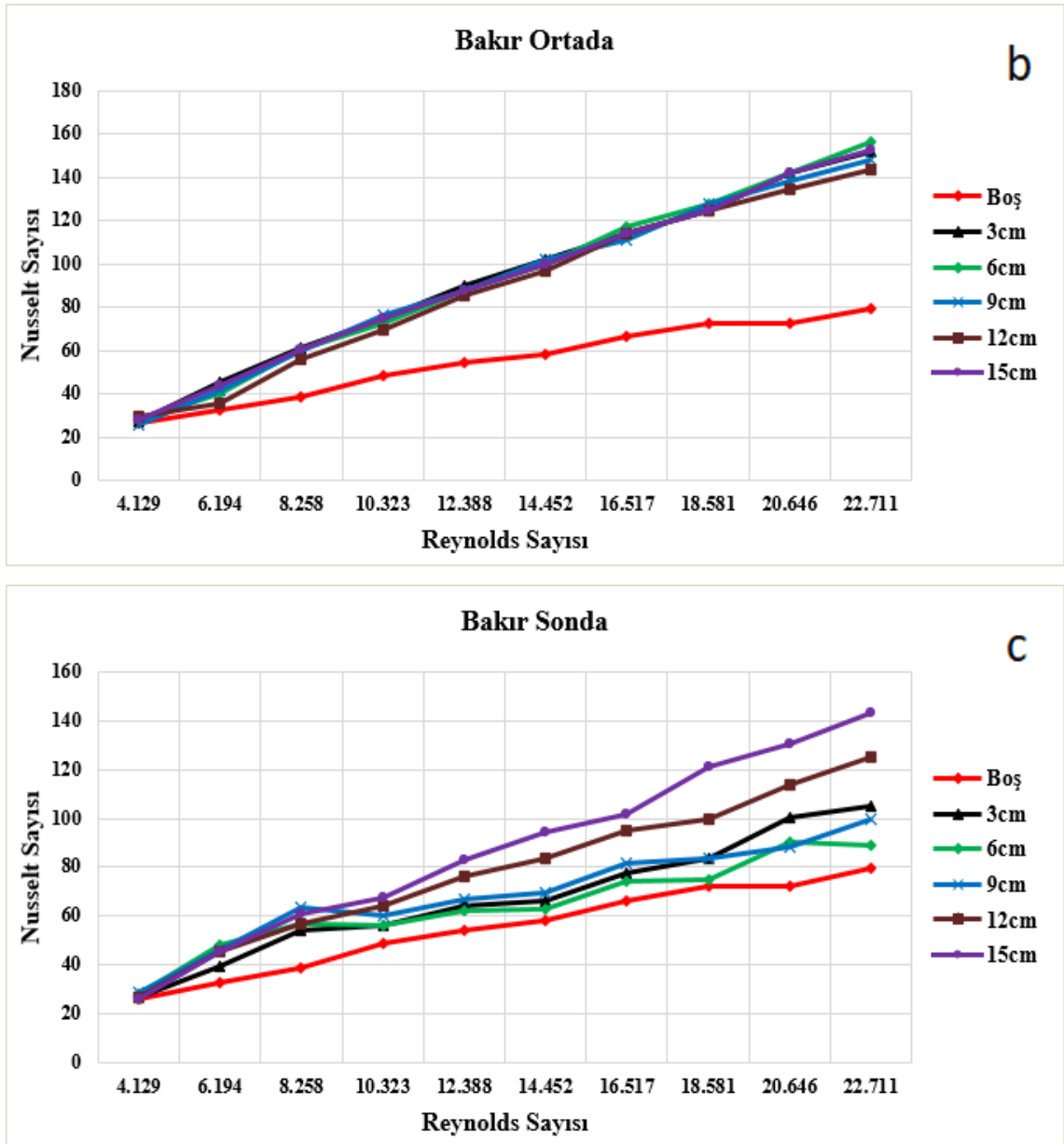
Şekil 5.4. Alüminyum türbülötörlerin başta (a), ortada (b) ve sondaki (c) Nu-Re grafikleri

Alüminyum malzemeden imal edilmiş türbülatorlerin Nusselt-Reynolds grafikleri Şekil 5.4.a, b, c’de verilmiştir. Grafikler incelendiğinde a grafiğinde Reynolds 6.194 değerinden itibaren Nusselt değerinin giderek arttığı görülmektedir. b grafiğinde türbülator dizilimlerinin kendi aralarında çok bir fark yaratmadığı tespit edilmiştir. c grafiği incelendiğinde 15cm aralıkla yerleştirilen türbülatorün 22.711 Reynolds değerinde en yüksek Nusselt sayısına ulaştığı görülmektedir. Üç grafik de incelendiğinde, en yüksek ısı transferi değerine %135,2 oranla a grafiğinde 15cm aralıktaki türbülatorün ulaştığı görülmektedir. Diğer bölümlerdeki verim artışları tablo 8.’de verilmiştir.

Tablo 8. Alüminyum türbülatorün başta, ortada ve sonda Re-Nu artış tablosu

Türbülator Bölümü	Türbülator Verimi
Başta	15cm aralık %135,2 artış
Ortada	3cm aralık %119,2 artış
Sonda	15cm aralık %118,4 artış



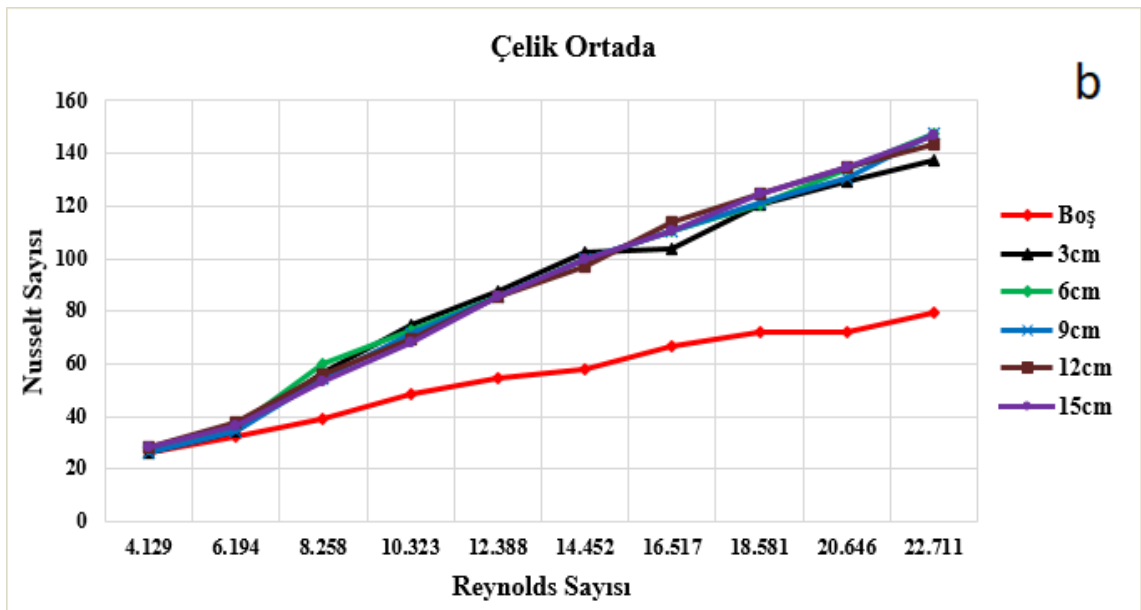
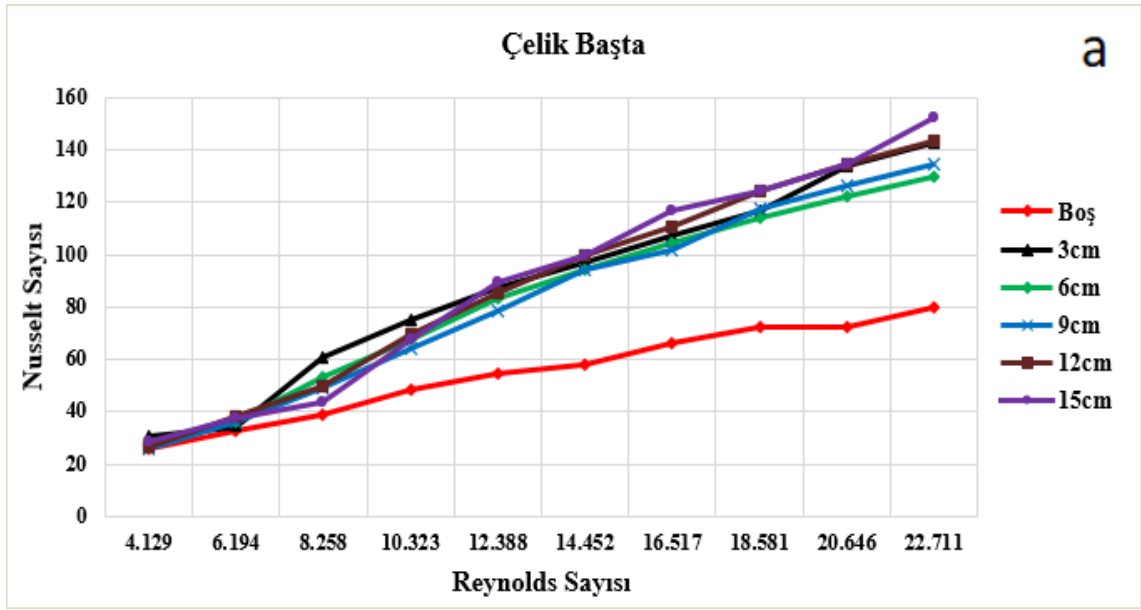


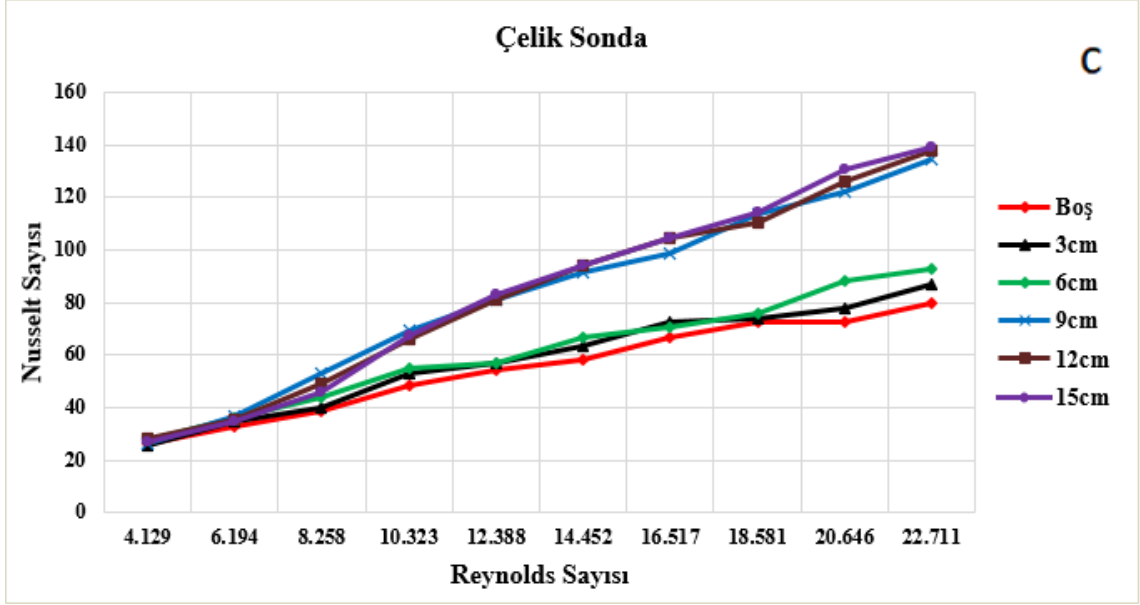
Şekil 5.5. Bakır türbülatorlerin başta (a), ortada (b) ve sondaki (c) Nu-Re grafikleri

Bakır malzemeden imal edilmiş türbülatorlerin Nusselt-Reynolds grafikleri Şekil 5.5.a, b, c'de verilmiştir. Grafikler incelendiğinde a grafiğinde Reynolds 4.129 değerinden itibaren Nusselt değerinin giderek arttığı görülmektedir. b grafiğinde türbülator dizilimlerinin kendi aralarında çok bir fark yaratmadığı tespit edilmiştir. c grafiği incelendiğinde 15cm aralıkla yerleştirilen türbülatorün 22.711 Reynolds değerinde en yüksek Nusselt sayısına ulaştığı görülmektedir. Üç grafik de incelendiğinde, en yüksek ısı transferi değerine %138,4 oranla a grafiğinde 6cm aralıktaki türbülatorün ulaştığı görülmektedir. Diğer bölümlerdeki verim artışları Tablo 9.'da verilmiştir.

Tablo 9. Bakır türbülatorün başta, ortada ve sonda Re-Nu artış tablosu

Türbülator Bölümü	Türbülator Verimi
Başta	6cm aralık %138,4 artış
Ortada	6cm aralık %124,8 artış
Sonda	15cm aralık %115,2 artış





Şekil 5.6. Çelik türbülatorlerin başta (a), ortada (b) ve sondaki (c) Nu-Re grafikleri

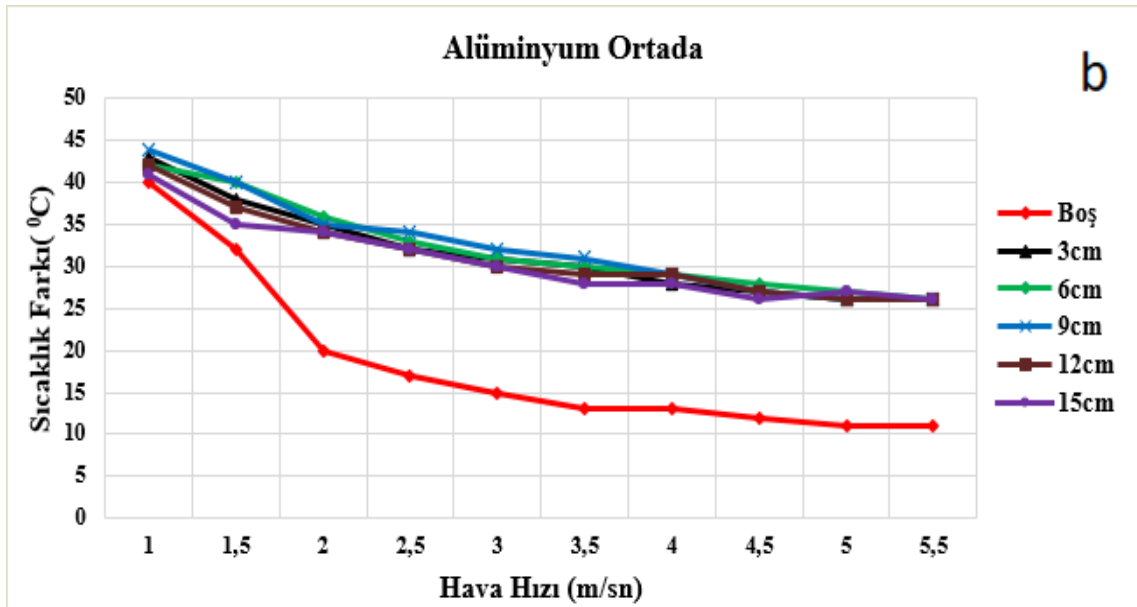
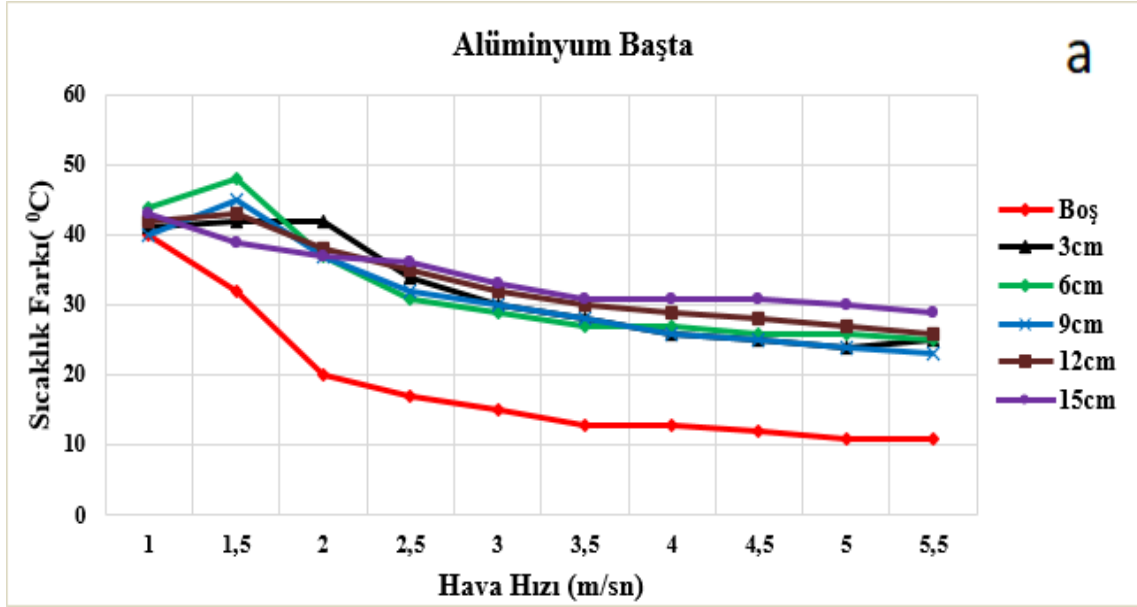
Çelik malzemeden imal edilmiş türbülatorlerin Nusselt-Reynolds grafikleri Şekil 5.6.a, b, c’de verilmiştir. Grafikler incelendiğinde a grafiğinde Reynolds 8.258 değerinden itibaren Nusselt değerinin giderek arttığı görülmektedir. b grafiğinde türbülator dizilimlerinin kendi aralarında çok bir fark yaratmadığı tespit edilmiştir. c grafiği incelendiğinde türbülatorsüz alınan verilere oranla 3cm boşluk ve 6cm boşlukta alınan verilerin verim açısından katkısı olmadığı tespit edilmiştir. 15cm aralıkla yerleştirilen türbülatorün 22.711 Reynolds değerinde en yüksek Nusselt sayısına ulaştığı görülmektedir. Üç grafik de incelendiğinde, en yüksek ısı transferi değerine %121,6 oranla a grafiğinde 15cm aralıktaki türbülatorün ulaştığı görülmektedir. Diğer bölümlerdeki verim artışları Tablo 10.’da verilmiştir.

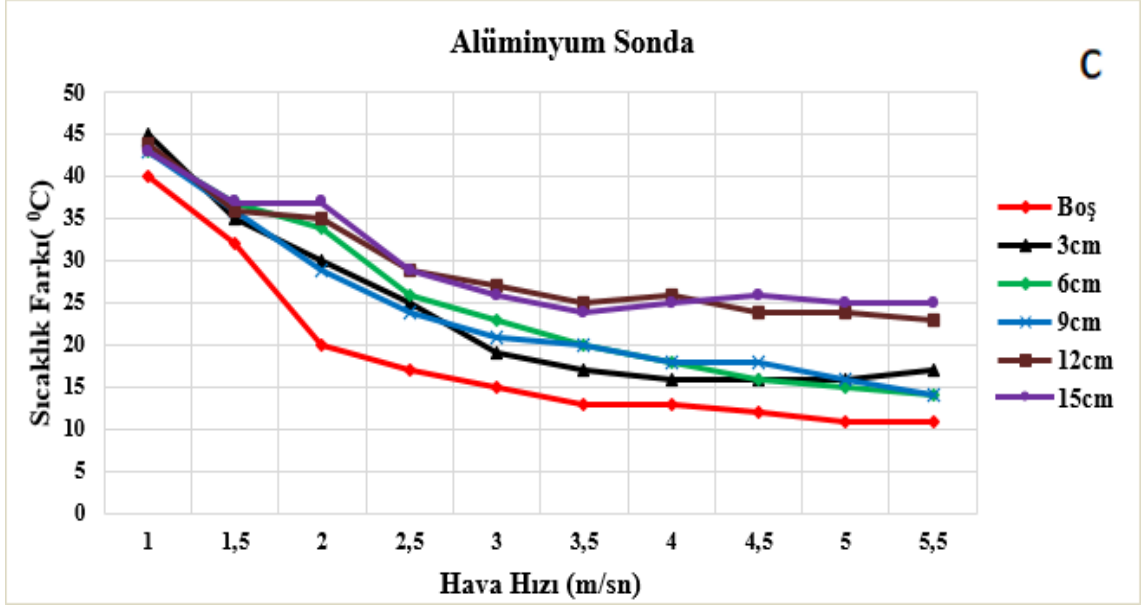
Tablo 10. Çelik türbülatorün başta, ortada ve sonda Re-Nu artış tablosu

Türbülator Bölümü	Türbülator Verimi
Başta	15cm aralık %121,6 artış
Ortada	9cm aralık %118,4 artış
Sonda	15cm aralık %111,2 artış

5.3. Türbülötörlerin Hız Grafikleri

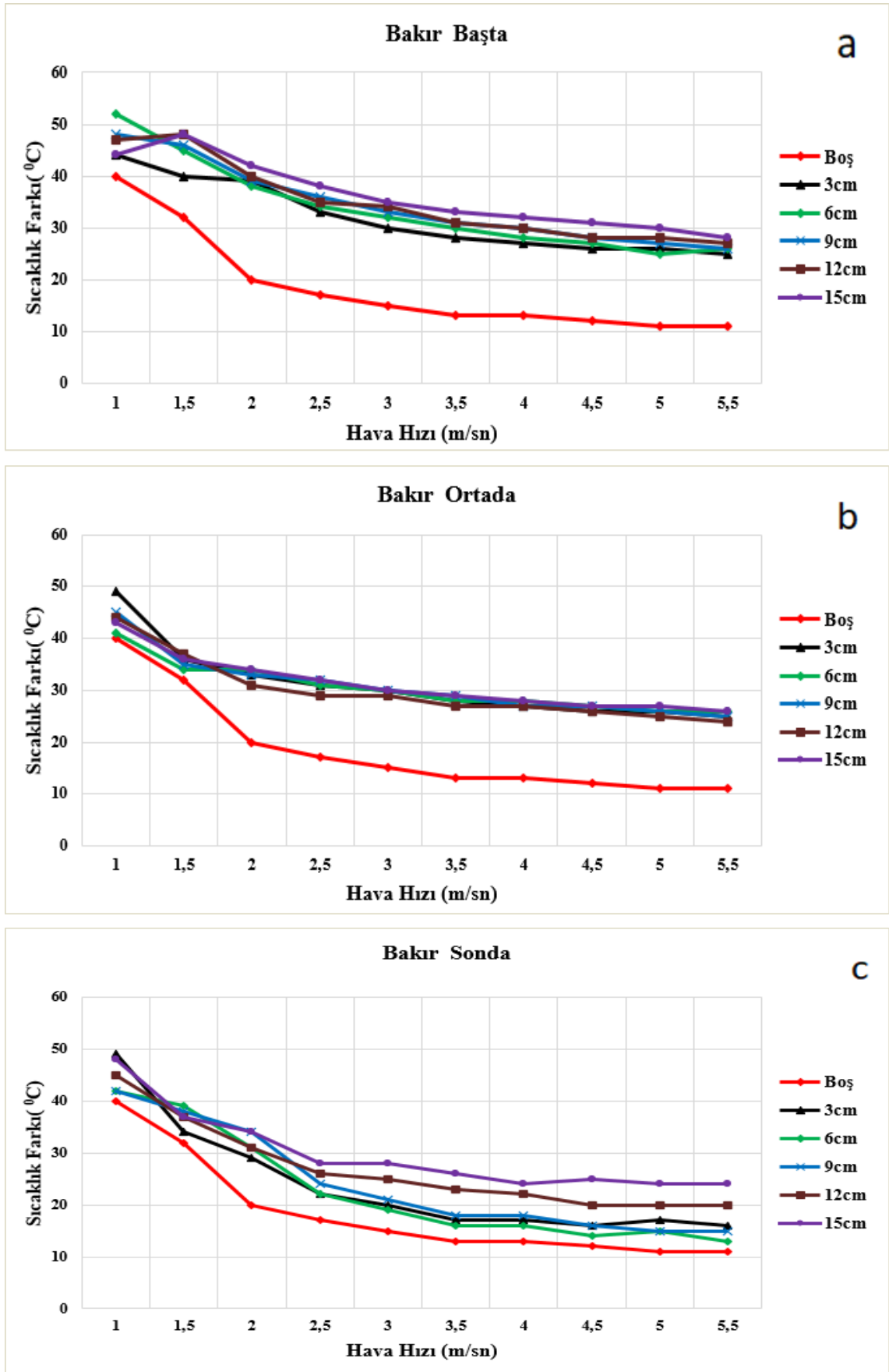
Yapılan deneysel çalışmada sisteme giren havanın sıcaklığı ile çıkan havanın sıcaklık farkı alınarak sistem içerisine giren hava hızına bağlı olarak grafikler elde edilmiştir. Bu veriler aşağıdaki şekillerde verilmiştir.





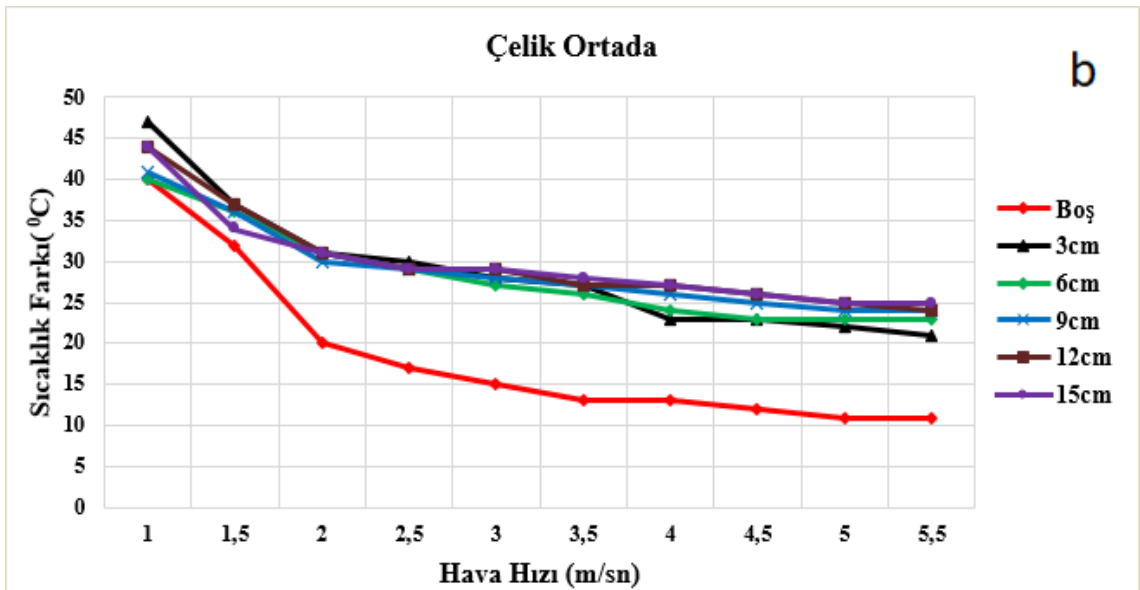
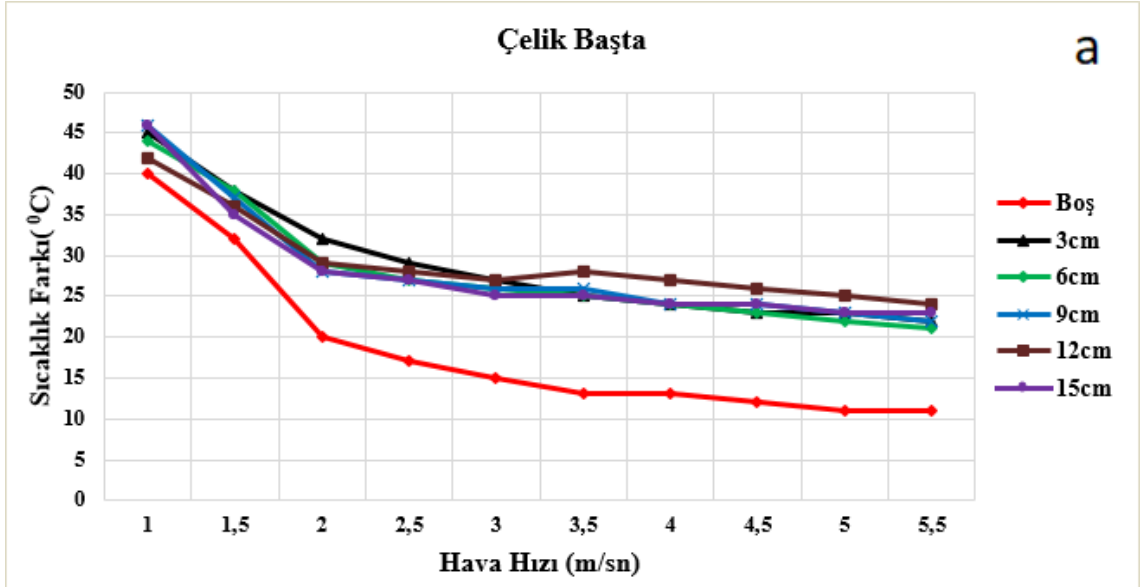
Şekil 5.7. Alüminyum türbülatorlerin başta (a), ortada (b) ve sondaki (c) hız grafikleri

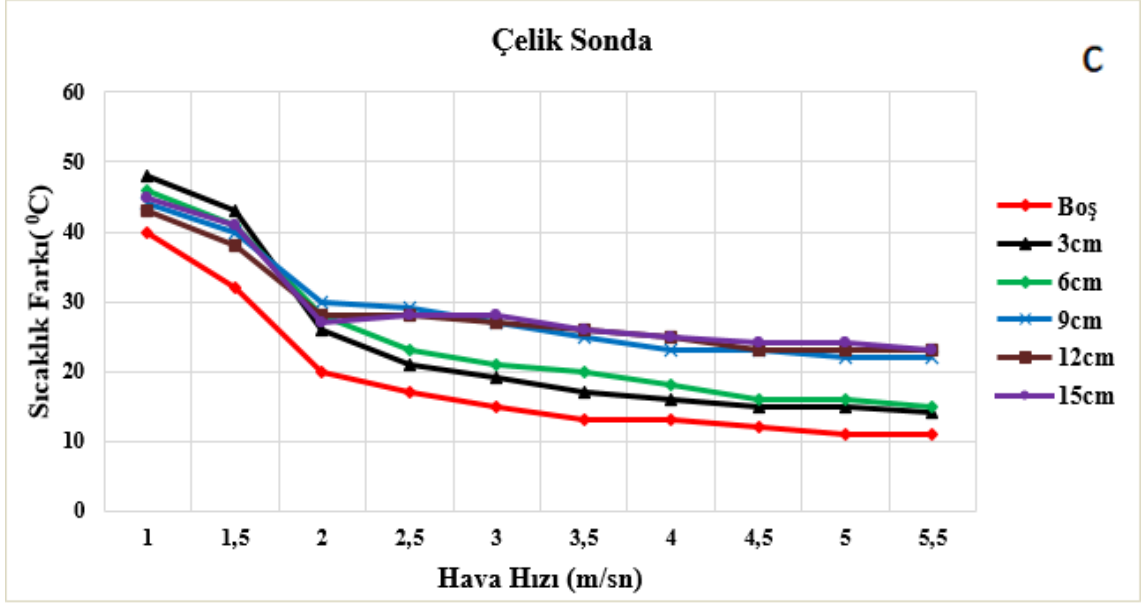
Şekil 5.7.a, b, c’de görüldüğü gibi sisteme giren hava ile çıkan havanın farkı alınarak sisteme giren hava hızına bağlı olarak grafikler elde edilmiştir. Grafiklerden anlaşılacağı üzere, boş borudaki sıcaklık farkı çok düşük iken türbülatorlü borularda sıcaklığın yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Şekil 5.7.a’da alüminyum türbülatorün sıcaklık farkında görüldüğü gibi hava hızı 1,5m/sn. den sonra sıcaklık farkı düşüşe geçmiştir. Şekil 5.7.b’de türbülatorler arası 3-6-9-12-15cm boşluk bırakılması çok büyük bir değişikliğe sebep olmamıştır. Türbülatorleri boru içerisinde sonda kullandığımızda türbülatorler arası boşluğun artması (12-15cm olması) halinde sıcaklık farkı yükselmektedir. Boşluk azalması (3-6-9cm olması) halinde sıcaklık farkı düşmekte ve türbülatorsüz (boş boru) boruya yaklaşmaktadır.



Şekil 5.8. Bakır türbülötörlerin başta (a), ortada (b) ve sondaki (c) hız grafikleri

Şekil 5.8.a, b, c’de görüldüğü gibi sisteme giren hava ile çıkan havanın farkı alınarak sisteme giren hava hızına bağlı olarak grafikler elde edilmiştir. Grafiklerden anlaşılacağı üzere, boş borudaki sıcaklık farkı çok düşük iken türbülantörlü borularda sıcaklığın yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Şekil 5.8.a’da 15cm aralıkta bakır türbülantörde hava giriş sıcaklığı 44°C iken çıkış sıcaklığı 28°C olarak tespit edilmiştir. Bu türbülantörde sıcaklık farkı 16°C değişmiş ve en ideal sıcaklık farkı burada görülmüştür. Şekil 5.8.b’de türbülantörler arası 3-6-9-12-15cm boşluk bırakılması kayda değer bir değişikliğe sebep olmamıştır. Türbülantörleri boru içerisinde sonda kullandığımızda türbülantörler arası boşluğun artması (12-15cm olması) halinde sıcaklık farkının daha az düştüğü görülmektedir. Boşluk azalması (3-6-9cm olması) halinde sıcaklık farkı artmakta ve türbülantörsüz (boş boru) boruya yaklaşmaktadır.





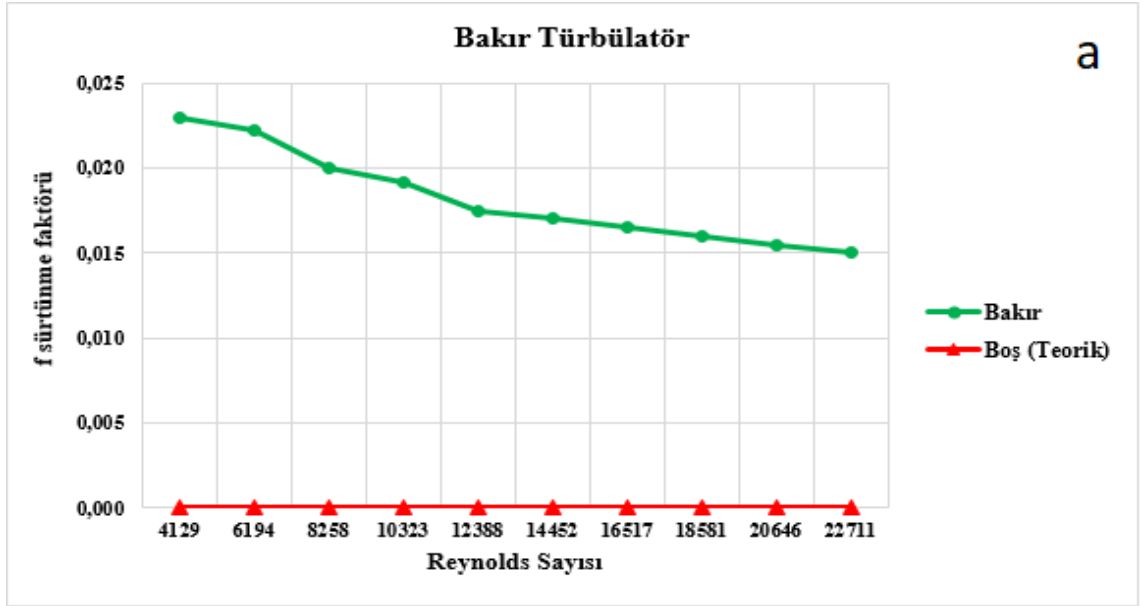
Şekil 5.9. Çelik tübülötörlerin başta (a), ortada (b) ve sondaki (c) hız grafikleri

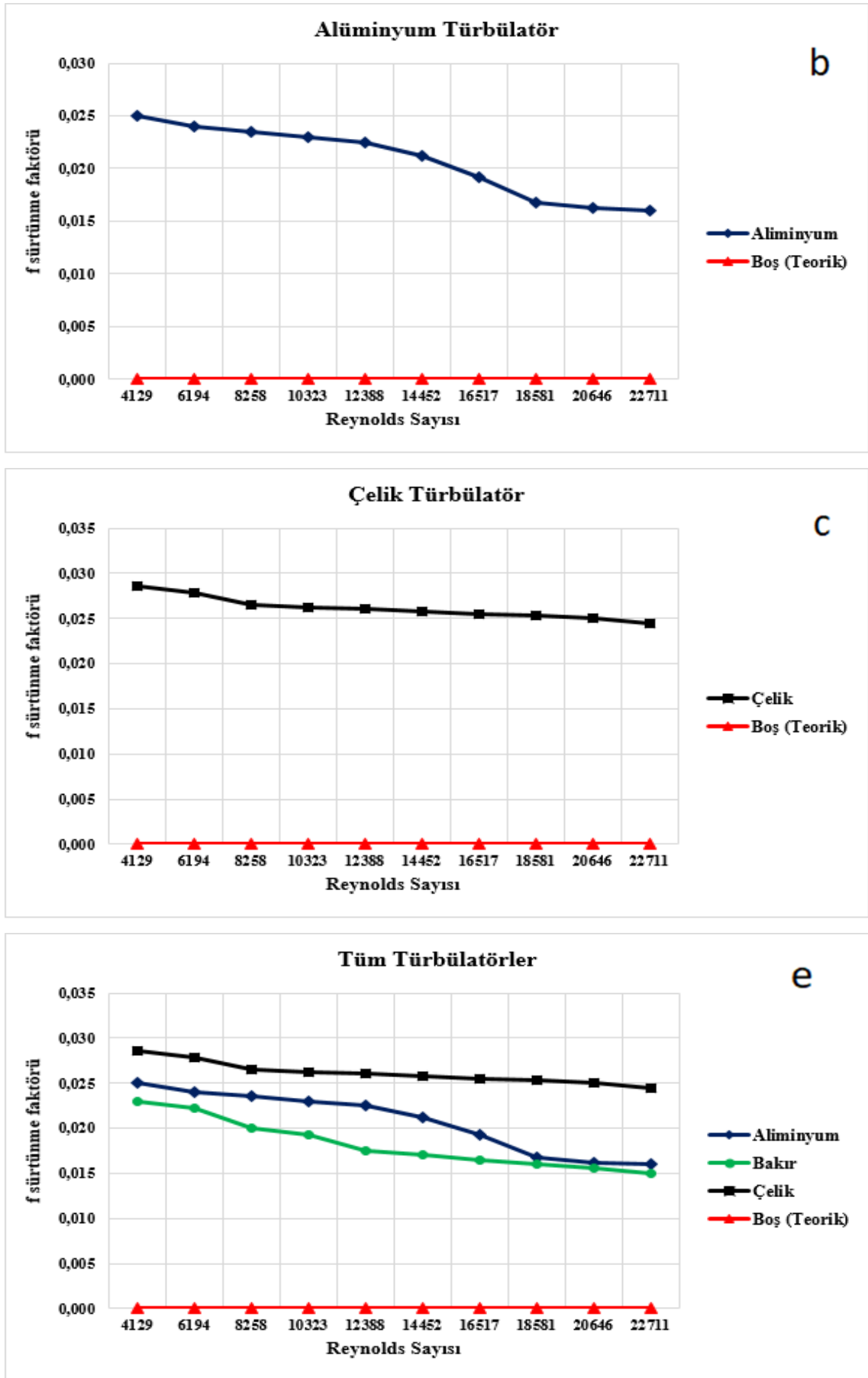
Şekil 5.9.a, b, c'de görüldüğü gibi sisteme giren hava ile çıkan havanın farkı alınarak sisteme giren hava hızına bağlı olarak grafikler elde edilmiştir. Grafiklerden anlaşılabileceği üzere, boş borudaki sıcaklık farkı çok düşük iken tübülötörlü borularda sıcaklığın yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Şekil 5.9.a'da 12cm aralıkta çelik tübülötörde hava giriş sıcaklığı 42°C iken çıkış sıcaklığı 24°C olarak tespit edilmiştir. Baştaki konumda sıcaklık farkı 12cm aralıkta en az 18°C olarak bulunmuştur. Şekil 5.9.b'de tübülötörler arası 3-6-9-12-15cm boşluk bırakılması kayda değer bir değişikliğe sebep olmamıştır. Tübülötörleri boru içerisinde sonda kullandığımızda tübülötörler arası boşluğun artması (12-15cm olması) halinde sıcaklık farkının daha az düştüğü görülmektedir. Boşluk azalması (3-6-9cm olması) halinde sıcaklık farkı artmakta ve tübülötörsüz (boş boru) boruya yaklaşılmaktadır.

5.4. Sürtünme Faktörüne Göre Reynolds Sayısı Değişimi

Deney düzeneğinin giriş, orta ve son bölümüne yerleştirilen tübülötörlerin 3cm, 6cm, 9cm, 12cm ve 15cm aralıklarındaki Darcy f sürtünme faktörünün Reynolds değerine göre değişimlerini gösteren grafikler çizilmiştir. Grafiklerde kıyas olması açısından boş borulu (tübülötörsüz) alınmış deney sonuçları da eklenmiştir. Literatürde tübülötörsüz alınan verilerin sürtünme faktörü hesaplanmadığı için tübülötörsüz alınan deney sonuçları 0,0 girilmiş ve grafikleri buna göre çizilmiştir. Grafiklere bakıldığında, Reynolds sayısının artmasıyla sürtünme faktörü tarafında azalmaların meydana

geldiğini görebiliriz. Bakır, alüminyum ve çelik türbülatorlerin Darcy f sürtünme faktörleri öncelikle ayrı ayrı hesaplanıp çizilmiştir. Bakır türbülatorlerin f grafiği incelendiğinde en yüksek sürtünme değeri 4129 Reynolds değerinde 0,0230 olarak tespit edilmiştir. Alüminyum türbülatorlerin f grafiği incelendiğinde en yüksek sürtünme değeri 4129 Reynolds değerinde 0,0250 olarak tespit edilmiştir. Çelik türbülatorlerin f grafiği incelendiğinde en yüksek sürtünme değeri 4129 Reynolds değerinde 0,0286 olarak tespit edilmiştir. Tüm türbülatorler kendi aralarında kıyaslandığında en yüksek sürtünme değerleri sırasıyla çelik (0,0286), alüminyum (0,0250) ve bakır (0,0230) şeklinde çıkmaktadır. Şekil 5.10.'da a grafiğinde bakır türbülatorlerin, b grafiğinde alüminyum türbülatorlerin, c grafiğinde çelik türbülatorlerin, e grafiğinde ise tüm türbülatorlerin Darcy f sürtünme grafikleri verilmiştir.





Şekil 5.10. Darcy f sürtünme faktörüne göre çizilmiş grafikler

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

6.1. Sonuçlar

Yapılan deneysel çalışmada, ısı değiştirici sisteminin giriş kısmına, orta bölümüne ve sonuna pervane tipi türbülatorler (çelik, bakır ve alüminyum) 3cm, 6 cm, 9cm, 12cm ve 15cm aralıklarla yerleştirilerek, hava hızı 1m/sn., 1,5m/sn., 2m/sn., 2,5m/sn., 3m/sn., 3,5m/sn., 4m/sn., 4,5m/sn., 5m/sn., ve 5,5m/sn. verilerek deneyler alınmıştır. Her bir türbülator tipi için farklı konfigürasyonlarda 150 adet, sistemin boş hali ile alınan deneyle birlikte toplam 600 adet sayısal veri elde edilmiştir.

Elde edilen tüm sonuçlar datalogger veri kaydedici ile bilgisayar ortamına aktarılmıştır. Formüllerle hesaplanan Nusselt-Reynolds sayısı değişimlerine göre çizilen, malzemeler arası ısı transferi karşılaştırma grafikleri, malzeme türüne göre çizilmiş grafikler ve tüm malzemelerin hız grafikleri bilgisayar ortamında çizilmiş ve aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

- Yapılan deneysel çalışmanın sonuçları, türbülatorsüz olarak alınan deney sonuçları ve literatürde kabul gören eşitliklerle kıyaslanmıştır. Ortaya çıkan sonuçlar ile literatürden elde edilen, Nusselt-Reynolds sayılarının uyum içerisinde olduğu görülmüştür. Dolayısıyla bu durum bize uygulanan materyal metod yönteminin doğruluğunu ispatlamıştır.
- Reynolds sayısındaki artışına paralel olarak Nusselt sayısında da artışlar gözlenmiştir.
- Türbülator sayıları her konumda 3 adetle sabit tutulmuştur. Aralarındaki mesafeyi arttırdıkça Nusselt sayısında artış görülmüştür.
- Türbülatorsüz olarak alınan deneylere oranla, başta 3cm aralıkta %111, başta 6cm aralıkta %112, başta 9cm aralıkta %128,8, başta 12cm aralıkta %121,6, başta 15cm aralıkta %132, ortada 3cm aralıkta %121,6, ortada 6cm aralıkta %124,8, ortada 9cm aralıkta %119,2, ortada 12cm aralıkta %116,8, ortada 15cm aralıkta %121,6, sonda 3cm aralıkta %88, sonda 6cm aralıkta %76, sonda 9cm aralıkta %107,2, sonda 12cm aralıkta %111,2, sonda 15cm aralıkta %121,6, artışlar olduğu tespit edilmiştir.
- Reynolds sayısının artışıyla basınç kaybında artışlar olduğu görülmüştür.

- Türbülötör aralıklarında, en az basınç kaybı 3cm aralıkta olurken, en fazla basınç kaybı ise 15cm aralıklarda olduğu tespit edilmiştir. Bu da türbülötörler arası mesafenin artması durumunda basınç kayıplarının da arttığını göstermektedir.
- Reynolds sayısının artışının sürtünme faktörü tarafında azalmaya neden olduğu gözlenmiştir.

6.2. Öneriler

Yapılan çalışmada türbülötörlerin verimli bir şekilde çalıştıkları görülmüştür. Deneyleri yaparken beklenmedik sorunlarla karşılaşmıştır ve bunların giderilmesi için tüm imkanlar kullanılmıştır. Farklı malzemelerden üretilen türbülötörlerin ısı kazancına etkileri üzerine çalışmalar yapmak isteyenler;

- Bakır, çelik, alüminyum metaller dışında farklı malzemelerden elde edilen türbülötörler kullanılabilir.
- Deneylerde kullanılan pervane tipi kanatçıklar dışında farklı yapılarda üretilen kanatçıklar kullanılabilir.
- Deney düzeneğinde kullanılan cihazların tam otomasyonlu olması kontrol kolaylığını sağlayacağı gibi alınan verilerin daha da hassas olmasını sağlayabilir.
- Türbülötörlerin imalatı CNC tezgahlarda çok daha kolay bir şekilde yapılabilir. Fakat bu durum üretim maliyetini etkileyecektir.
- Veriler kapalı ortamda alınacaksa, ortamda higrometre bulundurmak fayda sağlayacaktır.
- Deneylerde farklı akışkan maddeleri kullanarak yeni sonuçlar elde edilebilir.

KAYNAKLAR

- Acır, A., Canlı, M.E., Ata, İ. and Çakıroğlu, R., 2017, Parametric Optimization of Energy And Exergy Analyses of a Novel Solar Air Heater With Grey Relational Analysis, *Applied Thermal Engineering*, 122, 330-338.
- Alperen, M.A., 2018, Gövde Borulu Isı Değiştiricisi Tasarımı, Yüksek Lisans Tezi, *Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Karabük.
- Athey, R., 1999, Evolution of a Heat Transfer Company, *Heat Transfer Engineering*, 20:6-11.
- Aydın, A., 2014, Gövde Borulu Tip Isı Değiştiricilerin Optimizasyonu ve CFD Analizi, Yüksek Lisans Tezi, *Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Sakarya.
- Arguhan, Z., Yıldız, C., 2006, Dikdörtgen Delikli Türbülatorlerde Delik Sayısının Isı Geçişine ve Basınç Düşüşüne Etkisi, *Fırat Üniversitesi Fen ve Mühendislik Bilimleri Dergisi* 18 (2): 243-247.
- Arıcı, E., ve Ayhan, T., 1987, Isı Eşanjörlerinde Boru İçerisine Yerleştirilen Yapay Helisel Yay Elemanlarının Isı Eşanjörü Performanslarına Etkisi, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 9 (2).
- Bademci N., 2017, Boru İçine Yerleştirilen Türbülatorlerin Isı Transferi ve Akış Karakteristiklerinin Sayısal Olarak İncelenmesi, (Yayınlanmamış Yüksek Lisans Tezi), *Batman Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Batman.
- Balbay, A., 2001, Gövde Borulu Isı Değiştiricilerin Bilgisayar Destekli Tasarımı, Yüksek Lisans Tezi, *Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Elâzığ, 50-57.
- Baykara, Ş., 2019, Isı Değiştiricilerinde Konik Şekilli Türbülatorlerin Isı Transferi ve Basınç Kaybına Etkisinin Araştırılması, Yüksek Lisans Tezi, *Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Elâzığ, 1-59.
- Baysal, E., 2008, Eş Merkezli Boru Tipli Isı Değiştiricilerinde Deneysel ve Sayısal Isı Transferi Sonuçlarının Karşılaştırılması, *Politeknik Dergisi*, 11(4), 345-352.
- Bisetto, A., Col, D.D. and Schievano, M., 2015, Fire Tube Heat Generators: Experimental Analysis and Modeling, *Applied Thermal Engineering*, 78, 236-247.
- Boran, K., Daştan, F., Şahin, H. M., & Aktaş, M., 2014, Isı Eşanjörlerinde Isı Transferi İyileştirme Yöntemlerinin Sayısal ve Deneysel Olarak İncelenmesi, *Politeknik Dergisi*, 17(4), 183-191.
- Çelik, N., Pusat, G. and Turgut, E., 2018, Application of Taguchi Method and Grey Relational Analysis on a Turbulated Heat a Xchanger, *International Journal of Thermal Sciences*, 124, 85-97.
- Çengel, Y.A., 2002, Heat Transfer A Practical Approach, *McGraw-Hill Science*, USA, 896.

- Çengel, Y.A. and Ghajar, A.J., 2015, Heat and Mass Transfer Fundamentals & Applications, *Grawhil Education Stillwater*, 5th Edition.
- Deviren, H., 2019, Yeni Geliştirilen Türbülatorlerin Isı Değiştiricilerinde Isıl Verim ve Basınç Kaybı Üzerindeki Etkisinin Deneysel Olarak Araştırılması, Yüksek Lisans Tezi, *Batman Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Batman.
- Durmuş A., 1993, Dönmeli Akış İçeren Dönen Borulu Isı Değiştiricisinde Isı Transferi ve Akışın İncelenmesi, Doktora Tezi, *Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Trabzon.
- Erzincanlı, S., 2019, Borularda Dalgalı Türbülatorlerin Isı Transferi Performanslarının Deneysel Olarak İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, *Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Erzurum, 28-51.
- Ertan, U., 2019, Isı Değiştiricilerinde Yeni Geliştirilen Türbülatorlerin Isı Transferi ve Basınç Kaybına Etkisi, Yüksek Lisans Tezi, *Batman Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Batman.
- Ertaylan, A., 2012, Gemilerde Kullanılan Sandık Tipi Isı Değiştiricilerin Performans Analizi ve Optimizasyonu, Yüksek Lisans Tezi, *Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, 107.
- Fan, A.W., Deng, J.J., Nakayama, A. and Liu, W., 2012, Parametric Study on Turbulent Heat Transfer and Flow Characteristics in a Circular Tube Fitted With louvered Strip Inserts, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55, 5205-5213.
- Genceli, O.F., 2005, Isı Değiştiricileri Ders Kitabı, *Birsen Yayın Evi*, İstanbul, 9789755112183.
- Incropera, F. P., Dewitt, D. P., 2007, Fundamentals Of Heat And Mass Transfer, 6th Ed., *Wiley, NJ, USA*.
- Junghan, G.H., Bergles, A.E., Nirmalan, V., Ravigururajen, T. 1985, Investigation of Turbulators For Fire Tube Bilers, *Trancsactions of The ASME*, 107, 354-360.
- Karaali, R., 2002, Isı Değiştiricilerinin Bilgisayar Destekli Optimizasyonu, Yüksek Lisans Tezi, *Mustafa Kemal Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Antakya/Hatay 78.
- Karagöz, S., Karşı, S., Yılmaz, M., Comakli, O., 2008, Density-Wave Flow Oscillations in a Water Boiling Horizontal Tube With Inserts, *Journal of Enhanced Heat Transfer*, 16(4), p 331-350.
- Karagöz, Ş ve ark., 2019, Yatay Borularda Türbülatorlerin Isı Transferlerine Olan Etkilerinin Deneysel Araştırılması, *Erzincan Üniversitesi fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, Erzincan, 12(1), 306-316.

- Kaya, O., 2013, Havadan Havaya Isı Geri Kazanım Cihazları İçin TS EN 308 Standardına Göre Test Düzeneği Tasarımı, Yüksek Lisans Tezi, *Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İzmir, 87.
- Kongkaitpaiboon, V., Nanan, K., Eiamsa-ard, S. 2010, Experimental Investigation of Convective Heat Transfer and Pressure Loss in a Round Tube Fitted With circular-ring turbulators, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37(5): 568-574s.
- Kurtbaş, İ., Gülçimen, F., Durmuş, A., 2004, Değişik Tip Kanatcıklar Kullanarak Sabit Isı Akısına Sahip Bir Isı Değiştiricisinin Etkenliğini Artırma, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 24(2): 117-125.
- Lee, C.K. ve Abdel-Moneim, S.A., 2001, Computational Analysis of Heat Transfer in Turbulent Flow Past a Horizontal Surface With Two-Dimensional Ribs, *Int. Com. Heat Mass Transfer*, 28, no. 2, 161–170.
- Lee, K., Kim, W., Si, J., 2001, Optimal Shape and Arrangement of Staggered Pins in the Channel of a Plate Heat Exchanger, *Int. Journal of Heat & Mass Transfer*, 44, 1373– 1378.
- MEB-I: 2013, Isı Değiştiriciler, Kimya Teknolojisi, T.C. Millî Eğitim Bakanlığı Ders Kitapları, Ankara, Erişim Tarihi: Şubat 2022.
- Migay, V. K., Golubev, L.K., 1970, Friction And Heat Transfer in Turbulent Swirl Flow With a Variable Swirl Generator in A Pipe, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol 2 No:3, 68-73.
- Ozden, E., Tari, İ. 2010, Shell side CFD analysis of a Small Shell and Tube Heat Exchanger, *Energy Conversion and Management*, 51: 1004-1014.
- Pourahmad, S. and Pesteei, S.M., 2016, Effectiveness NTU Analyses in a Double Tube Heat Exchanger Equipped With Wavy Strip Considering Various Angles, *Energy Conversion and Management*, 123, 462-469.
- Promvong P. and Eiamsa-ard S., 2006, Experimental Investigation of Heat Transfer and Friction Characteristics in a Circular Tube Fitted with V-Nozzle Turbulators, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 33, 591-600.
- Rao, Y., Wan, C. and Xu, Y., 2012, An Experimental Study of Pressure Loss and Heat Transfer in the Pin Fin Dimple Channels With Various Dimple Depths, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55, 6723-6733.
- Royds, R., 1921, Heat Transmission by Radation, Conduction And Convection, First Edition, *Constable and Company*, London, pp.191-201.
- Sachdeva, G., 2010, Computation of Heat Transfer Augmentation in a Plate-Fin Heat Exchanger Using Rectangular/Delta Wing, Doctoral Thesis, *Department of Mechanical Engineering National Institute of Technology*, India, 154.

- Şahin, M., 2021, Plakalı Isı Değiştiricilerinin Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Yöntemiyle Performans Değerlerinin İncelenerek Optimizasyonu ve Yüksek Verimli Plaka Tasarımı, Yüksek Lisans Tezi, *Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Sakarya, 122.
- Sarıçay, T., Erbay, L., B., 2010, Kanatlı Borulu Buharlaştırıcının Kanat Aralıklarının, Soğutma Etkinliği Üzerine Etkilerinin Sayısal İncelenmesi, *Mühendis ve Makine Dergisi*, Cilt 49, 84.
- Selbaş, R., Kızılkın, Ö., Reppich, M., 2005, A New Design Approach for Shell and Tube Heat Exchangers Using Genetic Algorithms From Economic Point of View, *Chemical Engineering and Processing*, 45, 268-275.
- Smithberg E. and Landis F., 1964, Friction and Forced Convection Heat Transfer Characteristics in Tubes with Twisted Tape Swirl Generators, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 39-49.
- Sparrow, E.M., Chaboki, A., 1984, Turbulent Fluid Flow and Heat Transfer in a Circular Tube, *ASME Journal of Heat Transfer*, 106, 766-773.
- Sungur, B. ve Topaloğlu, B., 2018, Boru İçine Yerleştirilen Konik Türbülator Sayısının Nümerik Optimizasyonu, *Technological Applied Sciences (NWSATAS)*, 13, 208-218.
- Uğurlubilek, N., ve Uralcan, İ. Y., 2011, Helisel Türbülatorün Isı Geçişine Etkisinin Sayısal İncelenmesi, *Osmangazi Üniversitesi Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi Dergisi*, Eskişehir 24, 71-84.
- Wedekind, G.L., 1971, An Experimental Investigation Into the Oscillatory Motion of the Mixture Vapor Transition Point in Horizontal Evaporating Flow. *J. Heat Transfer*, Paper No:70-HT-G, 47-54.
- Weisman, J., Yang, J.Y. and Usman, S., 1994, A Phenomenological Model For Boiling Heat Transfer and the Critical Heat Flux in Tubes Containing Twisted Tapes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 37 (1), p. 69-80.
- Wongcharee K. and Eiamsa-ard, S., 2010, Heat Transfer Enhancement by Twisted Types With Alternate Axes and Triangular, Rectangular and Trapezoidal Wings, *Chemical Engineering and Processing, Process Intensification*, 50:211-219.
- Yadav, R, and Padalkar, A., 2013, CFD Analysis of Fully Decaying, Partially Decaying and Partly Swirl Flow in Round Tubes With Short Length Twisted Tapes, *Journal of Energy Technologies and Policy*.
- Yakut K., Şahin B., Çelik C., Alemdaroğlu N., and Kurnuc A., 2005, Effects of Tapes with Delta Winglets on Heat and Vortex Characteristic, *Applied Energy*, 80, 75-95.

- Yakut, K., Şahin, B., 2004, The Effects of Vortex Characteristics on Performance of Coiled Wire Turbulators Used for Heat Transfer Augmentation, *Applied Thermal Engineering*, 24, 2427–2438.
- Yılmaz, T. ve Ayhan, T., 1983, Birbirleriyle Bağlantılı Daralan Genişleyen Kanallarda Isı Transferi, *Isı Bilimi ve Tekniği 4. Ulusal Kongresi*, 133-149.
- Yiğit, M., 2010, İç İç Borulu Yay Tipi Türbülantörlü Bir Isı Değiştiricisinde Türbülans Modellerinin Isı Transferine Etkisinin İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara.
- Zaherzadeh, N.H., Jagadish, B.S., 1975, Heat Transfer in Decaying Swirl Flows, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 18, No: 7 941-944.
- Zhu, X. W., Fu, Y. H., & Zhao, J. Q., 2016, A Novel Wavy Tape Insert Configuration For Pipe Heat Transfer Augmentation, *Energy Conversion and Management*, 127, 140-148.
- Zimparov, V., 2004, Prediction of Friction Factors and Heat Transfer Coefficients For Turbulent Flow in Corrugated Tubes Combined Twisted Tape Inserts, Heat Transfer Coefficients, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47, 385–393.
- Yildiz ME, Yılmaz A., 2022, Investigation of the Efficiency of Air Heated Solar Collectors With Different Geometries by Experimental Method, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, *Journal of Power and Energy*, Doi: 10.1177/09576509221101971.
- Anonim (2022, a), *Atom Modelleri Konu Anlatımı Isı Transferi Yöntemleri*, NKFUCOM, <https://www.nkfu.com/atom-modelleri-konu-anlatimi-tum-atom-modelleri-ve-kisa-aciklamalari/>, Erişim Tarihi: Mart 2022.
- Anonim (2022, b), Bilgioloji, *Isının konveksiyon (taşınım) yoluyla yayılması nedir?* <http://bilgioloji.com/pages/fen/fizik/sicaklik/isinin-konveksiyon-tasinim-yoluyla-yayilmasi-nedir/>, Erişim Tarihi: Nisan 2022.
- Anonim (2022, c), *Isı transferi türlerinden olan Radyasyon yolu ile ısı transferi nedir?* <https://bilimgenc.tubitak.gov.tr/makalekonveksiyon-yontemiyle-isi-akisini-gozlemleyelim/>, Erişim Tarihi: Nisan 2022.
- Anonim (2022, d), *Düz borulu ısı değiştiricisi akışkan geçişleri görseli*, konukisi.com/Assets/Documents/IsiDegistiricileri_Konukisi.pdf, Erişim Tarihi: Mayıs 2022.
- Anonim (2022, e), *Contalı levhalı ısı değiştiricisi*, <https://www.thesisat.org/plakali-esanjor-> [teknoloji-ekinendustriyel.html](https://www.teknoloji-ekinendustriyel.html), Erişim Tarihi: Mayıs 2022.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Mehmet DEMİRAY
Uyruğu : TC

EĞİTİM

Derece	Adı, İlçe, İl	Bitirme Yılı
Lise	: Atatürk Mesleki ve Teknik Anadolu Lisesi / Mersin	2003
Üniversite	: Süleyman Demirel Üniversitesi / Isparta	2011
Yüksek Lisans	: Batman Üniversitesi / Batman	2022

İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	Kurum	Görevi
2003	Uysal iş Güneş Enerjisi	Teknik Servis
2005	Teba Termo Klima	Teknik Servis
2015-Hâlen	MEB, Malabadi Mesleki ve Teknik Anadolu Lisesi / Batman	Öğretmen

UZMANLIK ALANI

Tesisat Teknolojisi ve İklimlendirme