



T.C.

**BATMAN ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**

**SİLİNDİR TİPİ TÜRBÜLATÖRLERİN ISI
TRANSFERİ PERFORMANSININ ANALİZİ**

Mehmet Eşref DEMİR

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Yenilenebilir Enerji Sistemleri Anabilim Dalı

**Mayıs-2023
BATMAN
Her Hakkı Saklıdır**

TEZ KABUL VE ONAYI

Mehmet Eşref Demir tarafından hazırlanan “Silindir Tipi Türbülatorlerin Isı Transferi Performansının Analizi” adlı tez çalışması 23/05/2023 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

Doç. Dr. Mehmet Akif KOÇ

.....

Danışman

Doç. Dr. Ramazan ŞENER

.....

Üye

Dr. Öğr. Üyesi Fatih ÖZEN

.....

Yukarıdaki sonucu onaylarım.

Prof. Dr. Osman PAKMA
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Müdürü

TEZ BİLDİRİMİ

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

DECLARATION PAGE

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

Mehmet Eşref DEMİR

Tarih: 23/05/2023

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

SİLİNDİR TİPİ TÜRBÜLATÖRLERİN ISI TRANSFERİ PERFORMANSININ ANALİZİ

Mehmet Eşref DEMİR

Batman Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü
Yenilenebilir Enerji Sistemleri Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Ramazan ŞENER

2023, 51 Sayfa

Jüri

Doç. Dr. Ramazan ŞENER
Doç. Dr. Mehmet Akif KOÇ
Dr. Öğr. Üyesi Fatih ÖZEN

Türbülatorler, ısı değiştiricilerinde akışkanlara türbülans kazandırarak, yüzeyle olan temasın artırılması yoluyla ısı transferinin yükseltilmesi için kullanılmaktadır. Türbülatorler, yüksek verimlilik gerektiren alanlarda tercih edilmektedir. Akışkanlardan efektif ısı transferi sağlanması için maksimum temas yüzeyine sahip olunması gerekmektedir. Sisteme verilen enerjiden maksimum kazanç elde edilebilmesi ve maliyetlerin en aza indirilebilmesi için tercih edilen bu tür sistemlerin kullanımı sayesinde yüksek verimlilik oranlarına ulaşmak mümkün bir hale gelmektedir. Yapılan bu çalışmada ısı transferinin artırılması kapsamında eş merkezli dış ve iç borudan oluşan ısı değiştiricisinde iç boru içerisine farklı türbülatorler yerleştirilmiştir. Isı değiştiricisinde dış boruya 98°C sıcaklığında buhar, iç boruya ise kompresör yardımıyla oda sıcaklığında belirlenen hızlarda hava akışı paralel, aynı yönlü bir şekilde uygulanmıştır. Deney düzeneğiyle ısı değiştiricisi iç borusu türbülatorsüz (boş) olduğunda, içerisinde 1 m uzunluğunda mil üzerine 15 cm adımlarla yerleştirilmiş Tip-A (çubuk) ve Tip-B (kanat) silindirik türbülatorlerin yerleştirilmesi durumlarında ısı transferi performansı incelenmiştir. Deney düzeneğinde termokupllar kullanılarak çoklu kanallı veri tarayıcı ile türbülatorsüz, Tip-A ve Tip-B silindirik türbülator durumlarında, belirlenen hızlarda ısı değiştiricisi giriş ve çıkış sıcaklıkları ölçülmüştür. Elde edilen verilere göre farklı açılardan analizler yapılmıştır. Türbülator Tip-B kullanıldığı durumda en yüksek sıcaklık farkının gerçekteştiği gözlemlenmiştir. Türbülatorsüz durum ile karşılaştırıldığında Türbülator Tip-A kullanılması durumunda 2,5 m/s hızında %28 oranında, Türbülator Tip-B kullanılması durumunda 3 m/s hızında %118 oranında artış ile maksimum sıcaklık farklarına ulaşıldığı görülmüştür. Ortalama sıcaklıkların Tip-A türbülator kullanıldığında ve türbülatorsüz durumlarda birbirlerine yakın olduğ u, Tip-B türbülator kullanıldığında ise 1 m/s ve üzeri hava akış hızlarında ortalama sıcaklığın daha yüksek olduğ u gözlemlenmiştir. Türbülator Tip-A kullanıldığında %32 ile 2,5 m/s hızında, Türbülator Tip-B kullanıldığında %157,9 ile 3 m/s hızında türbülatorsüz duruma göre en yüksek artış oranı ile Nusselt sayısına ulaşılmıştır. Türbülator Tip-A kullanıldığında %32,5 ile Reynolds 11423 değerinde, Türbülator Tip-B kullanıldığında %157,9 ile Reynolds 13899 değerinde türbülatorsüz duruma göre en yüksek h_m ısı taşınım katsayısı artış oranına ulaşılmıştır. Tip-A ve Tip-B türbülatorlerin kullanılması halinde ısı transfer miktarının ve etkinlik oranının, belirlenen Reynolds değerlerinin tümünde türbülatorsüz duruma göre daha yüksek olduğ u görülmüştür. Reynolds değerlerinin tümünde Türbülator Tip-B kullanılması durumunda belirgin bir şekilde artış ile en yüksek ısı transfer miktarına ve etkinlik oranına ulaşılmıştır. Her koşulda türbülator kullanımının ısı transferini arttırdığı, Tip-B türbülatorün Tip-A türbülatore göre belirgin bir şekilde daha iyi ısı transfer performansı gösterdiğ i görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: enerji verimliliği, ısı değiştiriciler, ısı transferi, türbülator

ABSTRACT

MS THESIS

PERFORMANCE ANALYSIS OF CYLINDER TYPE TURBULATORS IN HEAT EXCHANGERS

Mehmet Eşref DEMİR

**INSTITUTE OF GRADUATE STUDIES BATMAN UNIVERSITY OF BATMAN
UNIVERSITY**

**THE DEGREE OF MASTER OF SCIENCE
IN RENEWABLE ENERGY SYSTEMS**

Advisor: Assoc. Prof. Dr. Ramazan ŞENER

2023, 51 Pages

Jury

Assoc. Prof. Dr. Ramazan ŞENER

Assoc. Prof. Dr. Mehmet Akif KOÇ

Asst. Prof. Dr. Fatih ÖZEN

Turbulator is used in heat exchangers to enhance heat transfer rates from the fluids by increasing the contact surfaces of the fluids by increasing the turbulence flow. More contact surfaces are necessary for effective heat transfer, particularly in applications requiring high productivity and capabilities. By using turbulators, the maximum energy gain can be achieved, leading to high efficiency rates and lower costs. In this study, different turbulators are placed in the inner tube of the heat exchanger, which consists of concentric outer and inner pipes, within the scope of increasing the heat transfer. In the heat exchanger, steam was applied to the outer pipe at a temperature of 98°C, and to the inner pipe with the help of the compressor, the air flow was applied in a parallel and same direction at different speeds. The contribution of the cylindrical turbulator to the energy efficiency of the heat exchanger was investigated. Heat transfer performance was analysed in the case of placing Type-A (rod) and Type-B (wing) cylindrical turbulators placed on a 1 m-long shaft with 15 cm steps using the experimental setup. In the experimental setup, the inlet and outlet temperatures of the heat exchanger were measured at various speeds using Type-A and Type-B cylindrical turbulator and without turbulator (empty) conditions by using thermocouples via data logger. It has been observed that the highest temperature difference occurs when turbulator Type-B is used. Compared to the empty (without turbulator) condition, it was observed that maximum temperature differences were reached with a %28 increase at 2,5 m/s speed in the case of using Turbulator Type-A, and %118 increase at 3 m/s speed in the case of using Turbulator Type-B. It has been observed that the average temperatures are close to each other in case of Type-A turbulator is used and without turbulator, while the average temperature is higher at 1 m/s and above air flow rates when Type-B turbulator is used. It was observed that the highest Nusselt number were reached with a %32 increase at 2,5 m/s speed in the case of using Turbulator Type-A, and %157,9 increase at 3 m/s speed in the case of using Turbulator Type-B, compared to the empty (without turbulator) condition. The highest hm heat transfer coefficient increase rate was reached at Reynolds 11423 for Turbulator Type-A as %32,5 and at Reynolds 13899 for Turbulator Type-B as %157,9, compared to the empty inner pipe condition. In the case of using Type-A and Type-B turbulators, it was observed that the heat transfer amount and effectiveness rate were higher than the case without a turbulator in all of the determined Reynolds values. In the case of using Turbulator Type-B in all Reynolds values, the highest heat transfer amount and effectiveness rate were reached with a significant increase. It has been observed that the use of turbulators increases the heat transfer and the Type-B turbulator has a significantly better heat transfer performance than the Type-A turbulator, in all conditions.

Keywords: energy efficiency, heat exchangers, heat transfer, turbulator.

ÖNSÖZ

Her zaman için enerji ve optimum düzeyde verimli kullanımı insanoğlu için başlıca gündem maddesi olarak hayatımızdaki yerini vazgeçilmez bir şekilde korumaktadır. Enerji verimliliği için ısı değıştirciler içerisinde türbülatorler çok sık kullanılmaktadır. Farklı iki tipte geliştirilen silindirik türbülatorlerin bir ısı değıştirici içerisinde kullanılmasıyla elde edilen enerji verimliliği düzeyinin araştırılması üzerine bir tez çalışması yapılmıştır.

Tez çalışmamın planlanmasında, araştırılmasında, yürütülmesinde ve oluşumunda ilgi ve desteğini esirgemeyen, bilgi ve tecrübelerinden yararlandığım, yönlendirme ve bilgilendirmeleriyle çalışmamı bilimsel temeller ışığında şekillendiren sayın hocam Doç. Dr. Ramazan ŞENER'e sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Zor günlerimde hep yanımda olan, tez süresi boyunca moral ve motivasyonumu hep yüksek tutan eşime, çocuklarıma sevgilerimi sunarım.

Hayatımın her aşamasında maddi ve manevi desteklerini hiç esirgemeyen kardeşlerime, evlatları olmaktan gurur duyduğum kıymetli anne ve babama şükranlarımı sunarım.

Mehmet Eşref DEMİR
BATMAN-2023

İÇİNDEKİLER

ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
ÖNSÖZ	vi
İÇİNDEKİLER	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xi
TABLOLAR DİZİNİ.....	xii
1. GİRİŞ	1
1.1. Isı Transfer Mekanizmaları.....	2
1.1.1. Isı İletimi.....	3
1.1.1.1. Kararlı Hal Isı İletimi.....	3
1.1.1.2. Geçici Isı İletimi	4
1.1.2. Konveksiyon ile Isı Transferi	4
1.1.2.1. Zorlanmış Konveksiyon.....	5
1.1.2.2. Doğal Konveksiyon	6
1.1.3. Işınlama ile Isı Transferi.....	6
1.2. Isı Değiştiriciler	7
1.2.1. Fonksiyonel Bakış Açısına Göre Sınıflandırma	8
1.2.1.1. İyileştirici Isı Değiştiriciler	8
1.2.1.2. Rejeneratif Isı Değiştiriciler.....	8
1.2.1.3. Doğrudan Karıştırmalı Isı değiştiriciler	9
1.2.2. Transfer Süreçlerine Göre Sınıflandırma.....	9
1.2.2.1. Doğrudan Temaslı Isı Değiştiriciler	9
1.2.2.2. Dolaylı Temaslı Isı Değiştiriciler	10
1.2.3. Akış Düzenine Göre Sınıflandırma.....	10
1.2.3.1. Eş Akım Akışlı Isı Değiştiriciler	10
1.2.3.2. Karşı Akım Akışlı Değiştiriciler.....	11
1.2.3.3. Çapraz Akışlı Isı Değiştiriciler	11
1.2.4. Geometrik Yapıya Göre Sınıflandırma.....	14
1.2.4.1. Boru Şeklindeki Isı Değiştiriciler	14
1.2.4.2. Plaka Şeklindeki Isı Değiştiriciler	17
1.2.4.3. Kompakt Isı Değiştiriciler	19
1.2.5. Akışkan Fazına Göre Sınıflandırma	20
1.2.6. Diğer Sınıflandırma	20
1.3. Isı Değiştiricilerin Seçimi	21
1.4. Türbülatorler	21
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	23

3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	32
3.1. Tasarlanan Silindir Tipi Türbulatorler	32
3.2. Isı Transfer Deney Düzenegi ve Bileşenleri	32
3.3. Hesaplama Yöntemi.....	37
3.3.1. Sürtünme Katsayı Hesabı.....	37
3.3.2. Reynolds Sayısı Hesabı	37
3.3.3. Nusselt Sayısı Hesabı.....	38
3.3.4. Ekserji Analizi Hesaplamaları	40
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA.....	43
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	49
5.1. Sonuçlar	49
5.2. Öneriler	51
KAYNAKÇA.....	52
ÖZGEÇMİŞ	55

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

A	: Alan (m^2)
A_{yan}	: İç borunun yanal alanı (m^2)
A_k	: İç borunun kesit alanı (m^2)
C	: Isıl kapasite (W)
V_{ort}	: Akışkanın ortalama hızı (m/s)
c_p	: Sabit basınç özgül ısısı ($J/kg^{\circ}K^{-1}$)
D	: İç borunun iç çapı (m)
E^*	: Ekserji kayıp oranı
f	: Sürtünme faktörü
h_m	: Isı transfer taşınım katsayısını (W/m^2K^{-1})
I	: Tersinmezlik (W)
k	: Isı iletim katsayısı ($W/m^{\circ}K^{-1}$)
L	: İç boru uzunluğu (m)
N_s	: Entropi üretim oranı
Nu	: Nusselt sayısı
Re	: Reynolds sayısı
ΔP	: Boru giriş-çıkışı arasındaki basınç farkı (Pa)
Q	: Akışkana aktarılan toplam ısı (W)
Q_{maks}	: Maksimum ısı transferi (W)
Q_g	: Giriş çıkış arası gerçek ısı transferi (W)
$\dot{S}_{top}$	: Toplam entropi ($W/^{\circ}K$)
$\dot{S}_{top,\Delta p}$	: Basınç farkından kaynaklanan entropi ($W/^{\circ}K$)
$\dot{S}_{top,\Delta T}$	: Sıcaklık farkından kaynaklanan entropi ($W/^{\circ}K$)
$\dot{S}_{top,boş}$	: Boş (türbülatorsüz) borudaki entropi ($W/^{\circ}K$)
$\dot{S}_{top,tür}$	: Türbülatorlü boruda entropi ($W/^{\circ}K$)
T_y	: Yüzey sıcaklığı ($^{\circ}C$)
T_g	: Akışkanın giriş sıcaklığı ($^{\circ}C$)
T_{ϕ}	: Akışkanın çıkış sıcaklığı ($^{\circ}C$)
T_o	: Ortam sıcaklığı ($^{\circ}K$)
ΔT_1	: Yüzey sıcaklığı ve giriş sıcaklığı farkı ($^{\circ}K$)

ΔT_2	: Yüzey sıcaklığı ve çıkış sıcaklığı farkı ($^{\circ}\text{K}$)
ΔT_{lm}	: Logaritmik sıcaklık farkı ($^{\circ}\text{K}$)
U	: Toplam ısı transfer katsayısı ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}^{-1}$)
ν	: Akışkanın kinematik viskozitesi (m^2/s)
ρ	: Akışkanın yoğunluğu (kg/m^3)
ε	: Etkinlik oranı
$\dot{m}$	: Akışkanın kütleli debisi (kg/s)
V	: Akışkanın hızını (m/s)
μ	: Dinamik viskozite, (kg/ms^{-1})
θ_0	: Yüzey ile akışkan arasındaki sıcaklık farkı ($^{\circ}\text{K}$)
NTU	: Isı geçiş birim sayısı
Nu	: Nusselt sayısı
Re	: Reynolds sayısı

Kısaltmalar

$\dot{q}$	: Çıkış
$\dot{q}_g$	: Giriş
$\bar{}$	: Ortalama
J	: Joule
kJ	: Kilojoule
$^{\circ}\text{C}$	: Derece celsius
$^{\circ}\text{K}$	: Kelvin
mm	: Mili metre
m	: Metre
$^{\circ}$	: Derece

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. Isı transferinin sınıflandırılması	3
Şekil 1.2. Bir duvar bölümünden kararlı hal ısı iletimi	4
Şekil 1.3. Her iki taraftan konveksiyon ısı transferine tabi bir duvar kesiti	5
Şekil 1.4. Işınım ile ısı transferi	7
Şekil 1.5. Dinamik tip rejeneratif ısı değiştirici	9
Şekil 1.6. Eş zamanlı akış konfügrasyonu	10
Şekil 1.7. Karşı akım akış konfigürasyonu	11
Şekil 1.8. Karışık akışlarla çapraz akış konfigürasyonu	12
Şekil 1.9. Karışmamış akışlarla çapraz akış konfigürasyonu	12
Şekil 1.10. Çok geçişli çapraz akış konfügrasyonu	13
Şekil 1.11. Kabuk ve borulu ısı değiştirici	14
Şekil 1.12. Tek kabuk geçişli ve tek boru geçişli tip	15
Şekil 1.13. Tek kabuk geçişli ve iki boru geçişli tip	15
Şekil 1.14. İki kabuk geçişli ve dört boru geçişli tip	16
Şekil 1.15. Sarmal borulu ısı değiştirici tipleri	17
Şekil 1.16. Plaka ve çerçeve ısı değiştiriciler	18
Şekil 1.17. Spiral ısı değiştiriciler (şematik gösterim)	19
Şekil 1.18. Isı değiştiricilerinin kompaktlığına genel bir bakış	19
Şekil 1.19. Laminer akış ve türbülanslı akış	22
Şekil 1.20. Türbülanslı boru akışında farklı akış katmanları.....	22
Şekil 1.21. Sargılı tel türbülator ve eş merkezli çift borulu ısı eşanjöründe yerleşimi.....	22
Şekil 3.1. Kanat-çubuk silindirik tip türbülatorlar ve mil üzerine yerleştirilmiş hali.....	32
Şekil 3.2. Kurulu deney düzeneği ve bileşenleri genel görünüşü.....	33
Şekil 3.3. Deney düzeneği kurulumu ve bileşenleri blok şema	33
Şekil 3.4. Çubuk silindirik tip türbülatorün ısı değiştiricisi iç borusuna yerleştirilmesi...34	
Şekil 3.5. Kanat silindirik tip türbülatorün ısı değiştiricisi iç borusuna yerleştirilmesi...35	
Şekil 3.6. Deneyde kullanılacak dijital anemometre.....	35
Şekil 3.7. Deney düzeneğindeki hava fan motoru.....	36
Şekil 3.8. ELİMKO E-680 32 kanallı dijital veri tarayıcı.....	36
Şekil 4.1. Farklı hızlarda hava akışında boş boru ve türbülatorlü durumlarda ölçülen sıcaklıklar.....	43

Şekil 4.2. Farklı hızlarda hava akışında boş boru ve türbülantörlü durumlarda sıcaklık farkı.....	44
Şekil 4.3. Farklı hızlarda hava akışında boş boru ve türbülantörlü durumlarda ortalama sıcaklık.....	45
Şekil 4.4. Farklı hızlarda hava akışında boş boru ve türbülantörlü durumlarda Nusselt sayısı.....	45
Şekil 4.5. Farklı Re değlerlerde hava akışında boş boru ve türbülantörlü durumlarda Nusselt sayısı.....	46
Şekil 4.6. Farklı Re değlerlerde hava akışında boş boru ve türbülantörlü durumlarda ısı transfer miktarı.....	47
Şekil 4.7. Farklı Re değlerlerde hava akışında boş boru ve türbülantörlü durumlarda etkinlik oranı	48

TABLÖLAR DİZİNİ

Tablo 3.1. Hesaplanan reynolds değlerleri.....	38
--	----

1. GİRİŞ

Fosil enerji rezervlerindeki azalma ve bu enerji rezervlerinin oluşturduğu çevre kirliliği problemleri nedeniyle yenilenebilir enerji kaynaklarının araştırılmasının yanı sıra mevcut tüketilen enerjinin daha verimli bir şekilde kullanılması önemli hale gelmiştir. Bu nedenle enerji tasarrufuna yönelik olarak ısı sistemlerin ısı transferi uygulamalarında kullanılacak ısı değiştiricilerin araştırılması ve geliştirilmesi, bu sistemler içerisindeki boru ve kanallarda ısı transferi etkinliğini artırma ihtiyacı ortaya çıkmıştır.

Isı değiştiricileri, bir akışkanın sıcaklığını veya fazını değiştirmek için kullanılan cihazlardır. Yoğurturucu, buharlaştırıcı, soğutucu, ısıtıcı vb. farklı isimler altında petrokimya ve kimya endüstrilerinin, soğutma, ısıtma, iklimlendirme tesislerinin, termik santrallerinin hemen hemen tüm aşamasında farklı kapasitelerde ve tipte görülebilir. Isı enerjisinden en üst seviyede faydalanılarak yakıt tasarrufu sağlamak için ısı değiştiricileri çok sık kullanılır. Isı değiştiriciler, içerisinde geçen iki proses akışkanı arasında ısı transferini sağlarlar. Sıcak akışkandan alınan ısı soğutma suyundan tasarrufu, soğuk akışkana aktarılan ısı ise akışkanı ısıtmak için gereken yakıttan tasarrufu sağlar. Proses akımları arasında ısı alışverişinin çok olması yakıt tüketimi ve soğutma suyu ihtiyacını ters orantılı olarak azaltır.

Isı transferi, enerjinin bir yerden diğerine aktarılmasıdır. Isı, sıcak bir kaynaktan soğuk bir kaynağa doğru akar ve bu süreçte ısı transferi gerçekleşir. Yüzey alanının genişletilmesi yerine ısı taşınım katsayısının arttırılmasıyla ısı transferindeki artış sağlanır. Isı taşınım katsayısının arttırılmasında ısı değiştiricide türbülans arttırıcı yöntemlere başvurulur. Bu yöntemlerden biri türbülator kullanmaktır. Türbülator ile boru içindeki havanın mevcut akış rejimi değişerek pasif yöntemle iyileştirme sağlanmaktadır. Eşanjör uygulamaları ve kazan uygulamalarında, ısı değiştirici boruların içerisine türbülator yerleştirilerek verimin iyileştirilmesi sağlanır.

Isı transferi iyileştirme teknolojisi soğutma, otomobil üretimi ve petrol, gaz ve petrokimya proses endüstrileri gibi ısı transferi uygulamalarında yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu teknolojinin kullanılma amacı, ısı transfer ünitelerinde daha yüksek ısı akılarının elde edilmesidir. Bu teknolojinin kullanımının sonuçları, dönüştürücü seviyesindeki termal izlenimlere indirgenebilir, bu da dönüştürücülerin sürüş sıcaklığındaki farkı azaltır, entropi üretiminde bir azalmaya ve termodinamiğinin ikinci yasasının verimliliğinde bir artışa neden olur.

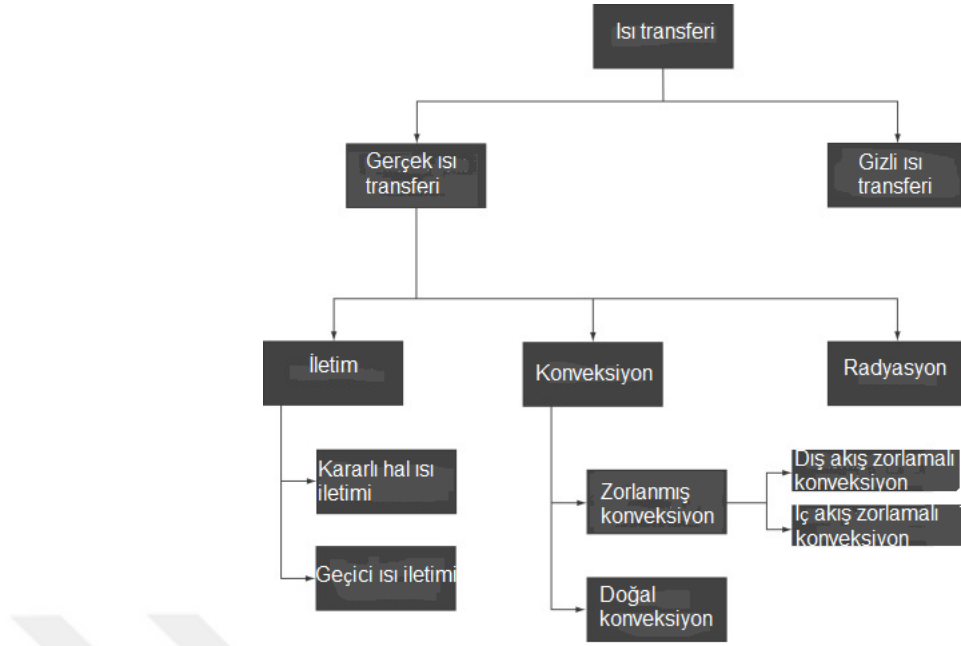
Isı transferi ve ısı değiştiricileri, endüstriyel süreçlerin, enerji üretiminin, ısıtma ve soğutma sistemlerinin ve diğer birçok uygulamanın verimliliğini artırmak için önemlidir. Bu nedenle, bu konuların araştırılması ve geliştirilmesi, daha verimli ve sürdürülebilir endüstriyel işlemler ve enerji sistemleri için önemlidir.

Isı değiştiricilerin boruları içinde türbülanslı akış oluşturularak verimlilikleri arttırılabilmektedir. Türbülanslı akış ile daha az enerjili laminar akışa göre boru duvarlarıyla daha fazla temas sağlanmaktadır. Bu türbülanslı akışı elde etmenin bir yolu, akışkanın akışını değiştirerek boru duvarı ile teması arttıran türbülatorlerdir. Türbülatorler, en yaygın şekilde kullanılan ısı transferi iyileştirme yöntemi olarak karşımıza çıkmaktadır.

1.1. Isı Transfer Mekanizmaları

Isı transferi, sistemler veya cisimler arasındaki sıcaklık farkının varlığından dolayı enerji akışı olarak tanımlanır. Bir sistem ısı kazandığında, termal enerji içeriği yükselir. Bu, sistemin moleküler aktivitesindeki artışa bağlanır. Belirli bir sistemin sıcaklığı, sistemin içerdii termal enerji içeriğini yansıtır. İki cisim farklı sıcaklıklarda olduğunda, termal bir denge kurulana kadar aralarında bir enerji transferi gerçekteşir. Bir sisteme ısı transferi gerçekteştiğinde, moleküler enerjide bir artış olur. Bu, sistemin iç enerjisinde bir artışa yol açar. Sistemden belirli bir çevreye ısı transferi gerçekteştiğinde, moleküllerin içerdii enerji azaldıkça sistemin iç enerjisi azalır.

Isı transferi, belirli sistemler arasındaki ısı transfer hızını belirlemektedir. Isı transferi üç farklı mekanizma ile gerçekteşebilir: iletim, konveksiyon ve radyasyon. İletim yoluyla ısı transferi, kararlı hal ve geçici ısı iletimi olarak alt sınıflara ayrılmaktadır. Konveksiyon yoluyla ısı transferi, zorlanmış ve doğal konveksiyon olmak üzere sınıflandırılmaktadır. Zorlanmış konveksiyon yöntemiyle ısı transferi, dış akış ve iç akış zorlamalı konveksiyon olarak alt sınıflara ayrılmaktadır. Bahsedilen bütün bu sınıflandırmalar gerçekte ısı transferinin alt sınıflandırmasıdır. Isı transferinin bir de gizli transfer boyutu bulunmaktadır. Isı transferinin detaylı bir şekilde sınıflandırılması Şekil 1.1’de gösterilmektedir.



Şekil 1.1. Isı transferinin sınıflandırılması (Dincer ve ark., 2018)

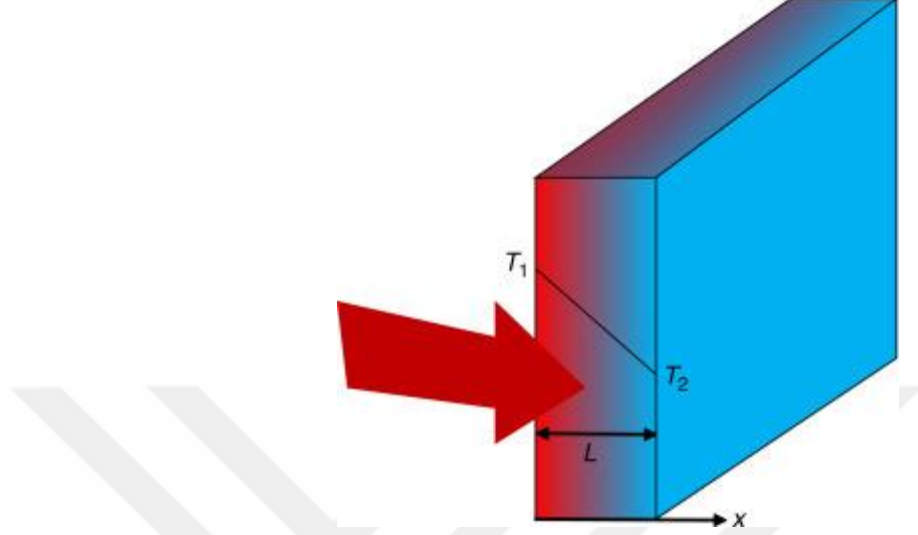
1.1.1. Isı İletimi

İletim ısı transferi, termal enerjinin daha enerjik olandan daha az enerjik komşu parçacıklara aktarıldığı bir enerji transfer mekanizmasıdır. İletim katılarda, sıvılarda ve gazlarda gerçekleşir. Katılarda enerji transferi, serbest elektronların hareketinin yanı sıra kafes moleküler titreşimleri nedeniyle gerçekleşir. Oysa sıvılarda veya gazlarda moleküller sürekli rasgele hareket halindedir ve moleküllerin difüzyonunun yanı sıra çarpışması nedeniyle enerji transferi gerçekleşir. İletim ısı transfer hızı, ortam malzemesine ve geometrisine bağlıdır. Ek olarak, ortamın kalınlığı kadar sıcaklık gradyanı da ısı transfer oranını etkiler. Isı iletimini kararlı hal ısı iletimi ve geçici ısı iletimi olarak iki kısım halinde incelemek mümkündür.

1.1.1.1. Kararlı Hal Isı İletimi

Kararlı durum, zamanla değişmeyen koşulları ifade eder. İletim ısı transferi sırasında, yüzey sıcaklıklarının zamanla değişmediği durumlarda, bu tür durumlar diferansiyel denklemleri çözmeye gerek kalmadan termal direnç kavramından yararlanarak analiz edilebilir. Elektrik devrelerinde, aralarındaki potansiyel farktan dolayı akım iki nokta arasında akar. Benzer şekilde, termal devrelerde sıcaklık farkı voltaja benzer ve ısı transfer hızı elektrik akımına benzer. Kararlı durum koşulları için, duvarın

enerjisinde zamanla bir değişiklik olmaz. Duvar içine iletim ısı transfer hızı, duvar içindeki ısı transfer oranına eşittir, bu da duvardan dışarı ısı transfer oranına eşittir (Şekil 1.2).



Şekil 1.2. Bir duvar bölümünden kararlı hal ısı iletimi (Dincer ve ark., 2018)

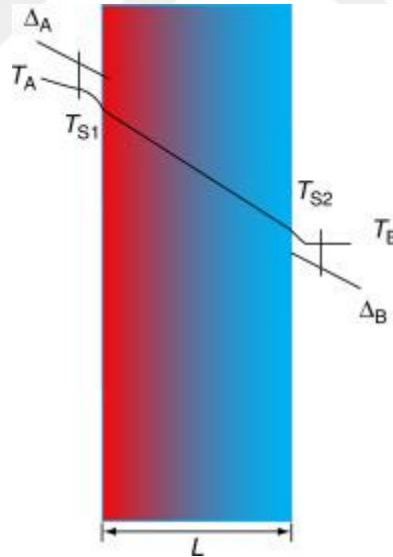
1.1.1.2. Geçici Isı İletimi

Belirli bir katı nesne ile çevresi arasındaki ısı transfer hızı zamanla değiştiğinde, kararsız veya geçici ısı transferi olarak bilinir. Bu gibi durumlarda, vücudun herhangi bir noktadaki sıcaklığı ve ısı içeriği zamana ve mesafeye göre değişir. Çeşitli mühendislik ve enerji uygulamalarında zamana bağlı geçici ısı transferi problemleriyle karşılaşılmaktadır. Isıtma veya soğutma sırasında katı bir nesnenin geçici ısı transferinin kesin analizi, işleme koşullarını iyileştirmenin yanı sıra enerji tasarrufu sağlamak ve dolayısıyla yüksek kaliteli ürünler elde etmek için gereklidir.

1.1.2. Konveksiyon ile Isı Transferi

Isı transferinin konveksiyon modu, sıvının bir kısmı diğeriyle karıştırıldığında bir sıvı içinde gerçekleşir. Konveksiyon yoluyla ısı transferi, akışın doğasına göre sınıflandırılabilir. Fan, pompa veya atmosferik rüzgar gibi harici araçların neden olduğu akışlar, zorlanmış konveksiyon olarak sınıflandırılır. Bununla birlikte, akışkan içindeki sıcaklık farklılıklarından ve yoğunluk değişimlerinden kaynaklanan akışkandaki kaldırma kuvvetleri nedeniyle akış indüklendiğinde, doğal veya serbest konveksiyon

olarak sınıflandırılır. Örneğin, sıcak bir gıda maddesi atmosfere maruz kaldığında, doğal konveksiyon olur. Öte yandan, soğuk hava deposuna konulan bir gıda ürünü için, hava akışı ile bu akışa maruz kalan bir gıda maddesi arasında zorlanmış konveksiyonla ısı transferi gerçekleşir. Isı transferi katı cisimler yoluyla gerçekleştiğinde, ısı transferi modu yalnızca iletimdir. Ancak katı bir yüzeyden sıvı veya gaza ısı transferi kısmen iletim, kısmen de konveksiyon nedeniyle gerçekleşir. Gaz veya sıvının kayda değer bir hareketi olduğunda, iletim ısı transferi gaz veya sıvıdaki konveksiyon yoluyla ısı transferine kıyasla ihmal edilebilecek kadar küçük olur. Bir sıvı içinde taşınım ile ısı transferi meydana geldiğinde iletim ve yığın sıvı hareketinin birleşik etkileridir. Genel olarak aktarılan ısı, akışkanın duyulur ısıdır. Sıvı ve buhar halleri arasında bir faz değişiminin meydana geldiği durumlarda, konveksiyon süreçleri aynı zamanda gizli ısı alışverişini de içerir. Şekil 1.3'deki duvarda ısı transferi, yüksek sıcaklıktaki A akışkanından düşük sıcaklıktaki B akışkanına kalınlığı L olan bir duvar vasıtasıyla gerçekleşir. A akışkanındaki sıcaklık, duvar bölgesi içinde bir T_{S1} sıcaklığına düşer. Genel olarak, duvar yüzeyinin yakınındaki ince filmler Δ_A veya Δ_B dışında, yığın akışkan sıcaklığı hemen hemen sabittir.



Şekil 1.3. Her iki taraftan konveksiyon ısı transferine tabi bir duvar kesiti (Dincer ve ark., 2018)

1.1.2.1. Zorlanmış Konveksiyon

Zorlanmış konveksiyon ısı transferinin analizi, katı bir yüzey ile hareket eden bir sıvı arasında meydana gelen ısı transferini ele alır. Zorlanmış konveksiyon ısı transferinde

yer alan birkaç ekipman örneği ısı eşanjörleri, zorlanmış su ve hava soğutucuları, zorlanmış su ve hava kondenserleri ve buharlaştırıcılarıdır. Zorlanmış konveksiyon, bir boru içinde veya boyunca akış ve düz bir plaka boyunca akış gibi çeşitli durumlarda meydana gelebilir.

Akışkan akışı belirli bir kanal veya geçitle sınırlı olmadığında ve boru, düz plaka, silindir veya küre gibi herhangi bir yüzey üzerinde sınırsız olarak aktığında, dış akış olarak sınıflandırılır.

Bir sıvı akışı, boru veya kanal gibi belirli bir geçit içinde akışla sınırlandırıldığında, iç akış olarak sınıflandırılır. Çeşitli enerji uygulamalarında iç akışlı zorlanmış taşınım durumlarıyla karşılaşılmaktadır. Klima sistemlerinin kanallarında akan havanın ısı kazancı veya kaybı, içten akışlı zorlanmış konveksiyona bir örnektir. Ayrıca bir enerji santralindeki buhar borularından ısı kaybı da tipik bir örnektir.

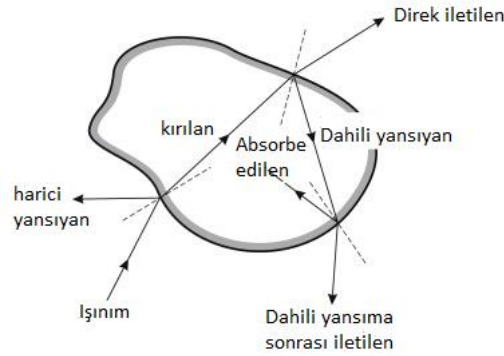
1.1.2.2. Doğal Konveksiyon

Doğal konveksiyonla ısı transferi, sıcaklık farklılıklarından kaynaklanan yoğunluk değişimlerinden dolayı gerçekleşir. Birçok durumda, doğal konveksiyona bağlı konvektif ısı transferi oranı ihmal edilebilecek kadar küçüktür. Doğal konveksiyon ısı transfer katsayıları genellikle zorlanmış konveksiyon ısı transfer katsayılarından çok daha küçüktür. Çeşitli uygulamalarda doğal taşınım durumlarıyla karşılaşılmaktadır. Bu durum, yüksek nemli soğuk odalarda, çatıya monte kondenserlerde kullanılan yerçekimi serpantinlerinde, ev tipi buzdolaplarının kondenserlerinde ve buharlaştırıcılarında, alan ısıtma için süpürgelik radyatörlerinde ve konvektörlerde görülür. Birden fazla ısı transferi modu içeren çeşitli sistemlerde, doğal konveksiyon nedeniyle ısı transferine karşı direnç en yüksektir ve bu nedenle bir sistemin performansında veya tasarımında önemli bir rol oynar. Ayrıca, ısı transfer oranlarının veya işletme maliyetlerinin en aza indirilmesi gerektiğinde, zorlanmış taşınım göre doğal taşınım tercih edilir.

1.1.3. Işınım İle ısı Transferi

Mutlak sıfırdan daha yüksek sıcaklıktaki herhangi bir nesne ısıma enerjisi yayar. Yayılan ısıma enerjisi belirli bir alıcıya çarptığında malzemenin yansıtma, soğurma ve geçirgenlik özelliklerine bağlı olarak bir kısmı yansıtılır, bir kısmı emilir ve bir kısmı iletilir. Isı bu şekilde sıcak bir nesneden soğuk bir nesneye aktarıldığında ışıma ile ısı

aktarımı olarak bilinir (Şekil 1.4). Belirli bir cismin sıcaklığı ne kadar yüksek olursa yayılan enerji miktarı o kadar fazla olur. Bu nedenle farklı sıcaklık seviyelerindeki iki cisim, bir cisimden yayılan radyasyon diğer cisim tarafından kesilecek şekilde yerleştirildiğinde, daha düşük sıcaklıktaki cisim, yaydığından daha fazla enerji alacak ve dolayısıyla iç enerjisinde artışa neden olacaktır. Benzer şekilde daha yüksek sıcaklıktaki nesnenin iç enerjisinde bir azalma olacaktır. Radyasyonla ısı transferi, katı yüzeyler arasında sıklıkla meydana gelmekle birlikte gazlar arasında da mümkündür. Bütün gazlar belirli dalga boylarında radyasyon yayar ve emer.



Şekil 1.4. Işınım ile ısı transferi (Mişçenko ve ark., 2015)

1.2. Isı Değiştiriciler

Enerji ve çevre küresel ölçekte tüm dünyanın çok işlevli bir problemi olmaya devam etmektedir. Enerjinin verimli bir şekilde aktarılması iyi tasarlanmış ekolojik ısı değiştiricilerle mümkün olabilmektedir.

Isı değiştiriciler, farklı sıcaklıklarda ve termal temasta iki veya daha fazla proses akışkanı arasında ısı alışverişi yapan bir ısı transfer cihazıdır. Isı değiştiricilerde ısı transferi, yüksek sıcaklıktaki bir akışkandan düşük sıcaklıktaki bir akışkana gerçekleşir. Genellikle, ısı transferi sırasında akışkanların fazı değişmez. Isı iletiminin yanı sıra, karmaşık uygulamalarda termal konveksiyon ve radyasyon uygulanır. Isı değiştiriciler, bina ısı ve iklimlendirme sistemleri, soğutma üniteleri, buhar santralleri, kimyasal işleme tesisleri, ulaşım güç sistemleri vb. gibi birçok evsel ve endüstriyel uygulamada kullanılmaktadır.

Literatürde farklı bakış açılarına göre ısı değiştiricilerin kategorizasyonuna yönelik birçok yaklaşımda bulunulmuştur. Genel olarak ısı değiştiriciler fonksiyonel

bakış açısına, transfer süreçlerine, akış düzenine, geometrik yapısına, akışkan fazına göre sınıflandırılabilir.

1.2.1. Fonksiyonel Bakış Açısına Göre Sınıflandırma

Isı değiştiriciler işlevlerine göre iyileştirici, rejeneratif, doğrudan karıştırmalı olmak üzere üç gruba ayrılmaktadır.

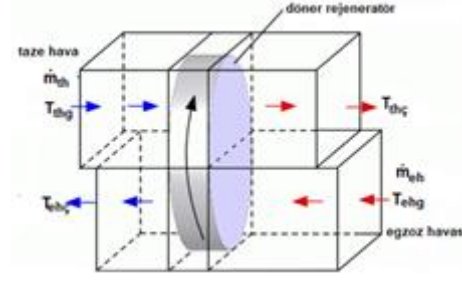
1.2.1.1. İyileştirici Isı Değiştiriciler

İyileştirici ısı değiştiriciler, her sıvı için ısı değiştirici boyunca ve yolları ayıran duvar boyunca eşzamanlı olarak akan ayrı akış yollarına sahiptir. Isı ayırma duvarından aktarılır. Rejeneratif ısı değiştiricilere kıyasla daha yaygındırlar. Bazen dolaylı temas, doğrudan temas ve özel ısı değiştiriciler olarak gruplandırılırlar.

1.2.1.2. Rejeneratif Isı Değiştiriciler

Birikimli veya kapasitif olarak da adlandırılan rejeneratif ısı değiştiriciler, ısıнын sıcak sıvıdan ısı enerjisini biriktiren bir malzemeye (matris olarak adlandırılır) transfer edildiği süreçle karakterize edilir. Daha sonra, ısı değiştirici içinden akan soğuk sıvı, matristeki enerjiyi uzaklaştırır ve ısıtılır. Matris soğuyarak başlangıç durumuna geri döner ve döngü tekrar eder.

Rejeneratif ısı değiştiricileri statik ve dinamik olarak iki alt gruba ayırmak mümkündür. Bir matris hareketi ile karakterize edilir. Statik ısı durumunda, matris durağandır (sabittir) ve tek bir sıvı akışına maruz kalır. Isı biriktiğinde, enerjiyi çıkarmak için başka bir sıvı akışı girer. Dinamik olanlarda ise aynı anda her iki akışa maruz kalan hareketli bir matris bulunmaktadır. Rotorun bir yarısı sıcak sıvıyla, diğer yarısı soğuk olanla karşı karşıyadır. Başlangıç durumunun tek bir dönüşte geri kazanıldığı bir rotor hareketi sağlar. Şekil 1.5’de dinamik tip rejeneratif ısı değiştiricisi görülmektedir.



Şekil 1.5. Dinamik tip rejeneratif ısı değıştirci (Bulgurcu ve ark., 2020)

Güneş enerjisi sistemiyle donatılmış evlerde, egzoz gazları enerji geri kazanımına sahip rejeneratif ünitelerde ve diğer bazı enerji yoğun endüstrilerde rejeneratif ısı değıştircilerin birikmiş tipine rastlamak mümkündür. Gelecekte, daha düşük dereceli ısıyı geri kazanmak ve enerji verimliliğini artırmak için araştırmalarda bulunulduğunda rejeneratörlerin kullanımının artması muhtemeldir.

1.2.1.3. Doğrudan Karıştırmalı Isı değıştirciler

Doğrudan karıştırmalı tipi ısı değıştirciler, hiç ayrılmayan sıvı akışlarıyla karakterize edilir. Bu nedenle, ısı transferi sırasında akışkanlar karıştırılır ve karşılık gelen sıcaklıklar eşitlenir. Bu tipte olanlar pratikte nadiren kullanılmaktadır.

1.2.2. Transfer Süreçlerine Göre Sınıflandırma

Isı değıştirciler transfer süreçlerine göre doğrudan temaslı, dolaylı temaslı olarak gruplandırılabilir.

1.2.2.1. Doğrudan Temaslı Isı Değıştirciler

Bu tip ısı değıştircilerinde ayırıcı duvar yoktur. Bu nedenle ısı doğrudan sıcak akışkandan soğuk akışkana aktarılır. Doğrudan temaslı ısı değıştirciler, akışkan tiplerine göre birbirine karışmayan iki sıvı, sıvı-gaz, sıvı-buhar, gaz-katı, gaz-sıvı, sıvı-katı veya katı-katı gibi tiplerde olabilir. Tek koşul, su ve yağ gibi iki (veya daha fazla) akışın karışmaz olmasıdır. Doğrudan temaslı ısı değıştircileri kullanmanın avantajları arasında, ısı transfer performansının düşmesine yol açan paslanacak veya kirlenecek yüzeylerin bulunmaması yer alır. Dezavantajı, akışkanların aynı basınçta olması gerekir. Bu da

ekstra maliyetlere yol açar. Karıştırma (sıvılar karışmaz olsa bile) kaçınılmazdır ve bu da akışların kirlenmesine neden olur. Enerji santrallerinin açık buharlaşmalı soğutma kuleleri, su buharı için jet kondenserler, enerji santrallerinde açık beslemeli su ısıtıcıları, petrol endüstrisinde kullanılan barometrik kondenserler gibi birçok sistemde kullanılmaktadır.

1.2.2.2. Dolaylı Temashlı Isı Değiştiriciler

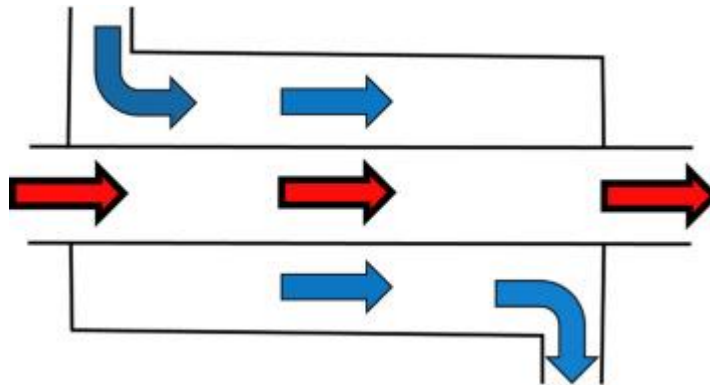
İki (veya daha fazla) sıvı akışı, tüpler, plakalar vb. gibi geçirimsiz bir yüzey kullanılarak ayrılır. Bu nedenle sıvılar birbirine karışmamaktadır. Bu grubun yaygın olarak bilinen bir temsilcisi otomobil radyatörüdür.

1.2.3. Akış Düzenine Göre Sınıflandırma

Isı değiştiriciler akış yolu konfigürasyonuna dayalı olarak eş akım akışlı, karşı akım akışlı ve çapraz akışlı olmak üzere sınıflandırılabilirler.

1.2.3.1. Eş Akım Akışlı Isı Değiştiriciler

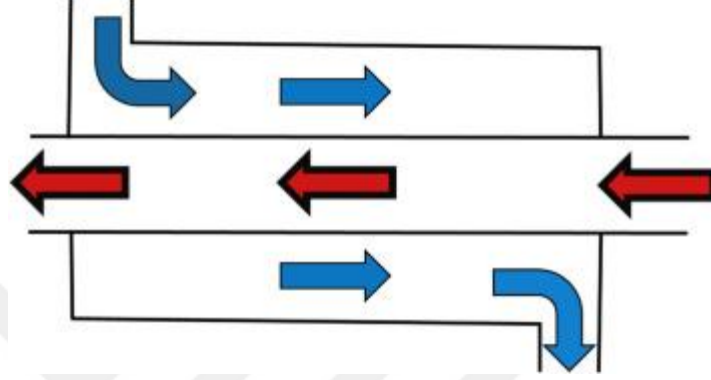
Eş zamanlı (veya paralel) akış, ısı değiştiricinin bir ucundan birlikte giren, aynı yönde (yani birbirine paralel) akan ve ısı değiştiricinin karşı ucundan birlikte ayrılan iki sıvı akımı ile karakterize edilir (Şekil 1.6).



Şekil 1.6. Eş zamanlı akış konfigürasyonu (sıcak akış kırmızı, soğuk akış mavi) (Pekaş, 2020)

1.2.3.2. Karşı Akım Akışlı Değişiriciler

Karşıt akımlı bir ısı değiştiricide, iki sıvı birbirine paralel ancak zıt yönlerde akar. Şekil 1.7’de karşı akım akış konfigürasyonunun şematik çizimi gösterilmektedir. Bu tiptekiler, daha az üniform duvar sıcaklıkları sağlar. Ama verimlilik yönünden eş akımlı bir ısı değiştiriciden daha yüksektir ve daha az bağlı ısı transfer yüzey alanı gerektirir.

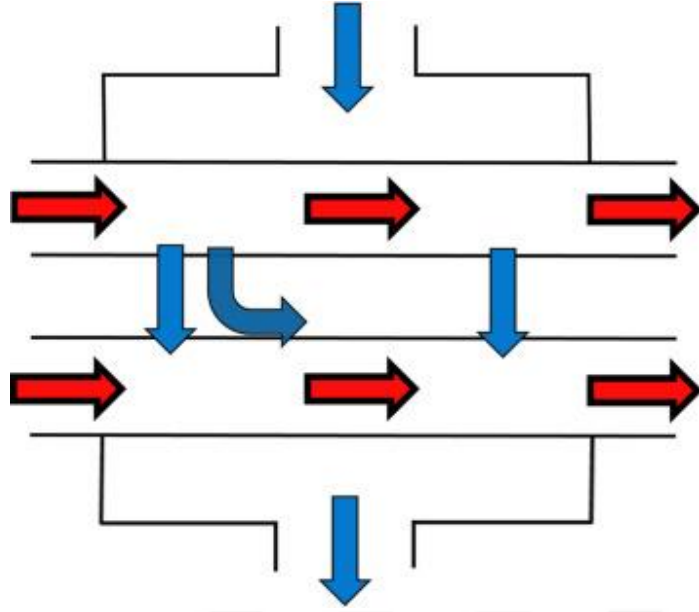


Şekil 1.7. Karşı akım akış konfigürasyonu (sıcak akış kırmızı, soğuk akış mavi) (Pekar, 2020)

1.2.3.3. Çapraz Akışlı Isı Değiştiriciler

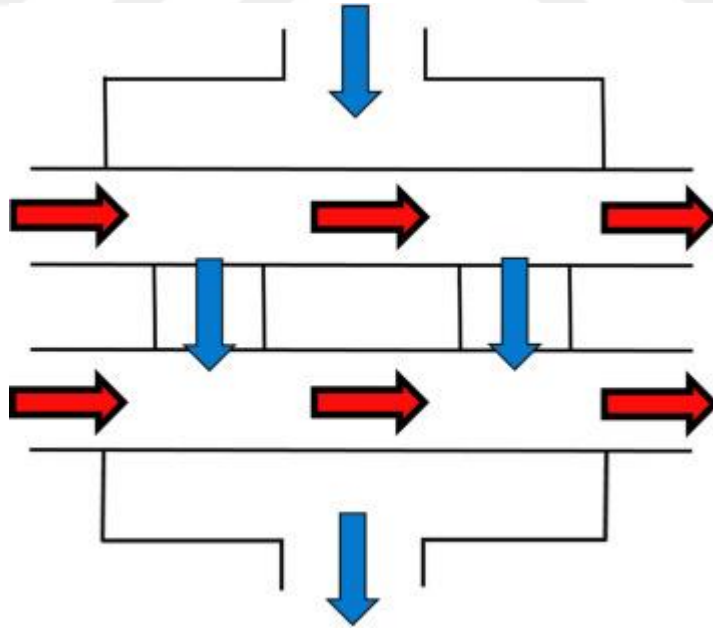
Çapraz akışlı bir ısı değiştiricide, iki sıvı birbirine dik açılarda akar. Genellikle sıvı-gaz veya gaz-gaz akımlarının kombinasyonu için kullanılır. Karışık akışlara sahip ve karıştırılmamış akışlara sahip ısı değiştiriciler olmak üzere sınıflandırılabilir.

Karışık akışlı ısı değiştiricisinde, ana sıvı akışı başka bir akışa diktir. Ancak, başka bir akışa paralel yönde kısmen sapmıştır (Şekil 1.8).



Şekil 1.8. Karışık akışlarla çapraz akış konfigürresi (sıcak akış kırmızı, soğuk akış mavi) (Pekaş, 2020)

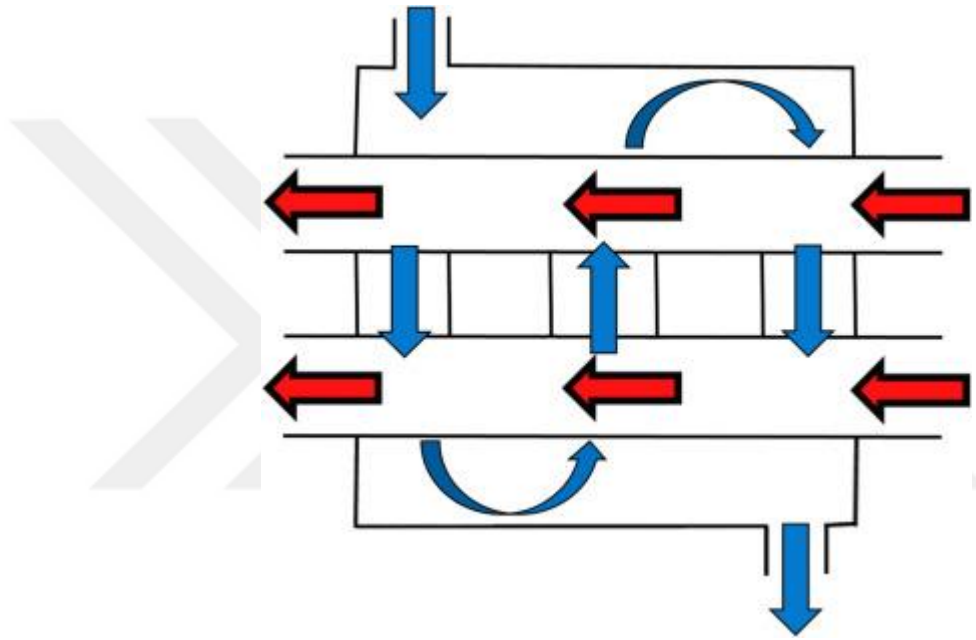
Karıştırılmamış akışlara sahip ısı değıştircilerde, Şekil 1.9’da gösterildiğı gibi sıvı akışlarının karışmasını önlemek için bölmeler, plakalar veya başka bariyerler bulunmaktadır.



Şekil 1.9. Karışmamış akışlarla çapraz akış konfigürresi (sıcak akış kırmızı, soğuk akış mavi) (Pekaş, 2020)

Çapraz akışlı ısı değıştircilerin başka bir olası alt sınıflandırması, ısı transfer matrisindeki hareketlerin sayısına bağlıdır. Çapraz akışlı ısı değıştirciler, tek geçişli çapraz akışlı ve çok geçişli çapraz akışlı olmak üzere iki sınıf altında incelenebilir.

Tek geçişli çapraz akışlı ısı değıştircilerde, sıvılar Şekil 1.8’de ve Şekil 1.9’da gösterildiği gibi ısı transfer matrisi boyunca birbirine dik ancak yine de tek (sabit) bir yönde hareket eder. Çok geçişli ısı değıştirciler içerisinde bir sıvı akışı diğer sıvı akışının akış yolu boyunca ileri geri hareket eder. Genellikle, Şekil 1.10’da görüldüğü gibi çapraz ve karşı akım akışlarının birleşimi şeklinde karşımıza çıkmaktadır.



Şekil 1.10. Çok geçişli çapraz akış konfigürasyonu (sıcak akış kırmızı, soğuk akış mavi) (Pekaş, 2020)

Çapraz akışlı ısı değıştirciler gaz türbinlerinde sıklıkla kullanılır. Verimlilik ve ters akım ile paralel akış ısı değıştirciler arasında gerekli bağıl ısı transfer yüzey alanı açısından orta düzeydedirler. Verimlilik açısından sıvılar arasındaki duvarın yüzey alanını en üst düzeye çıkarırken, ısı değıştirci boyunca sıvı akışına karşı direnci en aza indirecek şekilde tasarlanmıştır. Karşı akıma karşı çapraz akış seçimini etkileyen bir özellik, basınç düşüştür. Endüstriyel uygulamada, her üç akış tipinin de hibritleri sıklıkla kullanılır. Genellikle, karşı akım ve çapraz akışların bir kombinasyonu sıklıkla kullanılmaktadır.

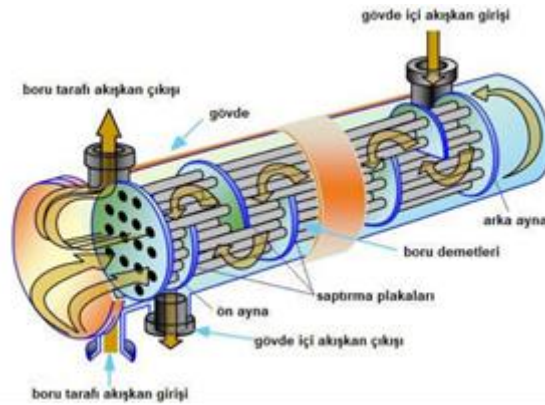
1.2.4. Geometrik Yapıya Göre Sınıflandırma

Isı değıştirciler, geometrik yapılarına göre boru, plaka, kompakt, rejeneratif şeklinde sınıflandırılabilir.

1.2.4.1. Boru Şeklindeki Isı Değıştirciler

Bu tür ısı değıştirciler, mühendislik uygulamalarında yaygın olarak kullanılmaktadır. Bunlar birçok türde, boyutta ve akış düzenlemesinde üretilir. Boru şeklindeki ısı değıştircilerin avantajı ve popüleritesi, çok çeşitli çalışma sıcaklıkları ve basınçları için uygulanabilirliklerinde yatmaktadır. Bir dizi kategoriye ve çeşitli bakış açılarına göre boru şeklindeki ısı değıştirciler kabuk ve borulu, boru içinde boru, boru içinde plaka, sarmal borulu, fırınlar, hava soğutmalı ve özel boru şeklinde olmak üzere alt bölümlere ayrılabilirler.

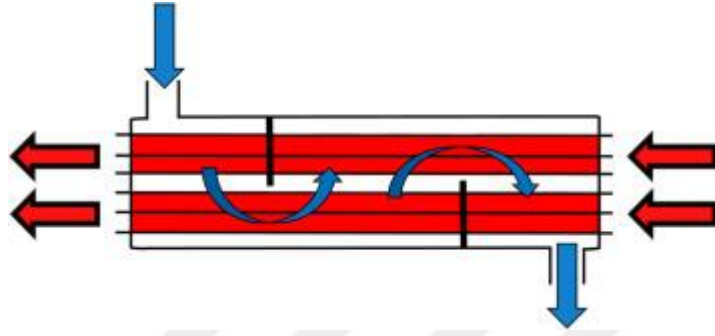
Kabuk ve borulu ısı değıştirciler, endüstride sıklıkla kullanılmaktadır. Silindirik bir kabuğun içine monte edilmiş bir dizi yuvarlak borudan oluşurlar ve sıvının boru tarafına girip çıktığı ön ve arka başlıklar, boru demeti, kabuk ve bölmeler olmak üzere beş ana parçadan oluşmaktadır. Bölmeler, boruları desteklemek, sıvı akışını borulara yaklaşık olarak enine yönlendirmek (bu ısı transfer yoğunluğunu artırır) ve kabuk sıvısının türbülansını arttırmak için kullanılır. Bir akışkan boruların dışından akarken, ikinci akışkan ısı alışverişini sağlayan boruların içinden akar (Şekil 1.11).



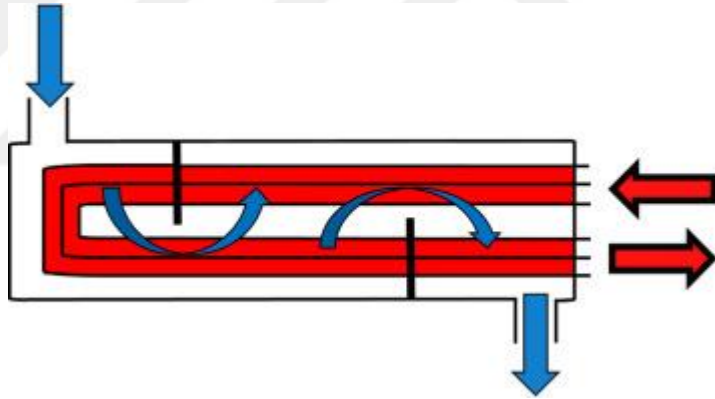
Şekil 1.11. Kabuk ve borulu ısı değıştirci (Bulgurcu ve ark., 2020)

Kabuk ve borulu ısı değıştircilerin varyasyonları arasındaki farklar, yapım detaylarında ve akış konfigürasyonlarının düzenlenmesinde yatmaktadır (eş akım, karşı

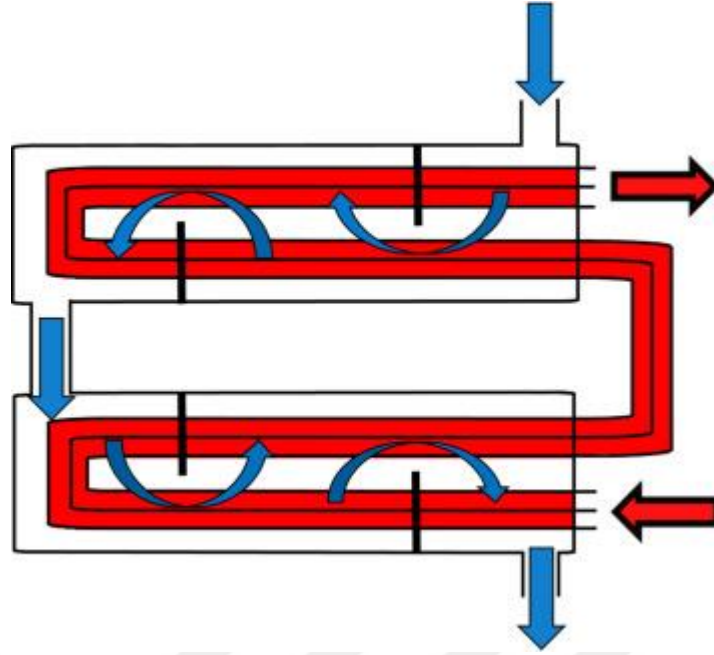
akım). Tek kabuk geçişli ve tek boru geçişli (Şekil 1.12), tek kabuk geçişli ve iki boru geçişli (Şekil 1.13) ve iki kabuk geçişli ve dört boru (Şekil 1.14) geçişli olmak üzere üç tip kabuk ve borulu ısı değiştirici bulunmaktadır. Şekil 1.13’de bir çift borulu ısı değiştirici (daha büyük bir boru içinde yer alan bir veya daha fazla borudan oluşan) gösterilmektedir.



Şekil 1.12. Tek kabuk geçişli ve tek boru geçişli tip (sıcak akış kırmızı, soğuk akış mavi) (Pekaş, 2020)



Şekil 1.13. Tek kabuk geçişli ve iki boru geçişli tip (sıcak akış kırmızı, soğuk akış mavi) (Pekaş, 2020)



Şekil 1.14. İki kabuk geçişli ve dört boru geçişli tip (sıcak akış kırmızı, soğuk akış mavi) (Pekaş, 2020)

Bu tipteki ısı değıştircilerde, sıvı-sıvı, sıvı-gaz veya gaz-gaz akışkanlar kullanılmaktadır. Petrokimya veya ilaç endüstrisi gibi endüstriyel uygulamalarda bunlara rastlanmaktadır.

En basit boru biçimli konfigürasyon, boru içinde boru ısı değıştirciler ile temsil edilir. Daha küçük çaplı olanın daha büyük çaplı borunun içine yerleştirildiği eş merkezli iki borudan oluşurlar. Boruların her birinin içinde farklı akışkanlar akar. Bu konfigürasyon, düşük ısıtma gücü uygulaması için kullanılmaya uygundur ve bu nedenle endüstride yaygın olarak kullanılmamaktadır.

Plaka içinde boru ısı değıştirciler içerisindeki borulara destek görevi gören plakalar bulunmaktadır. Bu plakalar oluşturduğu kanatçıklar sayesinde ekstra yüzey alanı sağlarlar. Bu tip ısı değıştirciler, iklimlendirme uygulamaları ve ısı geri kazanımı gibi uygulamalarda kullanılmaktadır.

Sarmal borulu ısı değıştirici, ısı transferini artıran spiral şeklindeki borulardan oluşur ve kirlenme çok sık görülür. Kirlenme, çalışma sırasında ısı transfer yüzeylerinde istenmeyen malzemenin birikmesidir. Tıkanma maddesi kir, kum, pas, tuz kristalleri vb. tarafından oluşturulabilir ve verimi düşürür. Şekil 1.15’de sarmal borulu ısı değıştirici tipleri gösterilmektedir.



Şekil 1.15. Sarmal borulu ısı değıştirici tipleri (Bulgurcu ve ark., 2020)

Fırınlarda, proses akışkanını sarmal olarak sarılmış veya düz borular içerisinde geçer ve ısıtmayı ya brülörler ya da elektrikli ısıtıcılar sağlar. Fırınlarda, buhar ve gaz türbinli enerji santrallerinde yaygın olarak kullanılmaktadır.

Hava soğutmalı ısı değıştirici, bir boru demetinden, bir fan sisteminden ve destekleyici bir yapıdan oluşur. Daha iyi ısı transferi için ek bir yüzey alanı, borulara monte edilen kanatçıklar tarafından sağlanır. Fanlar ya borulardan hava üflemek için boru demetinin altına ya da içerisinde havayı emmek için boruların üstüne yerleştirilir. Bu tip, soğutma suyunun kullanılmadığı uygulamalarda kullanılmaktadır.

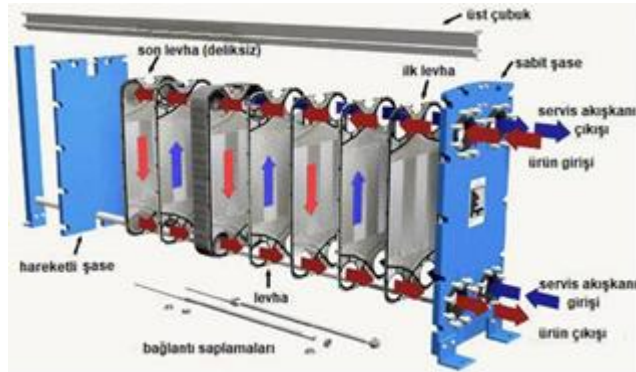
Özel boru şeklindeki ısı değıştiriciler, bir boru, bir çalışma akışkanını ve bir fitilleme malzemesinden oluşan ısı borularını içerir. Akışkan önce ısıyı alır. Daha sonra buharlaştırılır, borunun diğer ucuna geçirilir ve burada yoğunlaşarak ısı verir. Son olarak, kılcal hareketle borunun sıcak tarafına geri döner, bu da tekrar buharlaşmayı sağlar.

1.2.4.2. Plaka Şeklindeki Isı Değıştiriciler

Bu tür ısı değıştiriciler, ısı alışverişini sağlayan kaynaklı veya cıvatalı plakalardan oluşur. Plaka geometrisi nedeniyle genellikle orta sıcaklık ve basınç farkları için tasarlanırlar. Nispeten yüksek bir yüzey alanı-hacim oranı olması nedeniyle gıda işleme, kriyojenik ve kimya endüstrileri gibi çeşitli endüstriyel uygulamalarda kullanılmaktadır. Plaka ve çerçeve, plaka kanatlı, spiral ve ince levha olmak üzere çeşitli tipleri vardır.

Plaka ve çerçeve ısı değıştiriciler, bir çerçeve görevi gören iki dikdörtgen uç eleman arasına monte edilmiş çok sayıda ince kabartmalı levhadan yapılmıştır. Plakalarda sıvı akışı için delikler bulunur ve bunlar bir conta ile ayrılır. Plakaların her birinin bir tarafı sıcak akışkan akışına, karşı tarafı ise soğuk akışkan akışına maruz kalmaktadır. Bu tür ısı değıştiricinin avantajı, ısı gücünün değıştirilmesi gerektiğinde bazı plakaların eklenmesi veya çıkarılmasıdır. Ayrıca, temizlemek için kolayca ayrılabilirler. Dezavantajı, plakaların kaynaklanması veya giriş ve çıkış elemanlarının ardı sıra

kaynaklanarak birlikte yakılması ile çözülebilecek sızıntı sorunu yaşanabilmesidir. Plaka ve çerçeve ısı değiştirici iç yapısı ve kısımları Şekil 1.16’da gösterildiği gibidir.



Şekil 1.16. Plaka ve çerçeve ısı değiştiriciler (Bulgurcu ve ark., 2020)

Plaka kanatlı ısı değiştiriciler, kompakt ısı değiştiriciler grubu içinde de sınıflandırılabilir. Çok yüksek bir kompaktlık faktörü ($6000 \text{ m}^2/\text{m}^3$ 'e kadar) ile karakterize edilirler. Kompaktlık faktörü, toplam ısı transfer yüzey alanı miktarının ısı değiştirici hacmine oranı ile ifade edilir. Bu ısı değiştiriciler, paralel plakalar arasına yerleştirilmiş kanatçıklardan oluşur. Kanatçıklar, eş akım, karşı akım ve çapraz akışlara veya bunların kombinasyonlarına izin verir. Bu tip ısı değiştiriciler, genellikle gazdan gaza, gaz sıvılaştırma veya kriyojenik uygulamalarda ve düşük basınç koşullarında kullanılır.

Spiral ısı değiştiriciler, bir rulo mandrel tarafından bir bobin şeklinde oluşturulan iki uzun düz paralel plakadan oluşur. İki yüzey arasındaki mesafe bir mesafe pimi kullanılarak ayarlanır. Uçlar, akışkanların tünelden akabilmesi için kaynaklı veya contalarla kapatılmıştır (Şekil 1.17). Bu tür ısı değiştiricilerin avantajı, daha iyi bir ısı transferi sağlaması ve daha az kirlenme eğiliminde olmasıdır. Bu tipler içerisinde kirlenen ve viskoz veya partikül içeren akışkanlar kullanılabilir. Bu tipler, kullanılan üretim teknolojisi nedeniyle oldukça pahalıdır.



Şekil 1.17. Spiral ısı değiştiriciler (şematik gösterim) (Bulgurcu ve ark., 2020)

İnce levha terimi bir plaka tüpünü ifade eder. İnce levha ısı değiştiriciler, ya kaynaklı bir ince levha demeti olarak veya bir ince levha kanatlı konfigürasyonda plaka ısı değiştiricisi içerisindeki boru yakınına monte edilir. Kompaktlık faktörü, plaka kanatlı ısı değiştiricilerden biraz daha azdır. Tipik olarak, genişletilmiş bir yüzey veya yüksek çalışma basıncı gerektiğinde uygulanırlar.

1.2.4.3. Kompakt ısı Değiştiriciler

Yapısal tasarımlarından bağımsız olarak, kompaktlık faktörü yaklaşık $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ 'ten büyük olan ısı değiştiriciler kompakt ısı değiştiriciler olarak adlandırılır. ısı değiştiricilerin kompaktlık sınıflandırması Şekil 1.18'de gösterilmektedir.



Şekil 1.18. Isı değiştiricilerinin kompaktlığına genel bir bakış (Bulgurcu ve ark., 2020)

Örneğin, insan akciğerlerinin faktörü yaklaşık $20.000 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ve arabalardaki radyatörlerin faktörü yaklaşık $1000 \text{ m}^2/\text{m}^3$ 'tür. Hacimlerine rağmen, kabuk ve boru veya boru içinde

boru ısı değiştirciler, 70 ila 500 m²/m³ arasında değişen kompaktlık faktörleri nedeniyle kompakt kabul edilmezler. Daha büyük bir ısı değişim yüzeyi oluşturmak için kanatçıklar veya bir oluk kullanılır. Kanatlar kaynak, lehimleme, yapıştırıcı bağlama veya mekanik bir bağlantı ile monte edilir. Plaka kanatlı kompakt ve boru kanatlı kompakt ısı değiştirciler olmak üzere iki tip kompakt ısı değiştirici bulunmaktadır ve bunlardan geometrik yapıya göre sınıflandırma içerisinde bahsedilmiştir. Genellikle kanatların gaz tarafına yerleştirildiği gaz-sıvı uygulamalarında kullanılırlar.

Rejeneratif ısı değiştircilerden fonksiyonel bakış açısına göre sınıflandırma içerisinde bahsedilmiştir.

1.2.5. Akışkan Fazına Göre Sınıflandırma

Akışkan sıcaklığı belirli bir kritik değere ulaştığında, akışkan fazı (durumu) değişir. Bu faz değişimi sabit bir basınç değeri için yapılır. Yoğunlaştırıcı (kondenser), buharlaştırıcı (evaporatör) ve kristalleştirici şeklinde üç temel kategoriye ayrılabilir.

Yoğunlaştırıcılarda, ısı akışkandan çevreye salınır. Buhar santrallerinde, kimyasal işleme tesislerinde ve uzay araçları için nükleer elektrik santrallerinde çeşitli uygulamalar için kullanılırlar. Ana tipler arasında yüzey yoğunlaştırıcılar, jet yoğunlaştırıcılar ve buharlaşan yoğunlaştırıcılar bulunur. Doğrudan ve dolaylı yoğunlaştırıcı olarak da sınıflandırılmaktadırlar.

Buharlaştırıcı (kondenser), akışkan sıvının akışkan gaza dönüştürüldüğü bir cihazdır. Isı, sadece yüzeyinden değil akışkan hacminin tamamından aktarılırsa, bir buharlaştırıcı yerine bir kazan elde edilir. Gaz-gaz ısı değiştirciler söz konusu olduğunda, sıvı-sıvı ısı değiştircilere kıyasla yoğunlaştırıcı tarafında veya buharlaştırıcı tarafında yüzey alanının 10 kata kadar daha büyük olması gerekir.

Kristalleştirici, sıvı halden katı hale geçişten sorumlu bir ısı değiştiriciyi temsil eder. Bu, çevreye ısı salınımı ile yapılır.

1.2.6. Diğer Sınıflandırma

Isı değiştirciler, amaçlanan uygulamaya göre de sınıflandırılabilir. Özel gereksinimler, birçok ısı değiştirici tipinin gelişmesine yol açmıştır. Bazıları belirli uygulamalara özgüdür. Arabalar için radyatörler ve nükleer santraller için soğutma kuleleri vb. buna örnek gösterilebilir.

Başka bir olası sınıflandırma, akış düzenlemelerine (tek geçişli ve çok geçişli) ve ısı transfer mekaniğine göre iki tarafta tek fazlı akış, bir tarafta tek fazlı akış diğer tarafta çift fazlı akış, iki tarafta çift fazlı akış (bir tarafta/iki tarafta, tek fazlı/çift fazlı konveksiyon kombinasyonları) olabilir.

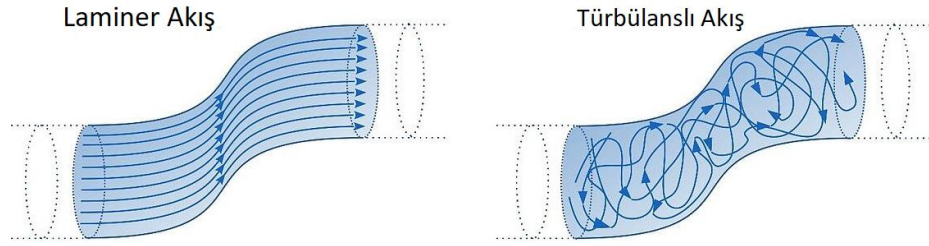
1.3. Isı Değiştiricilerin Seçimi

Aynı fonksiyonları yerine getiren ve işlevsel yönden aynı şartlar altında çalışan ısı değiştirici tipini seçmek, ısı değiştirici tipinin seçiminde temel kuraldır. Aynı zamanda ısı değiştirici tipinin seçiminde kullanıcının deneyimi de çok önemlidir. Genel olarak ısı değiştirici tipi seçiminde öne çıkan faktörler aşağıdaki şekilde sıralanabilir.

- Temizleme, muayene, bakım ve eklenebilirlik
- Ortam sıcaklık ve basıncı
- Performans verileri, basınç düşümleri, sıcaklık planlaması, akışkan hızları
- Kirlenme potansiyeli
- Ekonomik etmenler
- Akışkanların fazları ve türü
- Isı değiştiricinin ebatları
- Tasarım tipi ve kullanılacak malzeme türleri
- Ulaşılabilirlik

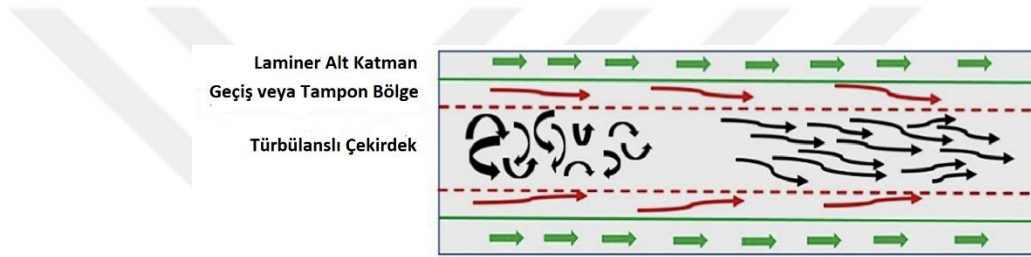
1.4. Türbülatorler

Kanatlı borulu ısı eşanjörlerinde, akışkanın tüp duvarlarıyla temas derecesi sistemin genel verimliliğini etkiler. Sıvı tüp duvarıyla ne kadar çok temas ederse, ısı transferi o kadar iyi ve daha ekonomik olur. Isı transfer ekipmanının verimliliğini artırmak için kullanılan bir yöntem, ısı eşanjörünün boruları içinde türbülans yaratmaktır. Bunu yaparak, daha az enerjili laminar akışa göre tüp duvarlarıyla daha fazla temas sağlayan türbülanslı akış elde edilir (Şekil 1.19).



Şekil 1.19. Laminer akış ve türbülanslı akış (<https://resources.system-analysis.cadence.com/blog/msa2022-the-differences-between-laminar-vs-turbulent-flow/>)

Türbülanslı boru akışında, laminer bir alt katman (duvarın yanında), bir geçiş bölgesi (tampon bölge) ve tamamen türbülanslı bir çekirdek (borunun merkezinde) dahil olmak üzere üç akış katmanı vardır (Şekil 1.20).



Şekil 1.20. Türbülanslı boru akışında farklı akış katmanları (Varnaseri ve ark., 2020)

Bu arzu edilen türbülanslı akışı elde etmenin bir yolu, akışkanın akışını değiştirerek tüp duvarı ile teması maksimize eden türbülátörlerdir. Türbülátörler silindirik, spiral, delikli palet karıştırıcı, halka yüzeyli, konik vb. olmak üzere birçok farklı tiplerde bulunmaktadır. Türbülátörler mevcut ısıl kapasite için yakıttan tasarruf, kazan veriminin ve kapasitesinin optimum seviyede kullanılması gibi avantajlar sağlar. Şekil 1.21’de örnek bir türbülátör olarak sargılı tel ve bu türbülátörün eş merkezli çift borulu bir ısı eşanjörü içerisine yerleştirilmiş hali gösterilmektedir.



Şekil 1.21. Sargılı tel türbülátör ve eş merkezli çift borulu ısı eşanjöründe yerleşimi (Celik ve ark., 2023)

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Türbülatorler, buhar kazanlarında ve sıcak su kalorifer kazanlarında duman borularına uygulanmasıyla, duman gazlarının boru cidarı ile olan temasını arttıran ve duman gazlarına türbülans kazandırarak ısı transferini arttıran, sisteme aktarılan enerjiden daha çok verim kazandıran elemanlardır.

Yüksek sıcaklıktaki baca gazı ile atmosfere attığımız enerji, konutlarda ve sanayide kullanılan sıcak su kazanlarındaki enerji kaybımızın en önemli kısmını oluşturmaktadır. Bu nedenle duman borularına türbülator takılarak baca gazı üzerindeki enerjinin kazan suyuna aktarılması sağlanmalıdır. Türbülatorler, duman boruları içerisinde türbülans oluşturarak duman gazlarının baca yüzeyi ile olan temasını genişletir ve geçiş hızını düşürürler. Böylelikle duman gazlarının üzerindeki ısının efektif olarak kazan suyuna aktarımı sağlanır. Kazan veriminin artması sağlanarak duman gazlarının çıkış sıcaklığı düşürülür, yakıt tüketimi azaltılır, kazan kapasitesi optimum şekilde kullanılır ve çevre kirliliği azaltılır. Sonuçta ısı transferi artırılır.

Turgut (2005) yaptığı çalışmada eş eksenli iç içe iki borudan oluşan bir ısı değiştiricisinin iç borusunun girişine 48 mm, 50 mm, 52 mm kanat çaplarında türbülatorler 10°, 20° ve 40° farklı kanat açılarında olmak üzere yerleştirilmiştir. Oluşturulan dönmeli akışın basınç kayıpları ve ısı transferi üzerine olan etkileri üzerinde durulmuştur. Deney sonuçlarında kanat açısının değişiminin etkinlik, ısı transferi ve basınç kaybı açısından önemli birer parametre olduğu tespit edilmiştir. Türbülator kanat açısı küçüldükçe doğru orantılı bir şekilde akışkanın dönme açısı azalmıştır. Böylece akım yolu uzamış ve ısı transferinde artış sağlanmıştır.

Thianpong vd. (2012) tarafından bükümlü halkalarla (TR'ler) donatılmış bir borudaki ısı transferi, sürtünme faktörü ve termal performans özellikleri deneysel olarak incelenmiştir. Deneyler, 6000 ile 20000 arasında değişen Reynolds sayıları için üç farklı genişlik oranı ($W/D = 0,05, 0,1$ ve $0,15$) ve üç eğim oranı ($p/D = 1, 1,5$ ve 2) olan TR'ler ve test akışkanı olarak hava kullanılarak yapılmıştır. Tipik dairesel halkalar (CR'ler) ayrıca bir değerlendirme için test edilmiştir. Deneysel sonuçlar, en geniş oranı ($W/D = 0,15$) ve en küçük hatve oranı ($p/D = 1,0$) dışında, çoğu TR'nin CR'lerden daha düşük Nusselt sayıları ve sürtünme faktörü verdiğini ortaya koymuştur. Ayrıca genişlik oranı arttıkça ve hatve oranı azaldıkça Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü artmıştır. Bununla birlikte, en küçük genişlik oranı ve hatve oranı ile TR'ler tarafından bir maksimum termal

performans faktörü ilişkilendirilmiştir. Isı transferi (Nu) ve sürtünme faktörünün (f) ampirik korelasyonları da bu çalışmaya dahil edilmiştir.

Boran vd. (2014) çalışmasında eş merkezli iç içe borulu tip bir ısı değiştirici deney düzeneği kurulmuştur. Eş merkezli iç içe borulu ısı değiştiricinin dış tarafındaki boruda zıt yönlü su akışı, iç borusunda ise sıcak hava akışı uygulanmıştır. Isı değiştiricinin boruları bakır malzemeden yapılmıştır. Isı kayıplarını azaltmak için dıştaki borunun dış yüzeyi yalıtım malzemesi ile kaplanmıştır. Fan aracılığıyla ısı değiştiricinin iç borusuna gönderilen hava, ısıtıcı ile sabit sıcaklıkta oluşturulan sıcak havadır. Boru içerisine yerleştirilen türbülötörlerle akışkanın türbülansı arttırılmıştır. Deneylerden alınan verilerin grafiksel analizi ile ısı transferinde bir iyileşme görülmüştür.

Budak vd. (2015) yaptığı çalışmada dört farklı tipteki türbülötörlerin konsantrik tip bir ısı değiştiricide iç borunun girişine yerleştirildiğindeki ısı transferine etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Delik konumları farklı ve deliksiz olarak imal edilen türbülötörlerin ısı transferine etkisini gözlemlemek üzere zıt ve aynı yönlü paralel akış şartlarında yerine getirilen sayısal çalışmada, sonlu hacimler metodu temelli yazılım ANSYS Fluent programı aracılığıyla temel korunum denklemleri üç boyutlu, türbülanslı akış şartlarında ve sürekli rejimde çözülmüştür. Hava akışının farklı debi değerlerinde sayısal analiz sonuçları alınmıştır. Sıcaklık ve hız dağılımları, yapılan sayısal analizler sonucunda elde edilmiştir.

Buyruk vd. (2017) yaptığı çalışmada, plakalı kanatçıklı ısı değiştiricilerde ısı transferini yükseltmek için birleşik ısı transferi yöntemiyle iç-dış zikzak (C tipi) ve zikzak (B tipi) şeklinde iki farklı dikdörtgensel kanatçık tipi tasarlanmıştır. Enerji denkleminin FLUENT programı ve üç boyutlu Navier-Stokes kullanılarak bunların zamandan bağımsız ısı transferine olan etkileri ortaya çıkarılmış ve basınç hesaplamaları yapılmıştır. Hava, akışkan olarak kullanılmıştır. Çalışmada, kanatçık yüksekliğinin ve Reynolds sayısının farklı değerlerinin ısı transfer artışına etkisi, sıcak ve soğuk akışkanların sıcaklık dağılımları paralel ve ters akış şartlarında incelenmiştir. Soğuk akışkan sıcaklığının paralel akış durumunda zikzak kanatçıklı kanalda %7,6, ters akış durumunda iç-dış zikzak kanatçıklı kanalda %8,4 düz kanala göre kanal çıkışında artış elde edilmiştir.

Karagöz vd. (2017) yaptığı çalışmada, eşanjör borusu içerisinde türbülanslı akış oluşturan silindirik kanatlar ile ısı aktarım hızı arttırılmaya çalışılmıştır. Kanat geometrisinin etkileri, denenmiş boru eklerinde ısı transfer oranını araştırmak için de incelenmiştir. Farklı kanat aralıklarında (S_y 1, 2, 3 = 101–216–340 mm) ve çeşitli kanat açılarında (α 1, 2, 3 = 0°–45°–90°) deneyler yapılmıştır. Tüp içindeki su akış hızı, istenen

Reynolds sayılarına (Re 1, 2, 3) yaklaşmak için üç farklı aralıkta ayarlanmıştır (Re 1, 2, 3 = 6000–11000–17000). Reynolds (Re) sayısı, Nusselt (Nu) sayısı ve sürtünme faktörünün etkisi tek tek incelenmiştir. Tüm deneyler için, kullanılan boru eklerinden kaynaklanan Nu sayısındaki artış kaydedilmiş ve ilgili profillerde birbirleriyle ve düz boru ile karşılaştırılmıştır. Isı eşanjörü borusuna yerleştirilen boru eklerinin Nu sayısında önemli bir artışa ve enerji tasarrufu sağladığı sonucuna varılmıştır. Farklı deneysel durumlar arasında, çeşitli Re sayılarında ortalama değer kullanılarak, en yüksek Nusselt sayısı $Sy_1=101$ mm'de elde edilmiş ve bu, düz borudan %24 daha fazla olmuştur. $Sy_2=216$ ve $Sy_3=340$ mm için sırasıyla bu değer %18,7 ve %8,3 olmuştur. Bu sayede sürtünme faktörü için elde edilen sonuçlara göre 0,30, 0,19 ve 0,14 olarak bulunmuştur. Sunulan çalışma, akış davranışını ve ısı transferi özelliklerini analiz etmek için ANSYS Fluent yazılımı tarafından simüle edilmiştir.

Baykara (2019) çalışmasında aynı eksenli bir ısı değiştiricisinin iç borusuna konulan konik tipli türbülatorlerin basınç kaybı ve ısı transferi üzerindeki etkileri deneysel şekilde araştırılmıştır. Deneylerde kullanılan tasarım değişkenleri; konik tipi, çap ve adım sayısıdır. Deneyler Reynolds sayısının 18000-37000 değer aralığında yapılmıştır. Taguchi Deneysel Tasarım yöntemi ile elde edilen sonuçlarla türbülatorlerin basınç kaybı ve ısı transferi üzerindeki etkileri incelenmiş ve etkinlik, NTU, entropi, ısı transferi performansı faktörü ve boyutsuz ekserji değerleri hesaplanmıştır. Deneylerde kullanılan tasarım değişkenlerinin basınç düşüşü ve ısı transferindeki etkilerini oransal olarak belirlenebilmesi için ANOVA (Analysis of Variance) kullanılmıştır. Taguchi yöntemiyle değişkenlerin optimum değerleri hem basınç kaybı hem de ısı transferi için belirlenmiştir. Çoklu performans karakteristiklerinin tespiti için Gri İlişkisel Analiz metoduyla değişkenlerin ısı transferi ve basınç kaybı üzerindeki etkileri ortaya çıkarılmıştır.

Deviren (2019) çalışması ile türbülatorlerin kullanılacak ısı değiştirici sistemdeki sayı ve dizilimlerinin performansı nasıl etkilendiğini ortaya çıkarmak istemiştir. Bu nedenle kullanılacak farklı sayı ve dizilimdeki türbülatorler sabit yüzey sıcaklığına sahip bir ısı eşanjörü içerisine yerleştirilmiştir. Giriş çıkış sıcaklıkları, basınç, akış, hız ölçümleri ısı eşanjörünün farklı noktalarından alınmıştır. Elde edilen veriler ışığında farklı kombinasyonların sürtünme faktörü, NTU, ısı verim, basınç kaybı, verim, ekserji kayıp oranı değerlerine etkisi araştırılmıştır. Deneysel sonuçlardan, türbülator sayısı ile ısı verim, basınç kaybı ve sürtünme faktörleri doğru orantılı bir şekilde arttığı gözlemlenmiştir.

Ertan (2019) çalışmasında birbiri içine geçmiş borulu ısı değiştiricilerinde farklı kombinasyonlarda türbülatorler kullanılarak $5000 \leq Re \leq 30000$ aralığında altı farklı Reynolds sayısı için deney çalışmaları yapılmıştır. Deney çalışmasında türbülatorlü ve türbülatorsüz (boş boru) durumları için basınç kaybı, ısı transferi, sürtünme faktörü hesaplanmıştır. Ardından ekserji analizi ve karşılaştırma yapılarak grafiksel olarak sonuçlar yorumlanmıştır. Analizler sonucunda $Re=30000$ için türbülatorün beş adet, 4,5 cm aralığında ve giriş tarafında konumlandırıldığında basınç kaybı ve ısı transferi maksimum değere ulaştığı görülmüştür.

Karagöz vd. (2019) yaptıkları çalışmada, türbülans oluşturacak kanatçıklar boru içerisine yerleştirilerek boş boru ile karşılaştırılmıştır. Üç farklı kanatçık açısına ($\alpha=0^\circ, 45^\circ, 90^\circ$) ve üç farklı kanatçık arası mesafeye ($Sy=101, 216, 340$) sahip dokuz türbülator, üç farklı Reynolds sayısında (Re) denenmiştir. Bu türbülatorlerin sürtünme karakteristikleri ve ısı transfer performansları deneysel şekilde incelenmiştir. Nu sayısındaki en yüksek artış, en yüksek hız değerinde $\alpha = 90^\circ$ kanatçık açısında ve $Sy = 101$ mm kanatçık arası mesafede tespit edilmiştir. Kanatçık arası mesafe ile Nusselt (Nu) sayısının ters orantılı olarak değiştiği görülmüştür. Bütün Re sayılarında en yüksek Nu sayısına Sy mesafesi en az olan türbülatorler ile ulaşılmıştır. $Sy=101 > Sy=216 > Sy=340$ şeklinde, Nu sayısı açısından sıralama elde edilmiştir. Bu türbülatorlerin kanatçık açılarının (α) ve kanatçık arası mesafelerinin (Sy) Nu sayısına etkisi olduğu görülmüştür.

Kumar vd (2019) tarafından gerçekleştirilen çalışmada, silindirik türbülatorlerin çift borulu bir ısı değiştiricide kullanımı incelenmiştir. Silindirik fin tipi türbülatorler, bir iç borunun dış tarafında düzenli hatvede 90° ile çevresel olarak ayrılmış bir şekilde yerleştirilmiştir. Reynolds sayısı 2500 ile 10000 arasında değişen türbülanslı bir rejimde farklı hava debileri için deneysel çalışmalar yapılmıştır. Nu ve sürtünme faktörü gibi ısı transfer karakteristikleri deneysel olarak belirlenmiştir. Türbülatorlerin perdesi ve yönü değiştirilerek parametrik çalışmalar yapılmıştır. Perde azaldıkça Nu ve sürtünme faktörünün arttığı bulunmuştur. Alternatif olarak değişen oryantasyona sahip bir model, en yüksek Nu ve azaltılmış sürtünme faktörü sergileyerek diğerlerinden daha iyi performans göstermiştir.

Baysal vd. (2021) çalışmasında, zıt akışlı iç içe borulu ısı değiştiricide türbülatorler kullanılmıştır. İçteki borudan $350^\circ K$ sıcaklıkta hava, iki boru arasındaki bölgeden ise 50 l/h sabit hacimsel debide ve $298,14^\circ K$ sıcaklıkta su geçmektedir. Halkasal tip türbülatorler farklı adımlarda içteki boru içine yerleştirilerek sayısal olarak incelenmiştir. Reynolds sayısının 4000 – 26000 aralığı için farklı türbülator durumlarında

basınç kayıpları ve sürtünme karakteristikleri incelenmiştir. Sonlu hacimler metodu temelinde analiz yapan sayısal akışkanlar dinamiği kod programı ile temel korunum denklemleri türbülanslı akış koşullarında ve sürekli rejimde 3 boyutlu çözülmüştür. Yapılan çalışmada sayısal analiz sonuçları havanın farklı hızlarına göre elde edilmiştir. Boru içinde basınç ve hız dağılımları sayısal analiz sonucunda oluşturulmuştur. Türbülatoörün neden olduğu basınç düşüşü, boş ısı değiştiriciye oranla en düşük 100 mm aralıklı ve en yüksek 25 mm aralıklı türbülatoör için gerçekleştiği gözlemlenmiştir. Türbülatoörlerde aralık mesafesinin düşmesi ile basınç düşüşlerin arttığı, Reynolds sayısının artışı ile de basınç düşüşlerinin yükseldiği sonucuna ulaşılmıştır.

Koca vd. (2021) yaptıkları çalışmada, iç borulu ısı değiştiricisinin dik konumlandırılmış ve farklı kanatçık sayısına sahip üç iç boru, düz bir iç boru kullanılması durumlarında ısı transferinin artışı deneysel olarak ele alınmıştır. Deney sonucunda en iyi ısı transferi miktarının en fazla kanatçık sayısına sahip iç boru kullanılması halinde sağlanacağı saptanmıştır. Kanatlı kısım uzunluğu 300 mm olan iç boru kullanılması durumunda düz iç boruya göre ısı transferi %147,38 artarken basınç kaybı da %131,25 artmıştır.

Kumar vd. (2021) tarafından silindirik türbülatoörlerin boyutları en yüksek termal performansı elde etmek için optimize edilmiştir. Halka tarafına yerleştirilmiş silindirik türbülatoörlü çift borulu bir ısı eşanjörü modellenmiş ve farklı çalışma koşulları için sayısal simülasyon gerçekleştirilmiştir. Simülasyon, dairesel sıvı için çeşitli Reynolds (Re) için türbülatoörlerin farklı çapları için gerçekleştirilmiştir. Nusselt sayısı (Nu), sürtünme faktörü (f) ve termohidrolik performans indeksi (THPI), yukarıdaki farklı giriş koşulları durumları için simüle edilmiş tepkilerdir. Çalışma parametrelerinin yanıtlar üzerindeki etkisini incelemek için yanıt yüzeyi metodolojisi kullanılmıştır. Re ve türbülatoör çapı arttıkça Nu, f ve THPI da arttığı gözlemlenmiştir. Tepki iyileştirici, en yüksek Nu ve THPI ve en düşük f cinsinden en yüksek termal performansı elde etmek için türbülatoör çapını optimize etmek için kullanılmıştır. Sonuçlar, maksimum performansın 4,45 mm'lik bir çap ve 5530'luk bir Re için elde edildiğini göstermiştir. Yukarıdaki kombinasyonlara karşılık gelen Nu ve THPI sırasıyla 68,4 ve 2 olmuştur.

Xiong vd. (2021) çalışmasında, çift borulu ısı eşanjörüne (DPHE) yerleştirilen konik ve füze ya da su damlası şeklinde türbülatoörlerin ısı iletimi ve türbülanslı akış tasarımlarına etkisini ortaya koymuştur. Boru tarafında dört Reynolds sayısı seviyesinde (Re = 4000, 7000, 10000 ve 13000) dairesel ve dikdörtgen boru konfigürasyonlarına sahip çift borulu bir ısı eşanjöründe konik ve füze ya da su damlası şeklinde türbülatoör ekleri

dahil olmak üzere toplam 21 konfigürasyon simüle edilmiştir. Fluent yazılımı kullanılarak, gerçekleştirilebilir $k - \epsilon$ modeli ile türbülans akış denklemlerini ayırklaştırmak için sonlu hacim şeması uygulanmıştır. Sonuçlar, dairesel bir iç boruya sahip bir ısı eşanjörü kullanıldığında maksimum konvektif ısı transfer katsayısına ulaşıldığını göstermektedir. Ayrıca, ısı eşanjörünün (HE) performans endeksinin, konik türbülatorlerin şeklini füze ya da su damlası şeklinde değiştirerek arttığı bulunmuştur. Dairesel iç borulara ve 12 mm füze ya da su damlası şeklinde türbülatorlere sahip DPHE'nin termal performans açısından en uygun konfigürasyon olduğu bulunmuştur. $Re = 4000$ 'de, füze ya da su damlası şeklinde 9 mm ekler ve 0,72 en boy oranına sahip dikdörtgen bir iç boru ile konfigürasyon, en yüksek performans katsayısını (yaklaşık 27,74) sunmuş ve toplam ısı transfer katsayısı, düz dikdörtgen boruya kıyasla %4,58 ve türbülatorsüz dairesel boruya kıyasla %4,68 arttığı görülmüştür.

Çeri vd. (2022) çalışmasında bir gaz yakıtlı kazanda, 3.geçiş borularına farklı açılı kanatçıklara sahip türbülatorler eklenerek deneyler yapılmış, ısı transferine ve baca gazı çıkış sıcaklığına türbülator kanatçık açısı değişiminin etkisi araştırılmıştır. Ayrıca Solidworks Flow Simulation programı ile hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizi yapılarak deneyler doğrulanmıştır. Deneyde üç farklı kanatçık açısına (15° , 20° , 25°) sahip türbülatorler incelenmiştir. Deneyde kullanılan kazan üç geçişli olup ilk geçiş yanmanın ilk gerçekleştiği kısım olup 2. geçiş ve 3. geçiş ile birlikte yakıt bacaya gitmektedir. Boru iç çapı 36 mm ve boru dış çapı 42,4 mm, boru boyu 1720 mm olan 3. geçiş borularına 12 adet türbülator yerleştirilmiştir. Deneyde su çıkış sıcaklığı 70°C ve su giriş sıcaklığı 50°C olacak şekilde sabitlenmiştir. Deney sonucuna göre türbülator kanatçık açısındaki değişimin ısı transferine ve baca gazı çıkış sıcaklığına etkisi incelenmiştir. Kanatçık açısı 25° açılıya sahip türbülator ile Solidworks Flow Simulation analizi ve deney sonucuna göre baca gazı çıkış sıcaklığının en düşük değerine ulaşılırken en fazla ısı transferi kazancı sağlanmıştır. Ayrıca kanatçık açısı 25° olan türbülator ile %97,6 oranında en iyi verim elde edilmiştir.

Demiray (2022) yaptığı çalışmada, ısı transferini düz bir bakır boru içerisinde gerçekleştirmek amacıyla boru içerisinde giriş ve çıkış arasında uzanan mil üzerine 0.5 mm kalınlıklara sahip alüminyum, çelik ve bakır saç metallere imal edilmiş pervaneler ile ısı transferi gerçekleştirilmiştir. Sistemde akışkan olarak hava ve buhar kullanılmıştır. Su, sistemin alt bölümündeki bir depoda ısıtılmış ve üst kısımdaki türbülator borular aracılığıyla buhar şeklinde gönderilmiştir. Hava akışının ısı değiştiricilere hızlı bir şekilde cevap verilebilmesi için fan kullanılması suretiyle

zorlanmış taşınım gerçekleştirilmiştir. Türbülatorsüz olarak elde edilen verilere oranla, sonda 3 cm aralıkta %88, sonda 6 cm aralıkta %76, sonda 9 cm aralıkta %107,2, sonda 12cm aralıkta %111,2, sonda 15 cm aralıkta %121,6, ortada 6 cm aralıkta %124,8, ortada 3 cm aralıkta %121,6, ortada 12 cm aralıkta %116,8, ortada 9 cm aralıkta %119,2, ortada 15 cm aralıkta %121,6, başta 6 cm aralıkta %112, başta 3 cm aralıkta %111, başta 9 cm aralıkta %128,8, başta 15 cm aralıkta %132, başta 12 cm aralıkta %121,6 artışlar olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Deneyden elde edilen verilere göre bakır, alüminyum ve çelik saçlardan üretilmiş türbülatorlerin basınç kayıpları, ısı verimleri ve sürtünme faktörleri hesaplanarak grafikler ile analiz yapılmıştır.

Mousavi vd. (2022) çalışmasında, çift borulu bir ısı eşanjöründe (DPHE) ısı ve akış transferini analiz etmektedir. DPHE'de, termal performansını artırmak için iç boruya türbülatorler eklenmiştir. Bu yaklaşım ısı transferini artırsa da basınç düşüşü artarak daha fazla enerji tüketimine yol açar. Bu nedenle, türbülatorün tasarımı optimize edilmiştir. Bu çalışma, bir türbülator olarak sıfır hücum açısına sahip simetrik 4 haneli NACA kanat profillerine sahip bir DPHE'nin ısı transferini ve basınç düşüşünü optimize etmektedir. Bu hava profilleri, ihmal edilebilir üretim girdaplarına göre basınç düşüşünü azaltmak için ilk kez bir DPHE'de kullanıldı. Farklı kalınlık (t), eğim oranı (PR) ve Reynolds sayısı (Re) değerlerine sahip dört tip kanat şeklindeki türbülatorün termal performansı, deneysel ve hesaplamalı akışkan dinamiği yoluyla değerlendirilmiştir. Bu kapsamda Nusselt sayısı (Nu) ile sürtünme faktörünün (f) korelasyonu deneysel olarak hesaplanmıştır. Ardından, sürtünme faktörü minimizasyonu ve Nusselt sayısı maksimizasyonu içeren bir amaç fonksiyonu, Pareto cephesini bulmak için Genetik algoritma aracılığıyla optimize edilmiştir. Sonuçlar, η (termal performans)'nin küçük Re kümeleri altında arttığını göstermiştir. Ayrıca, t 'deki bir artış ve PR düşüşü, daha büyük bir f ve Nu ile sonuçlanarak genel olarak η 'yi yükseltmiştir. Son olarak, $Re = 6000$, $t = 0,3$ ve $PR = 1,11$ altında maksimum $\eta = 1,91$ 'e ulaşılmıştır.

Enerji tüketiminin yönetilmesi ve kirleticilerin azaltılması gerekliliği göz önüne alındığında, bu bağlamda etkili çözüm ve tekniklerin incelenmesi araştırmacıların ilgisini çekmektedir. Sistemin düşük verimliliği, yüksek miktarda sera gazı salınımına ve gaz tüketimine neden olur. Bu nedenle, gaz endüstrisinde bu tip durumların sayısının çokluğu nedeniyle, ekipmanın verimliliğini artırmak ve gaz istasyonların sınırlamalarına çevresel açıdan uyum sağlamak için bir çözüm sağlamak enerji tüketimi yönetimi için çok önemlidir. Geometri, brülör tipi ve sıcaklık koşulları nedeniyle, ısıtıcının yanma tüpü kısmında sınır tabakası stimülasyon yönteminin kullanılması, ısı transferini arttırmak için

uygun yöntemlerden biridir. Bu nedenle, Banihashemi (2023) yaptığı çalışmada, ısıtma sisteminin termal, enerji ve çevresel performansını iyileştirmek için yanma tüplerinde farklı açısal kesime sahip bir disk türbülötör kullanımını araştırmaktadır. Sayısal simülasyon, Ansys-Fluent yazılımı kullanılarak üç boyutlu olarak gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar, 150,000 kcal/s kapasiteli tam disk türbülötörün verimliliği iki kata kadar artırdığını göstermektedir. Bununla birlikte, brülör maksimum kapasitesinde çalıştığında, yüksek CO emisyonlarına ve yanmamış hidrokarbonlara neden olur. 315 derecelik bir disk türbülötör takılarak CO ve CH₄'ü artırmadan maksimum brülör kapasitesinde gaz yolu tıkanıklığını %56'ya düşürerek verimlilik %80'e çıkar. Önerilen yöntemi kullanarak ve yüksek bir maliyet olmadan, ısıtıcı verimliliği %88'e kadar arttırılabilmiş ve sera gazı emisyonları da %48'e kadar azaltılabilmıştır.

Bashtani vd. (2023)'nin araştırmalarındaki temel amaç, karşı akışlı bir çift borulu ısı eşanjöründe hibrit bir CFD (Hesaplamalı akışkanlar dinamiği)-YSA (Yapay Sinir Ağı) yaklaşımıyla biyo-ilham alan Dolphin'in sırt yüzgeci türbülötörlerinin (DFT'ler) etkilerini değerlendirmektir. DFT'nin fiziksel modeli, şişe burunlu bir yunus sırt yüzgecinin kızılötesi termal görüntüsünden uyarlanmıştır. 4, 8, 12 mm DFT'lerin uzunluk ölçeği (D), 6, 10 ve 14 türbülötör sayısı (N) gibi farklı etkili parametrelerin etkileri farklı Reynolds sayılarında sayısal olarak incelenir. Ayrıca, CFD verileri kullanılarak sinir ağı, 0,999'un üzerinde büyük bir R² doğruluğu ile eğitilmiştir. Nu, f, ε, NTU gibi önemli parametreler YSA yöntemi ile farklı koşullarda tahmin edilebilmektedir. Bu yöntem, avantajlı olan CFD çözümlerinin maliyetlerini büyük ölçüde azaltmıştır. Sonuçlar, DFT'nin aerodinamik geometrisinin sıvı akışını düzene sokarak sürtünme kaybını önemli ölçüde azaltabileceğini göstermektedir. Ayrıca, sıvı akışının DFT'lerle çarpışması, sınır tabakası tahribatı yoluyla ısı transferini iyileştirmiştir. Dolphin'in sırt yüzgeci türbülötör ısı eşanjörünün (DFTHE) basit ısı eşanjörüne (SHE) UA Oranı (UAR) 1,02 ile 1,74 arasında çıkmıştır. Ayrıca, DFTHE için Nu, ε, NTU'nun SHE'ye oranı sırasıyla 2,48, 1,63 ve 1,74 olarak hesaplanmıştır.

Ceri vd. (2023) çalışmasında, içine sarmal telli bir türbülötör yerleştirilmiş çift borulu eş merkezli tip bir ısı eşanjöründe ısı transferi artışı ve basınç kaybı, çeşitli Makine Öğrenimi (ML) yöntemleri kullanılarak regresyon analizi açısından ele alınmıştır.

Isı eşanjörleri endüstriyel proseslerde önemli bir role sahiptir. Sistemin boyutu ve verimliliği arasında beklenen dengeyi elde etmek için ısı eşanjörü etkinliğini ve basınç düşüşünü dengelemek için verimli tasarımlar getirilmelidir. Bu bağlamda, Izadi vd. (2023) mil şeklindeki türbülötörlerle donatılmış çift borulu bir ısı eşanjöründe

nanoakışkan kullanımının türbülanslı bir akış rejiminde ısı transfer hızı ve basınç düşüşü üzerindeki etkisi üzerine sayısal bir çalışma gerçekleştirilmiştir. İki fazlı karışım yöntemi kullanılmış ve akışı incelemek için karakteristik denklemler, yani süreklilik, momentum, enerji, türbülanslı kinetik enerji, türbülanslı kayıplar ve parçacık hacim oranı denklemi çözülmüştür. Denklemleri ayırklaştırmak ve çözmek için sayısal sonlu hacim yöntemi kullanılmıştır. Sonuçlar, baz akışkana nanoparçacıkların 0,01 hacimsel fraksiyonu eklendiğinde transfer ısı transfer katsayısının baz akışkana kıyasla Re 4000'de %11,45 ve Reynolds 7000'de %11,91 arttığını göstermektedir. Ayrıca, nanoparçacıkların hacim fraksiyonunu artırmak ısı eşanjörü performans indeksini azaltsa da bu azalma 0,01'lik hacim fraksiyonundaki baz akışkan oranı ile ilişkilendirildiğinde çok az olmuştur.

Saini vd. (2023) tarafından yapılan çalışmada türbülanslı akış koşulları altında nanoakışkanlara sahip eş merkezli borulu, karşı akışlı bir ısı eşanjörü, hesaplamalı bir akışkanlar dinamiği modeli kullanılarak incelenmiştir. Önerilen model, farklı nanoakışkanlar ile birlikte tüpün halka şeklindeki tarafında ve içinde Bükümlü Bant Türbülötörlerinden (TTT) oluşmaktadır. Bükülmüş Bant Türbülötörleri, ısı transferini artırmak için sıvılar içinde bir girdap hareketi üretir. Türbülanslı akışla (Reynolds sayısı $Re = 2000$ ile 10000) Al_2O_3/H_2O , SiO_2/H_2O ve $CNTS/H_2O$ nanoakışkanları (%1, %2 ve %3'lük değişen hacim konsantrasyonları ile) üç ana parametre olarak ısı transfer oranı (Q), toplam ısı transfer katsayısı (U) ve Nusselt sayısı (Nu) belirlenmiştir. Bu çalışma, $CNTS/H_2O$ nanoakışkan, Al_2O_3/H_2O nanoakışkan ve SiO_2/H_2O nanoakışkanın %3 hacim konsantrasyonu ile bükülmüş bant tabülötörleri olmadan genel ısı transfer katsayısında (U) sırasıyla %6,03, %16,74 ve %6,74 artışla sonuçlandı. Bu analiz, bükümlü şerit boru düzeni için $CNTS/H_2O$, Al_2O_3/H_2O ve SiO_2/H_2O için Nusselt sayısının maksimum değerini sırasıyla 143, 136,68 ve 140,12 olarak göstermektedir. Bükümlü bant türbülötörü kullanıldığında, ısı transfer hızı (Q), toplam ısı transfer katsayısı (U) ve Nusselt Sayısının (Nu), artan Reynolds sayısı (türbülanslı akış koşulları) ve nanoakışkan hacim konsantrasyonları ile arttığı sonucuna varılmıştır.

Yapılan bu literatür taraması çalışmasında türbülötörler ile ilgili daha önce yapılmış çalışmalar incelenmiştir. Çeşitli mekanizma ve çalışma malzemelerinin kullanıldığı tespit edilmiştir. Yapılması planlanan tez kapsamında alüminyumdan imal edilmiş çubuk ve kanat silindirik tip türbülötörlerin ısı transferi ile ilgili bir çalışmaya rastlanmamıştır. Mil üzerine 15 cm eşit aralıkla monteli beşer adetten oluşan silindirik çubuk ve silindirik kanat türbülötör düzenekleri eş merkezli çift borulu ısı değiştirici içerisine yerleştirilerek ısı transfer performansları deneysel çalışma ile incelenecektir.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Tasarlanan Silindir Tipi Türbülâtörler

Isı değiştiriciler içerisindeki ısı transferinin iyileştirilmesi için kullanılan yöntemlerden en yaygın olanı trblatrlerdir. Kendi tasarladığımız ve alüminyum malzemesinden lazer kesim ile imal edilmiş kanat ve çubuk silindirik tip türbülatörler ve bunların 1 m uzunluğundaki mil üzerine 15 cm’lik adımlarla yerleştirilmiş hali şekil 3.1’de gösterilmektedir.



şekil 3.1. Kanat-ubuk silindirik tip türbülatörler ve mil üzerine yerleştirilmiş hali

Kanat silindirik türbülatör kanatlarının ortasında oluklar bulunmaktadır. Kanat silindirik türbülatörler, kanatları eğimli ve her biri altı adet kanattan oluşacak şekilde tasarlanmıştır. ubuk silindirik trblatrlerler, kanatları düz çubuk ve dört kanadı diğerlerine nispeten kısa olmak üzere sekiz adet kanattan oluşacak şekilde tasarlanmıştır.

3.2. Isı Transfer Deney Düzeneği ve Bileşenleri

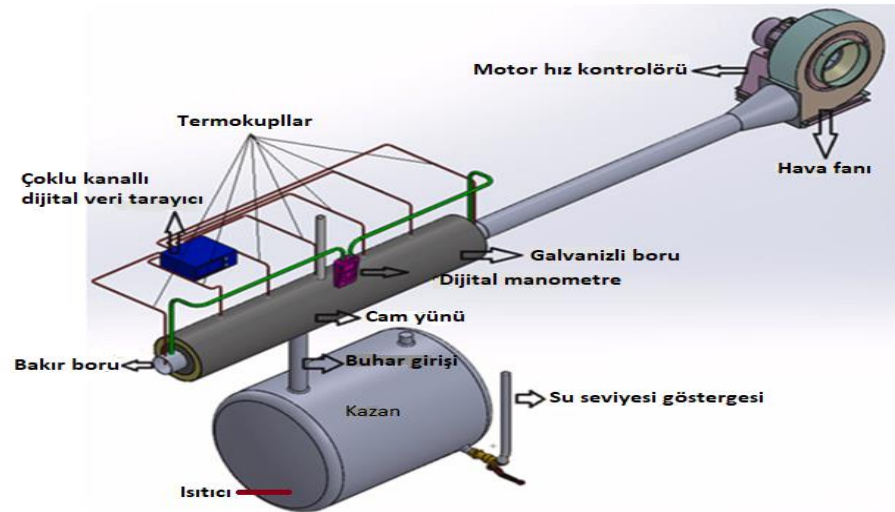
Tez alışması için hazırlanmış kurulu deney düzeneği ve bileşenleri genel görünüşü şekil 3.2’de gösterilmektedir.



Şekil 3.2. Kurulu deney düzeneği ve bileşenleri genel görünüşü

Deney düzeneği kurulumu ve kısımlarını gösteren blok şema Şekil 3.3 de gösterilmektedir. Deney düzeneği bileşenleri aşağıdaki kısımlardan oluşmaktadır.

- İki ayrı mil üzerine 15 cm eşit aralıklı montajlı beşer adet silindirik çubuk ve silindirik kanattan oluşan türbülator düzenekleri
- Eş merkezli çift borulu ısı değiştirici
- Kazan
- 98°C buhar
- Belirlenen debilerde hava akışı
- Akış ayarlı hava fanı
- Çoklu kanallı dijital veri tarayıcı
- Dijital anemometre
- Isı kaynağı (ısıtıcı)



Şekil 3.3. Deney düzeneği kurulumu ve bileşenleri blok şema

Şekil 3.3’de gösterilen deney düzeneğinde, eş merkezli çift borulu bir ısı eşanjörü iç borusu boş, silindirik ve çubuk türbülatorler olduğu durumlarda ısı transfer performansı araştırılacaktır. Hava tesisatı için eşanjör iç borusuna bağlı bir hava fanı kullanılmaktadır. İki ısıtıcı kazanda su ısıtılarak buhar elde edilmektedir ve buhar girişi borusu ile eşanjör dış borusuna aktarılmaktadır. Dış borudan sürekli olarak 98°C sıcaklığında su buharı geçirilmektedir. Böylece iç borunun duvarında sabit bir sıcaklık sağlanmaktadır. Yoğuşma suyunun tahliyesi için dış borunun alt tarafında bir tahliye vanası bırakılmıştır. Bakırdan imal edilen eşanjör iç borusu 90 cm uzunluğa, 6 cm iç çapa, 6,2 cm dış çapa ve 0,1 cm et kalınlığına sahiptir. Dış borunun çapı 25 cm, uzunluğu 75 cm ve et kalınlığı 1 mm olup galvanizli sacdan imal edilmiştir. Isı kaybını önlemek için dış borunun etrafına 2 cm cam yünü izolasyonu yapılmıştır. Termokupllar, yüzeyde sabit bir sıcaklık kaydetmek için boru duvarında eşit aralıklarla yerleştirilmiş beş konuma yerleştirilmiştir. İç borunun giriş ve çıkışındaki akışkanın sıcaklıklarını ölçmek için ayrıca iki termokupl konumlandırılmıştır. Termokupllar 0,5 mm kalınlığında T tipi tellerdir. Kararlı durum rejimi karşılandıktan sonra, sıcaklık okumaları alınmıştır. İç boru çevresinde dolaşan su buharı ile sabit sıcaklık (98 °C) sınır şartı sağlanmaktadır. Hava fanı, iç borudan zorlanan havayı sağlamaktadır. Anemometre, her akış ayarında borudan geçen ortalama akış hızını ölçmektedir. Basınç kaybı ölçülmek istendiğinde dijital manometre kullanılabilmektedir. Mil üzerine montajlı kanat ve çubuk silindirik tip türbülator düzenekleri, eş merkezli çift borulu ısı değiştiricisi iç borusuna Şekil 3.4’de ve Şekil 3.5’de gösterildiği gibi ısı değiştiricisi iç borusunu ortalayacak şekilde yerleştirilmektedir.



Şekil 3.4. Çubuk silindirik tip türbülatorün ısı değiştiricisi iç borusuna yerleştirilmesi



Şekil 3.5. Kanat silindirik tip türbülatorün ısı değıştiricisi iç borusuna yerleştirilmesi

Hava fanı yardımıyla ısı değıştiricisi iç borusunda oluşturulacak hava akışının belirli Reynolds değęerlerine karşılık gelen hava debilerini ölçmek için kullanılacak dijital anemometre Şekil 3.6’da gösterilmiştir.



Şekil 3.6. Deneyde kullanılacak dijital anemometre

Deneyde ısı değıştirici iç borusu içersine hava akışı için Şekil 3.7’de gösterilen 1.1 kW’lık AC GAMAK AGM 90S4 model hava fan motoru 0,5-3,9 dev/dk. aralığında çalıştırılmıştır. Isı değıştiricisi iç borusunda kullanılacak farklı tip türbülatorler ve türbülatorsüz durumları için fan hızı 0,5–1,5–2,0–2,5–3,0–3,5–3,9 m/s. olmak üzere toplam 7 adet hava hızında ölçüm alınmıştır.



Şekil 3.7. Deney düzeneğindeki hava fan motoru

Sıcaklık ölçümleri, Şekil 3.8’de gösterilen ELİMKO E-680 32 kanallı dijital veri tarayıcı ile elde edilmiştir. Bu cihaz, ölçüm verilerinin her kanala ait 1 ya da 2 bağımsız röle çıkışından alınmasına ve veri aktarım kablosu ile bu cihaza bağlı bilgisayara verilerin aktarımına imkan vermektedir.



Şekil 3.8. ELİMKO E-680 32 kanallı dijital veri tarayıcı

Deney düzeneğinde tez çalışması için sürekli olarak ısıtıcı rezistans seviyesi üzerinde olacak şekilde kazan yeterli miktarda su ile doldurulduktan sonra ısıtıcı rezistans ile ısıtılır. Isı değiştiricinin dış boru kısmında kaynama sıcaklığında (98°C) buhar oluşturulur ve deney çalışması boyunca devam ettirilmelidir. Bu esnada ısıtıcı rezistansın zarar görmemesi için su seviyesinin ısıtıcı rezistans seviyesinin altına inmemesi için gerektiğinde kazana su eklenmelidir. Isı değiştiricinin dış borusundan sürekli olarak 98°C buhar geçirilip çıkış bacasından tahliyesi sağlandıktan sonra fan çalıştırılarak belli Reynolds değerlerine karşılık gelen debiler, anemometre ölçümü ve fan akış vanası ayarı ile sağlanarak ısı değiştirici iç borusuna bu debilerde hava akışı sağlanmaktadır. Belirlenen hava debilerinde her bir hava akışı altında, ısı değiştirici iç borusu içerisinde mil üzerine 15 cm adımlı çubuk silindirik türbülötör, mil üzerine 15 cm adımlı kanat silindirik türbülötör ve türbülötörsüz durumlar için ısı değiştirici iç borusu giriş, çıkış sıcaklıkları ölçülmüştür. Isı değiştirici iç borusu giriş ve çıkışında bulunan termokupl kablosu ve termokupl kabloya bağlı çoklu kanallı veri tarayıcı ile sıcaklık verisi alınmaktadır. Bu ölçümler birkaç sefer tekrarlanarak her defasında aynı veriler elde

edilmiştir. Deney sonunda ortaya çıkan veriler ışığında farklı bilimsel analizler yapılarak en verimli ısı transferinin olduğu durum belirlenmiştir.

3.3. Hesaplama Yöntemi

3.3.1. Sürtünme Katsayı Hesabı

Isı değiştirici sistemlerinde, sürtünme ve basınç düşüşleri en az akışkan hareketleri kadar ısı transferi üzerinde etkilidir. Yapılan deneysel çalışmada sürtünme nedeniyle oluşan kayıplar Denklem (3.1) ile hesaplanır.

$$f = \frac{\Delta P}{\rho \frac{V^2 L}{2 D}} \quad (3.1)$$

Burada;

ΔP : Boru giriş-çıkışı arasındaki basınç farkı

ρ : Akışkanın yoğunluğu

V : Akışkanın hızı

L : Borunun uzunluğu

D : Borunun iç çapıdır.

3.3.2. Reynolds Sayısı Hesabı

Reynolds sayısının tanımı, atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlerine oranıdır. Reynolds sayısı hesaplamasında geçen boru içerisindeki hava akışkanının hızı, hava debi ölçer cihazı (anemometre) ile ölçülmüştür. Reynolds sayısı (Re) Denklem (3.2) ile bulunur.

$$Reynolds Sayısı = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \quad (3.2)$$

Burada;

ρ : Yoğunluk (kg/m^3)

V : Akışkanın hızı (m/s)

D: Boru iç çapı (m)

μ : Akışkanın dinamik viskozitesi (kg/m.s^{-1}) dir.

Değişen hava hızları için Reynolds değerleri Tablo 3.1’de gösterilmiştir.

Tablo 3.1. Hesaplanan reynolds değerleri

Hava Hızı (m/s)	Reynolds Sayısı
0,5	1986
1	4175
1,5	6590
2	9020
2,5	11423
3	13899
3,5	16435
3,9	18564

3.3.3. Nusselt Sayısı Hesabı

Nusselt sayısı, taşınım ile oluşan ısı transferinin, iletimle yoluyla meydana gelen ısı transferine oranıdır. Sistemdeki Nusselt sayısı (Nu) Denklem (3.3) ile hesaplanır.

$$\text{Nusselt Sayısı (Nu)} = \frac{q_{\text{taşınım}}}{q_{\text{iletim}}} = \frac{h_m \cdot \Delta T}{\frac{k \cdot \Delta T}{L}} = \frac{h_m \cdot L}{k} \quad (3.3)$$

Burada;

h_m : Isı transfer taşınım katsayısını ($\text{W/m}^2\text{K}^{-1}$)

L: Karakteristik uzunluğu (m)

k: Isı transfer iletim katsayısı (W/mK^{-1})

Nusselt sayısı hesaplamasında, ısı taşınım katsayısı h_m bulunmalıdır. Dairesel kesitli borularda sistem giriş-çıkış sıcaklığı arası farkta akışkanın depolayacağı ısının konveksiyon ile aktarılmış olan ısı ile eşitlenmesiyle Denklem (3.4), Denklem (3.5) ve Denklem (3.6) kullanılarak ısı taşınım katsayısı h_m bulunabilir.

$$Q_{\text{gerçek}} = Q_{\text{taşınım}} \quad (3.4)$$

$$(\rho \cdot V_{\text{ort}} \cdot A_k) \cdot c_p \cdot (T_{\text{ç}} - T_g) = h_m \cdot A_{\text{yan}} \cdot \Delta T_{lm} \quad (3.5)$$

$$h_m = \frac{\left(\frac{\rho V_{ort} \pi D^2}{2}\right) \cdot c_p \cdot (T_{\zeta} - T_g)}{\pi D L \Delta T_{lm}} \quad (3.6)$$

Burada;

ρ : akışkanın yoğunluğu

A_k : İç kısımdaki borunun kesit alanı

V_{ort} : Akışkanın ortalama geçiş hızı

c_p : Sabit basınç özgül ısısını

A_{yan} : İç kısımdaki borunun yanal yüzey alanı

T_{ζ} : Akışkanın sistemden çıkış sıcaklığını (°C)

T_g : Akışkanın sisteme giriş sıcaklığını (°C)

L : Karakteristik uzunluğu (m)

D : Boru iç çapı (m)

ΔT_{lm} : Logaritmik ortalama sıcaklık farkıdır.

ΔT_{lm} logaritmik ortalama sıcaklık farkı, ısı değiştiricileri içerisinde bulunan dairesel şekildeki boruda taşınım ile ısı transferi için hesaplanmalıdır. Logaritmik sıcaklık farkı için cidar sıcaklığı ile çıkış, cidar sıcaklığı ile giriş sıcaklıkları arasındaki farkın bulunması gerekmektedir. ΔT_{lm} logaritmik ortalama sıcaklık farkı Denklem (3.7), Denklem (3.8) ve Denklem (3.9) kullanılarak hesaplanır.

$$\Delta T_1 = T_y - T_g \quad (3.7)$$

$$\Delta T_2 = T_y - T_{\zeta} \quad (3.8)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (3.9)$$

Burada;

T_y : Cidar sıcaklığı (°C)

ΔT_1 : Cidar sıcaklığı ile giriş sıcaklığı arası sıcaklık farkı

ΔT_2 : Cidar sıcaklığı ile çıkış sıcaklığı arası sıcaklık farkıdır.

3.3.4. Ekserji Analizi Hesaplamaları

Isı değiştiricisinde sıcaklık farkı kaynaklı kayıplar, çevre ile ısı alışverişi kaynaklı kayıplar ve sürtünmeler kaynaklı kayıplar olmak üzere üç çeşit kayıp meydana gelir.

Isı değiştiricilerinde yüzey sıcaklığının sabit olduğunu varsayarsak entropi üretimi Denklem (3.10) ve Denklem (3.11) ile bulunabilir.

$$\dot{S}_{top} = \dot{S}_{top,\Delta T} + \dot{S}_{top,\Delta P} \quad (3.10)$$

$$\dot{S}_{top} = Q_g \frac{\theta_0}{T_g \cdot T_{\zeta}} + \frac{32\dot{m}^3 f L}{\rho^2 \pi^2 D^5 T_y} \quad (3.11)$$

Burada;

θ_0 : Yüzey ile akışkan arasındaki sıcaklık farkı (°K)

$\dot{m}$: Akışkanın kütleel debisi (kg/s)

Q_g : Giriş çıkış arası gerçek ısı transferi (W)

f : Sürtünme katsayısıdır.

T_{ζ} : Akışkanın sistemden çıkış sıcaklığını (°C)

T_g : Akışkanın sisteme giriş sıcaklığını (°C)

L : Karakteristik uzunluğu (m)

ρ : akışkanın yoğunluğu

D : Boru iç çapı (m)

T_y : Cidar sıcaklığı (°C) dır.

$\dot{S}_{top}$ bulunarak türbülantörlü boru ile türbülantörsüz boru entropi üretim miktarlarının oranlanmasıyla Entropi Üretim Oranı (N_s) Denklem (3.12) ile bulunur.

$$N_s = \frac{\dot{S}_{top,tür}}{\dot{S}_{top,boş}} \quad (3.12)$$

Burada;

$\dot{S}_{top,tür}$: Türbülantörlü boruda entropi (W/°K)

$\dot{S}_{top,boş}$: Boş (türbülantörsüz) borudaki entropi (W/°K) dir.

Tersinmezlik Denklem (3.13) ile hesaplanır.

$$I = T_0 \cdot (\dot{S}_{top}) \quad (3.13)$$

Burada;

T_0 : Ortam sıcaklığı (°K)

$\dot{S}_{top}$: Toplam entropi (W/°K) dir.

Etkinlik oranı Denklem (3.14) ile bulunabilir.

$$\varepsilon = \frac{Q_g}{Q_{maks}} \quad (3.14)$$

Burada;

Q_g : Giriş çıkış arası gerçek ısı transferi (W)

Q_{maks} : Maksimum ısı transferi (W) dir.

Q_g ve Q_{maks} Denklem (3.15) ve Denklem (3.16) ile hesaplanabilir.

$$Q_g = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{\dot{c}} - T_g) \quad (3.15)$$

$$Q_{maks} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_y - T_g) \quad (3.16)$$

Burada;

$\dot{m}$: Akışkanın kütleli debisi (kg/s)

c_p : Sabit basınç özgül ısısını

$T_{\dot{c}}$: Akışkanın sistemden çıkış sıcaklığını (°C)

T_g : Akışkanın sisteme giriş sıcaklığını (°C)

T_y : Cidar sıcaklığı (°C) dir.

Böylece Ekserji Kayıp Oranı, Denklem (3.17)'de tersinmezlik ve gerçek ısı transferi (Q_g) yerine yazılarak elde edilebilir.

$$E^* = \frac{I}{Q_g} \quad (3.17)$$

Burada;

I : Tersinmezlik (W)

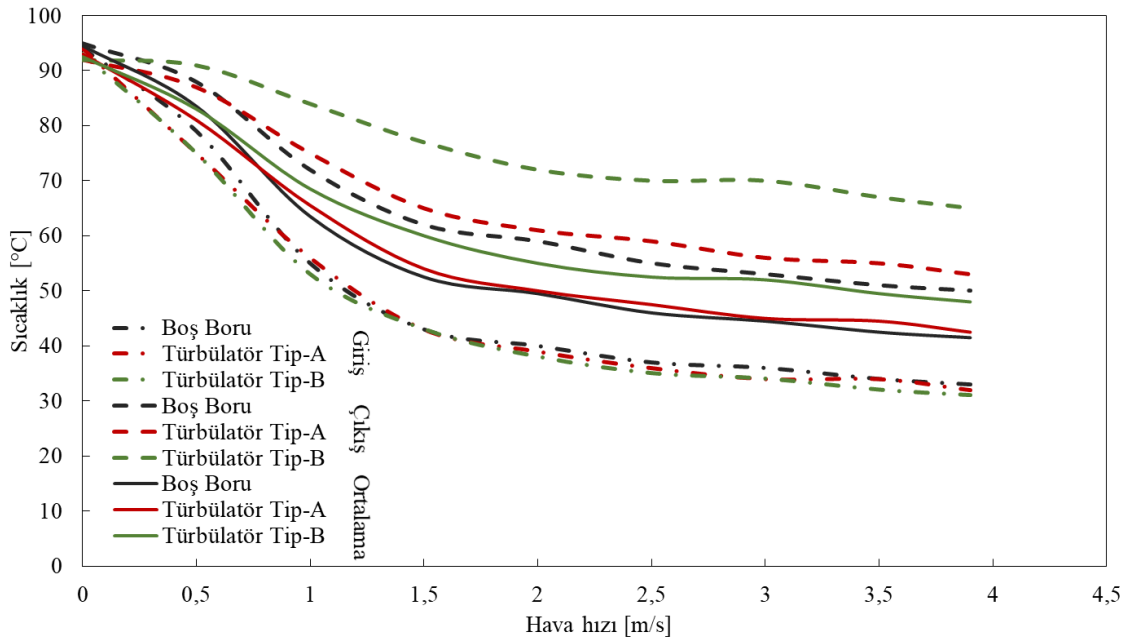
Q_g : Giriş çıkış arası gerçek ısı transferi (W) dir.



4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

Deneyssel çalışmada ısı değıştiricisi dış borusundan 98 °C buhar geçirilmiştir. Belirlenen Reynolds değęerlerine karşılık gelen debilerde ısı değıştirici iç borusuna hava akışı sağlanmıştır. Ardından ısı değıştirici iç borusu boş (türbülatorsüz) ve içerisinde türbülator olduğu durumlar için elde edilen veriler ışığında ısı transfer performansı analiz edilmiştir. Aşğıdaki grafiksel gösterimlerde çubuk silindirik türbülator Tip-A, kanat silindirik türbülator Tip-B olarak isimlendirilmektedir.

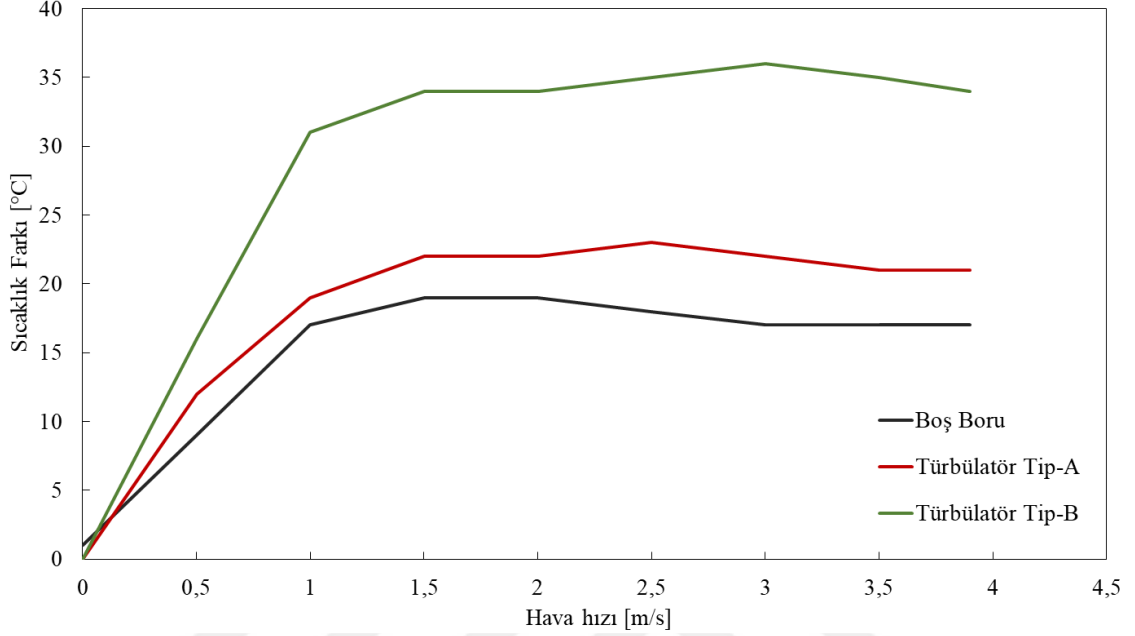
Şekil 4.1’de ısı değıştirici iç borusunun boş (türbülatorsüz), içerisinde Tip-A ve Tip-B türbülator kullanılması halinde belirlenen Reynolds değęerlerinde hava akış hızlarında ölçülen giriş, çıkış ve ortalama sıcaklıklar grafiksel olarak gösterilmektedir.



Şekil 4.1. Farklı hızlarda hava akışında boş boru ve türbülatorlü durumlarda ölçülen sıcaklıklar

Belirlenen koşullar altında ve durumlarda giriş sıcaklık değęerlerinin birbirlerine yakın olduğu görölmektedir. Ortalama sıcaklıkların Tip-A türbülator kullanıldığđı ve boş (türbülatorsüz) durumlarda birbirlerine yakın olduğu, Tip-B türbülator kullanıldığđı durumda ise 1 m/s ve üzeri hava akış hızlarında daha yüksek olduğu gözlemlenmektedir. Çıkış sıcaklıklarının Türbülator Tip-A ve Tip-B durumlarında boş (türbülatorsüz) duruma göre daha yüksek olduğu izlenmektedir. Türbülator Tip-A yerine Türbülator Tip-B kullanıldığında belirgin bir şekilde çıkış sıcaklığının arttığđı gösterilmektedir.

Şekil 4.2’de Tip-A ve Tip-B silindirik türbülator kullanılması durumunda, farklı debilerde hava akışı koşullarında çıkış ve giriş sıcaklıkları arası sıcaklık farkı etkisi gösterilmektedir.

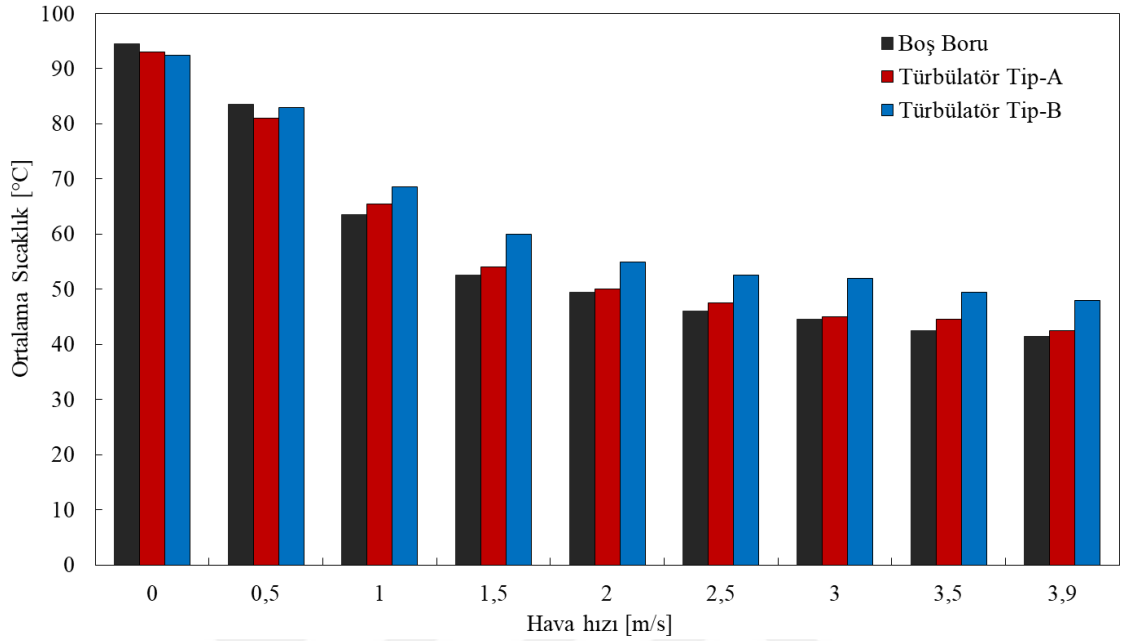


Şekil 4.2. Farklı hızlarda hava akışında boş boru ve türbülatorlü durumlarda sıcaklık farkı

Türbülator kullanımının belirgin bir şekilde sıcaklık farkını artırdığı Şekil 4.2’de görülmektedir. Bütün durumlarda 1,5 m/s’den büyük hava akış hızlarında belirgin bir sıcaklık farkı artışı olmadığı izlenmektedir. Genel olarak Türbülator Tip-B kullanıldığı durumda en yüksek sıcaklık farkının gerçekleştiği gözlemlenmektedir. Türbülator Tip-A kullanıldığı durumda 2,5 m/s de, Türbülator Tip-B kullanıldığı durumda 3 m/s de maksimum sıcaklık farkına ulaşıldığı görülmektedir. Boş (türbülatorsüz) durum ile karşılaştırıldığında Türbülator Tip-A kullanılması durumunda 2,5 m/s hızında %28 oranında, Türbülator Tip-B kullanılması durumunda 3 m/s hızında %118 oranında sıcaklık farkı artışı olduğu hesaplanmıştır.

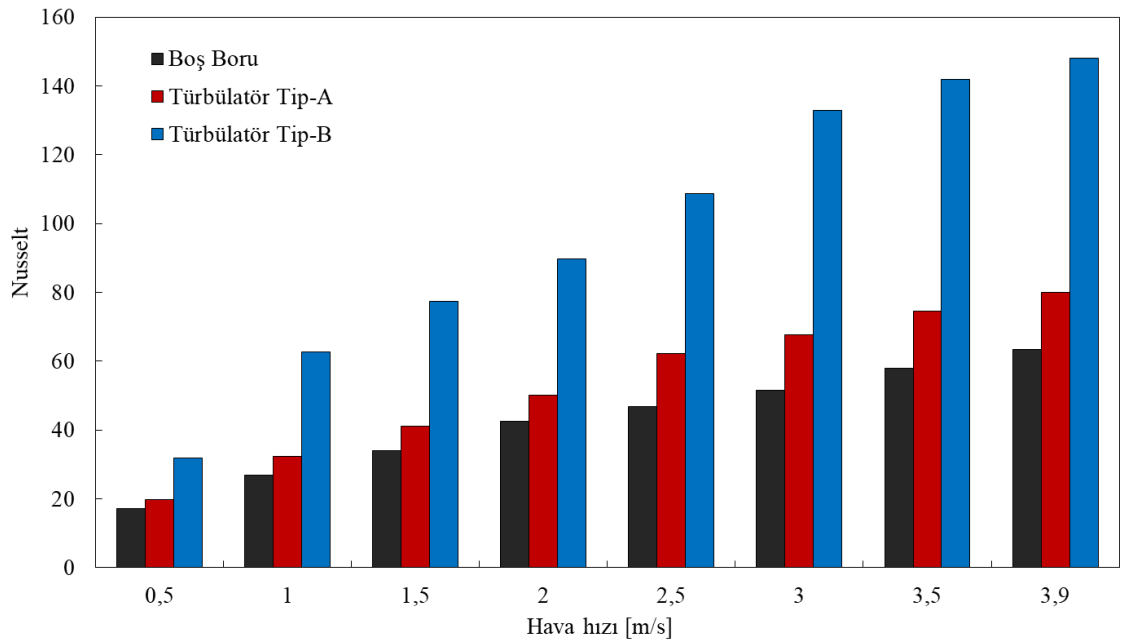
Şekil 4.3’de farklı debilerde hava akışında ısı değiştiricisi iç borusu içerisi boş (türbülatorsüz) ve türbülatorlü olduğu durumlar için ortalama sıcaklık gösterilmektedir. Şekil 4.3’de hava akış debisi arttıkça ortalama sıcaklığın genel olarak azaldığı görülmektedir. Bu azalış, 1,5 m/s’ye kadar belirgin iken 1,5 m/s üstünde az da olsa devam etmektedir. Hava akış hızı 1 m/s ve üstündeki değerlerde, Türbülator Tip-A ve Türbülator Tip-B durumundaki ortalama sıcaklıklar boş (türbülatorsüz) durumdakinden daha

yüksektir. Şekil 4.3’de görüldüğü üzere 1 m/s ve üzeri hava akış hızlarında en yüksek ortalama sıcaklık, Türbülator Tip-B kullanılması durumunda yakalanmaktadır.



Şekil 4.3. Farklı hızlarda hava akışında boş boru ve türbülatorlu durumlarda ortalama sıcaklık

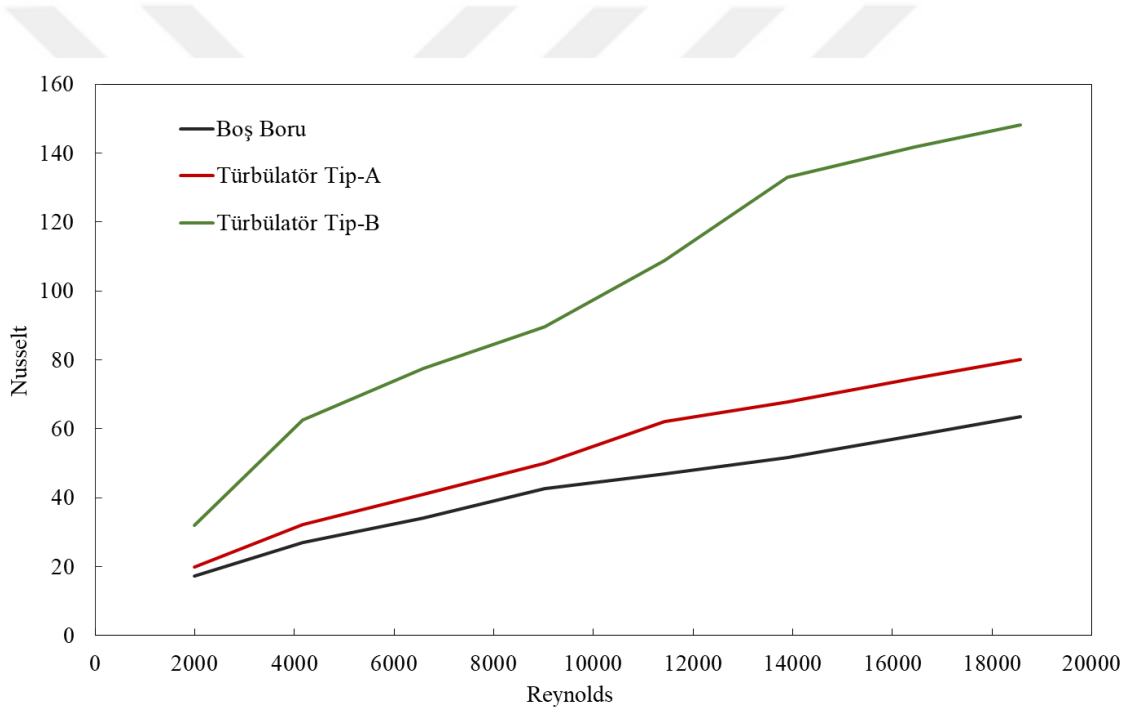
Şekil 4.4’de farklı debilerde hava akışında ısı değiştiricisi iç borusu içerisi boş (türbülatorsüz) ve türbülatorlu olduğu durumlar için Nusselt sayısı gösterilmektedir. Şekil 4.4’de hava akış debisi arttıkça Nusselt sayısının arttığı gösterilmektedir.



Şekil 4.4. Farklı hızlarda hava akışında boş boru ve türbülatorlu durumlarda Nusselt sayısı

Isı değiştiricisinde türbülatör kullanıldığı durumdaki olumlu etki, ısı değiştirici içerisi boş olduğu duruma göre Nusselt sayısının belirlenen akış debilerinin tümünde daha yüksek olmasından anlaşılmaktadır. Bütün durumlarda, en yüksek Nusselt sayılarına 3,9 m/s hava akış hızında ulaşıldığı şekil 4.4’de grlmektedir. Burada Türbülatör Tip-B durumunun üstünlüğü belirgin bir şekilde grlmektedir. Türbülatör Tip-A kullanıldığında %32 ile 2,5 m/s hızında, Türbülatör Tip-B kullanıldığında %157,9 ile 3 m/s hızında boş (türbülatörsüz) duruma göre en yüksek Nusselt sayısı artış oranı yakalanmıştır.

şekil 4.5’de farklı Reynolds (Re) değerlerde hava akışında ısı değiştiricisi i borusu içerisi boş (türbülatörsüz) ve türbülatörlü olduğu durumlar için Nusselt sayısı gösterilmektedir.

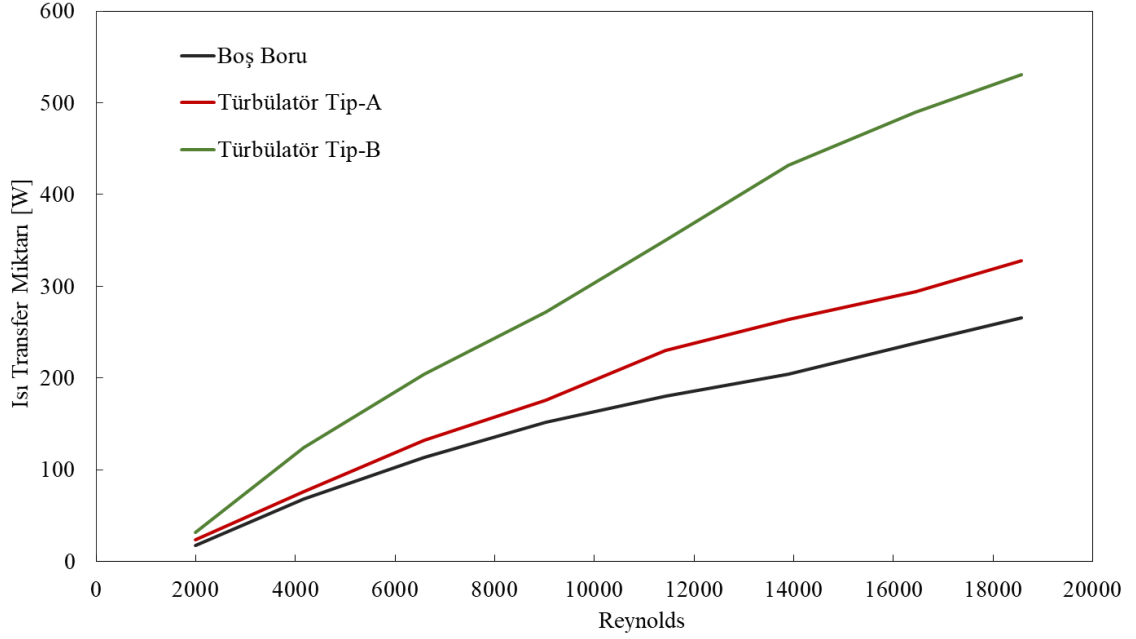


şekil 4.5. Farklı Re değerlerde hava akışında boş boru ve türbülatörlü durumlarda Nusselt sayısı

Tüm durumlarda Reynolds değeri arttıkça Nusselt sayısının arttığı gözlemlenmektedir. Tip-A ve Tip-B türbülatörlerin kullanılması halinde Nusselt sayısının belirlenen Reynolds değerlerinin tümünde boş (türbülatörsüz) duruma göre daha yüksek olduğu grlmektedir. Reynolds değerlerinin tümünde Türbülatör Tip-B kullanılması durumunda belirgin bir şekilde artış ile en yüksek Nusselt sayısına ulaşılmaktadır. Bütün durumlarda Reynolds 18564 değerinde Nusselt sayısının en yüksek değerleri yakalanmaktadır. Türbülatör Tip-A kullanıldığında %32,5 ile Reynolds 11423 değerinde, Türbülatör Tip-B kullanıldığında %157,9 ile Reynolds 13899 değerinde boş

(türbülatorsüz) duruma göre en yüksek h_m ısı taşınım katsayısı artış oranına ulaşılmaktadır.

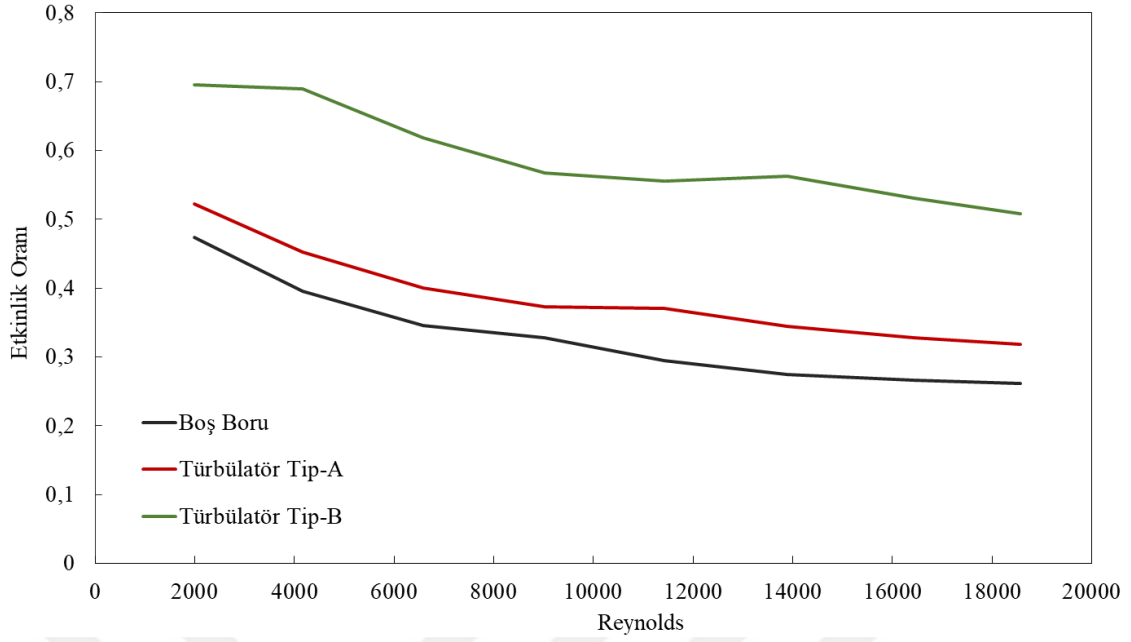
Şekil 4.6'da farklı Reynolds (Re) değerlerine karşılık gelen hızlarda hava akışında ısı değiştiricisi iç borusu boş (türbülatorsüz) ve içerisi türbülatorlü olduğu durumlar için ısı transfer miktarları gösterilmektedir.



Şekil 4.6. Farklı Re değerlerde hava akışında boş boru ve türbülatorlü durumlarda ısı transfer miktarı

Tüm durumlarda Reynolds değeri arttıkça ısı transfer miktarının arttığı gözlemlenmektedir. Tip-A ve Tip-B türbülatorlerin kullanılması halinde ısı transfer miktarının belirlenen Reynolds değerlerinin tümünde boş (türbülatorsüz) duruma göre daha yüksek olduğu görülmektedir. Bütün durumlarda Reynolds 18564 değerinde ısı transfer miktarının en yüksek değerleri yakalanmaktadır. Reynolds değerlerinin tümünde Türbülator Tip-B kullanılması durumunda belirgin bir şekilde artış ile en yüksek ısı transfer miktarına ulaşılmaktadır.

Şekil 4.7'de farklı Reynolds değerlerine karşılık gelen hızlarda hava akışında ısı değiştiricisi iç borusu boş (türbülatorsüz) ve içerisi türbülatorlü olduğu durumlar için etkinlik oranları gösterilmektedir. Her durumda Reynolds değeri arttıkça etkinlik oranının genelde azaldığı gözlemlenmektedir. Bu azalış, 9020 Reynolds değerine kadar belirgin olmakla birlikte 9020 Reynolds değerinin üstünde az da olsa devam etmiştir.



Şekil 4.7. Farklı Re değerlerde hava akışında boş boru ve türbülörlü durumlarda etkinlik oranı

Tip-A ve Tip-B türbülörlerin kullanılması halinde etkinlik oranının belirlenen Reynolds değerlerinin tümünde boş (türbülörsüz) duruma göre daha yüksek olduğu görülmektedir. Bütün durumlarda Reynolds 18564 değerinde etkinlik oranının en düşük değerlerine inilmektedir. Reynolds değerlerinin tümünde Türbülör Tip-B kullanılması durumunda belirgin bir şekilde artış ile en yüksek etkinlik oranlarına ulaşılmaktadır.

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

5.1. Sonuçlar

Yapılan deney düzeneğinde eş merkezli çift borulu ısı değiştirici kullanılmıştır. Bu ısı değiştiricinin dış borusundan 98°C’de buhar, iç borusundan ise fan yardımıyla belirlenen hızlarda ve dış boru akışkanı ile aynı yönde oda sıcaklığında hava akışı sağlanmıştır. Bu akışkan geçişleri ısı değiştirici iç borusu içerisi boş (türbülatorsüz) ve türbülatorlü olduğu durumlarda gerçekleştirilmiştir. Tasarlamış olduğumuz türbülatorler, iki ayrı mil üzerine 15 cm eşit aralıklı montajlı beşer adet silindirik çubuk ve silindirik kanattan oluşan Tip-A (çubuk silindirik) ve Tip-B (kanat silindirik) türbülator düzenekleri şeklinde kullanılmıştır. Deneysel çalışmada ısı değiştirici iç borusu içerisi boş ve türbülatorlü olduğu durumlarda belirlenen Reynolds değerlerine karşılık gelen hava akışkan hızları 0,5 m/s ile 3,9 m/s değerleri arasında 0,5 m/s aralıkla toplam 7 adet hızda yapılan ölçümler neticesinde grafiksel analizler yapılmıştır. Yapılan analizlerin tümünde türbülator kullanımının enerji verimliliğine önemli ölçüde katkısı görülmüştür. Grafiksel analizler neticesinde aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

Her koşul ve durumda giriş sıcaklığının birbirine yakın olması ile aynı şartların sağlandığı kanıtlanmıştır. Tip-B türbülator kullanılması ile ortalama sıcaklığın yükseldiği görülmüştür. Tip-A ve Tip-B türbülator kullanımı ile çıkış sıcaklıkları belirgin bir şekilde artmakla birlikte Tip-B türbülatorün daha iyi performans gösterdiği görülmüştür.

Boş (türbülatorsüz) duruma göre türbülatorlerin kullanılmasıyla daha yüksek sıcaklık farklarına ulaşılmıştır. Her durumda 1,5 m/s’den büyük hava akış hızlarında belirgin bir sıcaklık farkı artışı olmamakla birlikte Türbülator Tip-B kullanıldığında en yüksek sıcaklık farkına ulaşıldığı görülmüştür. Boş (türbülatorsüz) durum ile karşılaştırıldığında Türbülator Tip-A kullanılması durumunda 2,5 m/s hızında %28 oranında, Türbülator Tip-B kullanılması durumunda 3 m/s hızında %118 oranında artış ile maksimum sıcaklık farkları gözlemlenmiştir.

Hava akış hızı arttıkça ortalama sıcaklık azalışı, 1,5 m/s’ye kadar hissedilir bir şekilde iken 1,5 m/s üstünde az da olsa devam etmiştir. Hava akış hızı 1 m/s ve üstündeki değerlerde Türbülator Tip-A ve Tip-B türbülator kullanılması halinde ortalama sıcaklık, boş (türbülatorsüz) durumdakinden daha yüksek olmasının yanı sıra 1 m/s ve üzeri hava akış hızlarında en yüksek ortalama sıcaklık değeri, Türbülator Tip-B kullanıldığında yakalanmıştır.

Hava akış debisi ile Nusselt sayısı doğru orantılı bir şekilde artmakla birlikte türbülator kullanıldığında boş (türbülatorsüz) duruma göre Nusselt sayısının daha yüksek olduğu görülmüştür. Hava akış hızlarının tümünde Türbülator Tip-B kullanıldığında en yüksek Nusselt sayısına ulaşılmıştır. Türbülator Tip-A kullanıldığında %32 ile 2,5 m/s hızında, Türbülator Tip-B kullanıldığında %157,9 ile 3 m/s hızında boş (türbülatorsüz) duruma göre en yüksek Nusselt sayısı artış oranı yakalanmıştır.

Reynolds değeri ile Nusselt sayısının doğru orantılı bir şekilde artmasının yanı sıra türbülator kullanılması halinde boş (türbülatorsüz) duruma göre Nusselt sayısının daha yüksek olduğu görülmüştür. Reynolds değerlerinin tümünde Türbülator Tip-B kullanılması durumunda en yüksek Nusselt sayısına ulaşılmıştır. Türbülator Tip-A kullanıldığında %32,5 ile Reynolds 11423 değerinde, Türbülator Tip-B kullanıldığında %157,9 ile Reynolds 13899 değerinde boş duruma göre en yüksek h_m ısı taşınım katsayısı artış oranına ulaşılmıştır.

Koşulların tümünde Reynolds değeri arttıkça ısı transfer miktarı da artarken türbülator kullanılması halinde ısı transfer miktarı boş (türbülatorsüz) duruma göre daha yüksek olduğu görülmüştür. Reynolds değerlerinin tümünde Türbülator Tip-B kullanılması durumunda belirgin bir şekilde artış ile en yüksek ısı transfer miktarına ulaşılmıştır.

Reynolds değeri arttıkça etkinlik oranı azalışı, 9020 Reynolds değerine kadar belirgin iken 9020 Reynolds değerinin üstünde az da olsa devam etmiştir. Türbülator kullanılması halinde etkinlik oranının boş (türbülatorsüz) duruma göre daha yüksek olduğu görülmüştür. Reynolds değerlerinin tümünde Türbülator Tip-B kullanılması durumunda belirgin bir şekilde artış ile en yüksek etkinlik oranına ulaşılmıştır.

Sonuç olarak, elde edilen veriler ışığında ve yapılan analizler neticesinde ısı değiştirici içerisinde türbülatorlerin kullanılmasının ısı transferi performansını belirgin bir şekilde arttırdığı deneysel olarak kanıtlanmıştır. Deneysel çalışma için tasarlanan Türbülator Tip-A (çubuk silindirik) ve Türbülator Tip-B (kanat silindirik) karşılaştırıldığında bütün analizlerde Türbülator Tip-B (kanat silindirik) 'nin ısı transfer performansının belirgin bir şekilde üstün olduğu elde edilen veriler ışığında ispatlanmıştır.

Yapılan analizler neticesinde ısı transfer performansının çok istenmediği uygulamalarda Türbülator Tip-A (çubuk), üstün ısı transfer performansının istendiği uygulamalarda Türbülator Tip-B (kanat silindirik) kullanılabileceği anlaşılmıştır.

Diğer bir husus, kullanılan türbülatorler alüminyum malzemeden yapılmıştır. Bu yönü itibariyle maliyet göz önüne alınarak hareket edilmiştir. Deney sonuçlarına göre alüminyum malzeme ile yapılan türbülatorlerde üstün ısı transfer performansı yakalanabileceği görülmüştür.

Tez çalışması sonunda çıkarılan sonuç literatürdeki çalışmalar ile uyumludur.

5.2. Öneriler

Türbülator Tip-B şeklinde türbülatorler model alınarak araştırma geliştirme çalışmaları ile üstün performanslı türbülatorler geliştirilebilir ve endüstride birçok alanda kullanılabilir.

Farklı malzemelerden türbülatorler imal edilip maliyet de göz önüne alınarak aynı şartlarda hangi malzemenin daha avantajlı olduğu ile ilgili tez çalışmaları yapılabilir.

Yapılacak deneysel çalışmalarda değişkenlerin kontrolü otomasyona çevrilerek daha az hata payı ile sonuçlar elde edilebilir.

KAYNAKÇA

- Banihashemi, S., 2023, Study of thermal performance and optimization of city gas station heaters equipped with turbulator in the fire tube section, *Thermal Science and Engineering Progress*, 37, 101573.
- Bashtani, I., Esfahani, J. A., & Kim, K. C., 2023, Hybrid CFD-ANN approach for evaluation of bio-inspired dolphins dorsal fin turbulators of heat exchanger in turbulent flow, *Applied Thermal Engineering*, 219, 119422.
- Baykara, Ş., 2019, Isı değiştiricilerinde konik şekilli türbülatorlerin ısı transferi ve basınç kaybına etkisinin araştırılması, Yüksek Lisans Tezi, *Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Elazığ.
- Baysal, E., Solmaz, Ö., Ökten, M., Başeski, Y., 2021, İç İç Borulu Isı Değiştiricide Zıt Akışta Türbülator Kullanımının Basınç Değişimine Etkisinin Sayısal Olarak İncelenmesi, *El-Cezeri*, 8(2), 817-826.
- 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.
- Budak, N., Yücel, H. L., Işık, M. Z., Oktay, H., 2015, Konsantrik tip bir ısı değiştiricisinde türbülatorlerin etkisinin sayısal incelenmesi, *Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi*, 12(3), 87-97.
- Bulgurcu, H., Konuk, M., Koçyiğit, N., 2020, Isı Değiştiriciler, *Teknik Yayınları*, 1, 1-12.
- Buyruk, E., Karabulut, K., 2017, Plakalı Kanatçıklı Isı Değiştiricilerde Kanat Geometrisinin Isı Transferine Olan Etkisinin Üç Boyutlu Sayısal Olarak İncelenmesi, *Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi*, 19(56), 346-363.
- Celik, N., Tasar, B., Kapan, S., Tanyildizi, V., 2023, Performance optimization of a heat exchanger with coiled-wire turbulator insert by using various machine learning methods, *International Journal of Thermal Sciences*, 192, 108439.
- Çeri, B., Koca, T., 2022, Farklı Açılı Kanatçıklara Sahip Türbülatorlerin Gaz Yakıtlı Kazanda Kullanımının Isı Transferine Etkisi, *Avrupa Bilim ve Teknoloji Dergisi*, (35), 161-167.
- Demiray, M. (2022), Farklı malzemelerden üretilen türbülatorlerin ısı kazancına etkisinin deneysel analizi, Yüksek Lisans Tezi, *Batman Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü*, Batman.
- Deviren, H., 2019, Yeni geliştirilen türbülatorlerin ısı değiştiricilerinde ısı verim ve basınç kaybı üzerindeki etkisinin deneysel olarak araştırılması, Yüksek Lisans Tezi, *Batman Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Batman.

- Dincer, I., Siddiqui, O., 2018, Heat Transfer Aspects of Energy, *Comprehensive Energy Systems*, 1, 422-477.
- Ertan, U., 2019, Isı değiştiricilerinde yeni geliştirilen türbülátörlerin ısı transferi ve basınç kaybına etkisi, Yüksek Lisans Tezi, *Batman Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Batman.
- Izadi, M., Alshehri, H. M., Hosseinzadeh, F., Rad, M. S., Hamida, M. B. B., 2023, Numerical study on forced convection heat transfer of TiO₂/water nanofluid flow inside a double-pipe heat exchanger with spindle-shaped turbulators, *Engineering Analysis with Boundary Elements*, 150, 612-623.
- Karagoz, S., Afshari, F., Yildirim, O., Comakli, O., 2017, Experimental and numerical investigation of the cylindrical blade tube inserts effect on the heat transfer enhancement in the horizontal pipe exchangers, *Heat and Mass Transfer*, 53, 2769-2784.
- Karagöz, Ş., Çiltař, S., Yıldırım, O., Erdoğan, S., 2019, Yatay Borularda Türbülátörlerin Isı Transferine Olan Etkisinin Deneysel Araştırılması, *Erzincan University Journal of Science and Technology*, 12(1), 306-316.
- Koca, T., Budak, S. A., 2021, Kanatçıklı iç borulu dikey ısı değiştiricilerinde ısı transferi ve basınç düşümü analizi, *Gümüşhane Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi*, 11(1), 62-72.
- Kumar, S., Dinesha, P., 2021, Application of soft computing techniques to optimize thermal parameters in a double heat exchanger with cylindrical turbulators, *Heat Transfer*, 50(6), 5286-5303.
- Kumar, S., Dinesha, P., Sai Krishna, K. R. N., 2019, Experimental and numerical analysis of cylindrical turbulators in a double pipe heat exchanger under turbulent flow conditions. *Journal of Turbulence*, 20(4), 245-262.
- Mişçenko, M., Travis, L., Lacis, A., 2015, Radiation Transfer in The Atmosphere | Scattering, *Encyclopedia of Atmospheric Sciences (Secon Edition)*, 27-36.
- Mousavi, S. M. S., Alavi, S. M. A., 2022, Experimental and numerical study to optimize flow and heat transfer of airfoil-shaped turbulators in a double-pipe heat exchanger, *Applied Thermal Engineering*, 215, 118961.
- Pekaş, L., 2020, Advanced Analytic and Control Techniques for Thermal Systems with Heat Exchangers, *Academic Press*, 3-20.
- Saini, R., Gupta, B., Shukla, A. P., Singh, B., Baredar, P., Bisen, A., 2023, CFD analysis of heat transfer enhancement in a concentric tube counter flow heat exchanger using nanofluids (SiO₂/H₂O, Al₂O₃/H₂O, CNTs/H₂O) and twisted tape turbulators, *materialstoday: Proceedings*, 76, 418-429.
- Thianpong, C., Yongsiri, K., Nanan, K., Eiamsa-ard, S., 2012, Thermal performance evaluation of heat exchangers fitted with twisted-ring turbulators, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 39(6), 861-868.

- Turgut, E., 2005, Pervane Tipli Türbülatorlerde Kanat Çapının Isı Değiştiricisi Performansına Etkisi, *Fırat Üniversitesi Doğu Araştırmaları Dergisi*, 4(1), 51-55.
- Xiong, Q., Izadi, M., Shehzad, S. A., Mohammed, H. A., 2021, 3D numerical study of conical and fusiform turbulators for heat transfer improvement in a double-pipe heat exchanger, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 170, 120995.
- Varnaseri, M., Peyghambarzadeh, S. M., 2020, The effect of polyacrylamide drag reducing agent on friction factor and heat transfer coefficient in laminar, transition and turbulent flow regimes in circular pipes with different diameters, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 154 , 119815.
- <https://resources.system-analysis.cadence.com/blog/msa2022-the-differences-between-laminar-vs-turbulent-flow> [Ziyaret Tarihi: 5 Mayıs 2023].



ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Mehmet Eşref DEMİR
Uyruğu : Türkiye Cumhuriyeti

EĞİTİM

Derece	Adı, İlçe, İl	Bitirme Yılı
Üniversite	Erciyes Üniversitesi/Mühendislik Fakültesi/Elektronik Mühendisliği, Merkez, KAYSERİ	2004
Yüksek Lisans	Batman Üniversitesi/Fen Bilimleri Enstitüsü/Elektrik-Elektronik Mühendisliği (YL) (TEZLİ), Merkez, Batman	2020
Yüksek Lisans	Batman Üniversitesi/ Lisansüstü Eğitim Enstitüsü/ Yenilenebilir Enerji Sistemleri Anabilim Dalı (YL) (TEZLİ), Merkez, Batman	2023

İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	Kurum	Görevi
2005-2023	TPAO	Operasyon Mühendisi

UZMANLIK ALANI

Petrol ve doğal gaz kuyuları içerisinde gerekli teçhizatlar ile ultrasonik ve radyoaktif ışıma dalgaları, odaklanmış akımlar vasıtasıyla kuyu ile ilgili birtakım verilerin elde edilmesi. Ayrıca kuyu içerisinde patlayıcı kullanılarak kuyu içerisinde kalan malzemelerin kurtarımı ve kuyu içerisinde rezervuar bölgesiyle irtibatının sağlanması.

YABANCI DİLLER

İngilizce

BELİRTMEK İSTEĞİNİZ DİĞER ÖZELLİKLER

Doğa yürüyüşü yapmak, kitap okumak

YAYINLAR

Demir, M. E., Yılmaz, A. 2016, Appropriate Wastes for Biogas Production and Organic Waste Quantities For Batman City, *Middle East Journal of Technic*, 1(2), 44-55.

Demir, M. E., Yılmaz, M., Gündoğdu, A., 2017, A Model Application of Micro Grid: Batman University Micro Grid. *International Journal of Energy and Smart Grid*, 2(2), 47-63.

Demir, M. E., 2020, Petrol kuyuları izleme sistemi, Yüksek Lisans Tezi, *Batman Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Batman.

Demir, M.E., Şener, R., 2023, Isı Değiştiricilerinde Türbülator Kullanımının Isı Transferine Etkisi, *Academy Global Conferences & Journals (Cumhuriyet 8th International Conference On Applied Sciences)*, 207-215 (Yüksek Lisans tezinden yapılmıştır).

