



**T.C.**  
**BATMAN ÜNİVERSİTESİ**  
**LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**  
**YENİLENEBİLİR ENERJİ SİSTEMLERİ ANABİLİM DALI**

**ISI BORUSU KULLANILAN**  
**TÜRBÜLATÖRLERİN**  
**ISI TRANSFERLERİNE OLAN ETKİSİNİN**  
**DENEYSEL ANALİZİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Helin YILDIZ**

**Danışman**  
**Doç. Dr. Adem YILMAZ**

**HAZİRAN-2023**  
**BATMAN**  
**Her Hakkı Saklıdır**

## TEZ KABUL VE ONAYI

**Helin YILDIZ** tarafından hazırlanan “**ISI BORUSU KULLANILAN TÜRBLATÖRLERİN ISI TRANSFERLERİNE OLAN ETKİSİNİN DENEYSEL ANALİZİ**” adlı tez çalışması 20/06/2023 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-Danışman**

Doç. Dr. Adem YILMAZ

**Üye**

Dr. Öğr. Üyesi Abdülkadir KOÇER

**Üye**

Dr. Öğr. Üyesi Umut ERCAN

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.

**HELİN YILDIZ**

**HAZİRAN-2023**

## ÖZET

### YÜKSEK LİSANS TEZİ

# ISI BORUSU KULLANILAN TÜRBÜLATÖRLERİN ISI TRANSFERLERİNE OLAN ETKİSİNİN DENEYSEL ANALİZİ

**Helin YILDIZ**

**Batman Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü**

**Yenilenebilir Enerji Sistemleri Anabilim Dalı**

**Danışman: Doç. Dr. Adem YILMAZ**

**2023, 75 Sayfa**

**Jüri**

**Doç. Dr. Adem YILMAZ**

**Dr. Öğr. Üyesi Abdülkadir KOÇER**

**Dr. Öğr. Üyesi Umur ERCAN**

Günümüzde kullanılan sistemler, enerjiyi daha verimli kullanmak için ısı transfer uygulamalarını kullanır. Isı eşanjörü, ısıyı bir sıvıdan diğerine aktarmak için kullanılan bir cihazdır. Isı eşanjörü genellikle soğutma, ısıtma, enerji santrallerinde ve kimya endüstrisinde kullanılır. Isı değiştiriciler, ısı değiştirici tipine göre direkt temaslı ve direkt olmayan temaslı olmak üzere iki kısımda ele alınmaktadır. Doğrudan sıvı teması olan bir ısı eşanjöründe farklı sıcaklıklarda bulunan akışkanların veya herhangi bir akışkan ve katı malzemeleri doğrudan karıştırır veya temas ettirir. Böyle bir ısı eşanjörüne iyi bir örnek, genellikle endüstriyel prosesler tarafından üretilen ısıyı uzaklaştırmak için kullanılan bir soğutma kulesidir. Doğrudan sıvı teması olmayan bir ısı eşanjöründe ise sıcak akışkan önce iki akışkanı ayıran bir yüzeye veya kütleyle yönlendirilir. Bu ısı, bu yüzeylerden veya kütlelerden soğuk akışkana aktarılır.

Yapılan bu çalışma bakır boru içerisinde ısı transferini arttırmak amacıyla, boru içerisinde mil kullanılması amaçlanmıştır. Bakır boru ve ısı borusu tabakalarından yapılan türbülatorler sayesinde ısı transferinin artırılması sağlanmıştır. Deney sonuçlarına göre, bakır ve ısı borusu ile imal edilen türbülatorlerin etkisi incelenmiştir. 16 farklı hava akış hızlarında ölçülen sistemin giriş-çıkış sıcaklıkları grafiksel olarak gösterilmektedir. Bu farklı hava hızlarında ölçüm yapılmış olup paralel yönde akış sergileyen türbülatorlü ısı borusunun sıcaklık farkının yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Türbülator kullanılması sıcaklık farkını etkilemiştir. Paralel akışlı türbülatorlü düz boru kullanıldığı durumda sıcaklık farkının en düşük olduğu, zıt akışlı türbülatorlü düz boru kullanıldığı durumda hava hızı 3,1 m/s'den sonra farkta azalmalar gözlenmektedir. Türbülatorsüz boru için değerlere bakıldığında randımsız değişimler gerçekleşmiş olup hava hızının en üst değerinde 1,7 m/s olduğu sıcaklık farkında artış gözlenmektedir. Türbülatorsüz boş boru ile karşılaştırıldığında zıt akışlı türbülatorlü ısı borusu kullanılması durumunda 0,8 m/s hızında %129 oranında, paralel akışlı türbülatorlü ısı borusu kullanılması durumunda aynı hava hızında %62 oranında sıcaklık farkı artışı olduğu hesaplanmıştır. Hava hızı 4,0 m/s olduğu durumda sıcaklık farkındaki verim zıt akışlı türbülatorlü ısı borusunda %170 oranında artış gözlenmiştir. Deney sonuçlarına göre bakırdan imal edilen türbülatorlerin ısı verimleri, reynolds, basınç, ısı transfer değerleri çizilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Bakır boru, Isı borusu, Isı eşanjörü, Türbülator

## **ABSTRACT**

### **MS THESIS**

# **EXPERIMENTAL ANALYSIS OF THE EFFECT OF TURBULATORS USING HEAT PIPE ON HEAT TRANSFER**

**Helin YILDIZ**

**BATMAN UNIVERSITY GRADUATE EDUCATION INSTITUTE  
RENEWABLE ENERGY SYSTEMS DIVISION**

**Advisor: Assoc. Prof. Dr. Adem YILMAZ**

**2023, 75 PAGES**

**Jury**

**Assoc. Prof. Dr. Adem YILMAZ**

**Assis. Prof. Dr. Abdülkadir KOÇER**

**Assis. Prof. Dr. Umut ERCAN**

Systems used today use heat transfer applications to use energy more efficiently. A heat exchanger is a device used to transfer heat from one liquid to another. The heat exchanger is generally used in cooling, heating, power plants and the chemical industry. Heat exchangers are considered in two parts, as direct contact and non-direct contact, according to the type of heat exchanger. It directly mixes or contacts fluids or any fluid and solid materials at different temperatures in a heat exchanger with direct liquid contact. A good example of such a heat exchanger is a cooling tower, which is often used to remove heat produced by industrial processes. In a heat exchanger without direct fluid contact, the hot fluid is first directed to a surface or mass that separates the two fluids. This heat is transferred from these surfaces or masses to the cold fluid.

In this study, it is aimed to use a shaft in the pipe in order to increase the heat transfer in the copper pipe. Thanks to the turbulators, which are intended to be made of copper pipes and heat pipe layers, heat transfer is increased. According to the test results, the effect of the turbulators manufactured with copper and heat pipes was investigated. The inlet-outlet temperatures of the system measured at 16 different air flow rates are shown graphically. Measurements were made at these different air velocities and it was observed that the temperature difference of the heat pipe with turbulator flowing in parallel direction was high. The use of turbulator affected the temperature difference. In the case of parallel flowing straight pipe with turbulator, the temperature difference is the lowest, and when straight pipe with counterflow turbulator is used, the difference is observed to decrease after 3.1 m/s. Considering the values for the pipe without a turbulator, inefficient changes have occurred and an increase is observed in the temperature difference, where the air velocity is 1.7 m/s at the top value. In case of using counter flow heat pipe with turbulator compared to empty pipe without turbulator. It has been calculated that there is a temperature difference increase of 129% at a speed of 0.8 m/s, and 62% at the same air speed in the case of using a heat pipe with a parallel flow turbulator. In the case of air velocity of 4.0 m/s, the efficiency in the temperature difference increased by 170% in the counterflow turbulator heat pipe. According to the test results, the thermal efficiency, reynolds, pressure and heat transfer values of the turbulators made of copper were drawn.

**Keywords:** Copper pipe, Heat pipe, Heat exchangers, Turbulator

## ÖNSÖZ

Çalışmanın her safhasında yakın ilgi ve önerileri ile beni yönlendiren, her türlü yardımını esirgemeyen, her zaman destekleyen ve inanılmaz bir anlayış gösteren değerli hocam Doç. Dr. Adem YILMAZ'a, bu aşamaya yükselmemde bana emeği geçen tüm hocalarıma sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Hayatımın her aşamasında her zaman yanımda olan ve beni sürekli destekleyen hakkını hiçbir zaman ödeyemeyeceğim annem ve babama, biricik kardeşlerime sonsuz şükranlarımı sunarım. Beni destekleyen yanımda olan tüm arkadaşlarıma ve adını burada sayamadığım katkısı olan herkese çok teşekkür ederim.

**HELİN YILDIZ**  
**BATMAN-2023**

## İÇİNDEKİLER

<b>ÖZET .....</b>	<b>iv</b>
<b>ABSTRACT.....</b>	<b>v</b>
<b>ÖNSÖZ .....</b>	<b>vi</b>
<b>İÇİNDEKİLER .....</b>	<b>vii</b>
<b>SİMGELER VE KISALTMALAR.....</b>	<b>ix</b>
<b>ŞEKİLLER DİZİNİ VE TABLOLAR DİZİNİ .....</b>	<b>xi</b>
<b>1. GİRİŞ.....</b>	<b>1</b>
<b>2. LİTERATÜR TARAMASI .....</b>	<b>2</b>
<b>3. ISI TRANSFER MEKANİZMALARI .....</b>	<b>15</b>
3.1. Kondüksiyon (İletim Yolu) ile Isı Transferi .....	15
3.2. Konveksiyon (Taşınım Yolu) ile Isı Transferi .....	16
3.3. Radyasyon (Işınım Yolu) ile Isı Transferi .....	16
<b>4. ISI BORUSU.....</b>	<b>18</b>
4.1. Isı Borusu Yapı Elemanları .....	19
4.1.1. İş akışkanı .....	19
4.1.2. Fıtil .....	20
4.1.3. Dış muhafaza .....	21
4.2. Isı Borusu Çeşitleri .....	21
4.2.1. Geleneksel ısı borusu .....	21
4.2.2. Düz plakalı ısı borusu.....	22
4.2.3. Döngülü ısı borusu .....	22
4.2.4. Titreşimli ısı borusu .....	23
4.2.5. Minyatür ısı borusu .....	24
4.2.6. Yassı plaka ısı borusu.....	24
<b>5. ISI EŞANJÖRÜ .....</b>	<b>25</b>
5.1. Isı Değişim Şekline Göre Sınıflama .....	25
5.2. Isı Geçişi Yüzeyinin Isı Geçişi Hacmine Oranına Göre Sınıflama-Kompakt.....	26
5.3. Farklı Akışkan Sayısına Göre Sınıflama.....	26
5.4. Isı Geçişi Mekanizmasına Göre Sınıflama.....	27
5.5. Borulu Isı Eşanjörleri.....	27
5.5.1. Düz borulu ısı eşanjörleri .....	28
5.5.2. Spiral borulu ısı eşanjörleri .....	28
5.5.3. Gövde borulu ısı eşanjörleri .....	29
5.5.4. Levhalı ısı eşanjörü .....	30
5.6. Yoğuşturucular .....	30
5.7. Isı Eşanjörleri Seçimi.....	31

5.7.1. Kirlenme eğilimleri .....	31
5.7.2. Isı transfer hızı .....	31
5.7.3. Boyut ve ağırlık .....	31
5.7.4. Malzeme türü .....	32
5.7.5. Kullanılacak akışkan türü .....	32
5.7.6. Pompalama gücü .....	32
5.7.7. Maliyet .....	32
5.7.8. Temin edilebilirlik .....	33
5.7.9. Diğer faktörler .....	33
<b>6. MATERYAL VE YÖNTEM.....</b>	<b>34</b>
6.1. Deneyde Kullanılan Malzemeler .....	35
6.1.1. Termokupl .....	35
6.1.2. Dijital veri tarayıcı .....	36
6.1.3. Fan motoru.....	37
6.1.4. Anemometre .....	37
6.1.5. Isı boruları .....	38
6.1.6. Kazan.....	39
6.1.7. Isı eşanjörü.....	39
6.1.8. Bakır levha.....	39
<b>7. HESAPLAMA YÖNTEMİ.....</b>	<b>43</b>
7.1. Reynolds Sayısı Hesabı.....	43
7.2. Nusselt Sayısı Hesabı.....	44
7.3. Sürtünme Katsayı Hesabı.....	47
7.4. Belirsizlik Analizi .....	47
7.5. Araştırma Bulguları .....	48
<b>SONUÇ VE ÖNERİLER .....</b>	<b>57</b>
<b>KAYNAKLAR .....</b>	<b>59</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ.....</b>	<b>63</b>

## SİMGELER VE KISALTMALAR

### Simgeler

A	: Alan ( $m^2$ )
$A_{yan}$	: İç kısımdaki borunun yanal yüzey alanı ( $m^2$ )
$A_k$	: İç kısımdaki borunun kesit alanı ( $m^2$ )
$A_a$	: Anma akımı
cm	: Santimetre
$C_p$	: Akışkanın özgül ısısı ( $J.kg^{-1}.K^{-1}$ )
$D_i$	: İçteki borunun iç çapı (m)
D	: Boru çapı (m)
f	: Sürtünme faktörü
$h_m$	: Ortalama ısı
h	: Isı transfer taşınım katsayısı ( $W/m^2.K$ )
$h_t$	: Yükseklik oranı
J	: Joule
k	: Isı transfer iletim katsayısı ( $W/m.K$ )
kj	: Kilojoule
kW	: Kilowatt
lt	: Litre
L	: Karakteristik uzunluk (m)
$L_{a1}$	: Merkezi adyabatik bölümlerinin uzunluğu
$L_c$	: Isı borusunun kondenser uzunluğu
m	: Metre
$m^2$	: Metrekare
$m^3$	: Metreküp
mm	: Milimetre
n	: Bağımsız değişken sayısı
Nu	: Nusselt sayısı
Re	: Reynolds sayısı
S	: Ölçülmesi gereken büyüklük
$S_y$	: Kanat aralığı
Q	: Akışkana aktarılan toplam ısı (W)
$Q_{gerçek}$	: Gerçek ısı kazancı (W)
$Q_{taşınım}$	: Taşınım ile ısı kazancı (W)
$T_g$	: Akışkanın giriş sıcaklığı ( $^{\circ}K$ )
$T_ç$	: Akışkanın çıkış sıcaklığı ( $^{\circ}K$ )
U	: Toplam ısı transfer katsayısı ( $W.m^{-2}.K^{-1}$ )

V	: Akışkanın hızı (m/s)
V <sub>ort</sub>	: Akışkanın ortalama geçiş hızı
v	: Akışkanın kinematik viskozitesi (m <sup>2</sup> /s)
μ	: Akışkanın dinamik viskozite, (kg/ms)
x <sub>1</sub> , x <sub>2</sub> , x <sub>3</sub>	: Bağımsız değişken değerleri
W	: Watt
w <sub>1</sub> , w <sub>2</sub> , w <sub>3</sub>	: Bağımsız değerlere ait hata oranları
W <sub>S</sub>	: Toplam belirsizlik değeri
ΔP	: Boru giriş-çıkışı arasındaki basınç farkı (Pa)
ΔT <sub>1</sub>	: Yüzey sıcaklığı ve giriş sıcaklığı farkı (°K)
ΔT <sub>2</sub>	: Yüzey sıcaklığı ve çıkış sıcaklığı farkı (°K)
ΔT <sub>m</sub>	: Logaritmik sıcaklık farkı ( °K )
ρ	: Akışkanın yoğunluğu (kg/m <sup>-3</sup> )
°C	: Santigrat
°Kcal	: Kilokalori
ε	: Epsilon
θ	: Kanat açısı
β	: Yüzey alanı yoğunluğu

### **Kısaltmalar**

b	: Yedi farklı boşluk
ç	: Çıkış
d	: Delik çapı
dev/dk	: Devir/dakika
g	: Giriş
HR	: Hatve oranı
Hz	: Hertz
ort	: Ortalama
PEC	: Performans değerlendirme kriterleri
PIV	: Particle image velocimetry
PR	: Periyot uzunluğu
RNG	: Renormalization group
Rpm	: Anma hızı
TEF	: Termal geri kazanım faktörü

## ŞEKİLLER DİZİNİ VE TABLOLAR DİZİNİ

### Şekiller Dizini

Şekil 2.1.	Türbülator olarak kullanılan yaylar a) Türbülator olarak kullanılan yay çapları b) Yayların bileziklere paralel şekilde bağlanması c)Yayların bileziklere 7° helis açısıyla bağlanması d) Yayların bileziklere 10 ° helis açısıyla bağlanması.....	2
Şekil 2.2.	Deneysel çalışmada kullanılan 30 mm adımlı türbülator.....	3
Şekil 2.3.	Helisel türbülator yerleştirilmiş düz boru.....	4
Şekil 2.4.	Türbülator çeşitleri.....	5
Şekil 2.5.	Analizde kullanılan türbülatorün matematik modeli .....	5
Şekil 2.6.	Duman borularına yerleştirilen farklı sayıda türbülatorler.....	6
Şekil 2.7.	Türbülatorün şekli.....	7
Şekil 2.8.	Şerit halinde kesilen türbülatorler.....	7
Şekil 2.9.	Türbülatorlere ait şematik gösterim.....	8
Şekil 2.10.	t <sub>1</sub> , t <sub>2</sub> ve t <sub>3</sub> şeklindeki konik türbülatorler.....	9
Şekil 2.11.	0 derecede sabitlenmiş ve farklı açılarda sabitlenen türbülatorler....	9
Şekil 2.12.	Isı transfer iyileştirme elemanları.....	10
Şekil 2.13.	Türbülatorlerin önden (A) ve yandan (B) görünümü.....	12
Şekil 2.14.	Türbülator örnekleri.....	12
Şekil 2.15.	Türbülatorlerin görseli.....	13
Şekil 3.1.	Isı transfer mekanizmalarının şematik gösterimi.....	15
Şekil 3.2.	İletim yolu ile ısı transferi .....	16
Şekil 3.3.	Taşıma yolu ile ısı transferi .....	16
Şekil 3.4.	Işınım yolu ile ısı transferi.....	17
Şekil 4.1.	Isı borusunun genel yapısı.....	18
Şekil 4.2.	Geleneksel ısı borusu.....	22
Şekil 4.3.	Düz plakalı ısı borusunun şematik resmi.....	22
Şekil 4.4.	Döngülü ısı borusu.....	23
Şekil 4.5.	Titreşimli ısı borusu.....	24
Şekil 4.6.	Yassı plaka ısı borusu .....	24
Şekil 5.1.	Isı transfer şekline göre sınıflandırma.....	25
Şekil 5.2.	Kompakt ısı eşanjörü gövdeleri. (a) kanatlı boru (yassı borular, sürekli levha kanatlar). (b) kanatlı boru (dairese borular, sürekli levha kanatlar). (c) kanatlı boru (dairese borular, dairese kanatlar). (d) levha-kanat (tek geçiş). (e) levha-kanat (çok geçiş).....	26
Şekil 5.3.	Akışkan sayısına göre ısı eşanjörlerinin sınıflandırılması.....	26
Şekil 5.4.	Isı transfer mekanizmasına göre ısı eşanjörlerinin sınıflandırılması..	27
Şekil 5.5.	Borulu kanatlı ısı eşanjörü (A)oval kesit, (B)dairese kesit.....	28
Şekil 5.6.	Spiral levhalı ısı eşanjörü.....	28
Şekil 5.7.	Gövde boru tipi ısı eşanjörü.....	30
Şekil 5.8.	Levhalı kanatlı ısı eşanjörü.....	30
Şekil 6.1.	Deney sisteminin şematik görünüşü.....	34
Şekil 6.2.	Deney sistemi.....	35
Şekil 6.3.	T tipi nikel-krom termokupl ve deney seti üzerindeki bağlantıları....	36
Şekil 6.4.	ELİMKO E-680 dijital veri tarayıcısı (Datalogger).....	37
Şekil 6.5.	Fan motoru.....	37

Şekil 6.6.	Kestrel 2000 dijital anemometre.....	38
Şekil 6.7.	Saf bakırısı borusu.....	38
Şekil 6.8.	Isı eşanjörü ve kazan.....	49
Şekil 6.9.	Saf bakır levhaların kesilmesi.....	40
Şekil 6.10.	Dairesel türbülötörler.....	40
Şekil 6.11.	Türbülötörleri bükme.....	41
Şekil 6.12.	Isı borusu ile türbülötörlerin gösterilmesi.....	42
Şekil 6.13.	Türbülötörlerin lehimlenmesi.....	42
Şekil 7.1.	Paralel ve çapraz akışlı eşanjörlerde sıcaklık fark grafiği.....	46
Şekil 7.2.	Isı borusu ve içinde akışkan olmayan düz borunun sıvı (su) içindeki görseli.....	49
Şekil 7.3.	Isı borusunun giriş sıcaklığı, içinde akışkan olmayan düz borunun giriş sıcaklığı ve sıvı (su) sıcaklığının zamana göre grafiği.....	49
Şekil 7.4.	Isı borusunun orta sıcaklığı, içinde akışkan olmayan düz borunun orta sıcaklığı ve sıvı (su) sıcaklığının zamana göre grafiği .....	50
Şekil 7.5.	Isı borusunun çıkış sıcaklığı, içinde akışkan olmayan düz borunun çıkış sıcaklığı ve sıvı (su) sıcaklığının zamana göre grafiği .....	50
Şekil 7.6.	Isı borusu ile içinde akışkan olmayan düz borunun zaman-sıcaklık farkı grafiği.....	51
Şekil 7.7.	Isı eşanjöründe paralel akışlı türbülötörlü düz boru grafiği.....	51
Şekil 7.8.	Isı eşanjöründe paralel akışlı türbülötörlü ısı borusu grafiği.....	52
Şekil 7.9.	Isı eşanjöründe zıt akışlı türbülötörlü düz boru grafiği.....	53
Şekil 7.10.	Isı eşanjöründe zıt akışlı türbülötörlü ısı borusu grafiği.....	53
Şekil 7.11.	Isı eşanjöründe hava hızı-sıcaklık farkı grafiği.....	54
Şekil 7.12.	Isı eşanjöründe ısı transfer miktarı-reynolds grafiği.....	55
Şekil 7.13.	Isı eşanjöründe nusselt–reynolds grafiği.....	56
Şekil 7.14.	Isı eşanjöründe basınç farkı–reynolds grafiği.....	56

## Tablolar Dizini

Tablo 4.1.	Isı borusunda kullanılan iş akışkanları ve uyumlu olduğu malzemeler.....	19
Tablo 6.1.	ELİMKO E-680 dijital veri tarayıcı teknik özellikleri.....	36
Tablo 7.1.	Reynolds değerleri.....	43
Tablo 7.2.	Nusselt değerleri.....	46

## 1. GİRİŞ

Enerjinin ve ısı transferinin daha verimli kullanılması için mevcut sistemlerde enerji tasarrufu çalışmalarının yapılması gerekliliği ortaya çıkmıştır. Bu nedenle, ısı transferini iyileştirmek için farklı yöntemlerin geliştirilmesi, aynı performansa sahip, daha küçük boyutlu ve daha hafif ısı eşanjörleri tasarlamayı amaçlamaktadır. Isı geri kazanım teknolojisine maruz kalan bir ısı değiştirici, ısı geri kazanım teknolojisine maruz bırakılmayan bir ısı değiştiriciye kıyasla yatırım ve işletme açısından daha fazla tasarruf sağlar. Isı transferini iyileştiren teknolojilerin kullanılması, işin enerji maliyetlerini ve ısı eşanjörünün büyüklüğü artırdıkça uygulanan tekniklerle artmaktadır.

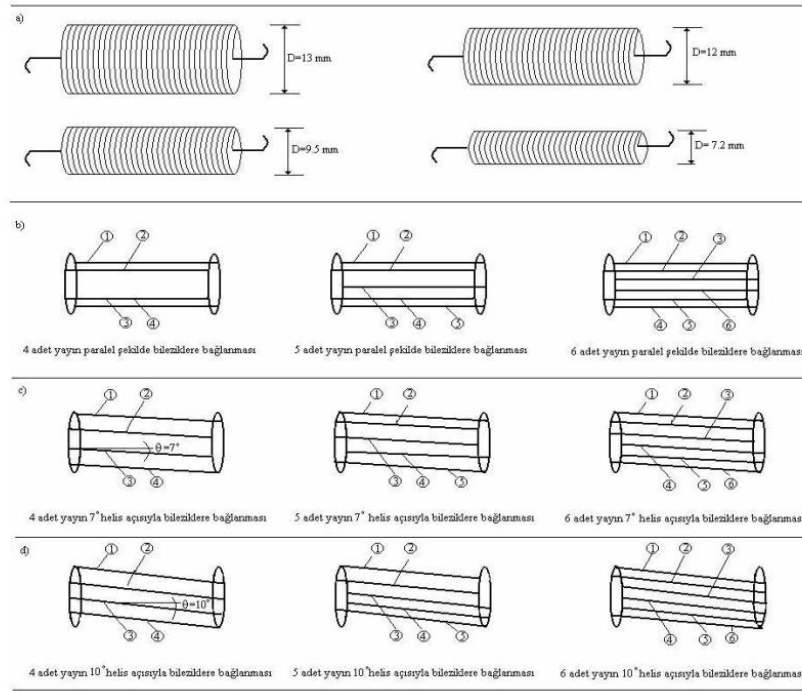
Isı transferini arttırmanın birçok yöntemi vardır. Bazı uygulamalarda fonksiyonel (pratik) olarak kullanılmaktadır. Isı transferini iyileştiren teknolojiler, konveksiyon katsayısını arttırmaya, birim uzunluk başına yüzey alanını arttırmaya, sıcaklık farklarını azaltmaya veya hem konveksiyon katsayısını arttırmaya hem de birim uzunluk başına yüzey alanını arttırmaya dayanmaktadır. Boru içindeki ısı transferini iyileştiren ve türbülansı artıran elemanlar türbülatorlerdir. Ayrıca türbülatorler; Tüpün içine yerleştirilen element ve türbülans üreteçleri olarak da adlandırılırlar. Türbülatorlerin kullanım alanları aşağıda gösterilmiştir.

- Akış ortamına kolayca yerleştirilerek sınır tabakaların kırılmasına, yeniden oluşmasına neden olurlar.
- Isı taşıma alanını genişletirler.
- Akış ortamının türbülansının yoğunluğunu ve sertliğini arttırırlar.
- Mevcut olan akım yolu uzatılır.

Pahalı ve hızla tükenen enerjinin verimli kullanılması için ısı eşanjörlerinde yapılan modifikasyonlardan biri de boruların içerisine çeşitli türbülans arttırıcı elemanlar yerleştirilerek en küçük hacimde ısı transfer veriminin arttırılmasıdır. Boru içerisinde boydan boya uzanan mil kullanılması amaçlanmıştır. Isı transferinin verimini artırma yöntemlerinden olan pasif yöntemlerden biri kullanılmıştır. Tüpün tamamı boyunca uzanan bir mil ile kullanılmak üzere tasarlanmıştır. Isı transferini arttırmayı amaçlar. Isı transfer verimini artırma yöntemlerinden biri olan pasif yöntem kullanılmaktadır.

## 2. LİTERATÜR TARAMASI

Türbülötörler ve ısı değiştirici sistemlerin ısı verimlerinin arttırılmasına yönelik birçok çalışma bulunmaktadır. Yapılan çalışmalar ile ısı eşanjörlerinin ısı verimleri ve dolayısıyla enerji verimleri belirlenmiştir. Yıldız (2007), sabit duvar sıcaklığı ve buharla ısıtılan dış yüzeyleri olan eş merkezli borulu bir ısı eşanjöründe ısı transferini arttırmak için farklı çaplarda yaylar kullanmıştır. Kullanılacak yaylar için dizi sayısı ve dizi şeklindeki değişiklikleri göz önünde bulundurulmuştur. Tüp içinden akan akışkan havadır. Deneyler  $2.500 \leq Re \leq 12.000$  arasında değişen 22 farklı debide yapılmıştır. Türbülötör olarak kullanılan yaylar şekil 2.1'de gösterilmiştir. Bu çalışmada türbülanslı (tüplerdeki yaylar) ve türbülanssız (boş tüpler) koşullar için ısı transferi, basınç düşüşü ve ekserji analizleri hesaplanmış ve deneysel ilişkiler kurmak için karşılaştırılmıştır.



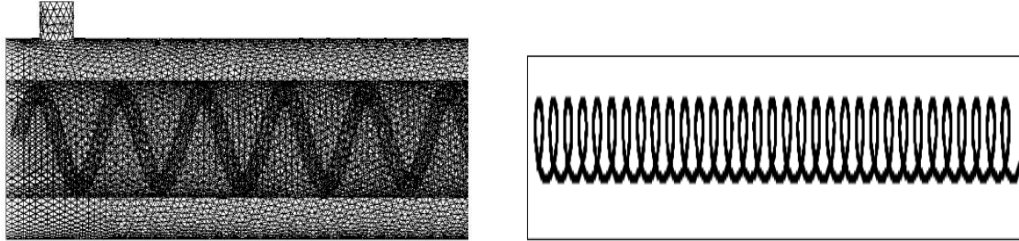
**şekil 2.1.** Türbülötör olarak kullanılan yaylar a) Türbülötör olarak kullanılan yay çapları b) Yayların bileziklere paralel şekilde bağlanması c) Yayların bileziklere  $7^\circ$  helis açısıyla bağlanması d) Yayların bileziklere  $10^\circ$  helis açısıyla bağlanması (Yıldız, 2007)

Kahraman, vd. (2008), boru içersine yerleştirilen türbülans yayıcı olarak paslanmaz çelikten yapılmış iki farklı kanat açıklığı ( $b = 0,1$  ve  $0,2$  m) ve üç farklı kanat açısına ( $\theta = 30^\circ$ ,  $45^\circ$  ve  $60^\circ$ ) göre türbülötör kullanılmış ve ısı geçişindeki artışı üç boyutlu olarak ele almaktadır. Yapılan deneysel çalışmada, borularda türbülötör kullanımının Nu sayısını arttırdığını, türbülötörlerin kanatçık aralığının ( $b$ ) ve kanat açısının ( $\theta$ ) da ısı

transferini etkilediğini, reynolds sayısı arttıkça Nusselt sayısı arttığını ve sürtünme katsayısının azaldığı gözlemlenmiştir.

Karahan (2010), bu çalışmada Malatya Mimsang Kazan İşletmesi'nde 125.000 kcal/h katı yakıtlı bir kazanda sekiz farklı bant türbülatorü kullanılarak ısı transferindeki iyileştirmeler incelenmiştir. Türbülatordeki basınç kayıpları da incelenmiştir. Kazandaki tüm bacalara takılan türbülatorler ile deneyler yapılmıştır. İlk olarak, deney türbülator olmadan gerçekleştirilmiştir. İkinci aşamada, duman borusu içerisine türbülatorler yerleştirilerek ve ısı transferi hesaplanarak her tip için ayrı deneyler yapılmıştır. Ek olarak, basınç düşüşünde bir artış gözlemlenmiştir. Reynolds sayısı 18.000 ile 28.000 arasında hesaplanmıştır.

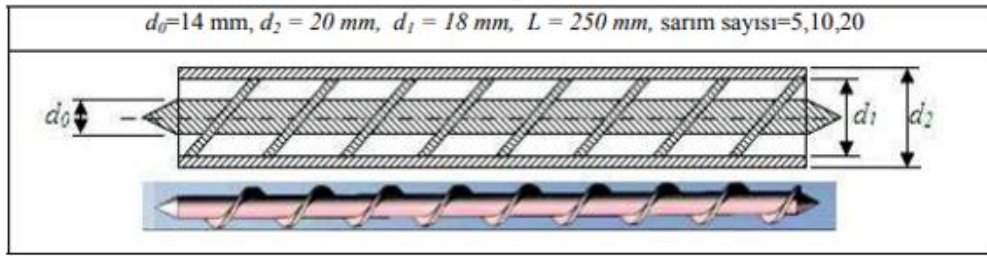
Yiğit (2010), ticari bir SAD kod programı kullanarak eş merkezli boru yaylı ısı eşanjörlerinin sayısal analizinde kullanılan bir türbülans modelinin etkilerini incelemiştir. Şekil 2.2'de deneysel çalışmada kullandığı türbülator gösterilmiştir. Hava akışlarının sürekli rejim ve türbülanslı akış şartlarında Reynolds sayıları  $3.000 \leq Re \leq 18.000$  aralığında gerçekleştirilmiştir. Farklı türbülans modellerinden elde edilen sayısal sonuçlar deneysel sonuçlarla karşılaştırılarak optimum türbülans modeli belirlenmiştir.



Şekil 2.2. Deneysel çalışmada kullanılan 30 mm adımlı türbülator (Yiğit, 2010)

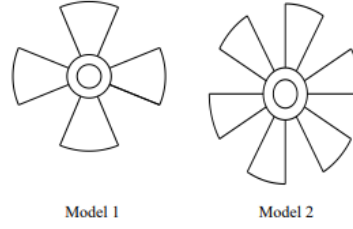
Alt, vd. (2010), kişisel bilgisayar (PC) mikroişlemcilerinin (CPU'lar) farklı ısı boruları kullanarak soğutulmasını deneysel olarak incelemiştir. Soğutma, sistemden biriken ısıyı uzaklaştırmak için kanatlı bir yüzey aracılığıyla ve kanatçıkların düşük verimliliği nedeniyle soğutucu sistemi büyük bir hacimsel alan oluşturmaktadır. Üfleyci sistemler elektrik kesintilerine ve gürültü sorunlarına neden olabilir. Kanat yüzeyinin ısı boruları ile güçlendirilmesi, eşit sıcaklık dağılımı ve yüksek kanat verimi sağlar. Deneylerde ısı borularında (tek kanallı, çok kanallı düz ve eğri) üç farklı çalışma akışkanı (R22, R404a, etanol) kullanılmıştır. Üç farklı ısı borusu tipinin ve çalışma sıvısının verimliliği karşılaştırılmıştır. Isı borusundan düz ısı borusu ve çalışma sıvısından etanol en verimli akışkanlar olarak bulunmuştur.

Uğurlubilek ve Uralcan (2011), 18 mm çapındaki bir bakır boruya sıkıca yerleştirilmiş sarmal bir türbülatorün ısı transferi üzerindeki etkisini sayısal olarak araştırılmıştır. Reynolds sayısının 1.000 ile 20.000 arasında alınmıştır. Üç farklı geometri için sayısal olarak belirlenen Nusselt değerleri, kaynak ile Reynolds sayısı arasındaki ilişkidenden elde edilen değerlerle karşılaştırılmıştır. Son olarak helisel türbülatorlü boruların düz borulara göre laminer akışta ısı transferini arttırdığı ve türbülanslı akışta daha düşük termodinamik verime sahip olduğu gözlemlenmiştir. CST'li tüplerde ısı transferi ve basınç düşüşü performansı, CST'nin  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  ve  $60^\circ$  açıları ( $\theta$ ) için 10.000 ile 34.000 arasında değişen Reynolds sayıları kullanılarak deneysel olarak test edilmiştir. Şekil 2.3'te helisel türbülator yerleştirilmiş düz boru gösterilmiştir. Isı transferi, basınç düşüşü ve ekserji analizleri türbülatorlü ve türbülatorsüz koşullar altında yapılmış ve karşılaştırılmıştır.



Şekil 2.3. Helisel türbülator yerleştirilmiş düz boru (Uğurlubilek ve Uralcan, 2011)

Boran, vd. (2014), yapılan çalışmada boru içinde borulu bir ısı eşanjörü tasarlayarak deneysel bir sistem kurmuştur. Eş merkezli bir boru içinde boru ısı eşanjöründe, iç borularda sıcak hava zıt yönlerde akması ve dış borularda su akmasıyla tasarlanmıştır. Şekil 2.4'te türbülator modelleri gösterilmiştir. Isı eşanjörü bakır borulardan yapılmıştır. Dış borunun dış yüzeyi, ısı kaybını en aza indirmek için yalıtılmıştır. Bir ısıtıcı tarafından üretilen sabit sıcaklıktaki sıcak hava, bir fan aracılığıyla ısı eşanjörünün iç borusuna gönderilir. Deneysel sonuçlardan elde edilen grafikler, borudaki türbülatorlerle akış türbülansının artırılmasıyla ısı transferinin iyileştiğini göstermektedir.

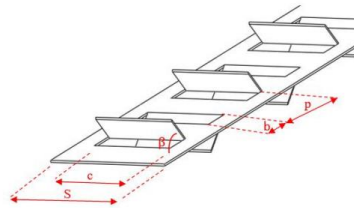


Şekil 2.4. Türbülator çeşitleri (Boran, vd. 2014)

Durmuş (2015), önce gaz türbinli motorların genel soğutmasını anlatmış, ardından türbülatorlerin türbin kanadı soğutma kanallarında kullanımını detaylı olarak araştırmıştır. Ardından türbülans modellemenin sayısal yöntemleri ve RANS tabanlı türbülans modelleri incelenmiştir.

Karagöz (2016), türbinin dahili soğutma kanallarını temsil eden bireysel entegre türbülatorlü dikdörtgen kanallardaki türbülatorlerin arkasındaki akış bölgesini incelemiştir. Bölümlü türbülatorlerin akış özellikleri üzerindeki etkisi, yedi farklı boşluk-türbülator yükseklik oranı ( $b/h$ ) ve 33.000 ile 60.000 arasında değişen RE sayılarında PIV yöntemi kullanılarak incelenmiştir. Türbülatorden çeşitli RE sayıları incelenerek belirlenmiştir.

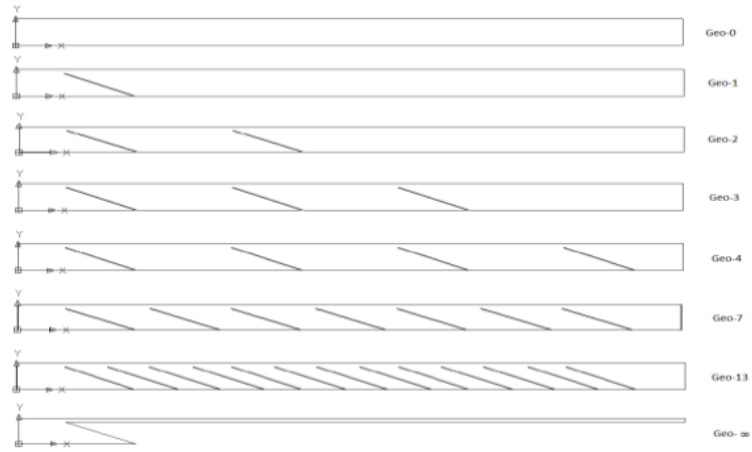
Bademci (2017), yaptığı çalışmada, dairesel bir boru içerisine yerleştirilmiş plaka benzeri türbülatorler ve bu plaka üzerinde oluşturulan farklı hatve ve farklı kanat açlarına sahip türbülatorleri sayısal olarak incelenmiştir. Her bir türbülator için ısı transfer performansı, basınç düşüşü ve sürtünme özellikleri 4.000-30.000 Reynolds sayısı aralığında incelenmiştir. Sonlu hacim yöntemine dayalı analiz gerçekleştiren ANSYS Fluent programını kullanarak kararlı durum, üç boyutlu ve türbülanslı koşullar altında temel korunum denklemlerini analiz etmiştir. Farklı hava akış hızlarının kullanıldığı çalışmalarda sayısal sonuçlar belirlenmiştir. Şekil 2.5'te analiz için kullanılan türbülatorün matematik modeli gösterilmiştir. Sayısal analiz sonucunda boru içerisindeki sıcaklık konturu, hız dağılımı, basınç dağılımı ve hız vektörü oluşturulmuştur. Boş bir tüpe kıyasla türbülator kullanılarak 8'e kadar ısı transferi artışı sağlanmıştır.



Şekil 2.5. Analizde kullanılan türbülatorün matematik modeli (Bademci, 2017)

Güneş, vd. (2020), V-nozullu bir türbülatorün, düzgün ısı akışı koşulları altında dairesel borularda ısı performans üzerindeki etkisinin sayısal olarak çalışması üzerinde durmaktadır. Test tüpünün içine, türbülanslı/zıt akım akışı oluşturmak için bir venturi yapısı olarak yakınsayan/uzaklaşan bir nozul monte edilmiştir. Hesaplamalar, 5.000 ile 32.000 arasındaki Reynolds sayıları ile  $PR = 2, 4, 6$  çeşitli adım hızları dikkate alınmıştır. Çalışma ortamı olarak hava kullanılarak yapılmıştır. Elde edilen sayısal sonuçlar için Nusselt sayısı (Nu) ile sürtünme katsayısı (f) arasındaki değişim; Reynolds - Sayı (Re) da verilmiştir.

Sungur ve Topaloğlu (2018), ısıtma amaçlı duman borulu kazanların verimini artırmak için bir çalışma yapmıştır. Bu kapsamda duman borusu içerisine konik türbülatorler yerleştirilmiş ve bunların ısı transferine etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Şekil 2.6'da duman borularına yerleştirilen farklı sayıda türbülatorler gösterilmiştir. Farklı ve sonsuz sayıda toplam 7 geometri oluşturulmuş ve boş tüpler kullanılarak toplam 8 geometri üzerinde hesaplamalar yapılmıştır. Bu hesaplamalar, her bir geometrideki ısı transferini ve basınç düşüşünü belirlemiştir. Bu sonuçlara göre çıkış sıcaklığı, Nusselt sayısı, basınç düşüşü ve Reynolds sayısına göre sürtünme katsayısı belirlenmiş ve sonuçlar değerlendirilmiştir.

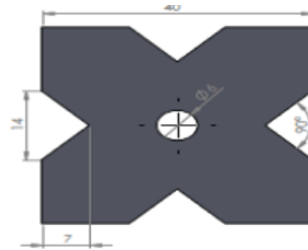


**Şekil 2.6.** Duman borularına yerleştirilen farklı sayıda türbülatorler (Sungur ve Topaloğlu, 2018)

Sarı (2019), farklı hatve yükseklikleriyle (H) tasarlanan türbülatorlerin farklı zaman dilimlerinde ( $L_p$ ) borulardaki ısı transferi ve akış üzerindeki etkilerini sayısal olarak incelemiştir. Sıvı olarak hava kullanılmıştır. Amaç, boru akışına yerleştirilen yeni türbülatorlerle uzunlamasına vorteksler oluşturarak ısı transferini iyileştirmektir. Türbülator gradyanı, geometrisi akış yönünde periyodik olarak tekrarlanan 1 mm

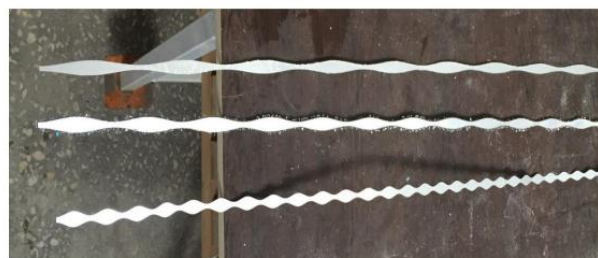
kalınlığında bir metal plakadan asimetrik olarak tasarlanmıştır. Türbülansı çözmek için, duvara yakın bölgede Realizable k- $\epsilon$  modeli ile Menter-Lechner modeli kullanılmıştır. Isıtılan yüzeye  $1000 \text{ W/m}^2$  sabit ısı akışı uygulanmıştır. Farklı hatve oranlarına (HR: 0,31-0,47-0,63) ve periyot uzunluklarına (PR: 1,4-1,9-2,5) sahip türbülatorlerin akış ve ısı transferine etkileri 5.000 ile 28.000 Re değerleri arasında sayısal olarak incelenmiştir. Re sayısı arttıkça Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısının arttığı, termal geri kazanım faktörünün (TEF) ise azaldığı bulunmuştur.

Deviren (2019) amacı, yeni tasarlanan türbülatorlerin kullanım alanındaki sayısının ve yerleşiminin verimi nasıl etkilediğini belirlemektir. Bu amaçla, sabit yüzey sıcaklıklı ısı eşanjörü içerisine yeni tasarlanmış farklı sayıda ve düzende türbülatorler yerleştirilmiştir. Şekil 2.7’de türbülatorün şekli gösterilmiştir. Isı değiştiricinin çeşitli noktalarında giriş ve çıkış sıcaklık, basınç, akış ve hız ölçümleri yapılmıştır. Termal verim, sürtünme katsayısı, basınç düşüşü, ekserji kayıp oranı, verim ve NTU değeri üzerindeki etkileri incelenmiştir.



Şekil 2.7. Türbülatorün şekli (Deviren, 2019)

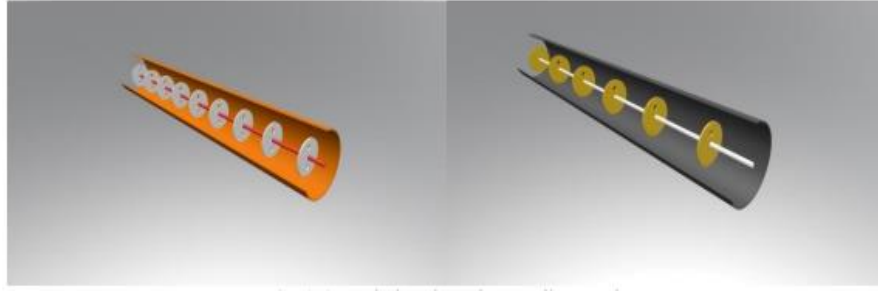
Erzincanlı (2019), tek fazlı akışa sahip bir tüp içine yerleştirilen türbülatorlerin akışa etkisinin araştırıldığı bu deneysel çalışmada, üç farklı yarıçaplı türbülator kullanılarak deneyler yapılmıştır. Şekil 2.8’de şerit halinde kesilen türbülatorler resmedilmiştir. Deney sonucunda aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir. Bu literatürde kabul edilen Colburn, Dittus-Boelter ve Petukhov denklemleri ile tutarlıdır.



Şekil 2.8. Şerit halinde kesilen türbülatorler (Erzincanlı, 2019)

Aygen (2019), 1 m kablo uzunluğu ve 1 m kanat modeli uzunluğu ile 3 boyutlu tasarım oluşturulmuştur. Tasarlanan üst kanat kiriş uzunluğu boyunca 90, 30, 45 ve 60 derecelik açılarda yerleştirilen türbülötörlerin etkisi, hesaplamalı bir akışkanlar dinamiği programı kullanılarak analiz edilmiştir. Aerodinamik analiz, yalnızca tamamen türbülanslı akışlar için geçerli olan k-epsilon modelini kullanılmıştır. 5m/s, 10m/s ve 15 m/s hızlardaki basınç ve hız dağılımları ANSYS/Fluent programı ile analiz edilmiştir.

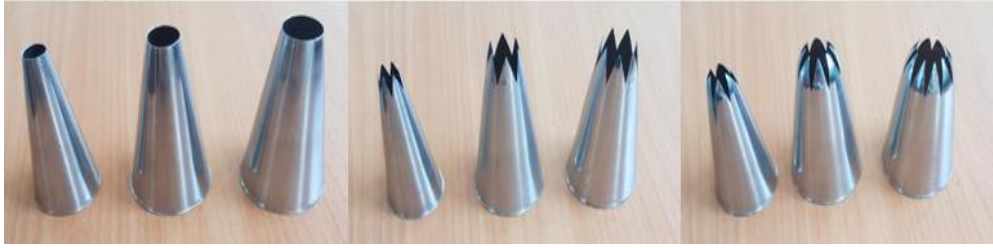
Turgut (2019), yatay olarak düzenlenmiş eş merkezli bir ısı değiştiricinin iç borularına yerleştirilen dairesel kesitli türbülötörlerin ekserji kaybı ve verim üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemiştir. Deney; türbülötörler arası mesafe ( $c=5$  cm, 10 cm, 15 cm), delik çapları ( $d=0,5$  mm, 1 mm, 1,5 mm), delik sayısı 1 veya 2, Reynolds sayısı 10.000-42.000 arasında değişmektedir. Şekil 2.9'da türbülötörlere ait şekiller gösterilmiştir. Entropi üretim hızı, ekserji ve verimlilik değerleri değerlendirilmiştir.



Şekil 2.9. Türbülötörlere ait şematik gösterim (Turgut, 2019)

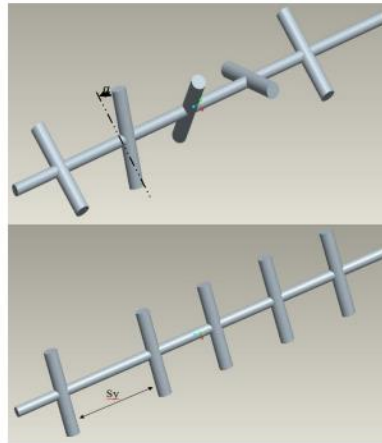
Ertan (2019), bu çalışmada iç içe borulu ısı değiştiricilerin farklı konfigürasyonlarına sahip türbülötörler kullanılarak  $5.000 \leq Re \leq 30.000$  arasında değişen altı farklı Reynolds sayısı için deneyler yapılmıştır. Çalışmada türbülötörlü ve türbülötörsüz (boş boru) durumlar için ısı transferi, basınç düşüşü, sürtünme katsayısı ve ekserji analizleri hesaplanmış ve karşılaştırmalı olarak çizilmiştir. Yapılan analizlerden türbülötör 4,5 cm,  $Re = 30.000$  girişine 5 adımda yerleştirildiğinde ısı transferi ve basınç düşüşü değerlerinin maksimuma çıktığı görülmüştür.

Baykara (2019), eş eksenli bir ısı eşanjörünün iç borusuna yerleştirilen konik bir türbülötörün ısı transferi ve basınç düşüşü üzerindeki etkilerini deneysel olarak araştırmıştır. Deneylerde kullanılan tasarım parametreler; çap, konik tipi, adım sayısı. Şekil 2.10'da  $t_1$ ,  $t_2$  ve  $t_3$  şeklindeki konik türbülötörler gösterilmiştir. Deneyler, 18.000 ile 37.000 arasındaki Reynolds sayıları aralığında bulunmuştur.



Şekil 2.10.  $t_1$ ,  $t_2$  ve  $t_3$  şeklindeki konik türbülatorler (Baykara, 2019)

Karagöz, vd. (2019), türbülans oluşturmak için bir tüpün içine kanatçıklar yerleştirmiş ve bunu boş bir tüple karşılaştırmıştır. Üç farklı Reynolds sayısında ( $Re$ ) üç farklı kanat açısına ( $S_y = 101, 216, 340$ ) ve üç farklı kanat açısına ( $\alpha = 0^\circ, 45^\circ, 90^\circ$ ) sahip dokuz türbülator kullanılmıştır. Şekil 2.11’de 0 derecede sabitlenmiş ve farklı açılarda sabitlenen türbülatorler gösterilmektedir. Bu türbülatorlerin ısı transfer performansı ve sürtünme özellikleri deneysel olarak incelenmiştir. En yüksek hız değerlerinde  $Nu$  sayısındaki en büyük artış  $S_y = 101\text{mm}$  kanatçık aralığı ve  $\alpha = 90^\circ$  kanat açısı ile elde edilmiştir. Kanatlar arası mesafe arttıkça  $Nu$  sayısının azaldığını gözlemlenmiştir. En küçük  $S_y$  aralığına sahip türbülatorler, tüm  $Re$  sayıları arasında en yüksek  $Nu$  sayılarına sahiptir. Çalışmalar, bu türbülatorlerin bıçaklar arası aralığının ( $S_y$ ) ve kanat açısının ( $\alpha$ )  $Nu$  sayısını etkilediğini göstermiştir.

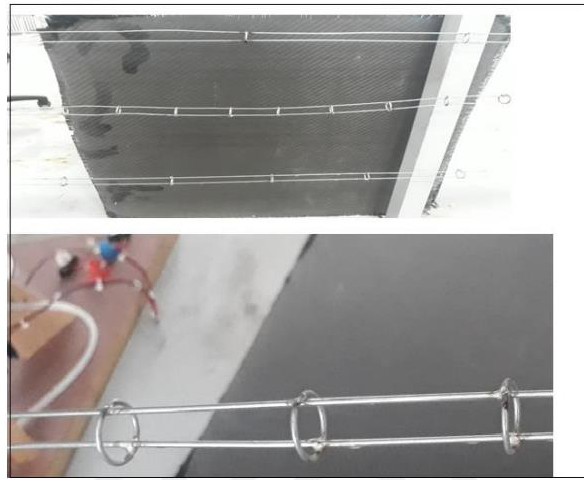


Şekil 2.11. 0 derecede sabitlenmiş ve farklı açılarda sabitlenen türbülatorler (Karagöz, vd. 2019)

Dağdevir, vd. (2020) göre bu çalışma, sabit bir ısı akışında ısıtılan bir boruya oyuntu yerleştirmenin ısı transferini iyileştirme üzerindeki etkisini sayısal olarak araştırmıştır. Bir boruyu fiziksel olarak güçlendirmek, ısı transferini iyileştirmenin pasif yollarından biridir. Oyuntulaştırılmış boruların kullanılmasının nedeni akış boyunca türbülansı artırmak ve ısıl sınır tabakasını yok etmektir. Sayısal çalışmalar, daha ileri

deneysel çalışmalarla doğrulanmış ve araştırılan çeşitli adım uzunlukları için genişletilmiştir. Analiz 3.000 ile 8.000 arasındaki Reynolds sayılarında yapılmıştır. Genel akış sıvısı ve borular için malzeme olarak sırasıyla su ve bakır seçilmiştir. k- $\epsilon$  RNG türbülans modeli, iç duvarların etrafındaki türbülansı simüle etmek için kullanılmıştır. Analiz sonuçları Nusselt sayısı (Nu), sürtünme katsayısı (f) ve performans değerlendirme kriterleri (PEC) kullanılarak değerlendirilmiştir. 8000'in maksimum Nu ve minimum f Re değerleri sırasıyla 10 mm ve 50 mm adım uzunluklarıyla sırasıyla 130,54 ve 0,0453 aralığındadır.

Göçücü (2020), deneysel bir çalışmada iki farklı yatay zorlanmış konveksiyon tüpünden oluşan iki fazlı bir akış sisteminde kararlı ve kararsız akış olaylarına bakılmıştır. Isı transferi için kullanılan yüzey iyileştirme elemanlarının etkisi incelenmiştir. Şekil 2.12'de ısı transfer iyileştirme elemanları gösterilmiştir. Isı transfer yüzey iyileştirme elemanı için önce boş bir boru incelenmiş daha sonra aynı halka şeklindeki borular 20 cm aralıklarla dizilerek incelenmiştir.



Şekil 2.12. Isı transfer iyileştirme elemanları (Göçücü, 2020)

Turgut (2020), iç içe iki borudan oluşan bir eş eksenli ısı eşanjörünün iç borusuna montaj için hazırlanan dairesel kesitli türbülötörlerin ısı transferi ve basınç düşüşü üzerindeki etkilerini incelemiştir. Bu analizlere ek olarak ısı eşanjörü performans analizi de yapılarak hem ısı transferi hem de basınç düşüşü açısından değerlendirilmiştir. Bu çalışmada türbülötörler arası mesafe, Reynolds sayısı, türbülötörlerdeki delik sayısı ve delik çapı deneysel parametreler olarak seçilmiştir. Buhar kazanından elde edilen buhar, eş merkezli ısı eşanjörünün iç ve dış boruları arasında oluşan halka şeklindeki boşluğa

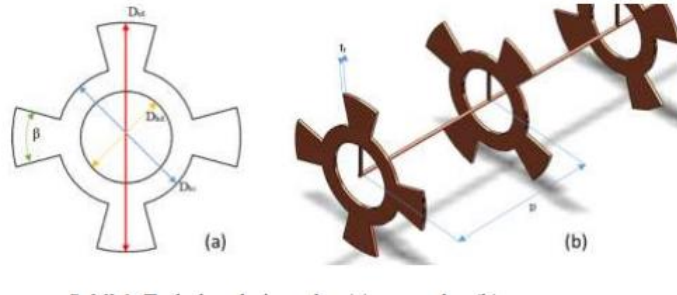
beslenir ve iç borunun dış yüzeyinin sıcaklık durumu sabit tutulur. Reynolds sayıları 10.000 ile 42.000 arasında seçilmiş ve çalışma ortamı olarak hava kullanılmıştır. Çalışma sonunda ısı transfer katsayıları ve sürtünme kaybı katsayıları hesaplanarak hesaplanan değerler grafiksel olarak değerlendirilmiştir.

Şahin, vd. (2020), sayısal analizler, boru içinde boru eş merkezli ısı değiştiricilerin boyutlarını küçültmek, ısı transferini iyileştirmek ve sürtünme özelliklerini belirlemek için yay türbülatorleri kullanan RNG k-K'yi göstermektedir.  $\epsilon$  modelinde çalıştırılmıştır. İnceleme, 3.000 ile 18.000 arasında bir dizi Reynolds sayısı (Re) üzerinde gerçekleştirildi. Sayısal simülasyonlar, sonlu hacim yöntemine dayalı ANSYS-fluent adı verilen bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) kodu kullanılarak gerçekleştirildi. Sayısal analiz için üç temel türbülans modeli, model 1 (RNG standart duvar fonksiyonu), model 2 (RNG dengesiz duvar fonksiyonu) ve model 3 (RNG takviyeli duvar işlemi) kullanılmıştır. Bu nedenle RNG k- $\epsilon$  modelinin üç temel türbülans modeli deneyler ve sayısal analizlerle karşılaştırıldığında en iyi sonuçları türbülans modeli Model 1 vermiştir.

Aslantaş ve Demircan (2020), bu çalışmada ısı borularının ısı ve akış özellikleri incelenmiştir. Isı borusunun kondenser ve merkezi adyabatik bölümlerinin uzunluk oranları ( $L_c/L_{at}$ ) sırasıyla 0,5, 1, 1,25 ve 2 olarak değiştirilerek dört farklı model geometrisi oluşturulmuştur. Bu model geometrileri için, ısı girdisini 10 W ile 80 W arasında ve doluluğu 10 W arasında değiştirilerek Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği kullanılarak sayısal analiz yapılmıştır. Bu kapsamda ısı borusundaki akışın sıcaklık ve hız dağılımlarını belirlemek için iki fazlı akış yaklaşımı kullanılarak zamana bağlı bir çözüm oluşturulmuştur. Sonuç olarak, bu çalışmada incelenen parametreler aralığında, model geometrisinin kondenser kısmının uzunluğunu artırmanın ısı performans üzerinde olumlu bir etkiye sahip olduğunu gözlemlenmiştir.

Baysal, vd. (2021), göre zıt akışlı borulu ısı eşanjörlerinde türbülatorler kullanılmıştır. İki boru arasındaki alanda 50 l/h sabit debi ve 298,14 °K sıcaklıkta su akar, iç borularda hava 350 °K sıcaklıkta akar. İç kanal içine farklı aşamalarda yerleştirilen halka şeklindeki türbülatorleri sayısal olarak incelendi. Boş bir türbülator modeli ve 4.000-26.000 Reynolds sayısı aralığında farklı eğimlere sahip modeller için basınç düşüşü ve sürtünme katsayısı özellikleri incelenmiştir. Sabit ve türbülanslı akış koşulları için üç boyutlu durum koruma denklemlerini çözmek için sonlu hacim yöntemine dayalı bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği programı kullanılmıştır. İç akışkanlaştırıcı havanın farklı debilerine göre sayısal analizi yapılır ve sonuçlar elde edilir. Isı eşanjöründeki basınç ve hız konturları sayısal verilere göre oluşturulmuştur. Şekil 2.13'te türbülatorlerin önden

(A) ve yandan (B) görüntüsü verilmiştir. Türbülatorlerin eklenmesiyle en düşük hatve 100 mm ve en yüksek hatve 25 mm olan türbülatorlerde basınç düşüşü gözlenmiştir. Buradan türbülator kademe aralığının azaltılmasının basınç düşüşünü, Reynolds sayısının artmasının ise basınç düşüşünü arttırdığı sonucuna varılmıştır.



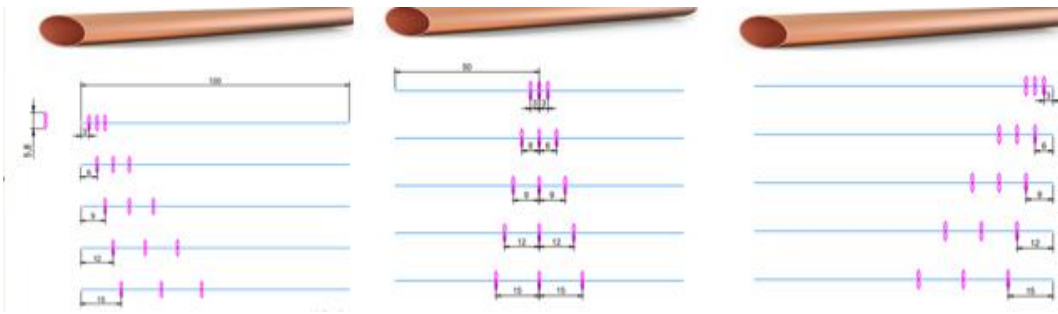
Şekil 2.13. Türbülatorlerin önden (A) ve yandan (B) görünümü (Baysal, 2021)

Çeri ve Koca (2022), bu çalışmada gaz yakıtlı bir kazanın üçüncü geçiş borusuna farklı açılarda kanatçıklara sahip türbülatorlerin takılması ve türbülatorlerin kanat açısındaki değişimin iletim ve baca üzerindeki etkileri deneyleri yapılmıştır. Gaz çıkış sıcaklıkları incelenmiştir. Ek olarak deneyler, hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri gerçekleştirmek için Solidworks, Flow, Simulation programı kullanılarak yapılan analizlerle doğrulanmıştır. Deney, üç farklı kanat açısına ( $15^\circ$ ,  $20^\circ$ ,  $25^\circ$ ) sahip bir türbülator kullanır ve Şekil 2.14'te gösterilmiştir. Deneysel sonuçlara göre türbülator kanatçık açısının değiştirilmesinin ısı transferi ve egzoz gazı çıkış sıcaklığına etkisi gözlenmiştir. Deneysel sonuçlara ve Solidworks Flow Simulation analizine göre en düşük egzoz gazı çıkış sıcaklığı  $25^\circ$  kanat açılı türbülatorlerde, en yüksek ısı transferi ise kanat açılı  $25^\circ$  türbülatorlerde elde edilmiştir.



Şekil 2.14. Türbülator örnekleri (Çeri ve Koca, 2022)

Demiray (2022), tarafından yapılan bu çalışmada, yassı bir bakır boruda ısı transferini arttırmak için, ısı transferini arttırmak için 0,5 mm kalınlığında bakır, alüminyum ve çelik tabakalardan yapılmış bir türbülator kullanılmıştır. Şekil 2.15’de sistem için kullanılan türbülatorler gösterilmiştir. Sistemde sıvı olarak buhar ve hava kullanılmaktadır. Test sonuçlarına göre bakır, alüminyum ve çelikten imal edilen türbülatorlerin ısı verimleri, basınç kayıpları ve sürtünme katsayıları hesaplanmış ve grafiği çizilmiştir.



Şekil 2.15. Türbülatorlerin görseli (Demiray, 2022)

Wang (2023), oluklu kanat, plaka kanatlı ısı eşanjörlerinde yaygın kanat tiplerinden biridir. Oluklu kanatçıklar sıvı türbülansını destekleyebilir ve sınır tabakasını ayırabilir veya yok edebilir. Kanaldaki akışkanın türbülansını daha da artırmak için, oluklu kanatlı kanala yenilikçi bir şekilde silindirik türbülator eklenir ve bunun ısı transferi ve akış direnci üzerindeki etkileri sayısal simülasyonla araştırılır. Bu araştırmadaki temel tartışmalı nokta, tablolayıcıların ve belirli bir geometriye sahip parçaların kullanılması olan yüksek ısı akısına sahip yüzeylerden ısının uzaklaştırılmasıdır, bu tartışmalı noktaya bir çözüm olarak seçilmiştir.

Moria (2023), esnek yapısından dolayı son zamanlarda kavisli tabanlı sarmal ve spiral borular için bir türbülator olarak yaylı tel önerilmiştir. Bununla birlikte, yay telinin üretim sürecinde normal olarak kullanılan tek dairesel tel, bu araştırmanın sonuçları, diğer tel kesit şekillerinin çok daha yüksek termal performans ve Nu sayısı sağlayabildiğini göstermektedir.

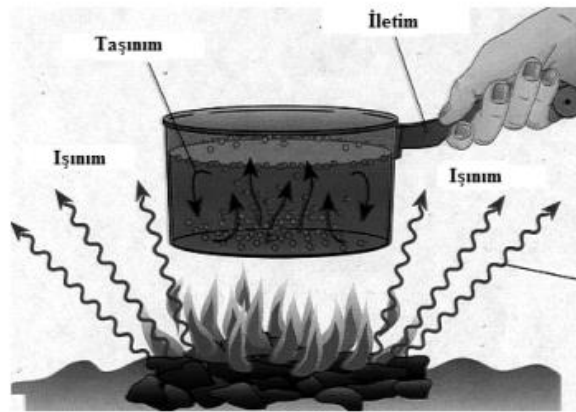
Alizadeh, vd. (2023), bu araştırmadaki birincil hipotez, türbülansı artırarak akışkan ısı transferini ve ısı transfer düzlemini artırarak ve bir girdap akışı oluşturarak ısı transferini arttırmaktır. Bu araştırmanın temel fikri ve yeniliği, bir türbülatorün eş zamanlı kullanımını (türbülansı iyileştirmek ve daha etkin ısı iletimi sağlamak için) ve kullanılan farklı türbülatorlerden elde edilebilecek temas yüzeyini (benzersiz geometriye sahip

parçaların montajı yoluyla) arttırmaktır. Diğer geometrileri ise Ansys Fluent yazılımı kullanılarak ağ üzerinde üç boyutlu uzayda yönetici denklemleri ve Kartezyen koordinatları çözmek için sınırlı hacim yöntemi kullanılmıştır.

Fırat, vd. (2023), boru hattındaki türbülâtörün performansını kontrol etmeden önce, deneylerin güvenilirliğini ve elde edilen verilerin geçerliliğini kontrol etmek için dairesel içi boş borunun deneysel sonuçları incelenmiştir.

### 3. ISI TRANSFER MEKANİZMALARI

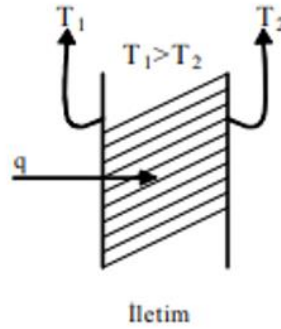
Isı, sıcaklık farklarından dolayı bir sistemden diğerine aktarılabilen bir enerji türüdür. Termodinamik analiz, bir sistem bir denge durumundan diğerine geçerken ısı transferinin miktarı ile ilgilidir. Bu tür enerji transferinin hızını belirlemekle ilgilenen bilim dalı ısı transferidir. Sıcak bir ortamdan soğuk bir ortama enerji aktarımı her zaman ısı olarak gerçekleşir ve iki ortam aynı sıcaklığa ulaştığında ısı aktarımı durur. Her türlü ısı transferi bir sıcaklık farkı gerektirir (Çengel, 2011). Isı transfer mekanizmaları Şekil 3.1’ de gösterilmiştir.



Şekil 3.1. Isı transfer mekanizmalarının şematik gösterimi (Yeşilata, 2007)

#### 3.1. Kondüksiyon (İletim Yolu) ile Isı Transferi

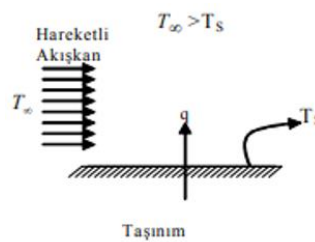
İletim, parçacıklar arasındaki etkileşimlerin bir sonucu olarak, maddenin daha yüksek enerjili bir parçacığından bitişikteki daha yüksek enerjili bir parçacığa enerjinin aktarılmasıdır. Gazlarda ve sıvılarda iletim, moleküller rastgele hareket ettikçe çarpışmalar ve difüzyon yoluyla gerçekleşir. Katılarda iletim, moleküler titreşimler ve kafesteki serbest elektronlar yoluyla enerji transferi yoluyla gerçekleşir, Şekil 3.2’ de gösterilmiştir. Örneğin, bir çelik çubuğu ısıtmak gibi olabilir. Levhadaki ısı transfer katsayısı, sıcaklık farkı ve tabaka boyunca transfer alanı ile doğru, tabakanın kalınlığı ile ters orantılıdır (Çengel, 2011).



Şekil 3.2. İletim yolu ile ısı transferi (Yeşilata, 2007)

### 3.2. Konveksiyon (Taşınım Yolu) ile Isı Transferi

Bir katı yüzey ile ona bitişik, hareket halindeki sıvı veya gaz arasında enerji aktarımı türüdür. Bu, iletim ve sıvı hareketinin birleşik etkilerini kapsar. Sıvı ne kadar hızlı hareket ederse, konvektif ısı transferi o kadar büyük olur. Sıvının toplu hareketi ortadan kalktığında, katı yüzeyler ve bitişik sıvılar arasındaki ısı transferi saf iletim haline gelir. Şekil 3.3'te transfer gösterilmiştir. Zorlanmış Konveksiyon: Bir sıvının bir fan, pompa veya rüzgâr tarafından bir yüzey boyunca zorlanmasına denir (Çengel, 2011). Doğal (serbest) konveksiyon: herhangi bir akışkan hareketinin, yüzme kuvveti etkisine, yani sıcak sıvının yükselmesi ve soğutucu sıvının düşmesi gibi doğal araçlardan kaynaklanır.

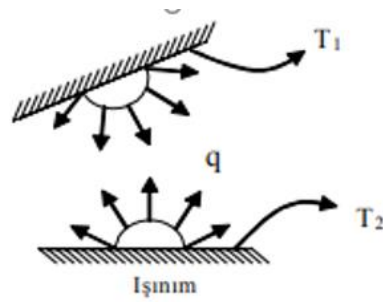


Şekil 3.3. Taşınım yolu ile ısı transferi (Yeşilata, 2007)

### 3.3. Radyasyon (Işınım Yolu) ile Isı Transferi

Atomların ve moleküllerin elektronik konfigürasyonundaki değişikliklerin bir sonucu olarak maddenin elektromanyetik dalgalar (veya fotonlar) şeklinde yaydığı enerjidir. İletim ve konveksiyondan farklı olarak, ışınım ile ısı transferi bir ara ortam gerektirmez.

Işınım ile ısı transferi en hızlıdır (ışık hızında) ve boşlukta yavaşlamaz. Böylece güneşten gelen enerji yeryüzüne ulaşır. Isı transferi çalışmalarında, bir cismin sıcaklığından dolayı yaydığı radyasyon türü olan termal radyasyonu ifade eder. Tüm nesnelere, mutlak sıfırın üzerindeki sıcaklıklarda termal radyasyon yayılır. Şekil 3.4’te ışınım yolu ile transfer gösterilmiştir. Radyasyon bir hacim olgusudur. Tüm katılar, sıvılar ve gazlar değişen derecelerde radyasyon yayılır, soğurur ve iletir. Bu tür katılarda, radyasyon genellikle bir yüzey olayı olarak kabul edilir (Çengel, 2011).



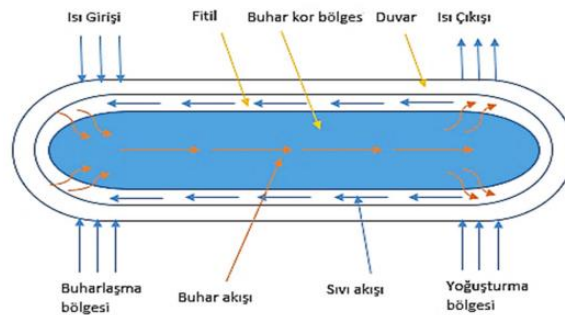
Şekil 3.4. Işınım yolu ile ısı transferi (Yeşilata, 2007)

#### 4. ISI BORUSU

Isı kontrol yöntemleri, elektronik veya elektromekanik sistemlerin ömrünü uzatmak, performanslarını iyileştirmek ve tasarım sürecini mini/mikro boyutlara doğru kolaylaştırma amacı büyük önem taşır. Bundan kaynaklı bu tür sistemlerde üretilen ısının dağıtılması için etkili yöntemlere ihtiyaç vardır. Mevcut bir yöntem ısı borularıdır. Isı boruları, küçük sıcaklık farkları ile uzun mesafelerde yüksek ısı transferine izin veren, çalışma sırasında pompa veya kompresör gibi mekanik cihazlara ihtiyaç duymayan, yüksek verimli pasif ısı transfer cihazlarıdır. Isı borusu bileşeni; sızdırmaz bir kap, difüzyon yapısı, kendi buharı ile dengede çalışan az miktarda sıvıdır. Çalışma sıcaklığına bağlı olarak su, etanol, metanol ve amonyak gibi farklı çalışma ortamları kullanılabilir. Isı boruları genellikle üç bölümden oluşmaktadır:

- Yoğuşturucu bölge
- Buharlaştırıcı bölge
- Adyabatik bölge

Isı borularının işleyişi şu şekilde özetlenebilir. Evaporatör bölümünden ısı çekilmesi sonucunda sıvı fazdaki akışkan buhar fazına geçerek boru içinden yoğuşturucu bölümüne hareket eder. Kondenser bölümünde ısı dış ortama aktarılır ve gaz fazındaki akışkan tekrar sıvı faza dönüştürülür. Böylece sıcak yüzeylerden emilen ısı daha soğuk alanlara aktarılır. Sıvı haldeki sıvı, fitil adı verilen kılcal bir yapı vasıtasıyla kılcal hareketle buharlaştırıcı bölgesine geri döner. Şekil 4.1'de ısı borusunun genel yapısı resmedilmiştir. Bu işlem, yoğunlaşan sıvıyı tekrar buharlaşma bölgesine zorlamak için yeterli kılcal kuvvet olduğu sürece devam eder. Isı boruları çok yüksek ısı transferi sağlar çünkü ısı transferinin fiziksel mekanizması faz değişimine dayanır (Markal, 2018).



Şekil 4.1. Isı borusunun genel yapısı (Bakır, 2023)

#### 4.1. Isı Borusu Yapı Elemanları

Isı borusu 3 temel yapı elemanından oluşur:

- İş akışkanı
- Fitol
- Dış muhafaza

##### 4.1.1. İş akışkanı

Bir ısı borusu tasarlarırken veya seçerken göz önünde bulundurulması gereken en önemli hususlardan biri, doğru çalışma akışkanı seçmektir. Isı borularında en sık kullanılan çalışma akışkanı Tablo 4.1'de listelenmiştir. Isı borusundaki çalışma akışkanı, evaporatör bölümünden aldığı ısıyı kondenser bölümüne çok hızlı bir şekilde aktarabilmelidir. Bu işlemi gerçekleştirmek için bazı özellikler gereklidir. Kullanılan akışkan ısı borusunu borunun iç hacminin yaklaşık 1/3'ü oranında doldurur (İdeal dolum oranı kabul edilebilir. Kullanıma göre değişir). Isı borusunu dolduracak akışkan miktarına bakıldığında ısıtma veriminin sıvı miktarına bağlı olarak değiştiğini görülmektedir.

**Tablo 4.1.** Isı borusunda kullanılan iş akışkanları ve uyumlu olduğu malzemeler (Alkaç, 1996)

İşletme Aralığı (°C)	Akışkan Cinsi	Kaynama Noktası Sıcaklığı (°C)	Gövde ve Fitol için Uygun Malzeme
-200 ile -80	Nitrojen	-196	Paslanmaz çelik
-70 ile -60	Amonyak	-33	Paslanmaz çelik
-60 ile 40	Freon 134a	-26,5	Paslanmaz çelik
-40 ile 120	Freon 21	8,92	Paslanmaz çelik
-10 ile 180	Freon 113	47,6	Paslanmaz çelik
40 ile 220	Freon 114	92,8	Paslanmaz çelik
-20 ile 120	Pentan	28	Paslanmaz çelik
0 ile 120	Aseton	56,2	Bakır, Paslanmaz çelik
10 ile 130	Metanol	65	Bakır, Paslanmaz çelik
0 ile 130	Etanol	78,6	Bakır, Paslanmaz çelik
10 ile 200	Su	100	Bakır, Nikel
190 ile 500	Cıva	356	Paslanmaz çelik
400 ile 800	Potasyum	760	Nikel, Paslanmaz çelik
500 ile 900	Sodyum	883	Nikel, Paslanmaz çelik

Akışkan ve malzeme uyumluluğu ısı boruları tasarlanırken ve üretilirken önceden bilinmesi gereken parametrelerdir. Uygun çalışma akışkanların belirlenmesindeki ilk husus, buharlaşma sıcaklığıdır. Kullanılan çalışma akışkanları kaynama noktası, buharlaşma ısısı, diğer malzemelerle uyumluluğu, ısı iletkenlik, ıslanabilirlik, buhar basıncı, ısı kararlılık, kinematik viskozite, yüzey gerilimi ve donma noktası gibi önemli özelliklere göre değerlendirilir.

Eksenel bir biçimde ısı transferi için, çalışma akışkanının yüksek gizli buharlaşma ısısına sahip olması gerekir. Yeterli pompalama gücü elde etmek için yüksek bir yüzey gerilimi gereklidir. Yüzeyin ıslanabilirliği iyi olmalıdır. Isı transferini iyileştirmek için ısı iletkenliği yüksek olmalıdır. Akışı kolaylaştırmak için viskozite düşük olmalıdır. Çalışma sıvısı kullanılan tüp veya fitil malzemesi ile uyumsuz olduğunda iki ana sorun ortaya çıkabilir. Akışkan içinde yoğunlaşmayan gazların oluşumu, fitil veya dış ceketin iç yüzeyindeki kimyasal reaksiyonlar nedeniyle deformasyon. Her iki sorun da düşük performansa neden olmaktadır (Alkaç, 1996).

#### 4.1.2. Fitol

Bir ısı borusunu çalıştırırken, çalışma ortamı bir fitil ile (ısı borusu tipine bağlı olarak) kondenser bölgesinden evaporatör bölgesine döndürülür. Fitol kılcal damarları, fitilin iç yüzeyinde oluşur ve yüzeyinde gerginlik oluşturur. Bu gerilim, sıvının fitilin iç yüzeyi boyunca hızla hareket etmesine neden olur (Silverstein, 1992). Fitol kullanılan ısı borularında fitil yapısının sahip olması gereken en önemli işlev gözenek boyutunun, kılcal hareket nedeniyle sıvı fazlı çalışma sıvısının buharlaştırıcıya geri dönmesi için yeterince büyüktür. Bu özellik akış direncini en aza indirmek için önemlidir (Bese, 1988). Kullanım sırasında maksimum kılcal pompa basıncında bir artış, yüzeyin gözenekliliği azaltılarak sağlanabilir. İdeal bir fitilde olması gereken özellikler:

- Akışkanlar ve duvar malzemeleri ile uyumlu olmalıdır.
- Sıcaklık değişimlerinden dolayı deformasyon olmamalıdır.
- Sürtünme katsayısı düşük olmalıdır.
- Emici olmayan ısı boruları için uygun çap ve ebatta olmalıdır.
- Yüksek sıcaklıklarda bozulmamalıdır.

### 4.1.3. Dış muhafaza

Isı borusunun içindeki sıvıyı ortamdan izole etmekten sorumludur. Bu nedenle dış muhafazanın geçirimsiz olması, iç-dış basınç farklarına dayanması ve akışkan ile dış ortam arasında ısı alışverişine izin vermesi gerekmektedir. Bir dış muhafaza seçerken dikkat edilmesi gerekenler:

- Hem ortam koşullarına hem de ısı borusu içindeki akışkan koşullarına uygun olmalıdır.
- Makul bir dayanıklılık/ağırlık oranı olmalıdır.
- İmalat prosesine (kaynaklanabilirlik, işlenebilirlik vb.) uygun olmalıdır.
- Kullanılan akışkanlar tarafından ıslatılabilmelidir.

Isı borusunu oluşturan elemanların birbiri ile uyumlu olması gerekmektedir. Malzemeler birbiriyle uyumsuz olduğunda ortaya çıkan en önemli iki sorun, korozyona yol açan reaksiyonlar ve yoğunlaşmayan gaz oluşumudur (Dunn, 1994). Yoğunlaşmayan gazlar kondenserde toplanarak akışı ve ısı transferini engeller. Dış muhafaza çalışma ortamı ile temas edip eridiğinde, malzemedен ayrılan kısım akış boyunca hareket eder ve burada biriktiği ısı borusunun kondenser kısmına taşınır. Bu, yüzeydeki eşit sıcaklık dağılımını bozar ve akış hatlarını tıkayabilir.

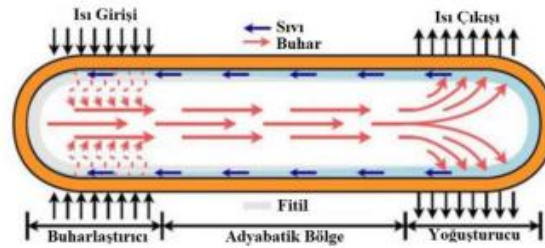
## 4.2. Isı Borusu Çeşitleri

Kullanım amaçlarına göre çok çeşitli ısı boruları üretilmiştir. Bunlardan en yaygın olanları bu başlık altında sıralanmıştır.

### 4.2.1. Geleneksel ısı borusu

Bir ısı borusu, evaporatör ve kondenser kısımlarından oluşur. İçerideki hava tamamen emilir ve saf soğutucu akışkanın faz değişimi prensibi ile çalışır. Evaporatör bölgesinde çalışma ortamının ısı emmesi faz değişimine neden olur ve bir basınç gradyanı oluşturur. Bu etki, çalışma ortamının kondenser alanına doğru hareket etmesine neden olur. Evaporatör bölgesinin üst yüzeyinde sıvı buharlaştıkça bu noktadaki basınç artar. Bu olay sonucunda sıvı-buhar arayüzü bir fitil yardımıyla buharlaştırıcıya doğru çekilir.

Durgunluğun yarattığı kılcal basınç, kondenser bölümündeki sıvı çalışma ortamını fitile çeker ve tekrar evaporatör bölümüne taşır (Arslan, 2007). Şekil 4.2’de düz plakalı ısı borusunun şematik resmi verilmiştir.



Şekil 4.2. Geleneksel ısı borusu (Boukhanouf, 2006)

#### 4.2.2. Düz plakalı ısı borusu

Düz plakalı ısı boruları, dikdörtgen panellerin birleştirilmesiyle oluşturulur. Geleneksel ısı borusu ile çalışma prensibi aynıdır. İkisi arasındaki temel fark, sıvının geniş bir yüzey alanına yayılmasını ve depolanmasını sağlayan fitilin şeklidir. Bu ısı borusu geometrisinin önemli bir özelliği, yüzey boyunca çok küçük bir sıcaklık gradyanına sahip bir yüzey oluşturma yeteneğidir. Bu izotermal yüzey, ısıtıcı tarafından oluşturulan sıcak bölgeyi eşitlemek ve soğutmak için kullanılabilir (Boukhanouf, 2006). Şekil 4.3’te düz plakalı ısı borusunun şematik resmi verilmiştir.

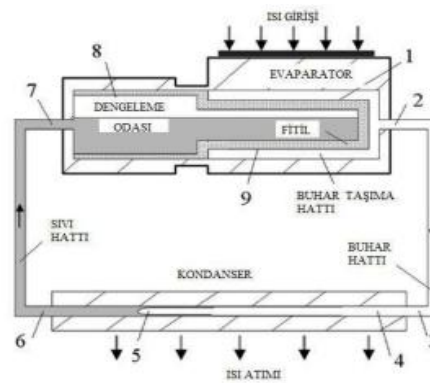


Şekil 4.3. Düz plakalı ısı borusunun şematik resmi (Chen, 2017)

#### 4.2.3. Döngülü ısı borusu

Döngülü ısı boruları, düşük sıcaklık farkları ile yüksek ısı yüklerini taşıyan ve geleneksel ısı boruları gibi pasif olarak çalışan iki fazlı cihazlardır. Şekil 4.4'te gösterildiği gibi, bu ısı borusu: Bir evaporatör, bir kondenser, sıvı ve buhar geçişleri, bir denge odası ve bir fitilden oluşur. Geleneksel ısı borularında, boru boyunca fitil kullanılması ısı iletkenliği azaltır.

Bu sorunu çözmek için ilmekli ısı borularına 1. fitil, 2. fitil ve ara hazne eklenmiştir. İkinci fitil ile kondansatörden çekilen sıvı fazlı çalışma ortamı, fitil içerisinde tüpün evaporatör bölgesine emilerek ara haznede toplanır. Akışkan, birinci fitil vasıtasıyla ara haznedeki buharlaştırıcıya iletilir. Bir ara bölme, ikinci bir yoğunlaştırıcı görevi görür. Sonuç olarak, çalışma akışkanının evaporatör bölümünde buhar fazına geçişi, birinci fitilde kılcal etki yaratarak evaporatöre sürekli olarak sıvı faz çalışma akışkanı sağlar. İkinci fitilin kullanılmasının ana nedeni, sıvı çalışma ortamının evaporatör bölümüne sürekli girişini sağlamaktır (Demir, 2015). Bu ısı borusunun en önemli özelliği ortamın atık ısısı sayesinde kendi içinde bir devre sağlamasıdır. Bu döngü için herhangi bir dış kuvvet gerekmez.



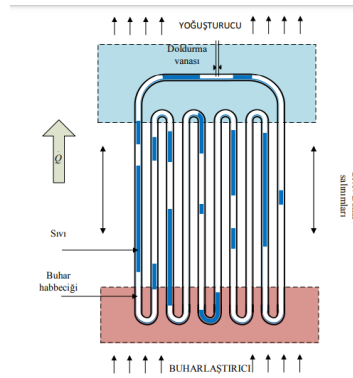
Şekil 4.4. Döngülü ısı borusu (Launay, 2007)

Rus bilim adamları Gerasimov ve Maydanik tarafından 1972 yılında yapılan ilk döngülü ısı borusu 1.200 mm uzunluğundaydı. Çalışma akışkanı olarak su kullanılmakta ve 1 kW ısı geçiş kapasitesi sağlamaktaydı. Kullanılan çalışma akışkanı ve fitil özelliklerine göre döngülü ısı borularının etkenliği 10.000 ve 100.000 W/m<sup>2</sup>K arasında değişmektedir (Arslan, 2007).

#### 4.2.4. Titreşimli ısı borusu

Titreşimli bir ısı borusu, hızlı termal yanıt ve yüksek verimliliğe sahip basit yapıları bir cihazdır. Bu tip ısı boruları buharlaştırıcı, kondansatör, adyabatik bölge ve uzun sarmal bir kılcal borudan oluşur. Titreşimli ısı borularında, geleneksel ısı borularında olduğu gibi sıvının kondensatör ve buharlaştırıcı arasında hareket etmesine izin veren bir fitil yoktur. Evaporatörden kondansatöre ısı transferi, borulardaki çalışma ortamının aksel titreşimi nedeniyle gerçekleşir.

Kılcal boru kullanılarak, çalışma ortamının buhar kabarcıkları sıvı fazda çalışma ortamından ayrılabilir. Şekil 4.5'te titreşimli ısı borusu gösterilmiştir (Demir, 2015).



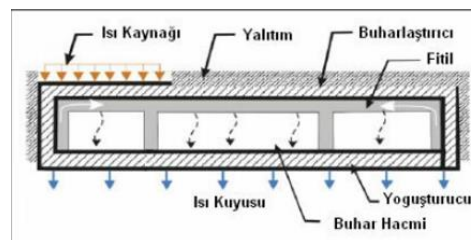
Şekil 4.5. Titreşimli ısı borusu (Demir, 2015)

#### 4.2.5. Minyatür ısı borusu

Isı boruları genellikle uzay elektroniğinde termal kontrol için kullanılır. Geleneksel ısı borularına benzer şekilde, minyatür ısı boruları bir buharlaştırıcı, bir kondansatör ve bir fitil malzemesinden oluşur. Bu tip ısı borusu ile geleneksel ısı borusu arasındaki fark, boyutudur. Boyutlar olarak 100 mm ile 300 mm arasındadır (Murer, 2005).

#### 4.2.6. Yassı plaka ısı borusu

Yassı plaka ısı borusu, dikdörtgen bakır plakaların birleştirilmesiyle oluşan bir ısı borusudur. Şekil 4.6' da gösterilen yassı plakalı ısı borusunda, ısı düzlemin bir tarafından alınır (buharlaştırıcı) ve diğer tarafından verilir (yoğuşturucu). Buharlaştırıcı iç yüzeyi fitil örtü ile kaplanmıştır. Bu fitil sayesinde çalışma ortamının evaporatör ile kondenser arasındaki hareket sağlanmış olur (Arslan, 2007).



Şekil 4.6. Yassı plaka ısı borusu (Arslan, 2007)

## 5. ISI EŞANJÖRÜ

Isı eşanjörü, farklı sıcaklıklardaki iki sıvı arasında ısının birbirine karışmadan transfer edildiği bir cihazdır. Isıtma sistemlerinde, iklimlendirmede, kimyasal proseslerde ve enerji santrallerinde yaygın olarak kullanılırlar. Farklı endüstrilerde farklı amaçlar için kullanılan ısı eşanjörleri, ısı alışverişinin türüne, akışkan sayısına, ısı transfer alanının ısı transfer miktarına oranı, yapısal özellikleri, akış şekli, ısı transfer mekanizmasına göre sınıflandırılırlar. Şekil 5.1’ de ısı transfer şekline göre sınıflandırma yapılmıştır.



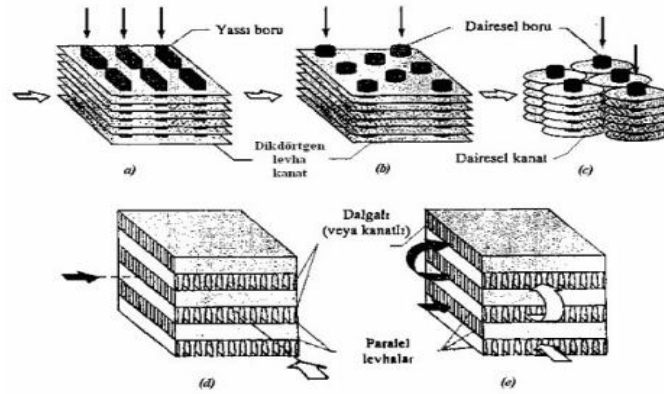
Şekil 5.1. Isı transfer şekline göre sınıflandırma

### 5.1. Isı Değişim Şekline Göre Sınıflama

Bu sınıflandırma, ısı eşanjörlerini doğrudan sıvıdan sıvıya veya katıdan sıvıya teması olan ve olmayanlar olarak iki gruba ayırır. Doğrudan temaslı bir ısı eşanjöründe, sıvılar veya farklı sıcaklıklardaki sıvılar ve katılar doğrudan karıştırılır veya temas ettirilir. Farklı sıcaklıklardaki iki sıvının temas halinde olduğu sistemlerde, sıvılardan biri genellikle gaz, diğeri ise düşük buhar basıncına sahip sıvıdır. Isı transferi işleminden sonra iki akışkan doğal olarak birbirinden ayrılır. Bu tip ısı eşanjörüne iyi bir örnek, pratikte endüstriyel proseslerde oluşan ısıyı uzaklaştırmak için yaygın olarak kullanılan soğutma kulesidir. Sıvılar arasında doğrudan temasın olmadığı bir ısı eşanjöründe, önce sıcak sıvıdan ısı, iki sıvıyı ayıran yüzeye veya kütleye aktarılır. Bu ısı, o yüzeyden veya kütleden soğuk sıvıya aktarılır.

## 5.2. Isı Geçişi Yüzeyinin Isı Geçişi Hacmine Oranına Göre Sınıflama-Kompakt

Bu sınıflama için ısı eşanjörleri  $\beta$  şeklinde yüzey alanı yoğunluğu adı verilen bir büyüklük tanımlanır. ( $\beta = \text{Isı geçişi yüzeyi (m}^2) / \text{Isı değiştirici hacmi (m}^3)$ ) Bu tanıma göre, literatürde  $\beta > 700\text{m}^2/\text{m}^3$  olan ısı eşanjörleri kompakt,  $\beta < 700\text{ m}^2/\text{m}^3$  olanlar ise kompakt olmayan ısı eşanjörleri olarak göz önüne alınır. Şekil 5.2’de kompakt ısı eşanjörleri gövdeleri resmedilmiştir (Durmaz, 2007).



**Şekil 5.2:** Kompakt ısı eşanjörleri gövdeleri. (a) Kanatlı boru (yassı borular, sürekli levha kanatlar). (b) Kanatlı boru (daireysel borular, sürekli levha kanatlar). (c) Kanatlı boru (daireysel borular, daireysel kanatlar). (d) Levha-kanat (tek geçiş). (e) Levha-kanat (çok geçiş) (Çolak 2012)

## 5.3. Farklı Akışkan Sayısına Göre Sınıflama

Bir ısı eşanjöründeki iki akışkan arasındaki ısı transferi, birçok pratik uygulamada yaygın olarak kabul edilir. Üç akışkanlı ısı eşanjörleri ise bazı kimyasal işlemlerde, soğutma teknolojisinde, hava ayrıştırımda, arıtmada ve hidrojen sıvılaştırmada kullanılmaktadır. Üç akışkanlı ısı eşanjörlü bir sisteme örnek olarak, evsel ve otomotiv uygulamaları için küçük hacimli erime absorpsiyonlu ( $\text{NH}_3+\text{su}$ ) sistemlerde  $\text{H}_2$  gibi üçüncü bir nötr gaz kullanılarak geri kazanılan termal enerji verilebilir. İki den fazla akışkanla çalışan ısı eşanjörlerinin teorik analizi çok karmaşık ve tasarımı zordur. Akışkan sayısına göre ısı değiştiricilerin sınıflandırılması Şekil 5.3’te gösterilmiştir.



**Şekil 5.3.** Akışkan sayısına göre ısı eşanjörlerinin sınıflandırılması

#### 5.4. Isı Geçişi Mekanizmasına Göre Sınıflama

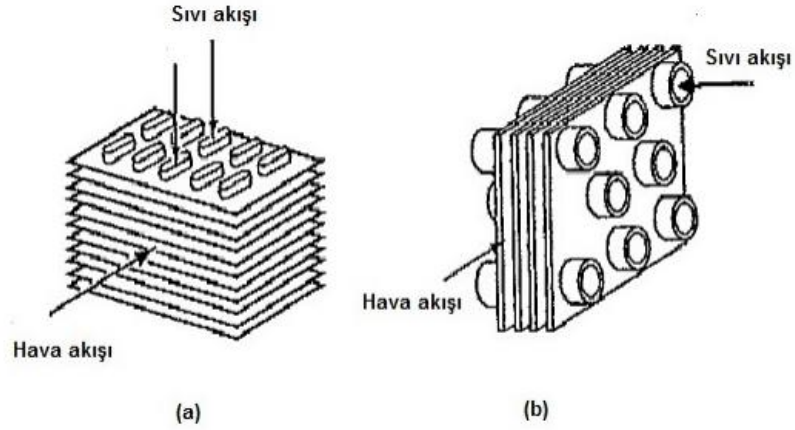
Isı eşanjörünün her iki tarafında tek fazlı akışta, ısı taşınımı pompalar veya fanlar tarafından tahrik edilen yoğunluk farklılıkları nedeniyle zorlanabilir veya kendiliğinden olabilir. Oda ısıtıcısı örnek olarak verilebilir. Bir tarafta tek fazlı akış, diğer tarafta iki fazlı akışın olduğu ısı eşanjörlerinde bir tarafta zorlamalı veya tek fazlı akış ve diğer tarafta kaynama veya yoğunlaşma olmak üzere iki fazlı akışa sahiptir. Bir buhar kazanı düşünülebilir. Çift akışlı iki fazlı akış, bir tarafının buharlaştığı ve diğer tarafının yoğunlaşmış bir ısı eşanjörüdür. Hidrokarbonların damıtılması örnek olarak verilebilir. Şekil 5.4'te ısı transfer mekanizmasına göre ısı değiştiricilerin sınıflandırılması gösterilmiştir.



Şekil 5.4. Isı transfer mekanizmasına göre ısı eşanjörlerinin sınıflandırılması

#### 5.5. Borulu Isı Eşanjörleri

Bu tip ısı eşanjörü oval, dikdörtgen ve dairesel kesitli borular kullanır. Projelendirme için çok kullanışlı olan boruların çapını, uzunluğunu ve yerleşimini kolayca değiştirilebilir. Ayrıca dairesel kesitli borular diğer şekillere göre daha yüksek basınçlara dayanabildiği için bu tip ısı eşanjörleri yüksek basınçlarda rahatlıkla kullanılabilir. Şekil 5.5' te borulu kanatlı ısı eşanjörleri gösterilmiştir.



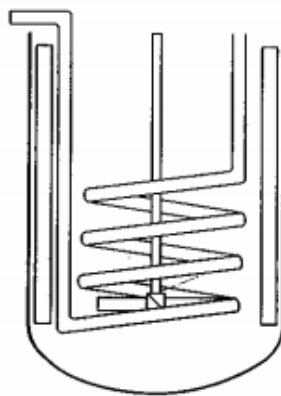
Şekil 5.5. Borulu kanatlı ısı eşanjörleri (A)oval kesit, (B)dairesel kesit (Çolak, 2012)

### 5.5.1. Düz borulu ısı eşanjörleri

Pratikte çift borulu olanların yanı sıra boru demetinden yapılmış çeşitlerine de rastlanılır. Çift borulu ısı eşanjörleri, en basit ısı eşanjörü türüdür. Bir sistem genellikle aynı eksene sahip iki tüpten oluşur. Bir sıvı iç borudan, diğeri dış borudan akar. Akışkanın yönü paralel veya zıt akımlı olabilir.

### 5.5.2. Spiral borulu ısı eşanjörleri

Bir veya daha fazla spiral tüpten ve bu spiralin dışında bir kaptan oluşur. Bu basit ve ucuz ısı eşanjörleri, kaplardaki ve tanklardaki sıvıların sıcaklığını kontrol etmek için yaygın olarak kullanılır (Yakut, 2007). Şekil 5.6'da Spiral levhali ısı eşanjörleri gösterilmiştir.

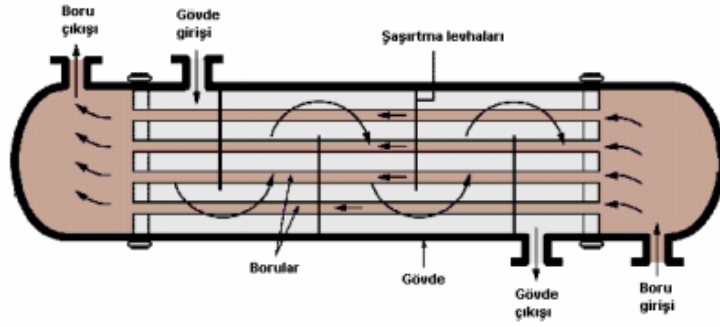


Şekil 5.6. Spiral levhali ısı eşanjörleri (Durmaz, 2007)

### 5.5.3. Gövde borulu ısı eşanjörleri

Gövde borulu ısı eşanjörleri, endüstride en yaygın kullanılan ısı eşanjörlerinden biridir. Isıtma yüzeyi, birbirinden aralıklı bir dizi tüpten oluşur. Akışkanlardan biri borunun içinden, diğeri ise etraftan akar. Boru uçları, kıvrımlı veya kaynaklı iki kapak plakası deliğine bağlanır. Borular genellikle dışarıda ara perdelerle tutulur. Çevre sacı her iki uçtan gövdeye kaynaklıdır. Uç kapakları gövdeye önden ve arkadan flanşlarla takılır. Bu türler hemen hemen her boyutta yapılabilir.

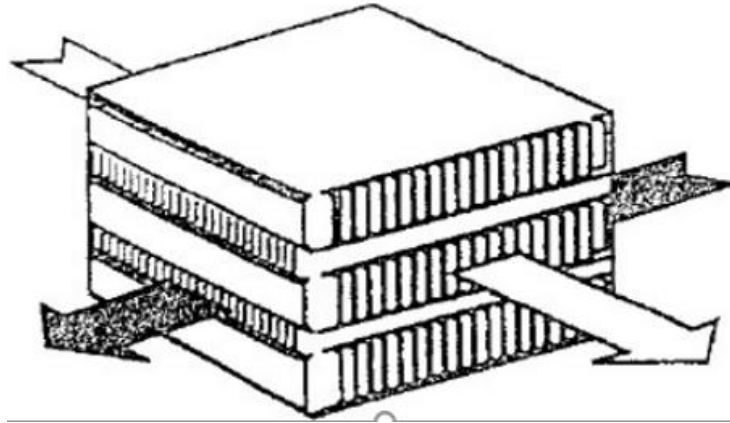
Hareketli boru levhası, hareketli kafa flanşı ile bu flanş üzerindeki destek bileziği arasında sıkıştırılır. Gövde flanşı açıldıktan ve kafa flanşı çıkarıldıktan sonra boru demeti çıkarılabilir. Çok sayıda normal gövdeli ve borulu ısı eşanjörü kolaylıkla imal edilebilmektedir. Her zaman mevcut olan standart malzemeler ve üretim teknikleri bilinmektedir. Bu nedenle, belirli uygulamalarda kullanılan diğeri ısı eşanjör tiplerinden daha büyük ve ağırdırlar ancak karbon çeliği veya bakır alaşımlarından ucuza temin edilebilirler. Ayrıca tasarımları yüksek işletme basınçlarına uygundur. Diğeri eşanjör tiplerine göre tamiri ve bakımı oldukça kolaydır. Tüplerden biri çalışmayı durdurursa, kapatılabilir veya bir kör tapa ile değiştirilebilir. Bu tip ısı eşanjörlerinin boru kısmı elle temizlenebilir. Ayrılabilir boru demetli ısı eşanjörü, çok büyük değilse birlikte de temizlenebilir. Bununla birlikte, bu yöntemler nispeten uzun zaman alır ve özellikle tesis arıza süresi maliyetleri söz konusu olduğunda ucuz değildir. Tüplerden biri tamamen tıkalıysa tüpün veya gövdenin kimyasal olarak temizlenmesi uygun değildir. İçinden akan sıvının hızı hem gövdelerin hem de boruların çapını ve sayısını belirlemede önemlidir. Yüksek hız, ısı transfer katsayısını artırır ve ısı eşanjörünün daha kompakt bir tasarımına izin verir, ancak basınç kaybına ve dolayısıyla pompa veya fan çıkışına neden olur. Eşanjör gövdesi, dökme demirden, çelik levhanın silindirik kıvrımlı kaynağından veya çelik borudan yapılabilir. Gövde borulu ısı eşanjörlerinde kullanılan boru çapları 10 mm ile 57 mm arasında değişmektedir. Daha küçük boru çapları (16 mm ile 25 mm), daha kompakt ve daha ucuz bir ısı eşanjörü tasarımına izin verdiği için sıklıkla tercih edilir. Şekil 5.7’de gövde boru tipi ısı eşanjörleri gösterilmiştir.



Şekil 5.7. Gövde boru tipi ısı eşanjörü (Durmaz, 2007)

#### 5.5.4. Levhalı ısı eşanjörü

Plakalı eşanjörlerde ısı transfer yüzeyleri genellikle ince metal saclardan yapılır. Bu metal saclar düz veya dalgalı biçimde olabilir. Borulu tipten olan ısı eşanjörlerine göre daha alçak basınç ve sıcaklıklarda çalışırlar. Şekil 5.8’de levhalı kanatlı ısı eşanjörleri gösterilmiştir.



Şekil 5.8. Levhalı kanatlı ısı eşanjörleri (Genceli, 2005)

#### 5.6. Yoğuşturucular

Kondenserler, gaz halindeki bir soğutucuyu sıvı faza dönüştüren bir ısı eşanjörüdür. En sık kullanılan tipler, hava kondansatörü ve gövde boru tipleridir.

## **5.7. Isı Eşanjörleri Seçimi**

Bir ısı eşanjörleri seçerken göz önünde bulundurulması gereken en önemli faktör, benzer proses koşullarında çalışan ısı eşanjör tipine tasarım olarak benzer bir ısı eşanjör sistemi seçmektir. Bu faktörü, kirlenme eğilimi, ısı transfer hızı, boyut ve ağırlık, malzeme türü, kullanılan sıvı türü, pompa kapasitesi, maliyet, kullanılabilirlik ve diğer faktörler gibi dikkate alınması gereken koşullar incelenmelidir.

### **5.7.1. Kirlenme eğilimleri**

Kirlenme faktörü, akışkanlar ve içerisinde bulunan katı maddelerden kaynaklı oluşabilen kireçlenmeye sebep olan bir sorundur. Sistemde kullanılan akışkanlar, bu tip yüzeyleri etkileyen faktörler ve kirlenme potansiyeli dikkatle belirlenmelidir. Kullanılan akışkanın hızı, akışkanın yüzeydeki hızının kesme kuvveti, akışkanın yüzey duvarında kalma süresi, ısı değişim kanalındaki akışkan hızı veya akış bunlardan bazılarıdır.

### **5.7.2. Isı transfer hızı**

Isı eşanjörü seçerken dikkat edilebilecek en önemli özelliklerden biri ısı transfer hızıdır. Isı transfer hızı, kullanılan akışkanın cinsine, sistemin boyutuna ve kesit alanına, ısı ileten ve transfer edilen kısımlar arasındaki sıcaklık farkına ve duvar kalınlığına bağlıdır.

### **5.7.3. Boyut ve ağırlık**

Seçilen ısı eşanjörünün boyutu ve ağırlığı, istenilen ısı transfer işleminin çok sayıda paralel ünite kullanılmadan kolaylıkla gerçekleştirilmesine imkân vermelidir. Birçok paralel ünite, akış dağıtım sorunlarına yol açtığı ve kullanılan ekipmanın maliyetini artırdığı için istenmez. Ayrıca şantiyede yer sorunu varsa, sistem gereksinimlerini karşılayabilecek yeni bir eşanjör paralel olarak yerleştirilerek bu sorun çözülebilir.

#### **5.7.4. Malzeme türü**

Isı eşanjörleri, malzeme yapısı, performans ve ekonomik özelliklerin bir kombinasyonuna göre seçilir. Kullandığınız cihazların maliyeti, cihazların kullanım ömürlerini karşılayabilecek seviyede olmalıdır. Malzeme yapısı da sistemde kullanılan akışkanın cinsine göre büyük farklılıklar gösterir. Isı eşanjörleri için mevcut malzeme türleri: çelik, zirkonyum, titanyum paslanmaz çelik, TFE plastikleri, nikel alaşımları, PVDF plastikleri, niyobyum, grafit, tantal vb.

#### **5.7.5. Kullanılacak akışkan türü**

Kullanılacak akışkan türü ısı eşanjörlerinin önemli faktörleri arasındadır. Sistemde kullanılan akışkanlar ve yapılar koordineli olmalıdır. Sistemde korozyon kritikse, grafit veya cam gibi korozyona karşı oldukça dirençli ısı eşanjörleri kullanılmalıdır. Isı eşanjöründe kullanılabilir akışkan türü, viskoz ve viskoz olmayan sıvıların, ısıya duyarlı sıvıların, hava, gaz veya buhar karışımlarının ısıtılması veya soğutulmasıdır.

#### **5.7.6. Pompalama gücü**

Isı eşanjörleri, sistemde kullanılan sıvıların sabit bir akış hızını verimli bir şekilde sirküle etmek ve korumak için pompalar kullanır. Sistemde kullanılan pompaların kapasiteleri sistemin büyüklüğünü ve sistemin ihtiyaç duyduğu ısı transfer miktarını belirlemektedir. Pompa kapasitesinin birimi litre/saniyedir. Kullanılan akışkanların hareketini arttırmak için pompa ısı eşanjörlerinde kullanılır. Isı eşanjörleri için iki tip pompa mevcuttur: kuru rotorlu pompalar ve ıslak pompalardır.

#### **5.7.7. Maliyet**

Her cihazda olduğu gibi ısı eşanjörlerinin maliyeti de önemli bir parametredir. Isı eşanjörünün maliyet kısmı üç kısımdan oluşmaktadır. İlki kurulum maliyeti, kurulum maliyeti ve işletme maliyetidir. Hangi ısı eşanjörünün çalışmaya uygun olduğunu, kapasite ve alan gibi durumlar bu üniteye dahildir.

Montaj maliyetinde, kurulum sonrası sistem kapasitesindeki değişimler, ekipman ve ekipmanla birlikte kullanılan hizmetlere ilişkin maliyetler bu bölümde yer alır. İşletme maliyeti kısmı tesisin tükettiği elektrik miktarı olarak gösterilir.

#### **5.7.8. Temin edilebilirlik**

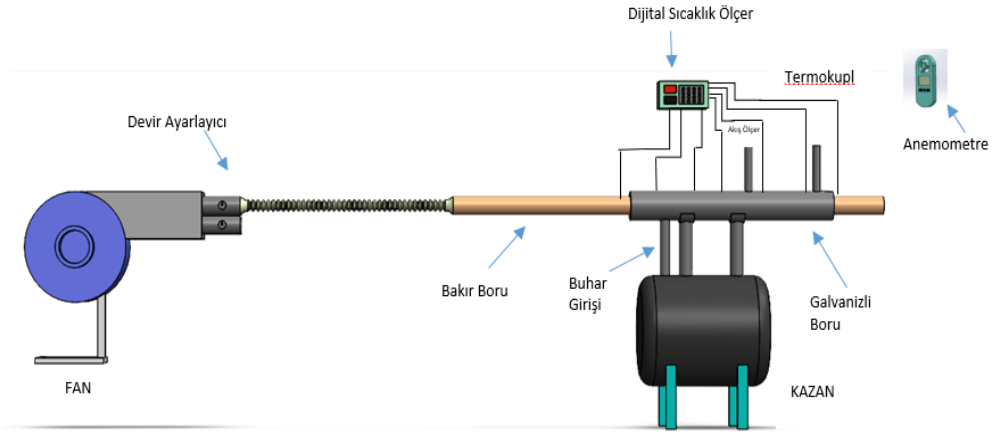
İstenilen biçimde üretilecek ısı değiştirici imalatı yapan firma sayısı sınırlıdır. Özel istek üzerine istenilen ısı eşanjörünün imal edilmesi, teslim süresini uzatacak ve maliyeti artıracaktır. Bu nedenle ısı eşanjörünün özel bir versiyonu isteniyorsa teslim sürelerine dikkat edilmelidir. Bu nedenle yaygın olarak standart olarak üretilen ısı eşanjörlerinin tercih edilmesi avantajlı olabilir.

#### **5.7.9. Diğer faktörler**

Bir eşanjör seçerken yukarıdaki faktörler kadar önemli olmayan bazı birimler vardır. Bu; güvenlik, nakliye, parça teslimi, servise ulaşım, sızdırmazlık gibi faktörleri içerir.

## 6. MATERYAL VE YÖNTEM

Batman Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölümü Laboratuvarında deney seti kurulmuştur. Sistem Solidworks programında tasarlanmıştır. Deney sisteminin şematik gösterimi Şekil 6.1’de gösterilmiştir.



Şekil 6.1. Deney sisteminin şematik görünüşü

Deney sistemi iç içe geçmiş iki paralel borudan oluşan bir ısı eşanjörüdür. Suyu buharlaştırmak için 20 lt kazan kullanılmıştır. Borulara hava akışını yönlendirmek için fan ve dijital hız kontrol cihazı, sisteme giren havanın giriş ve çıkış sıcaklığını ölçmek için termokupllar, basınç değerini ölçen manometre ve havanın debisini ölçen akış ölçer ve verileri bilgisayara aktarmak için datalogger kullanılmaktadır. Bu sistemde iç çapı 60 mm, dış çapı 65 mm ve uzunluğu 1000 mm olan düz borular kullanır. Dışı galvanizli çelikten imal edilen boru 800 mm uzunluğa, 101 mm dış çapa ve 1,0 mm et kalınlığına sahiptir. Dış boru, sistemden ısı kaybını önlemek için fiberglas yünü ile sarılmıştır. Fan tarafından taşınan hava iç borudan, buhar kazanından çıkan su buharı ise iki boru arasındaki kısımdan akar. İki boru arasındaki yoğuşma sonucu oluşan su buharını tahliye etmek için dış borunun altına bir tahliye vanası yerleştirilmiştir. Şekil 6.2’de deney seti gösterilmiştir. Hazırlanan deney sistemi, dışta galvanizli çelik boru, iç kısımda pürüzsüz yapıda bakır borudan oluşmaktadır. Bakır borunun içine çapı 10 mm uzunluğu 800 mm olan iki adet düz plakalı ısı borusu yerleştirilmiştir. Kazanın içindeki su, rezistanslar kullanılarak ısıtma ve kaynatma işlemi yapılarak buhar elde edilmiştir. Ortaya çıkan buhar, ısı eşanjörünün dairesel boşluğundan geçer ve iç borunun dış yüzeyini sabit bir sıcaklığa yükseltir.

Deneyde boru duvarı boyunca üniform bir sıcaklık elde etmek için sisteme yaklaşık 3 saat kadar buhar verilmektedir. Boru yüzeyindeki sıcaklık değeri sabitlendikten sonra fan çalıştırılmıştır. Fan hızı istenilen Reynolds sayısına göre ayarlanmış ve debimetrenin hacimsel akış kontrolü sağlanmıştır. Hava akışı iç borudan geçirilerek boru duvarlarındaki sıcaklık değişimleri izlenmiştir. Ayrıca borunun giriş ve çıkış sıcaklıkları termokupllar kullanılarak ölçülmüştür. Boru giriş ve çıkışındaki basınç farkları dijital manometre ile ölçülmüştür. Kazandaki su seviyesi saat başı kontrol edilmiştir. Su seviyesinde herhangi bir düşme yaşandığında su takviye edilerek sistem sıcaklığı tekrar denge haline getirilmektedir. İç kısımdaki bakır borunun sıcaklık şartı, borunun dış cidarı boyunca devamlı temas halinde kalan su buharı 98°C olacak şekilde kontrolü sağlanmaktadır.



Şekil 6.2. Deney sistemi

## 6.1. Deneyde Kullanılan Malzemeler

### 6.1.1. Termokupl

Borunun giriş ve çıkışındaki hava sıcaklığı ile borunun cidar sıcaklığı 0,5 mm çapında T Tipi nikel-krom termokupllar ile ölçülmüştür. Sistemin sabit bir sıcaklıkta çalıştığını gözlemlemek için iç borunun dış duvarına bir termokupl bağlanmıştır. Sistemdeki yüksek sıcaklıktan veya buhardan etkilenmeyen termokupllar, iç borunun giriş ve çıkış taraflarına 500 mm aralıklarla açılan iki delikten geçirilerek ölçüme hazırlanır. Ortam sıcaklığını içinde bir termokupl kullanılmıştır.

Termokupllardan elde edilen veriler bilgisayar ortamında kayıt altına alınarak çizelgeler hazırlanmıştır. Şekil 6.3'te deney seti üzerindeki bağlantıları gösterilmiştir. Termokupllar  $-200^{\circ}\text{C}$  ile  $2.500^{\circ}\text{C}$  arasında  $\pm \%0,1$  hata oranıyla ölçülebilir.



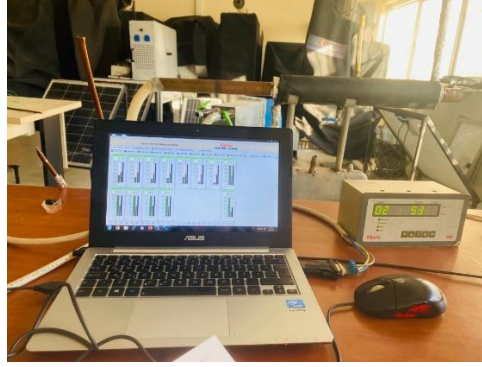
Şekil 6.3. T tipi nikel-krom termokupl ve deney seti üzerindeki bağlantıları

### 6.1.2. Dijital veri tarayıcı

Sisteme yerleştirilen termokuplların verilerini bilgisayara aktarmak için USB'den kompakt adaptör formatında dönüştürücü kullanılmıştır. Sıcaklık ölçümleri dijital 32 kanallı veri tarayıcı ELİMKO E-680 ile yapılmıştır. ELİMKO E-680 dijital veri tarayıcısının teknik özellikleri Tablo 6.1'de gösterilmiş ve cihazın görünümü Şekil 6.4'te verilmiştir.

Tablo 6.1. ELİMKO E-680 dijital veri tarayıcı teknik özellikleri

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



Şekil 6.4. ELİMKO E-680 dijital veri tarayıcısı (Datalogger)

### 6.1.3. Fan motoru

Deney düzeneğinde hava akımı sağlamak amacı ile 1,1 kw'lık AC GAMAK AGM 90 S 4 model fan motoru 0-4,9 dev/dak aralığında çalıştırılmıştır. Fan devir aralıkları EKAMAT A-200 dijital devir ayarlayıcısı kullanılarak belirlenmiştir. Türbülötörlerin boru içerisindeki her konumu için fan hızı 0,5–0,8–1,1–1,4–1,7–2,0–2,3–2,6–2,9–3,1–3,4–3,7–4,0–4,3–4,6 ve 4,9 m/sn olmak üzere toplam 16 adet fan hızında deney verileri alınmıştır. Deney sisteminde kullanılan fan motorunun teknik özellikleri; volt değeri 1~220 V 50 Hz arası, çıkış gücü 1,1 kW, anma hızı 1.400 (rpm), anma akımı 7,1 (A<sub>a</sub>), verim %74, gövde alüminyum, görsel olarak da Şekil 6.5'te verilmiştir.



Şekil 6.5. Fan motoru

### 6.1.4. Anemometre

Hava debi hızları Kestrel 2.000 Dijital Anemometre cihaz vasıtası ile m/s olarak ölçülmüştür. Kestrel 2.000 Dijital Anemometre görseli Şekil 6.6'da verilmiştir. Cihazın teknik özellikleri: rüzgâr hızı ölçüm aralığı 0~40 m/sn, hava debi ölçüm aralığı 0~99,99 m<sup>3</sup>/h, sıcaklık -10~55°C aralığındadır.



Şekil 6.6. Kestrel 2000 dijital anemometre

### 6.1.5. Isı boruları

Isı boruları, düşük sıcaklık farkları ile uzun mesafelerde yüksek ısı transferi sağlayabilen ve çalışma sırasında pompa veya kompresör gibi mekanik cihazlara ihtiyaç duymayan, oldukça etkili pasif ısı transfer cihazlarıdır. Deney setinde kullanılan ısı borusu çeşidi düz plakalı ısı borusudur. Yüksek miktarda ısı aktarımını sağlayabilmek için iş akışkanının buharlaşma gizil ısısı yüksek olmalıdır. Isı borusunun içindeki akışkan etanoldür. Bakır boru Şekil 6.7' de gösterilmiştir.



Şekil 6.7. Saf bakır ısı borusu

### 6.1.6. Kazan

Suyu buharlaştırmak için 20 lt kazan kullanılmıştır. Şekil 6.8’de ısı eşanjörü ve kazan resmi gösterilmiştir.

### 6.1.7. Isı eşanjörü

İç içe geçmiş iki paralel borudan oluşan bir ısı eşanjörüdür. Bu sistemde iç çapı 60 mm, dış çapı 65 mm ve uzunluğu 1.000 mm olan düz borular kullanır. Dışı galvanizli çelikten imal edilen boru 8.000 mm uzunluğa, 101 mm dış çapı ve 1,0 mm et kalınlığına sahiptir. Dış boru, sistemden ısı kaybını önlemek için fiberglas yünü ile sarılmıştır. Fan tarafından taşınan hava iç borudan, buhar kazanından çıkan su buharı ise iki boru arasındaki kısımdan akar. İki boru arasındaki yoğuşma sonucu oluşan su buharını tahliye etmek için dış borunun altına bir tahliye vanası yerleştirilmiştir.



Şekil 6.8. Isı eşanjörü ve kazan

### 6.1.8. Bakır levha

Türbülötör olarak kullanılan 250\*250 mm<sup>2</sup> olan bakır levha, el makasıyla başta eşit parçalara sonrasında çapı 55 mm olan parçalara bölünmüştür. Şekil 6.9’da saf bakır levhaların kesilmesi gösterilmiştir.



**Şekil 6.9.** Saf bakır levhaların kesilmesi

Profil kesme makinesinde dairesel bir şekilde kenarları düzeltilmiştir. Şekil 6.10'da dairesel türbülatoörlere ait görsel verilmiştir. Isı borularına birleştirme yapılabilmesi için matkap yardımıyla çapı 10 mm olan iki farklı delik açılmıştır.



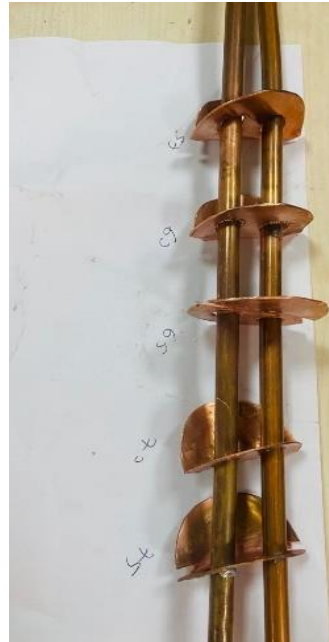
**Şekil 6.10.** Dairesel türbülatoörlere

Bir borunun kesitini kullanarak şekildeki gibi pense yardımı ile deneyde kullanılacak türbülatoörlere şekil verilmiştir. Şekil 6.11'de türbülatoörleri bükme işlemi gösterilmiştir.



Şekil 6.11. Türbülatorleri bükme

Çapı 10 mm uzunluğu 800 mm olan iki adet düz plakalı ısı borusu kullanılacaktır. Isı borusu üzerine uç kısımdan ilerleyerek her biri arasında 50 mm ve son kısmından geriye doğru aralarında 50 mm olacak şekilde bakırdan imal edilen türbülatorler yerleştirilmiştir. Şekil 6.12’de ısı borusu ile türbülatorler gösterilmiştir.



Şekil 6.12. Isı borusu ile türbülatorlerin gösterilmesi

Türbülötörleri ısı borusu üzerine belirli aralıklarla tutturabilmek için kalay kurşun lehimi yapılmıştır. Şekil 6.13'te türbülötörlerin lehimlenmesi gösterilmiştir.



Şekil 6.13. Türbülötörlerin lehimlenmesi

## 7. HESAPLAMA YÖNTEMİ

### 7.1. Reynolds Sayısı Hesabı

Reynolds sayısı atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlerine oranı şeklinde tanımlanır. Reynolds sayısı hesaplamasında kullanılan boru içerisindeki hava hızı, anemometre cihazı ile ölçülmüştür. Reynolds sayısı Eşitlik (7.1) ile hesaplanır.

$$Reynolds\ sayısı = \frac{\rho * V * D}{\mu} \quad (7.1)$$

Burada;

- $\rho$  : Akışkanın yoğunluğu ( $kg/m^3$ )  
 $V$  : Akışkanın hızı (m/s)  
 $D$  : Boru çapı (m)  
 $\mu$  : Akışkanın dinamik viskozitesidir (kg/ms).

Boru iç çapı olarak  $D_i=0,068$  m, sistemin hava hızı 0,5 m/s için Reynolds Sayısı:

$$Reynolds\ sayısı = \frac{(1,225 * 0,5 * 0,068)}{(1,788 * (1/100000))} = 1902 \quad (7.2)$$

olarak hesaplanmıştır. Diğer hava hızları için Reynolds değerleri tablo 7.1'te gösterilmiştir

**Tablo 7.1.** Reynolds değerleri

Hava Hızı [m/s]	Reynolds değeri
0,0	0
0,5	1902
0,8	3043
1,1	4183
1,4	5324
1,7	6465
2,0	7606
2,3	8747
2,6	9888
2,9	11029,08
3,1	11789,70
3,4	12930,64
3,7	14071,58
4,0	15212,52
4,3	16353,46
4,6	17494,40
4,9	18635,346

## 7.2. Nusselt Sayısı Hesabı

Nusselt sayısı taşınım yoluyla oluşan ısı transferinin, iletimle meydana gelen ısı transferine oranı şeklinde tanımlanmaktadır. Sistemdeki Nusselt sayısı Eşitlik (7.3) ile hesaplanır.

$$Nu = \frac{q_{taşınım}}{q_{iletim}} = \frac{h * \Delta T}{\frac{k * \Delta T}{L}} = \frac{h * L}{k} \quad (7.3)$$

Burada;

- h : Isı transfer taşınım katsayısı (W/m<sup>2</sup>.K)  
 L : Karakteristik Uzunluk (m)  
 k : Isı transfer iletim katsayısıdır (W/m.K).

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

$$Q_{gerçek} = Q_{taşınım} \quad (7.4)$$

Buradan,

$$(\rho * V_{ort} * A_k) * C_p * (T_c * T_g) = h_m * A_{yan} * \Delta T_m \quad (7.5)$$

Burada;

- $\rho$  : Akışkanın yoğunluğu (kg/m<sup>3</sup>)  
 $A_k$  : İç kısımdaki borunun kesit alanı (m<sup>2</sup>)  
 $V_{ort}$  : Akışkanın ortalama geçiş hızı  
 $C_p$  : Akışkanın özgül ısısı  
 $A_{yan}$  : İç kısımdaki borunun yanal yüzey alanı (m<sup>2</sup>)  
 $T_g$  : Akışkanın sisteme giriş sıcaklığı  
 $T_c$  : Akışkanın sistemden çıkış sıcaklığı  
 $h_m$  : Ortalama ısı

$$h_m = \frac{\rho * V_{ort} * \pi * d_i^2}{4} * C_p * ((T_c * T_g)) \quad (7.6)$$

$$\pi * d_i * L * \Delta T_m$$

şeklinde olacaktır.

Isı değiştiricilerinde dairesel şekildeki boruda taşınımla ısı transferi için  $\Delta T_m$  logaritmik ortalama sıcaklık farkı hesaplanmalıdır. Logaritmik sıcaklık farkı için, yüzey sıcaklığının giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki farkın bilinmesi gerekir.

$$\Delta T_1 = T_y - T_{giriş} \quad (7.7)$$

$$\Delta T_2 = T_y - T_{çıkış} \quad (7.8)$$

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{Ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (7.9)$$

denklemleri ile hesaplanmıştır.

$T_v$  : Yüzey sıcaklığı

$\Delta T_m$  : Logaritmik ortalama sıcaklık farkı

Bu şekilde Nusselt sayısı;

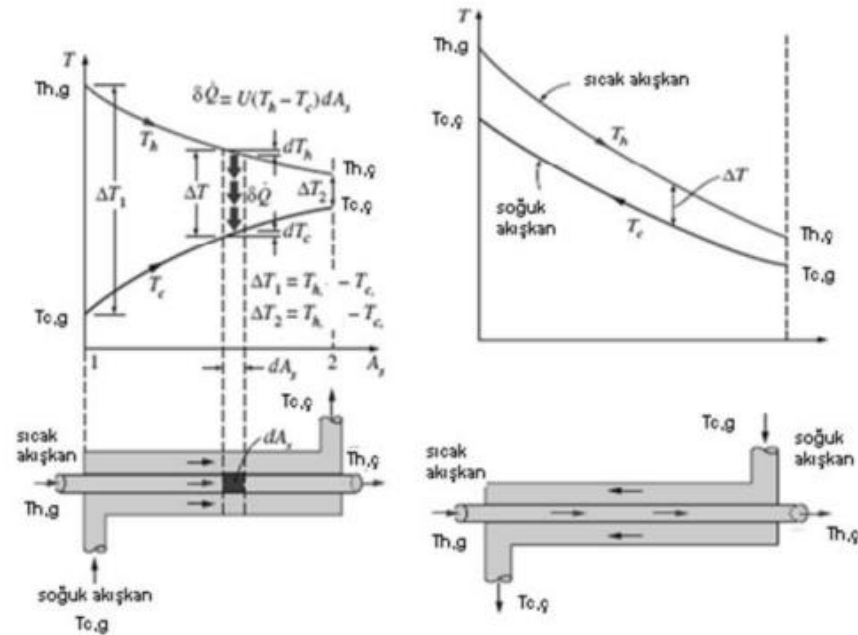
$$Nu = \frac{h_m * L}{k} \quad (7.10)$$

şeklinde hesaplanmıştır. Tablo 7.2’de nusselt değerleri gösterilmiştir.

Tablo 7.2. Nusselt değerleri

Paralel Akışlı Türbülantörlü Düz Boru	Zıt Akışlı Türbülantörlü Düz Boru	Paralel Akışlı Türbülantörlü Isı Borusu	Zıt Akışlı Türbülantörlü Isı Borusu
0	0	0	0
1,729939	12,50762	21,86596	18,80972
21,21633	29,72742	39,70403	32,00517
27,71633	38,80585	50,63566	42,84106
41,17168	43,32942	64,00375	52,62582
51,44907	52,95283	70,58429	61,10722
61,01775	59,09664	81,95	66,48887
68,43214	68,49736	86,39691	70,84202
75,49037	79,69827	92,51427	75,71475
77,57693	87,0021	101,05	89,57659
85,86855	84,01684	105,6946	96,96295
88,89479	90,28338	104,8729	102,0025
100,1882	98,24956	109,2883	108,5386
102,2706	100,7866	117,7496	113,6348
101,4179	115,4391	124,9517	119,3967
112,6383	117,4037	131,914	120,8158
113,1609	122,6807	140,5171	125,693

Paralel ve çapraz akış durumunda ısı eşanjörü performansının grafiği şekil 7.1’de gösterilmiştir.



Şekil 7.1. Paralel ve çapraz akışlı eşanjörlerde sıcaklık fark grafiği (Çengel, 2011)

### 7.3. Sürtünme Katsayı Hesabı

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

$$f = \frac{\Delta P}{\rho * \frac{u * u * L}{2 * D_i}} \quad (7.11)$$

Burada;

$\Delta P$  : Boru giriş-çıkışı arasındaki basınç farkı

$\rho$  : Akışkanın yoğunluğu

$u$  : Çıkış havasının ortalama hızını

$L$  : Borunun uzunluğunu

$D_i$  : Borunun iç çapını ifade etmektedir.

### 7.4. Belirsizlik Analizi

Deneylerin sonucunda bulunan değerler standartlara uygun olan ölçüm cihazları ile bulunmuştur. Ancak cihazlar uygun koşullarda kullanılsalar da verilerin alınmasında bazı hatalar meydana gelebilir. Cihazlardaki kalibrasyon ayarları, cihazın belirlenmesi, deney koşulları, iklim şartları, dataların okunması gibi parametreler bazı hata ve belirsizliklere yol açabilir. Deneysel çalışmada kullanılan bu cihazlarda meydana gelebilecek hatalar belirsizlik analizi ile çözümlenmesi amaçlanmıştır. Deneylerin sağlıklı bir biçimde yapılabilmesi için belirsizlik analizinin yapılması gerekmektedir. Toplam belirsizlik analizi hesaplanmıştır.

$$W_S = \left[ \left( \frac{\partial S}{\partial x_1} * w_1 \right)^2 + \left( \frac{\partial S}{\partial x_2} * w_2 \right)^2 + \left( \frac{\partial S}{\partial x_3} * w_3 \right)^2 + \dots + \left( \frac{\partial S}{\partial x_n} * w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (7.12)$$

Burada;

$S$  : Ölçülmesi gereken büyüklük

$x_1, x_2, x_3$  : Bağımsız değişken değerleri

- n : Bağımsız değişken sayısı  
 $w_1, w_2, w_3$  : Bağımsız değerlere ait hata oranları  
 $W_S$  : Toplam belirsizlik değeri

Deneydeki akışın debisini ölçmek amacıyla debimetre cihazı kullanılmıştır. Cihazdan kaynaklanabilecek hatalar cihazın kendisi (belirsizlik oranı 0,03) ve okuması (belirsizlik oranı 0,01) esnasındaki hatalardır. Belirsizlik oranı aşağıdaki formülle hesaplanmıştır.

$$W_S = [(W_{cihaz})^2 + (W_{okuma})^2]^{1/2} \quad (7.13)$$

$$W_S = [(0,03)^2 + (0,01)^2]^{1/2}$$

$$W_S = -\%0,0316 \text{ g/s} +$$

Deneydeki sıcaklık ölçümleri için belirsizlik hesabı aşağıdaki eşitlikle hesaplanmıştır. Dataloger cihazından kaynaklı belirsizlik 0,5; cihazın sıcaklığı okumasından kaynaklanan belirsizlik 0,5; cihazın bağlantı noktalarından kaynaklanan belirsizlik 0,25 olarak alındığında oluşacak toplam belirsizlik şöyle olacaktır.

$$W_S = [(W_{dataloger})^2 + (W_{okuma})^2 + (W_{bağlantı})^2]^{1/2} \quad (7.14)$$

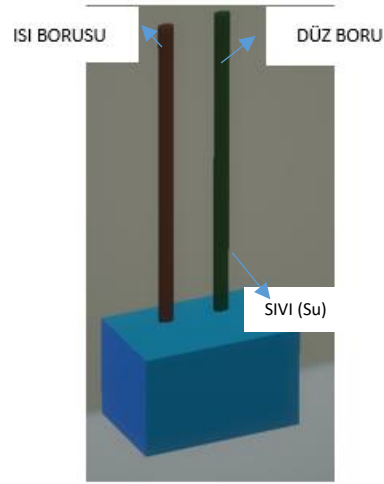
$$W_S = [(0,5)^2 + (0,5)^2 + (0,25)^2]^{1/2}$$

$$W_S = -\% 0,75^\circ\text{C} +$$

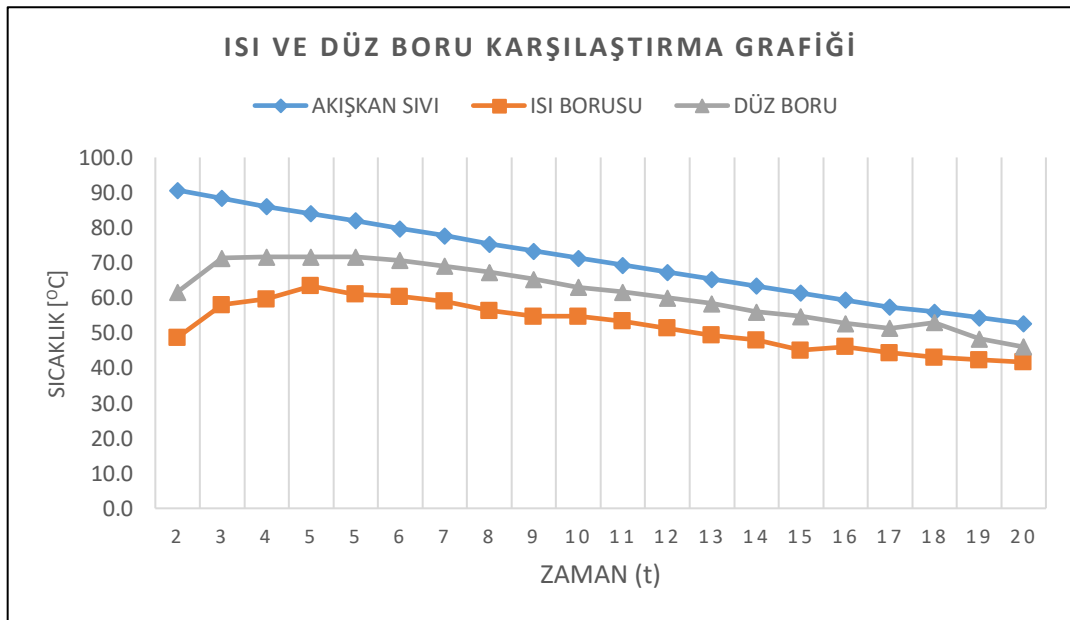
Hesaplanan belirsizlik değerleri kabul edilebilir değerlerde olduğu görülmüştür.

## 7.5. Araştırma Bulguları

Deneysel çalışmada kullanılan ısı borusu ve içinde akışkan olmayan düz borunun ortam sıcaklığına göre anlık verileri alınmıştır. 800 mm uzunluğunda olan borular üzerine belirli aralıklarla termokuplplar yerleştirilmiştir (Şekil 7.2). Isı borusunun giriş sıcaklığı, içinde akışkan olmayan düz borunun giriş sıcaklığına göre grafik Şekil 7.3'te oluşturulmuştur.

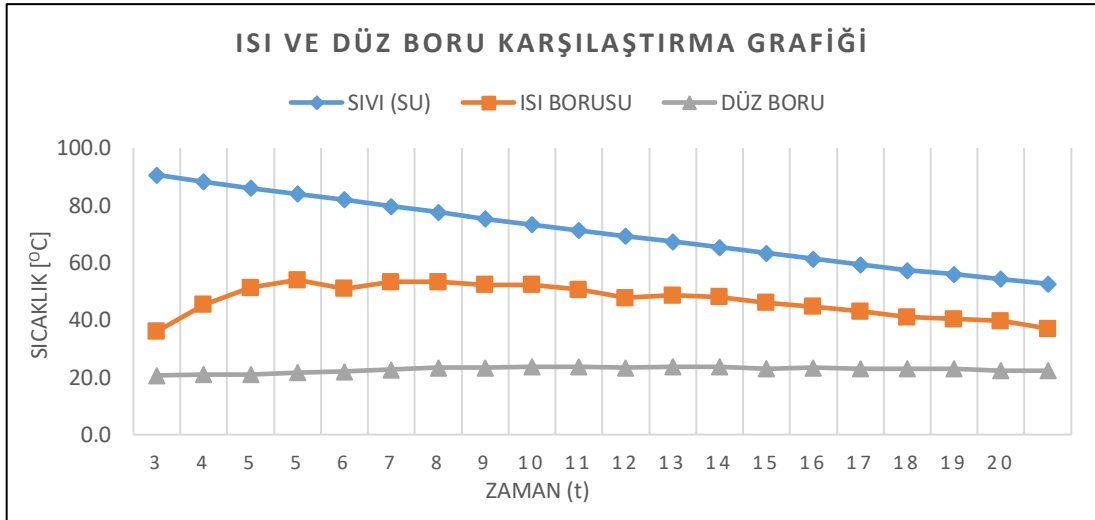


Şekil 7.2. Isı borusu ve içinde akışkan olmayan düz borunun sıvı (su) içindeki görseli



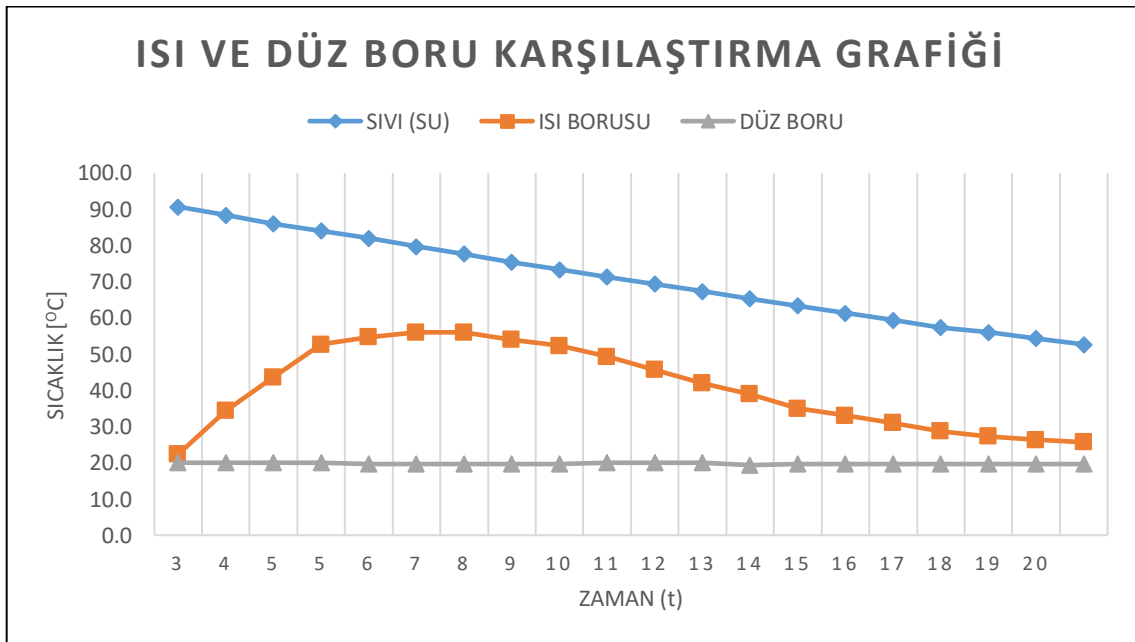
Şekil 7.3. Isı borusunun giriş sıcaklığı, içinde akışkan olmayan düz borunun giriş sıcaklığı ve sıvı (su) sıcaklığının zamana göre grafiği

Ortam sıcaklığına bakıldığında ilk olarak giriş sıcaklıklarının belli bir noktaya kadar yükseldiği gözlemlenmiştir. Orta sıcaklık grafiklerinde düz borudaki sıcaklık değeri ortam sıcaklığı azaldıkça çok düşük seviyelere iner iken ısı borusundaki sıcaklık farkının yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Şekil 7.4'te ısı borusunun orta sıcaklığı, içinde akışkan olmayan düz borunun orta sıcaklığı ve sıvı (su) sıcaklığının zamana göre grafiği verilmiştir.



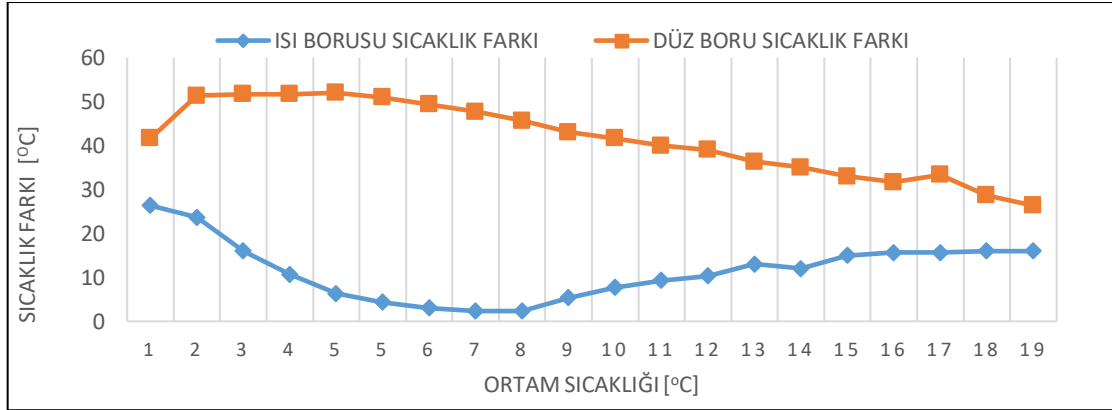
**Şekil 7.4.** Isı borusunun orta sıcaklığı, içinde akışkan olmayan düz borunun orta sıcaklığı ve sıvı (su) sıcaklığının zamana göre grafiği

Çıkış sıcaklıkları arasındaki farka bakıldığında ortam sıcaklığı yaklaşık 60 °C'den sonra düz boru sıcaklığı düşük derecede sabit kalıp ısı borusu sıcaklığını korumaya devam etmiştir. Giriş ve çıkış sıcaklıkları, ısı transferi miktarını etkiler. Bu fark ne kadar yüksekse, ısı transferi o kadar büyük olur. Grafik üzerindeki sıcaklık farkı eğrisi, bu ilişkiyi gösterebilir. Şekil 7.5'te ısı borusunun çıkış sıcaklığı, içinde akışkan olmayan düz borunun çıkış sıcaklığı ve sıvı (su) sıcaklığının zamana göre grafiği verilmiştir.



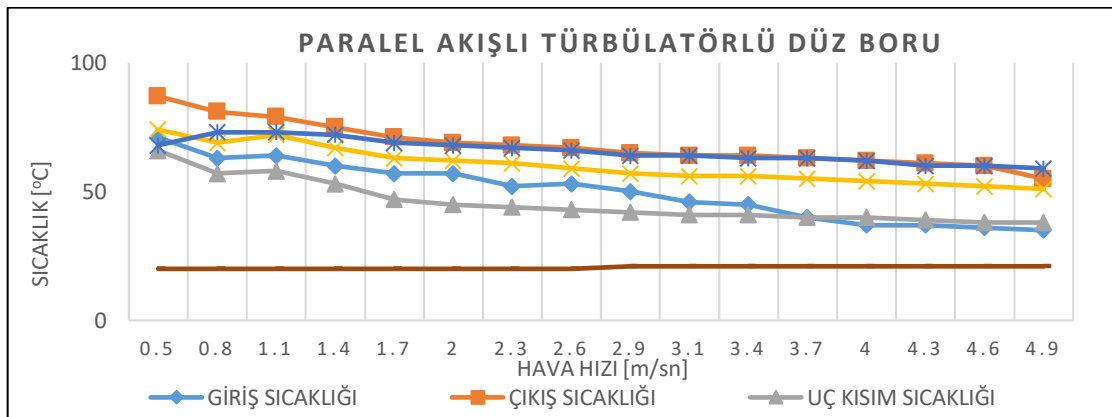
**Şekil 7.5.** Isı borusunun çıkış sıcaklığı, içinde akışkan olmayan düz borunun çıkış sıcaklığı ve sıvı (su) sıcaklığının zamana göre grafiği

Şekil 7.6’da görüldüğü gibi boruların giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki farkı alınarak ortamın sıcaklığına bağlı olan grafik elde edilmiştir. Grafiklerden anlaşılacağı üzere, düz borudaki sıcaklık farkı gittikçe azalmaktadır. Isı borusunda sıcaklık farkının düşük olduğu gözlemlenmiştir. Giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki fark, ısı transferi miktarını yansıtır. Isı borusunun sıcaklık farkının düz boruya göre düşük çıkmasının nedeni ısı borusunun ısısını korumasından kaynaklanmaktadır.



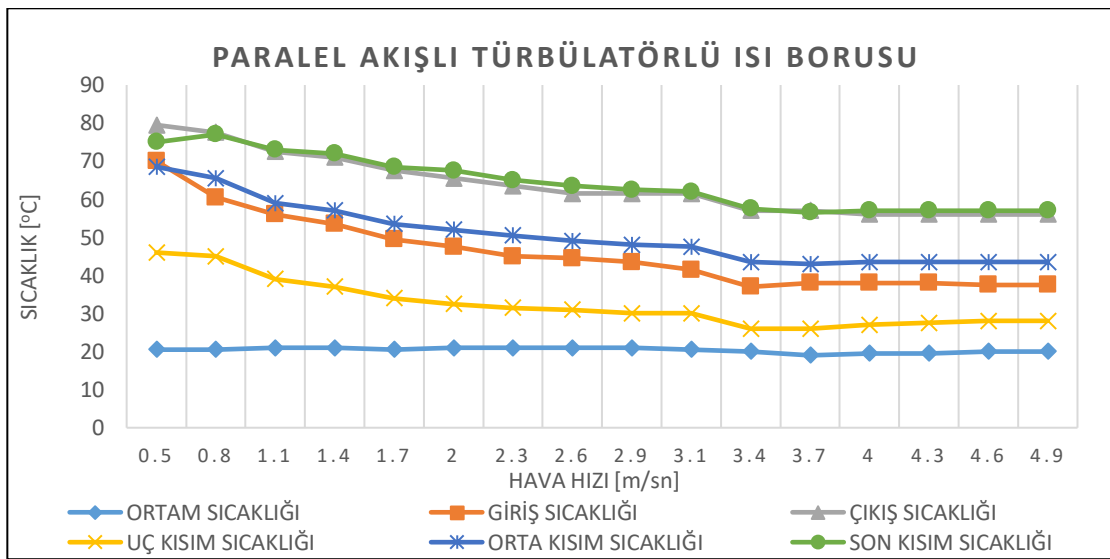
Şekil 7.6. Isı borusu ile içinde akışkan olmayan düz borunun zaman - sıcaklık farkı grafiği

Deney çalışmasında ısı eşanjöründen geçen akışkan buhardır. Fan yardımıyla hava akışı sağlanmaktadır. Grafikte ısı eşanjörü içerisinde hava akışına paralel akışlı türbülantörlü düz boru kullanılmıştır. 16 farklı hava akış hızlarında ölçülen sistemin giriş-çıkış sıcaklığı, ortam sıcaklığı, türbülantörlü düz borunun uç, orta ve son kısımlarındaki sıcaklıkları grafiksel olarak gösterilmektedir. Şekil 7.7’de ısı eşanjöründe paralel akışlı türbülantörlü düz boru grafiği gösterilmiştir.



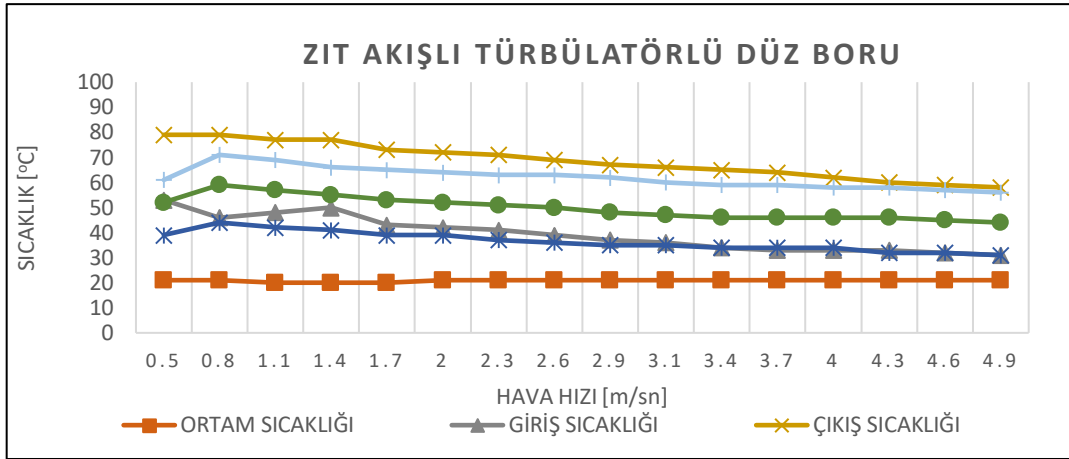
Şekil 7.7. Isı eşanjöründe paralel akışlı türbülantörlü düz boru grafiği

Isı eşanjöründe paralel akışlı türbülantörlü ısı borusu deneysel çalışmasında 3 farklı deney verileri alınarak ortalama değerler grafiği oluşturulmuştur. Hava hızları ayarlanarak sistemin buhar giriş sıcaklığı ve türbülantörlü ısı borusunun sıcaklığı akış ilerledikçe artmaktadır. Isı borusu üzerindeki türbülantörler, akışkanın içerisinde hareketin yoğunlaşmasına ve karışmasına yardımcı olur. Türbülantörlerin ısı borusu üzerindeki etkisi, ısı transferini artırarak daha verimli bir şekilde çalışmasını sağlamaktadır. Şekil 7.8’de ısı eşanjöründe paralel akışlı türbülantörlü ısı borusu grafiğinde çıkış sıcaklığı ve türbülantörlü ısı borusunun sıcaklık değerlerinin birbirlerine yakın olduğu görölmektedir.



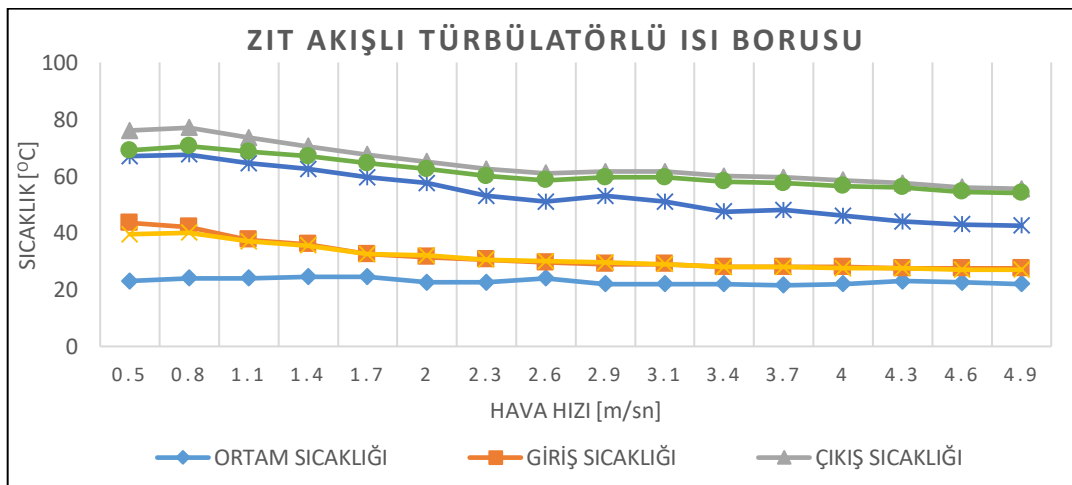
Şekil 7.8. Isı eşanjöründe paralel akışlı türbülantörlü ısı borusu grafiği

Deney çalışmasında ısı eşanjöründen geçen akışkan buhardır. Fan yardımıyla hava akışı sağlanmaktadır. Grafikte ısı eşanjörü içerisinde hava akışına zıt yönde türbülantörlü düz boru kullanılmıştır. 16 farklı hava akış hızlarında ölçülen sistemin giriş-çıkış sıcaklığı, ortam sıcaklığı, türbülantörlü düz borunun uç, orta ve son kısımlarındaki sıcaklıkları Şekil 7.9’da ısı eşanjöründe zıt akışlı türbülantörlü düz boru grafiksel olarak gösterilmektedir.



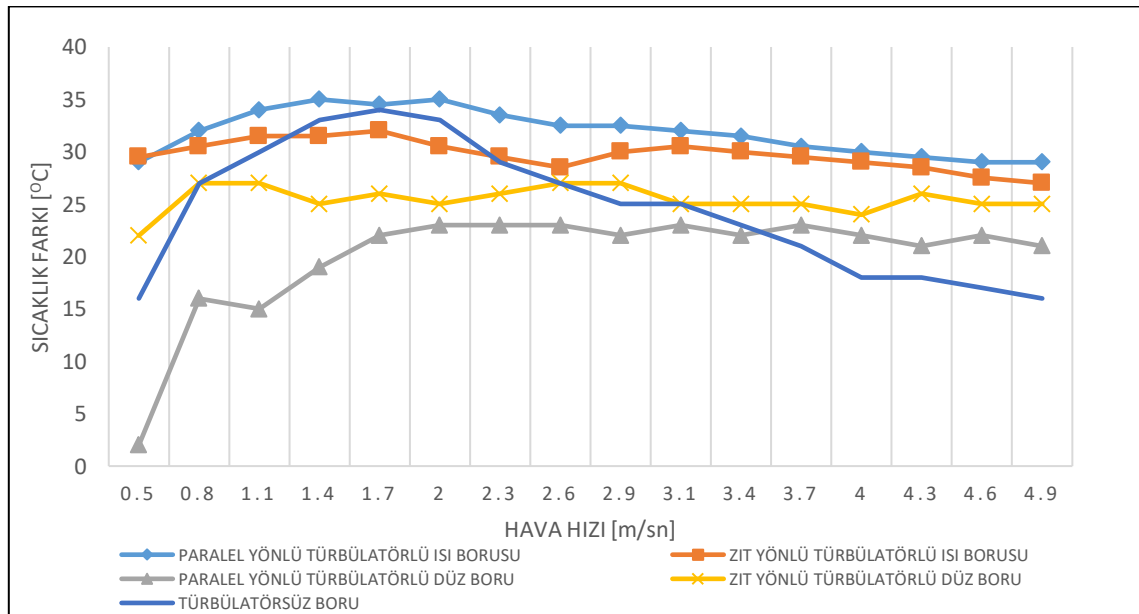
Şekil 7.9. Isı eşanjöründe zıt akışlı türbülantörlü düz boru grafiği

Deneysel çalışmada 3 farklı deney verileri alınarak ortalama değerler grafiği oluşturulmuştur. Hava hızları ayarlanarak sistemin buhar giriş sıcaklığı ve türbülantörlü ısı borusunun sıcaklığı akış ilerledikçe artmaktadır. Grafikte ısı eşanjörü içerisinde hava akışına zıt akışlı türbülantörlü ısı boru kullanılmıştır. 16 farklı hava akış hızlarında ölçülen sistemin giriş-çıkış sıcaklığı, ortam sıcaklığı, türbülantörlü düz borunun uç, orta ve son kısımlarındaki sıcaklıkları grafiksel olarak gösterilmektedir. Isı eşanjörünün giriş sıcaklığında ani bir düşüş olup hava hızı 3,4 m/s'de sabit bir şekilde ısıyı korumaya devam etmiştir. Zıt akışlı türbülantörlü ısı borusunun son kısım ortalama eğrisi ile sistemin çıkış noktasının yakın değerlerde sıcaklıkları gözlemlenmiştir. Şekil 7.10'da ısı eşanjöründe zıt akışlı türbülantörlü ısı borusu grafiği gösterilmiştir.



Şekil 7.10. Isı eşanjöründe zıt akışlı türbülantörlü ısı borusu grafiği

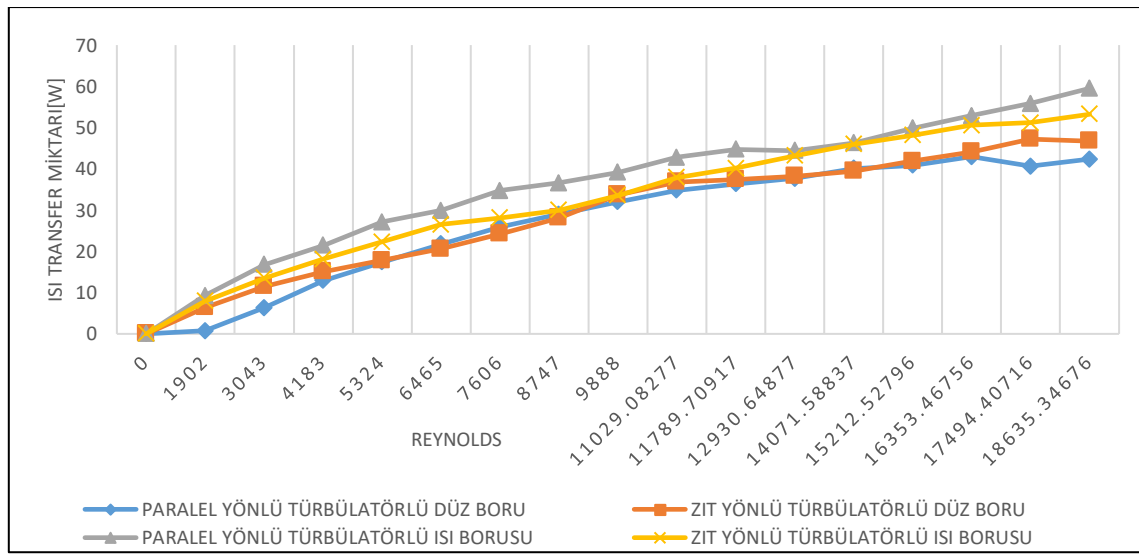
Farklı hava hızlarında ölçüm yapılan deneylerde paralel yönde akış sergileyen türbülantörlü ısı borusunun sıcaklık farkının yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Türbülantör kullanılması sıcaklık farkını etkilemiştir. Zıt akışlı türbülantörlü ısı borusunun verilerine bakıldığında farkın 27°C-34°C arasında olduğu görülmüştür. Grafikte buhar giriş sıcaklığı ile giriş sıcaklığı farkı arasında bir ilişki gözlemleyebiliriz. Bu ilişki genellikle doğrusal veya belirli bir eğilim gösterebilir. Yüksek buhar giriş sıcaklıklarında, giriş sıcaklığı farkının artması veya azalmasıyla ilgili belirgin bir eğilim olabilir. Şekil 7.11’de ısı eşanjöründe hava hızı-sıcaklık farkı grafiği gösterilmiştir.



Şekil 7.11. Isı eşanjöründe hava hızı-sıcaklık farkı grafiği

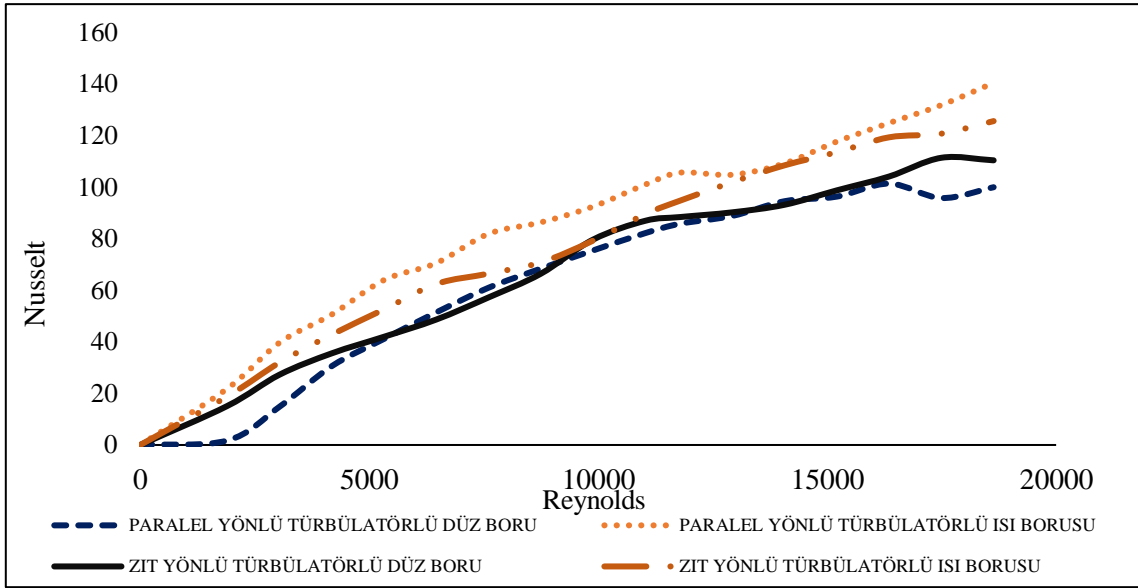
Paralel akışlı türbülantörlü düz boru kullanıldığı durumda sıcaklık farkının en düşük olduğu, hava hızı 2,0 m/s’den sonra 20°C-25°C arasında kaldığı, zıt akışlı türbülantörlü düz boru kullanıldığı durumda hava hızı 3,1 m/s’den sonra farkta azalmalar gözlenmektedir. Türbülantörsüz boru için değerlere bakıldığında randımsız değişimler gerçekleşmiş olup hava hızının en üst değerinde 1,7 m/s olduğu sıcaklık farkında artış görülmektedir. Türbülantörsüz boş boru ile karşılaştırıldığında zıt akışlı türbülantörlü ısı borusu kullanılması durumunda 0,8 m/s hızında %129 oranında, paralel akışlı türbülantörlü ısı borusu kullanılması durumunda aynı hava hızında %62 oranında sıcaklık farkı artışı olduğu hesaplanmıştır. Hava hızı 4,0 m/s olduğu durumda sıcaklık farkındaki verim zıt akışlı türbülantörlü boruda %170 oranında artış gözlenmiştir.

Şekil 7.12’de verilen grafiğe göre, artan Reynolds değerleri için ısı transfer miktarlarında da artış sağlanmaktadır. Paralel akışlı türbülantörlü ısı borusu ve zıt akışlı türbülantörlü düz boruların kullanılmasıyla ısı transfer miktarının belirlenen Reynolds değerlerinin türbülantörsüz boruya göre daha yüksek olduğu gözlemlenmektedir. Bütün durumlarda Reynolds değeri 18.635 olduğu durumda ısı transfer miktarının en yüksek değerlerine ulaşılmıştır. Reynolds değerlerinin tümünde paralel akışlı türbülantörlü ısı borusu kullanılması durumunda belirgin bir şekilde artış ile en yüksek ısı transfer miktarına ulaşılmaktadır.



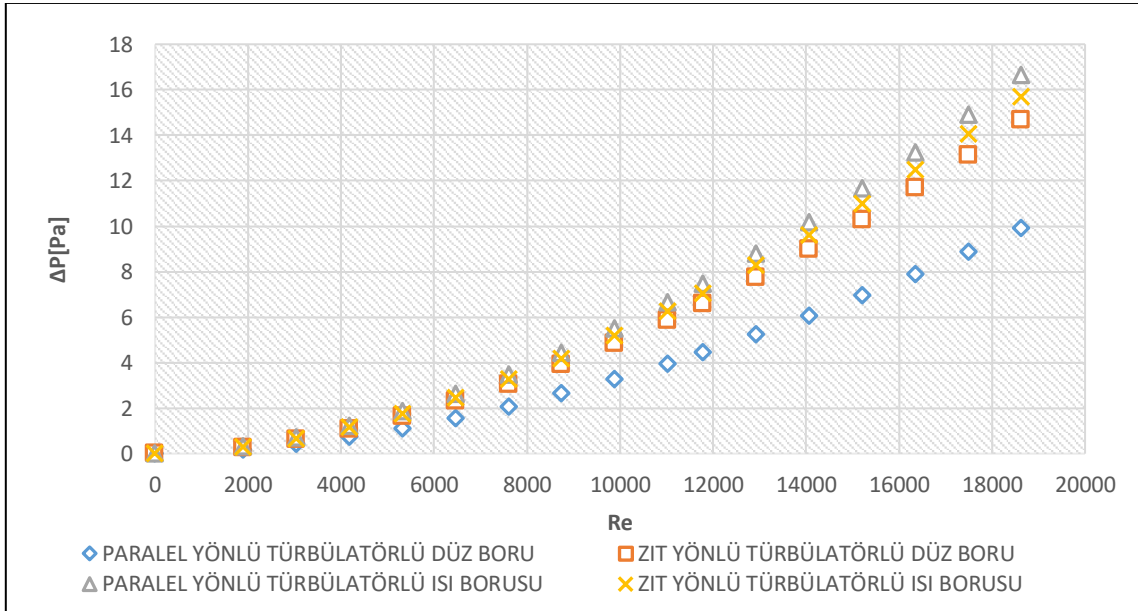
Şekil 7.12. Isı eşanjöründe ısı transfer miktarı- reynolds grafiği

Şekil 7.13’te verilen grafiğe göre, paralel akışlı türbülantörlü düz boru, zıt akışlı türbülantörlü düz boru, zıt akışlı türbülantörlü ısı borusu, paralel akışlı türbülantörlü ısı borusu şeklinde olan türbülantörlerin başta 5 adet sonda 5 adet olacak şekilde dizilmesiyle yapılan sistemde Nusselt sayısının Reynold sayısına göre değişimini veren grafikler oluşturulmuştur. Grafiğe bakıldığında Reynolds değerinin artmasıyla Nusselt sayısında da artış gözlemlenmektedir. Paralel akışlı ısı borusunda türbülantörlerin kullanılması halinde Nusselt sayısının belirlenen Reynolds değerlerin zıt akışlı türbülantörlü düz boru ile ısı borusunun diğer iki duruma göre daha yüksek olduğu görülmektedir. Türbülantörsüz boruya bakıldığında 7.606 reynolds nusselt değerinin en yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Reynolds değeri arttıkça nusselt sayısında azalmalar gözlemlenmiştir. Türbülantörlü ve türbülantörsüz boş boru ile karşılaştırıldığında yüksek Re sayılarında Nu sayısında belirgin bir artış vardır.



Şekil 7.13. Isı eşanjöründe nusselt–reynolds grafiği

Şekil 7.14'te verilen grafiğe göre ısı transferi artmasıyla basınç kaybında da artış gözlemlenmektedir. Yapılan tüm deneylerde de bu artış gözlenmiştir. En yüksek basınç kaybı değerinin paralel akışlı türbülantörlü ısı borusu gözlemlenmiştir. Paralel akışlı türbülantörlü düz borunun reynolds değerlerine göre basınç farkında diğer çalışmalara göre daha az bir fark görülmektedir.



Şekil 7.14. Isı eşanjöründe basınç farkı– reynolds grafiği

## SONUÇ VE ÖNERİLER

Isı borusu, yüksek ısı transferi kapasitesi olan bir ısı transfer cihazıdır. İçerisinde çalışma akışkanı bulunan bir tüp sistemi ile çalışır ve sıcaklık farkı olan bölgeler arasında ısıyı aktarır. Isı borusu, türbülans yaratma amacıyla kullanılan türbülatorlerle birlikte kullanılabilir. Türbülatorler, akışkanın içinde türbülans oluşturarak ısı transferini artırır. Bu türbülans, akışkanın içerisindeki sıcak ve soğuk bölgeler arasında daha hızlı karışım sağlar ve dolayısıyla daha etkili bir ısı transferi gerçekleşir. Isı borusu üzerindeki türbülatorler, akışkanın içerisinde hareketin yoğunlaşmasına ve karışmasına yardımcı olur. Farklı hava hızlarında ölçüm yapılmış olup paralel yönde akış sergileyen türbülatorlü ısı borusunun sıcaklık farkının yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Türbülator kullanılması sıcaklık farkını etkilemiştir. Paralel akışlı türbülatorlü düz boru kullanıldığı durumda sıcaklık farkının en düşük olduğu, zıt akışlı türbülatorlü düz boru kullanıldığı durumda hava hızı 3,1 m/s'den sonra farkta azalmalar gözlenmektedir. Türbülatorsüz boru için değerlere bakıldığında ani değişimler gerçekleşmiş olup hava hızının en üst değerinde 1,7 m/s olduğu sıcaklık farkında artış gözlenmektedir. Türbülatorsüz boş boru ile karşılaştırıldığında zıt akışlı türbülatorlü ısı borusu kullanılması durumunda 0,8 m/s hızında %129 oranında, paralel akışlı türbülatorlü ısı borusu kullanılması durumunda aynı hava hızında %62 oranında sıcaklık farkı artışı olduğu hesaplanmıştır. Hava hızı 4,0 m/s olduğu durumda sıcaklık farkındaki verim zıt akışlı türbülatorlü ısı borusunda %170 oranında artış gözlenmiştir.

Türbülatorlerin ısı borusu üzerindeki etkisi, ısı transferini artırarak daha verimli bir şekilde çalışmasını sağlamaktır. Bu da ısı borusunun daha hızlı bir şekilde ısıyı transfer etmesini ve daha geniş bir sıcaklık farkını dengelemesini mümkün kılar. Bu sayede, türbülatorler kullanıldığında, ısı borusunun performansı ve verimliliği artar. Ancak, türbülatorlerin kullanılmasıyla birlikte bazı dezavantajlar da beraberinde gelir. Örneğin, türbülatorlerin akışkanın içerisindeki basınç kaybını artırması mümkündür. Bu, sistemin enerji gereksinimlerini artırabilir. Ayrıca, türbülatorlerin yüksek hızlarda çalıştığı durumlarda, aşırı türbülans nedeniyle sistemde titreşim ve gürültü oluşabilir.

Genel olarak, hava geçiş hızı süreleri sıcaklık farkının da artabileceği veya azalabileceği gözlemlenebilir. Örneğin, daha yüksek hızlarda hava görülmesi, ısının daha hızlı bir şekilde transfer edilmesi ve sıcaklık farkının artması neden olabilir.

Bu durum diğerk faktörlerden de etkilenebilir, örneklmeleri açıklayan türbülätörlü ısı borusu veya türbülätörlü düz boru olması, beklemenin özellikleri ve borunun yapısı gibi değışkenlikler gösterebilir. Türbülätörlerle ilgili yapılan çalışmalar geniş alana yayılmaktadır ve çeşitli alanlarda gerçekleştirilmektedir. Türbülätör tasarımı ve optimizasyonu türbülätörlerin şekli, boyutu ve konumu gibi boyutları üzerindeki boyutları inceleyerek daha verimli türbülätör tasarımlarını belirlemeyi hedefler. Isı transferinde türbülätörler ısı transferindeki yollarını araştırarak, uzunluğunun içindeki sıcaklık profillerini optimize etmeyi amaçlar. Böylece, ısı aktarımını sağlamayı artırılabilir.

Grafik analizine dayanarak, buhar giriş sıcaklığı ile giriş sıcaklığı farkı arasındaki ilişkiyi daha iyi anlamak için diğerk faktörleri de göz önünde bulundurmanız önemlidir. Örneğın, hava hızı, akışkan özellikleri, geometri gibi diğerk değışkenlerin etkileri değerlendirilmelidir. Bu analiz, sistemin optimize edilmesi ve en iyi termal performansın elde edilmesi için önemli bilgiler sunabilir.

Türbülätörlerin enerjisini sonuna kadar artırmak amacıyla elde etmek için, süresinin uzamasını azaltacak ve enerji kayıplarını en aza indirecek türbülätör modelleri seçilmelidir. Sonuç olarak, türbülätörlerin kullanılması ısı borusu sisteminin performansını artırabilir, ancak enerji ve olumsuz yan etkileri göz önünde bulundurmak önemlidir. Tasarım ve uygulama aşamasında dikkatlice değerlendirilmeli ve sistemin spesifik ihtiyaçlarına uygun olarak seçilmelidir.

## KAYNAKLAR

- Alkaç, Ö., 1996, Isı Borusu Prensibinin Güneşli Su Isıtıcılarına Uygulanması, Yüksek Lisans Tezi, *Zonguldak Karaelmas Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Zonguldak*.
- Alizadeh E., Abed A. M., Zekri H., Smaism G. F., Celili B, Paşa P. And Ganji, D. D., 2023, April, Numerical investigation of the effect of the turbulator geometry (disturber) on heat transfer in a channel with a square section, *Alexandria Engineering Journal, Volume 69*, 383-402.
- Alt, N., Özbas, E. ve Çay, Y., 2010, Tek kanallı ısı borusu ile çok kanallı ısı borusu verimlerinin karşılaştırılması, *Teknolojik Uygulamalı Bilimler, 5 (4)* , 344-352.
- Arslan, G., 2007, Üç Kolonlu Titreşimli Isı Borusunun Matematiksel Modellenmesi ve Deneysel İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul*.
- Aslantaş, M. E. ve Demircan, T., 2021, Bir ısı borusunun akış ve ısı transfer karakteristiklerinin sayısal olarak incelenmesi. *Uluslararası Mühendislik Araştırma ve Geliştirme Dergisi, 13 (2)*, 600-611.
- Aygen, U. A., 2019, Rüzgâr Türbini Kanatlarında Türbülötör Kullanımının Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği İle Analizi, Doktora Tezi, Sakarya Üniversitesi, Sakarya.
- Bademci, N., 2017, Boru İçine Yerleştirilen Türbülötörlerin Isı Transferi ve Akış Karakteristiklerinin Sayısal Olarak İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, *Batman Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, Batman*.
- Bakır, G., 2023, Bir ısı borulu nükleer reaktörde ısı limitasyonlarının analizi, *Adıyaman Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi, 10 (19)* , 54-65.
- Baykara, Ş., 2019, Isı Değiştiricilerinde Konik Şekilli Türbülötörlerin Isı Transferi ve Basınç Kaybına Etkisinin Araştırılması, Yüksek Lisans Tezi, *Fen Bilimleri Enstitüsü, Fırat Üniversitesi, Elazığ*.
- Bese, U., 1988, Baca Gazları İçin Isı Borusu Tasarımı ve Optimizasyonu, Yüksek Lisans Tezi, *Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 97s.*, İzmir.
- Baysal, E., Solmaz, Ö., Ökten, M., ve Başeski, Y., 2021, İç içe borulu ısı değiştiricide zıt akışta türbülötör kullanımının basınç değişimine etkisinin sayısal olarak incelenmesi, *-Cezeri, 8(2)*, 817-826.
- Boukhanouf, R. and Haddad, A., 2006, Düz plakalı ısı borusu performansının kızılötesi termal görüntüleme kamerası kullanılarak deneysel olarak incelenmesi, *Uygulamalı Termal Mühendislik, 26*, 2148–2156.
- Boran, K., Daştan, F., Şahin, H. M., ve Aktaş, M., 2014, Isı eşanjörlerinde ısı transferi iyileştirme yöntemlerinin sayısal ve deneysel olarak incelenmesi, *Politeknik Dergisi, 17(4)*, 183-191.
- C.C. Silverstein, 1992, Soğutma ve ısı değişimi için ısı borularının tasarımı ve teknolojisi, 368., *Washington*.
- Çelik, H. S, Mehmet, U. Ç. A. R. ve Erbay, L. B., 2019, Bir şofben eşanjörünün boru iç yüzeylerine elips boşaltmalı kanatlı türbülötör eklenmesinin şofben verimine olan etkisi, *14. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, İzmir, 1149-1167*.

- Çengel, Y.A., 2011, Isı ve kütle transferi pratik bir yaklaşım, çeviri editörü Vedat Tanyıldızı, 3.Baskı, *Güven Bilimsel Kitabı*, Ankara.
- Çolak, S., 2012, Genetik Algoritma İle Gövde Borulu Isı Değiştiricisi Optimal Tasarımı, Yüksek Lisans Tezi, *Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul Üniversitesi*, İstanbul.
- Dağdevir, T, Keklikcioglu, O, Özceyhan, V. ve Güneş, S., 2020, Dairesel oyuntu ile ısı transferi iyileştirilmesi üzerine sayısal araştırma, *Mehmet Akif Ersoy Üniversitesi Uygulamalı Bilimler Dergisi*, 3(1), 19-31.
- Demiray, M., 2022, Farklı Malzemelerden Üretilen Türbülatorlerin Isı Kazancına Etkisinin Deneysel Analizi, Yüksek Lisans Tezi, *Batman Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü*, Batman.
- Demir, M.E., 2015, Üç Kolonlu Titreşimli Isı Borusunun Farklı Çalışma Basınçlarında Deneysel Olarak İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul.
- Deviren, H., 2019, Yeni Geliştirilen Türbülatorlerin Isı Değiştiricilerinde Isıl Verim ve Basınç Kaybı Üzerindeki Etkisinin Deneysel Olarak Araştırılması, Yüksek Lisans Tezi, *Batman Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Batman.
- Durmaz, M., 2007, Isı Geri Kazanım Isı Değiştiricilerinin Bilgisayar Yardımıyla Optimizasyonu, Doktora Tezi, *Fen Bilimleri Enstitüsü*.
- Durmuş, S., 2015, İç Soğutma Kanallarında Türbülator Kullanımının İncelenmesi ve Rans Temelli Türbülans Modelleriyle Benzetimi, Doktora Tezi, *Anadolu Üniversitesi*, Eskişehir.
- Ertan, U. (2019). Isı Değiştiricilerinde Yeni Geliştirilen Türbülatorlerin Isı Transferi ve Basınç Kaybına Etkisi, Yüksek Lisans Tezi, *Batman Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü*, Batman.
- Erzincanlı, S., 2019, Borularda Dalgalı Türbülatorlerin Isı Transferi Performanslarının Deneysel Olarak İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, *Fen Bilimleri Enstitüsü*.
- Dunn, P.D. and Reay, D.A., 1994, Heat pipes, Pergamon Press, 4. Edition, *Great Britain*.
- Genceli, O.,F., 2005, Isı değiştiricileri, *Birsen Yayınevi, İstanbul*.
- Göçücü, A., 2020, İki Fazlı Akışta Halka Türbülatorlerin Isı Transferine Etkisinin Deneysel İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, *Fen Bilimleri Enstitüsü, Atatürk Üniversitesi*, Erzurum.
- Güneş, S., Keklikcioglu, O., Dağdevir, T., ve Özceyhan, V., 2020, Thermal performance of a tube equipped with v-nozzle turbulator inserts, *Mehmet Akif Ersoy Üniversitesi Uygulamalı Bilimler Dergisi*, 2(1), 42-54.
- İlker, F., Karagöz, Ş., Yıldırım, O. and Sönmez, F., 2022, Experimental investigation of the thermal performance effects of turbulators with different fin angles in a circular pipe, *Erzincan University Journal of Science and Technology*, cilt 12(1) , 306-316.
- Kahraman, N., Sekmen, U., Çeper, B., ve Akansu, S. O., 2008, Boru içi akışlarda türbülatorlerin ısı transferine olan etkisinin sayısal incelenmesi, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 28(2), 51-59.
- Karahan, F., 2010, Duman Borulu Kazanlarda Yeni Geliştirilen Türbülatorler Kullanarak Isı Transferi ve Basınç Kaybının Araştırılması, Yüksek Lisans Tezi, *Fen Bilimleri Enstitüsü, Fırat Üniversitesi*, Elazığ.

- Karagöz, Ş., 2016, Ayrık Türbülötör Arkası Akış Alanının PIV ile İncelenmesi, Doktora Tezi, *Anadolu Üniversitesi*, Eskişehir.
- Karagöz, Ş., Çiltaş, S., Yıldırım, O., ve Erdoğan, S., 2019, Yatay borularda türbülötörlerin ısı transferine olan etkisinin deneysel araştırılması, *Erzincan Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Dergisi*, 12(1), 306-316.
- Launay, S., Sartre, V. ve Bonjour, J., 2007, Döngü ısı borusu çalışmasının parametrik analizi: bir literatür taraması, *Uluslararası Termal Bilimler Dergisi*, 46(7), 621-636.
- Markal, B. ve Aksoy, K., 2018, Yenilikçi soğutma teknolojileri, ısı boruları, *ISAS 2018*, Antalya.
- Moria, H., 2023, Simulation of various cross-section shapes of spring-wire as a turbulator for spiral-pipe, *Ain Shams Engineering Journal*, volume 14(9).
- Murer, S., Lybaert, P., Gleton, L. ve Sturbois, A., 2005, Minyatür bir ısı borusunun geçici davranışının deneysel ve sayısal analizi, *Uygulamalı Termal Mühendislik*, 25(16), 2566-2577.
- Sarı, O., 2019, Boru İçerisine Yerleştirilen Yeni Tıp Türbülötörün Isı Transferine Etkisinin Sayısal İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, *Fen Bilimleri Enstitüsü*, Bozok Üniversitesi, Yozgat.
- Sungur, B., ve Topaloğlu, B., 2018, Boru içine yerleştirilen konik türbülötör sayısının nümerik optimizasyonu, *Teknolojik Uygulamalı Bilimler*, 13(3), 208-218.
- Şahin, H. M., Dal, A. R., ve Özkaya, M., 2020, İç içe borulu yay tıp türbülötörlü bir ısı değiştiricisinin rmg k-ε türbülans modeli ile sayısal analizi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi Bölüm C: Tasarım ve Teknoloji*, 8(1), 64-78.
- Chen, SW, Chiu, WJ, Lin, MS, Kuo, FJ, Chai, ML, Lee, JD., ve Shih, C., 2017, Mikro kanal yapısının ve düz plakalı ısı borusunun 1d ve q2d termal direnç analizi, *Mikroelektronik Güvenilirliği*, 72, 103-114.
- Turgut, E., 2019, Dairesel kesitli türbülans üreticilerinin etkinlik ve ekserji analizi, *Fırat Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 31(2), 453-461.
- Turgut, E., 2020, Dairesel kesitli türbülans hizmetlerinin ısı performansının gidişatı, *Dicle Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Mühendislik Dergisi*, 11 (2), 481-490.
- Uğurlubilek, N., ve Uralcan, İ. Y., 2011, Halisel Türbülötörün Isı Geçmişine Etkisinin Sayısal İncelenmesi, *Osmangazi Üniversitesi Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 24(2), 71-84.
- Yakut, M.Z., 2007, Soğutucu Akışkan-Hava İle Çalışan Isı Değiştiricilerinin Teorik ve Deneysel İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, *Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Isparta.
- Yeşilata, B., 2007, Termo-akışkan sistemler ders kitapları serisi-2, *Isı Transferi*.
- Türk, A. 2021, Gövde borulu, iki geçişli, paralel akışlı ve boru üçgen dizilişli ısı değiştirici tasarımı, PROJE 2 RAPORU,
- Yıldız, Ş., 2007, İç İçe Borulu Isı Değiştirgeçlerinde Yaylı Türbülötörlerin Isı Transferi ve Basınç Kaybına Etkisi, Yüksek Lisans Tezi, *Fen Bilimleri Enstitüsü*, Fırat Üniversitesi, Elazığ.

- Yiğit, M., 2010, İç İçe Borulu Yay Tipi Türbülantörlü Bir Isı Değişiricisinde Türbülans Modelinin Isı Transferine Etkisinin İncelenmesi, Doktora Tezi, Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara.
- Wang, Z., Wang, R., Li, Z., Wang, M. and Wan, L., 2023, Numerical investigation on the effect of cylindrical turbulator on performance of corrugated plate-fin heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, volume 230, Part A.

## ÖZGEÇMİŞ KİŞİSEL BİLGİLER

**Adı Soyadı** : Helin YILDIZ  
**Uyruğu** : T.C.

## EĞİTİM

<b>Derece</b>	<b>Adı, İlçe, İl</b>	<b>Başlama/Bitirme Yılı</b>
Lisans	: Muğla Sıtkı Koçman Üniversitesi / Muğla	<b>2015-2016</b>
Lisans	: Batman Üniversitesi/ Batman	<b>2016-2019</b>
Yüksek Lisans	: Batman Üniversitesi / Batman	<b>2020-2023</b>

## İŞ DENEYİMLERİ

<b>Yıl</b>	<b>Kurum</b>	<b>Görevi</b>
2021-2022	Bilim Teknik Koleji / Batman	Öğretmen
2022- (...)	Sultangazi Mesleki ve Teknik Anadolu Lisesi/ İstanbul	Öğretmen

## UZMANLIK ALANI

Tesisat Teknolojisi ve İklimlendirme  
Yenilenebilir Enerji Sistemleri