

**T.C.
İNÖNÜ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**GAZ YAKITLI BİR KAZANDA FARKLI TİPTEKİ TÜRBÜLATÖRLERİN
TERMAL PERFORMANSA ETKİSİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Berna AKMEŞE

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Tarkan KOCA

MAYIS 2023

T.C
İNÖNÜ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

GAZ YAKITLI BİR KAZANDA FARKLI TİPTEKİ TÜRBÜLATÖRLERİN
TERMAL PERFORMANSA ETKİSİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Berna AKMEŞE
(36203618001)

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Tarkan KOCA

MAYIS 2023

İNÖNÜ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ MÜDÜRLÜĞÜ

Gaz Yakıtlı Bir Kazanda Farklı Tipteki Türbülatorlerin
Termal Performansa Etkisi

Tezi Hazırlayan: Berna AKMEŞE
Yüksek Lisans Tezi



TEŞEKKÜR VE ÖNSÖZ

Bu tez çalışmasının her aşamasında yardım, öneri, bilgi, tecrübe ve desteklerini esirgemedi beni her konuda yönlendiren danışman hocam Sayın Doç. Dr. Tarkan KOCA 'ya,

Çalışmalarında ve tüm hayatım boyunca benden desteğini esirgemeyen ve her daim yanımda olan eşim Cihangir AKMEŞE, annem Nebahat ÇERİ, ablalarım Figen ULAŞ ve Zeynep ÇERİ' ye,

Laboratuvar konusunda olanak sağlayan, MİMSAN ENDÜSTRİ KAZANLARI A.Ş.' ye,

teşekkür ederim.



ONUR SÖZÜ

Yüksek lisans tezi olarak sunduğum “Gaz Yakıtlı Bir Kazanda Farklı Tipteki Türbülatorlerin Termal Performansa Etkisi” başlıklı bu çalışmanın bilimsel ahlak ve geleneklere aykırı düşecek bir yardıma başvurmaksızın tarafımdan yazıldığına ve yararlandığım bütün kaynakların hem metin içinde hem de kaynakçada yöntemine uygun biçimde gösterilenlerden oluştuğunu belirtir, bunu onurumla doğrularım.

Berna AKMEŞE



İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR VE ÖNSÖZ	i
ONUR SÖZÜ	ii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	iv
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	v
SEMBOLLER VE KISALTMALAR	vii
ÖZET.....	viii
ABSTRACT	ix
1. GİRİŞ.....	1
2.KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	5
3.GENEL BİLGİLER	13
3.1 Kazanlar	13
3.2 Isı Değiştiriciler	18
3.2.1 Akışkan sayısına göre ısı değiştiriciler	19
3.2.2 Akış şekline göre ısı değiştiriciler	19
3.2.3 Isı geçiş mekanizmasına göre ısı değiştiriciler	21
3.2.4 Isı değişim biçimine göre ısı değiştiriciler	21
3.2.5 Yüzey yoğunluğuna göre ısı değiştiriciler.....	21
3.2.6 Tasarım (konstrüksiyon) özelliklerine göre ısı değiştiriciler.....	22
3.2.6.1 Borulu tip ısı değiştiricisi	22
3.2.6.2 Levhalı (plakalı) tip ısı değiştiricisi.....	24
3.2.6.3 Kanatlı yüzeyli tip ısı değiştiricisi	26
3.2.6.4 Rejeneratif tip ısı değiştiricisi.....	26
3.2.6.5 Karıştırmalı kaplarda ısı değişimi	27
3.3 Türbülatorler	27
4.MATERYAL VE YÖNTEM	29
4.1 Deneysel Yöntemler	29
4.1.1 Deneyde kullanılan kazan	29
4.1.2 Deneyde kullanılan türbülatorler	30
4.1.3.Deney setinde kullanılan ölçüm cihazları	34
4.2 Sayısal Yöntemler.....	37
5. BULGULAR VE TARTIŞMA	40
5.1 Deney Verileri	40
5.2 Analiz Verileri	52
6.SONUÇ.....	59
KAYNAKLAR.....	61
ÖZGEÇMİŞ	65

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 4.1 : Kazan etiket bilgileri.....	30
Çizelge 4.2 : PCE HVAC-2 özellikleri.	34
Çizelge 4.3 : Elektro manyetik debi ölçer cihazının teknik özellikleri	35
Çizelge 4.4 : TESTO 300 cihazının teknik özellikleri..	36
Çizelge 4.5 : Borulara girişte gazın sıcaklığı.	38
Çizelge 5.1 : 3. Geçiş borularına gelen gazın sıcaklığı... ..	41
Çizelge 5.2 : Reynolds sayısı 17100 iken elde edilen deney verileri.....	42
Çizelge 5.3 : Reynolds sayısı 31700 iken elde edilen deney verileri.....	42
Çizelge 5.4 : Reynolds sayısı 17100 iken elde edilen basınç verileri.	42
Çizelge 5.5 : Reynolds sayısı 31700 iken elde edilen basınç verileri.	43



ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1: İletim ile ısı transferi.....	2
Şekil 1.2 : Taşınım ile ısı transferi.	3
Şekil 1.3 : Işınım ile ısı transferi.	3
Şekil 3.1 : Alev borulu kazan.....	14
Şekil 3.2 : Su borulu kazan.	14
Şekil 3.3 : Dökme dilimli kazan.....	15
Şekil 3.4 : Çelik kazan.	15
Şekil 3.5 : Katı yakıtlı kazan.....	16
Şekil 3.6 : Sıvı yakıtlı kazan.	17
Şekil 3.7 : Gaz yakıtlı kazan	17
Şekil 3.8 : Paralel akışlı ısı değıştiricisi..	20
Şekil 3.9 : Ters akışlı ısı değıştiricisi..	20
Şekil 3.10 : Çapraz akışlı ısı değıştiricisi.....	20
Şekil 3.11 : Paralel akış	22
Şekil 3.12 : Ters akış	23
Şekil 3.13: Gövde- Boru tip ısı değıştiricisi	23
Şekil 3.14: Spiral borulu ısı değıştiricileri	24
Şekil 3.15 : Contalı levhalı tip ısı değıştiricileri	25
Şekil 3.16 : Lamelli levhalı tip ısı değıştiricileri	25
Şekil 3.17 : Spiral levhalı tip ısı değıştiricileri.	26
Şekil 3.18 : Kanatlı yüzeyli tip ısı değıştiricileri.. ...	26
Şekil 3.19 : Türbülator örnekleri	28
Şekil 4.1 : Deney seti	29
Şekil 4.2 : Kazan boyut bilgileri	30
Şekil 4.3 : 1 nolu türbülatorün tasarım parametreleri....	31
Şekil 4.4 : 2 nolu türbülatorün tasarım parametreleri....	31
Şekil 4.5 : 3 nolu türbülatorün tasarım parametreleri	32
Şekil 4.6 : 4 nolu türbülatorün tasarım parametreleri....	32
Şekil 4.7 : 5 nolu türbülatorün tasarım parametreleri. ...	33
Şekil 4.8 : 1-2-3 nolu türbülatorler.	33
Şekil 4.9 : 4 nolu türbülator	33
Şekil 4.10 : 5 nolu türbülator	34
Şekil 4.11 : Basınç ölçer... ..	34
Şekil 4.12 : Elektromanyetik debimetre	35
Şekil 4.13 : Anemometre	35
Şekil 4.14 : TESTO 300 cihazı	36
Şekil 4.15 : Deney düzeneği.	36
Şekil 4.16 : Solidworks Flow Simulation analiz bilgileri	38
Şekil 5.1 : Kazana su giriş sıcaklığı.	40
Şekil 5.2 : Kazan su çıkış sıcaklığı	41
Şekil 5.3 : Reynolds sayısı 31700 iken baca gazı çıkış sıcaklığı deney verileri....	43
Şekil 5.4 : Reynolds sayısı 17100 iken baca gazı çıkış sıcaklığı deney verileri	44
Şekil 5.5 : Reynolds sayısı 31700 iken baca gazı çıkış sıcaklığı analiz verileri....	45
Şekil 5.6 : Reynolds sayısı 17100 iken baca gazı çıkış sıcaklığı analiz verileri.	45
Şekil 5.7 : Baca gazı çıkış sıcaklığı verileri.	46

Şekil 5.8 : Re-ΔP verileri ...	47
Şekil 5.9 : Re-Verim verileri.	48
Şekil 5.10 : Re sayısı-h verileri.. ...	49
Şekil 5.11 : Re-Nu verileri. ...	50
Şekil 5.12 : Reynolds sayısı-f verileri. ...	51
Şekil 5.13 : Analiz-qA_{net} analiz verileri ...	52
Şekil 5.14 : Borular boş iken yapılan analiz verileri.	53
Şekil 5.15 : Kanatçık açısı 15° olan türbülator ile yapılan analiz verileri ...	54
Şekil 5.16 : Kanatçık açısı 20° olan türbülator ile yapılan analiz verileri ...	55
Şekil 5.17 : Kanatçık açısı 25° olan türbülator ile yapılan analiz verileri ...	56
Şekil 5.18 : Bükümlü tip türbülator ile yapılan analiz verileri.	57
Şekil 5.19 : Helisel tip türbülator ile yapılan analiz verileri ...	58



SEMBOLLER VE KISALTMALAR

$^{\circ}\text{C}$	: Sıcaklık
Q	: Debi
$\dot{V}$	: Hacimsel debi
H_u	: Alt ısı değer
η	: Verim
A	: Alan
V	: Hız
Re	: Reynolds sayısı
P	: Basınç
T	: Sıcaklık
h	: Isı taşınım katsayısı
k	: Isı iletim katsayısı
ν	: Kinematik viskozite
d	: Boru yarıçapı
Nu	: Nusselt sayısı
$\emptyset$	: Çap
$\dot{m}$	: Kütlesel debi
C_p	: Özgül ısı
ΔP	: Basınç farkı
f	: Sürtünme faktörü

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

GAZ YAKITLI BİR KAZANDA FARKLI TİPTEKİ TÜRBÜLATÖRLERİN TERMAL PERFORMANSA ETKİSİ

BERNA AKMEŞE

İnönü Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

65+IX sayfa

2023

Danışman: Doç. Dr. Tarkan KOCA

Teknolojinin ilerlemesi, nüfusun sürekli artması ve şehirleşmenin artması gibi faktörlerle birlikte enerji talebi de sürekli olarak yükselmektedir. Enerji talebinin artması ve enerji kaynaklarının yoğun şekilde kullanılması sonucunda enerji kaynaklarında giderek azalma gözlenmektedir. Bu sebepten dolayı insanlar enerjide tasarruf yoluna gitmişler ve çeşitli enerji kaynakları kullanmaya başlamışlardır. Bilim insanlarının dikkatini çeken bir konu olarak, enerji kayıplarını mümkün olduğunca azaltmak önem taşımaktadır. Isı enerjisi kayıplarını minimum düzeye indirmek, ısı transferi araştırmalarında önemli bir yere sahiptir. Enerjinin verimli kullanılması amacıyla, geniş bir kullanım alanına sahip olan ısı değiştiricileri üzerinde birçok çalışma yürütülmektedir. Yürütülen araştırmalarda, türbülator kullanımı önemli bir rol oynamaktadır. Türbülatorlerin kullanımıyla enerji tasarrufu elde edildiği gözlenmektedir.

Bu çalışmada 5 farklı tipte türbülator tasarlanmıştır. Tasarlanan bu türbülatorler doğalgaz yakıtlı kazanda test edilmiştir. 2 farklı Reynolds sayısı (31700-17100) baz alınmıştır. Yapılan deneysel çalışma ve Solidworks Flow Simulation analizi ile kazanda kullanılan türbülatore ve Reynolds sayısına bağlı olarak ısı performans araştırılmıştır. Çalışmaların sonucunda kanatçık açısı 25° olan ve Reynolds sayısı 31700 değerinde daha fazla ısı transferi yaptığı bulunmuştur.

Anahtar Kelimeler: Kazan, Türbülator, Isıl Performans

ABSTRACT

Master Thesis

EFFECT OF DIFFERENT TYPES TURBULATORS IN A GAS FIRED BILER ON THERMAL PERFORMANCE

Berna AKMEŞE

Inonu University
Graduate School of Nature and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

65+IX sayfa

2023

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Tarkan KOCA

With factors such as the advancement of technology, the continuous increase in population and the increase in urbanization, the demand for energy is constantly rising. As a result of the increase in energy demand and the intensive use of energy resources, a gradual decrease in energy resources is observed. For this reason, people have gone to the way of saving energy and have started to use various energy sources. As an issue that has caught the attention of scientists, it is important to reduce energy losses as much as possible. Minimizing heat energy losses has an important place in heat transfer research. In order to use energy efficiently, many studies are carried out on heat exchangers, which have a wide range of uses. In the research carried out, the use of turbulators plays an important role. It is observed that energy savings are achieved with the use of turbulators.

In this study, 5 different types of turbulators were designed. These designed turbulators were tested in a natural gas boiler. Based on 2 different Reynolds numbers (31700-17100). With the experimental study and Solidworks Flow Simulation analysis, the thermal performance was investigated depending on the turbulator used in the boiler and the Reynolds number. As a result of the studies, it was found that the fin angle was 25° and the Reynolds number was 31700 and transferred more heat.

Keywords: Boiler, Turbulator, Thermal Performance

1. GİRİŞ

Enerji, cismin iş üretebilme yeteneği olarak tanımlanabilmektedir. Enerji, canlıların yaşamını devam ettirebilmeleri için gerekli olan temel ihtiyaçlardandır. İnsanlar, enerji ihtiyacını karşılayabilmek için çeşitli kaynaklardan faydalanmaktadır. Enerji kaynakları yenilenebilen enerji kaynakları ve yenilenemeyen enerji kaynakları şeklinde iki gruba ayrılmaktadır. Yenilenebilir enerji, doğal kaynaklardan üretilir ve bu kaynaklara sürekli ulaşılabilir. Bu kaynaklara örnek olarak güneş, biyokütle, jeotermal, hidrojen, rüzgâr, dalga vs. verilebilir. Yenilenebilir enerjinin aksine sınırlı kaynağı olan enerji çeşitlerine yenilenemeyen enerji kaynağı denir. Bu kaynaklar; petrol, madenler, yeraltı kaynakları, doğalgaz, metaller vb. olarak sıralanabilir.

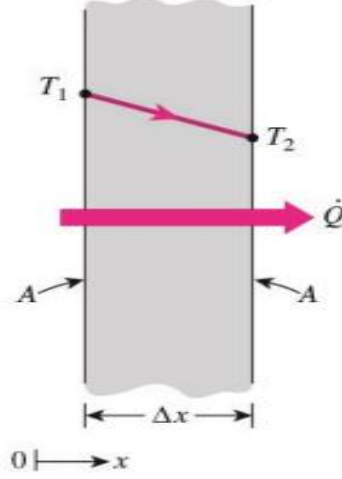
Türkiye'nin enerji gereksinimi; demografik etmenler, teknoloji ve sanayinin gelişmesi gibi sebeplerden dolayı her geçen gün daha da artmaktadır. Söz konusu etmenlerden dolayı enerji tüketiminde tasarruf tedbirleri alınmaya ve enerji kaynakları çeşitlendirilmeye çalışılmaktadır.

Isı transferi, farklı sıcaklıktaki iki veya daha fazla nesne arasında gerçekleşen enerji aktarımıdır. Isı transferi iletim, taşınım ve ışıyım yoluyla gerçekleşmektedir. Isı transferinin hepsinde sıcaklık farkı gereklidir ve hepsinde de ısı aktarımı yüksek sıcaklıktan düşük sıcaklığa doğru geçer.

İletim ile ısı transferi, temas halinde bulunan cisimlerde sıcaklık farkıyla sıcak bölgedeki moleküllerin soğuk bölgedeki moleküllere iletilmesi yoluyla meydana gelen ısı transferi yöntemidir. Termodinamiğin ikinci kanunu göre ısı yüksek sıcaklıktaki cisimden düşük sıcaklıktaki cisme doğru transfer edildiğini söylemektedir. İletimle ısı transferi çoğunlukla katı maddeler arasında gerçekleşmektedir. Gazlar ve sıvılarda da iletimle ısı transferi gerçekleşmektedir. Fakat gerçekleşebilmesi için gazların ve sıvıların moleküller arasındaki mesafenin büyük olmaması gerekmektedir. Isı iletim hızı;

- Sıcaklık farkına,
- Malzeme cinsine,

- Ortamın şekline,
- Malzeme ısı iletkenliğine,
- Malzeme kalınlığına bağı olarak değışmektedir.



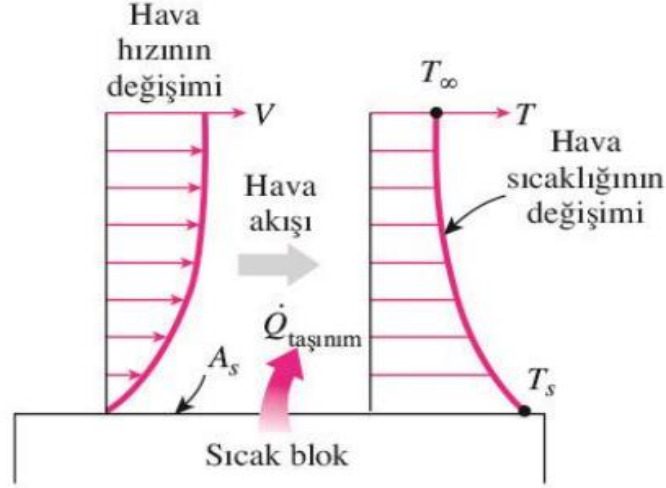
Şekil 1.1: İletimle ısı transferi.

Taşıymıla ısı transferi, katı ve akışkan arasında gerçekleşen ısı transfer yöntemidir. Hareket halindeki akışkan ile katı arasındaki sıcaklık farkıyla enerji aktarımı meydana gelmektedir. Akışkanın hızı taşıymıla ısı transferi miktarıyla doğru orantılıdır. Akışkan ne kadar hızlıysa taşıymıla ısı transferi de o kadar fazla olur.

Taşıymıla ısı transferini etkileyen etmenler;

- Akışkanın özelliğı,
- Akışkanın akış hızı,
- Sıcaklık farkıdır.

Taşıymıla ısı transferi doğal taşınım ve zorlanmış taşınım şeklinde ikiye ayrılmaktadır. Doğal taşınım ile ısı transferi sıcaklık farkı ile gerçekleşmektedir. Zorlanmış taşınım ise akışkan pompa, fan gibi ekipmanlarla akmaya zorlanarak gerçekleşmektedir.



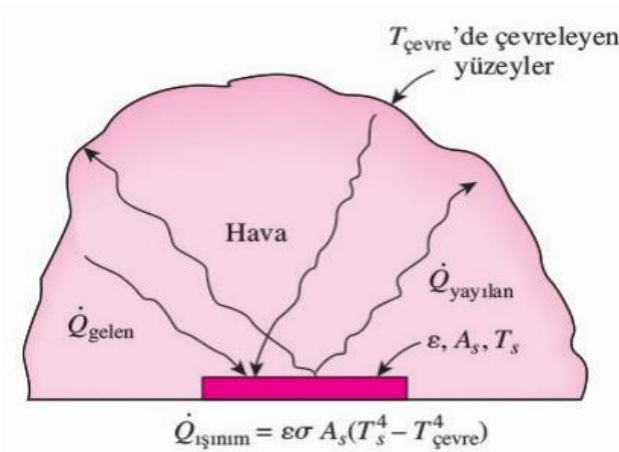
Şekil 1.2: Taşınım ile ısı transferi.

Işınım ile ısı transferi, elektromanyetik dalgalar ile oluşan ısı transferi yöntemidir. Katı, sıvı ve gazlar yüksek sıcaklıklarda elektromanyetik dalgalar şeklinde ısıyı hem yutarlar hem de yayarlar. Reel de, ışınlm ile ısı transferi en hızlı olanıdır ve boşlukta yayılmaz. Işınım ile ısı transferine örnek olarak Güneş'in yeryüzüne ulaşma şeklini verilebilir.

Işınım bir hacim olayıdır; her madde ışınlmı yayabilir, geçirebilir ve absorbe edebilir.

Net ışınlm, bir yüzeyin absorbe ettiği ve yaydığı ışınlm arasındaki fark olarak tanımlanan bir ısı transferidir. Absorbe edilen ışınlmın miktarı eğer yayılan ışınlmdan az ise yüzey ışınlm yoluyla enerji kaybediyordur.

Işınım çoğunlukla doğal taşınım ya da iletimin yanında önemli bir faktördür, ancak zorlanmış taşınımın yanında göz ardı edilir.



Şekil 1.3: Işınım ile ısı transferi.

Bu çalışmanın amacı doğalgaz yakıtlı bir kazanda değişik modellerde türbülötör kullanımının ısı transferine olan etkisini araştırmaktır. Çalışma deneysel olarak ve Solidworks

Flow Simulation ile analiz yapılarak gerçekleştirilmiştir. 2 farklı Reynolds sayısı (17100, 31700) ile çalışılmıştır. 5 farklı türbülator modeli kullanılmıştır. Sonuç olarak Reynolds sayısının değişiminin ısı transferine, basınç kaybına ve sürtünme faktörüne olan etkisi irdelenmiştir.



2.KAYNAK ARAŞTIRMASI

Yapılan literatür araştırmasında türbülator üzerinde yapılan çalışmalar irdelenmiş ve bu çalışmalarla ilgili özet bilgiler aşağıda verilmiştir.

Royds (1921), yaptığı çalışmada ısı transferinde türbülans kullanımının olumlu etkileri olduğunu ispatlamıştır. Royds, bu konuyla ilgili değişik tiplerde türbülatorlerle deneyler yapmıştır.

Smithberg ve Landis (1964), boru içerisine konulan, bükümlü tip dönme üreticisi kullanılarak ısı transferini incelemiştir. Araştırmacılar deneylerini hava ve su içinde gerçekleştirmişlerdir. Bükümlü tip dönme üreticisi kullanılmasıyla akış hız bölgesinin helisel ve akışın merkezinde girdap oluşturduğunu belirtmişlerdir. Bu oluşumların da ısı transferine olumlu yönde etkilerinin olduğunu belirtmişlerdir.

Zaherzadeh ve arkadaşları (1975), çalışmalarında türbülator ile eksen çevresinde dönüş yapan karıştırıcı paletleri tercih etmişlerdir. Deneyi yapanlar, düz paletleri iki plakanın arasına yerleştirmişlerdir. Kullandıkları türbülator borunun girişine konumlandırılmıştır. Yapılan deneyler sonucunda türbülator olursa eğer ısı transferinin %80 gibi bir oranda arttığını belirtmişlerdir.

Sparrow ve arkadaşları (1984), borudaki girdaplı havada türbülator kullanımının ısı transferine etkisini irdelemek için deneysel çalışma yapmışlardır. Türbülator kullanılması ile türbülator kullanılmaması durumunda ki ısı transferini karşılaştırma yapmışlardır. Sonuç olarak türbülator kullanıldığı zaman ısı transferinin daha çok gerçekleştiğini ve ısı transfer veriminde iyi sonuç verdiğini elde etmişlerdir.

Algifri ve arkadaşları (1988), bir borudaki türbülanslı akışın ısı transferini işlemişlerdir. Değişik tiplerde türbülator kullanarak ısı transfer katsayıları belirlenebilmesi için teorik olarak %7 ile %11'lik bir yaklaşım formülasyonu elde etmişlerdir.

Yıldız ve arkadaşları (1996), çalışmada çift borulu eşanjörlerin içteki borudan geçen akışkanın uyguladığı kuvvetle serbest dönen pervaneler ile basınç ve ısı transferi üzerindeki etkiyi deneysel çalışma yaparak incelemiştir. Deneylerini, 2500-15000 Reynolds sayısı aralığında yapmışlardır. Isı transfer oranlarını karşılaştırdıklarında pervane olmayan sistemde pervaneli sisteme göre yaklaşık olarak %250 daha iyi sonuç elde etmişlerdir. Sonuç olarak pervanelerin ısı transferinde etkili olduğunu saptamışlardır. Boş boru ile kıyaslandığında basınç

değerindeki düşüş, Reynolds sayısı ve pervane adedine göre %500 ile %1000 aralığında değiştiğini belirtmişlerdir.

Ranganayakulu ve arkadaşları (1997), paralel akışlı, çapraz akışlı kanat plaka, çapraz akışlı kanat boru, ters akışlı kanat plaka tipi eşanjörlerini; sonlu eleman yöntemiyle eşanjör duvarının iç kısmından uzunlamasına ısı transferine etkisinin analizini gerçekleştirmişlerdir. Eşanjörün farklı tasarımları ve çalışma koşullarında eşanjör etkinliği ve boyuna ısı iletiminden dolayı bozulmalar hesaplanmıştır. Elde ettikleri verilerinde, çapraz akışlı kanat plaka, çapraz akışlı kanat boru, ters akışlı kanat plaka tipi eşanjörlerinde, akışkanın performans oranı bire eşit olduğunda ve uzunlamasına ısı transferi gerçekleştiğinde önemli hale gelebileceğini göstermiştir.

Kotcioglu ve arkadaşları (1998), yaptıkları çalışmada dikdörtgen kesitli kanallarda kanatçık tipi girdap üreticilerini kullanarak ısı aktarını farklı Reynolds sayıları (3000-30000) ve türbülanslı akış ortamında deney yöntemiyle çalışmışlardır. Bu akış doğrultusundaki girdaplar, ısı transferini artırmıştır. Isı transferindeki artış ile beraber sürtünme katsayısının da arttığını gözlemlemişlerdir.

Uğur (2000), çalışmasında duman borulu kazanlarda değişik tiplerde türbülator teller kullanmıştır. Yaptığı deneysel çalışmada türbülator kullanımının verime ve enerji tasarrufuna olan etkisini incelemiştir. Sonuç olarak türbülatorün termal verime %10-12 arasında etkisi olduğunu belirtmiştir.

Bilen ve arkadaşları (2001), yaptıkları çalışmada dikdörtgen bir kanalda, sabit yüzey sıcaklığında ısıtma yüzeyini kanatlı oluşturarak ısı aktarımı ve basınç düşümündeki değişimleri incelemişlerdir. Deneylerinde silindirik kanatları düzenli ve düzensiz olarak yerleştirmişlerdir. Reynolds sayısını 3700-30000 aralığında seçmişlerdir. Yaptıkları çalışma sonucunda düzensiz yerleştirilen silindirik kanatçıklardaki ısı geçiş miktarının %33'e kadar çıktığını belirtmişlerdir.

Quadir ve arkadaşları (2002), yaptıkları çalışmada borulu telli ısı değiştiricilerini sonlu elemanlar yöntemini normal çalışma koşullarında analiz etmişlerdir. Yanılma payını en aza indirmek için Galerkin'in ağırlıklı kalıntı yöntemini kullanmışlardır. Soğutucu akışkanın ortam sıcaklığı, kütle akış oranı gibi değişkenlerin, ısı değiştirici içerisindeki boruların faz değişiminin başladığında ya da sonunda ki meydana getirecek değişiklikleri bilgisayar programı kullanarak incelemişlerdir. Sonuç olarak duyulur ya da gizli ısı transferinin gerçekleştiğini ve eldeki verilere göre başarıyla kullanılabileceğini belirtmişlerdir.

Kurtbaş ve arkadaşları (2004), yaptıkları çalışmada sabit ısı akısı uygulanan bakır borunun içine farklı tiplerde türbülatorler yerleştirmişlerdir. Türbülatorler farklı kanat açlarına sahiptir. Deneyler sonucunda, kanatların boruya olan açısı arttıkça ısı geçişi ve basınç kaybının arttığını belirtmişlerdir.

Yakut ve arkadaşları (2005), yaptıkları çalışmada delta tipli kanatçıklar kullanmışlardır. Kanatçıklarda üç farklı aç (30°,60°,90°), 3 farklı kanatçık yüksekliğı (8mm,12mm,16mm) 3 farklı kanatçık adımı (25mm,50mm,75mm) ve farklı Reynolds sayılarını kullanmışlardır. Taguchi deneysel tasarım yöntemi kullanmışlardır. Reynolds sayısının ısı transfer hızını etkileyen en önemli faktör olduğunu belirtmişlerdir. Kanatçık yüksekliğinin ise sürtünme faktörünü etkileyen en önemli etken olduğunu ortaya koymuşlardır.

Yıldız ve arkadaşları (2005), yaptıkları çalışmada katı yakıtlı kazan tasarımı yapmışlardır. Deney ile kazanın ısıl kapasitesini ve ısı verimliliğini bulmuşlardır. Yapılan deneyler ışığında kazanın ısıl kapasitesinin 46.51 kW ve kazanın ısıl veriminin de %77.11 olduğunu belirtmişlerdir.

Yamaner (2006), yaptığı çalışmada basit bir eşanjör deney düzeneğinde 3 farklı tip türbülator kullanmıştır. Yapılan deneyler sonucunda türbülatorlerin ısıl verimi %10-12 arasında artırdığını ifade etmiştir. Türbülator seçerken imalatının kolay olması, maliyetinin düşük olması ve bakımının kolay olması gibi etkenlerinde önemli olduğunu belirtmiştir.

Promvonge (2008), deneysel çalışmasında kare kesitli teller kullanmıştır. Kare kesitli tellerin ısı transferi üzerindeki etkilerini incelemiştir. Reynolds sayısını 5000-25000 aralığında almıştır. Deneyinde iki farklı yay da kullanmıştır. Deneyler sonucunda kare telli türbülator kullanımının, düz boruya göre ısı transferinde ve sürtünme kaybında artışa neden olduğunu belirtmiştir.

Kahraman ve arkadaşları (2008), çalışmalarında paslanmaz çelikten imal edilmiş türbülatorler kullanmışlardır. Değişken parametreleri olarak iki farklı kanatçık açıklığı, üç farklı kanatçık açısı kullanılmıştır. Yaptıkları çalışmalar sonucunda, boru içerisinde türbülator kullanılmasının her koşulda Nusselt sayısını artırdığını belirtmişlerdir. Türbülator kanatçık açısının ve kanatçık mesafesinin değişmesinin ısı transferini etkilediğini belirtmişlerdir.

Chiu ve Jang (2009), yaptıkları çalışmada farklı boru ekleri kullanarak ısı değıştiricisinin termal-hidrolik etkilerini deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Çalışmalarında delikli ve deliksiz plakalar kullanılmıştır. Plakalarda 3 farklı bükölme açısı ($\alpha = 15.3^\circ, 24.4^\circ$ ve 34.3°) kullanmışlardır. Deneylerdeki akışkan giriş hızları 3m/sn ile 18m/sn

arasındadır. Çalışmalar sonucunda düz plakaların ısı transfer katsayısını ve basınç düşüşünü değiştirdiğini sayısal değerlerle belirtmişlerdir.

İlyasoğlu (2009), yaptığı çalışmada bir kanala türbülatorleri 45° açı ile yerleştirilmiştir. Deneylerde kare kesitli kanal kullanılmıştır. Reynolds sayısını 8500-28500 arasında almıştır. Yapılan deneyler sonucunda basınç kayıplarıyla elde edilen sürtünme kaybı, düz kanala oranla 11 kat olduğu görülmüştür.

Eren ve arkadaşları (2010), yaptıkları çalışmada dairesel helezon türbülatorlerin ısı transferine olan etkilerini incelemişlerdir. Yaptıkları çalışma sonucunda artan yay çapı, yay sayısı ve eğim açısının, düz boş bir borunun sonuçlarına nispeten ısı transferinde 1.5-2.5 katı gibi önemli bir artışa neden olduğunu belirtmişlerdir.

Fan ve arkadaşları (2011), yaptıkları çalışmada konik şerit türbülatorleri boru içerisine yerleştirerek sayısal simülasyon ile basınç kaybını ve ısı transferi incelemişlerdir. Yaptıkları çalışmada değişken parametreler eğim açısı ve türbülatorler arasındaki mesafeyi kullanmışlardır. Yapılan çalışma neticesinde Nusselt sayısının yaklaşık olarak 5 kat arttığını ve sürtünme faktörünün de yaklaşık olarak 10 kat arttığını belirtmişlerdir.

Turgut ve arkadaşları (2012), yaptıkları çalışmada eş merkezli ısı değiştiricisinde enjeksiyon tipli türbülatorler kullanmışlardır. Çalışmayı Taguchi metodunu kullanarak yapmışlardır. Farklı açı, sayı ve çaptaki enjektör tipli türbülatorler kullanarak basınç kaybı ve ısı transferi üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Yapılan deneysel ve sayısal çalışmalarının sonuçlarının birbirleri ile uyumlu sonuçlar verdiğini belirtmişlerdir.

Guo ve arkadaşları (2013), yaptıkları çalışmada türbülanslı akışta konik ve bir koniğin çeyreğini meydana getiren konik türbülator kullanılmasının daha fazla ısı transfer artışı sağladığını belirtmişlerdir. Şerit boru eklerinin ısı transferine etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Yapılan deneysel çalışma sonucunda konik türbülator kullanılmasının daha fazla ısı transfer artışı sağladığını belirtmişlerdir.

Terhan (2014), bu çalışmasında yakıtı doğalgaz olan kazanda, baca gazındaki duyulur ve gizli enerji kayıplarının geri elde edilmesini araştırmış ve gizli enerjinin tekrar kazanılması için baca gazında bulunan su buharının yoğunlaşması olayını incelemiştir. Çalışmasında ekonomizer ve hava ön ısıtıcısı gibi ekipmanların seçiminin ekonomik, ekserji ve enerji analizlerini yapmıştır. Yapılan analizler sonucunda yoğunlaşmalı ekonomizer ile elde edilen veriler belirtilmiştir.

Zarea ve arkadaşları (2014), yaptıkları çalışmada çapraz akışlı plakalı kanatlı ısı değiştiricisinde Arı Algoritmasının (BA) uygulamasını incelemişlerdir. Kanatlar arası mesafe, kanat yüksekliği, kanat kalınlığı, soğuk ve sıcak akış uzunluğu gibi değerler değişken parametresi olarak ele alınmıştır. Elde ettikleri değerleri literatürle karşılaştırmışlardır.

Rao ve arkadaşları (2015), yaptıkları çalışmada küresel gamzeler ve gözyaşı gamzeleri biçiminde olan oyuntular açılarak bu çukurların kanallarda türbülanslı akıştaki ısı transferini araştırmışlardır. Yapılan deneysel ve sayısal analizler sonucunda gözyaşı gamzeleri çukurların küresel gamzeli çukurlara oranla ısı transferini daha fazla artırdığını gözlemlemişlerdir.

Pusat (2016), araştırmasında bükümlü plaka modeli türbülatorü, çift borulu eş eksenli bir ısı değiştiricisinin içerisine yerleştirmiştir. Yaptığı deneysel çalışmasında türbülator kullanılımasının ısı aktarımına, basınç kaybına, ekserji kaybına etkisini ve NTU değişimini incelemiştir. Elde ettiği veriler sonucunda, plakanın kalınlığının artmasının entropi oranını da artırdığını, etkinlikte bir değişiklik olmadığını ve ekserji kaybını arttırdığını bulmuştur.

Khoshvaght ve arkadaşları (2016), yapmış oldukları çalışmada çeşitli akışkanların olduğu ısı değiştiricisinde bükümlü plakalı tip ısı eşanjörleri kullanarak ısı transferi değişimini incelemişlerdir. Deneysel çalışmalar sonucunda bükümlü plaka kullanımının ısı transferini arttırdığını belirtmişlerdir.

Pandey ve arkadaşları (2016), yaptıkları çalışmada dikdörtgen kesitli bir kanalın yutucu yüzeyi yay şeklinde boşluklar ile pürüzlendirmiş ve ısı transferi ve sürtünme faktörünü incelemişlerdir. Yaptıkları deneyler ışığında pürüzlendirilmiş kanaldaki ısı transferi ve sürtünme faktörünün düz kanala oranla daha yüksek olduğu bulunmuştur.

Kapan (2016), yaptığı çalışmasında çift borulu ısı değiştiricisinin içine yay tipi türbülator kullanarak ısı transferi ve basınç düşüşü üzerindeki değişiklikleri araştırmıştır. Tasarım parametresi olarak türbülatorün hatvesi, telin kalınlığı ve telin uzunluğunu kullanmıştır. Reynolds sayısı 30000 ile 80000 aralığında tutulmuştur. Sonuç olarak Re sayısı arttıkça sürtünme faktörünün azaldığını, yay kalınlığı arttıkça sürtünme faktörünün arttığını belirtmiştir.

Aköz ve arkadaşları (2016), yaptıkları çalışmada ANSYS—FLUENT yöntemini kullanarak kritik üstü açık kanal akımının analizini yapmışlardır. Yapılan sayısal hesaplamada türbülanslı akımın özelliklerinin belirlenmesinde Large Eddy ve Realizable k- ϵ tabanlı Detached Eddy Simülasyonu kullanılmışlardır. Ağ Yakınsama İndeksini kıstas olarak kullanılmışlardır ve hesaplama yanılmasının % 2'nin altında kaldığını ifade etmişlerdir. Sonuç

olarak türbülansın maksimum olduğu bölge olarak katı sınıra yakın yer olarak belirtmişler ve serbest yüzeye doğru ilerledikçe türbülansın azaldığını belirtmişlerdir.

Bademci (2017), tarafından bu çalışmada, plaka tipi türbülatorler ve bu plakalar üzerine açılmış farklı kanatçık açıları ve farklı adımlar kullanılarak numerik çalışma yapılmıştır. Türbülatorleri borunun iç kısmına dizmiştir. Çalışmasında basınç kayıpları, ısı transfer miktarları ve sürtünme özelliklerini araştırmıştır. Çalışma ışığında türbülator olması durumunda olmamasına oranla %208 değerinde ısı transferinde artış meydana geldiğini belirtmiştir.

Muthusamy ve Srihar (2017), yaptıkları çalışmada tuzdan arınma sisteminin verimini artırmak amacıyla deneylerine türbülator eklemişlerdir. Türbülatorlerin eklenmesiyle sistemde ekserji ve enerji verimliliğinde önemli bir gelişme ile enerji tasarrufu gerçekleştiğini belirtmişlerdir.

Celik ve arkadaşları (2018), yaptıkları çalışmada akış içine türbülatorleri zikzak şeklinde yerleştirerek Taguchi-Gri yönteminin kullanılmasıyla inceleme yapmışlardır. Deneyisel çalışmalarında türbülatorlerin en yüksek noktaları arasındaki mesafeyi dikkate almışlardır. Kullanılan bu metotla performans özelliklerini ve en uygun tasarım değişkenlerini saptamışlardır.

Yardımcı (2018), bu çalışmada dairesel şerit şeklindeki türbülatorleri eş eksenli ısı değiştiricisinin içine yerleştirmiştir. Tasarım parametresi olarak türbülatorlerin aralarındaki açıklık, kalınlık, çap ve yerleşim sıraları dikkate almıştır. Deneyin gerçekleştirilebilmesi için Taguchi Deneyisel Tasarım yöntemi kullanılmıştır. Yapılan deneyler sonucunda türbülatorlerin ısı transferine, basınç kaybına, ekserji kaybına ve etkinlik ile ilgili etkilerini bulmuştur.

Karagöz ve arkadaşları (2019), bu çalışmada borunun iç kısmına kanatçıklar arası üç değişik mesafe ve üç değişik kanatçık açısını olan türbülatorler yerleştirilmiştir. Yaptıkları deneyisel çalışma ışığında elde edilen veriler boş boru ile karşılaştırıldığında boş boruya oranla sürtünme katsayısında gözle görülür artış meydana geldiğini bulmuşlardır.

Ertan (2019), yaptığı çalışmada türbülatorleri değişik konfigürasyonlar da iç içe borulu ısı değiştiricilerine yerleştirmiştir. Deneylerini Reynolds sayısının 5000 ile 30000 arasında 6 farklı değer kullanmıştır. Sonuç olarak Reynolds sayısı 30000 için türbülatorün 4.5 cm adımıda, beş adet ve giriş bölümünde olduğunda ısı transferi ve basınç kaybının en yüksek noktada olduğunu bulmuştur.

İsmail ve arkadaşları (2020), bu çalışmada akışkanının hava olduğu güneş kolektöründe ısı transferine etkileyen parametreleri iki farklı kanatçık modeline sahip türbülátörler kullanmışlardır. Deneyde Taguchi metodu kullanılmıştır. Isı transferin en fazla olduğu zamanın Reynolds sayısının 5000, Tip-II ve kanatçık açısının 25° olduğu sonucuna varmışlardır.

Turgut (2020), bu çalışmada, iç içe iki borudan meydana gelen ısı değıştiricisinin içerisine kesiti dairesel olan türbülátörler yerleştirmiştir. Türbülátörün ısı transferinde ve basınç kaybında meydana gelen değışimleri araştırmıştır. Yapılan çalışmada değışken parametreler türbülátörler arası uzaklık, Reynolds sayısı, türbülátörde ki delik adedi ve delik çapı değeri baz alınmıştır. Yapılan çalışma sonucunda Reynolds sayısındaki artış ısı transferini artırdığını belirtmiştir. Reynolds sayısı artarken ısı performansın azaldığını bulmuştur. Bu sonuçlara bağı olarak enerji tasarrufu açısından türbülátör tasarımının kullanılabilir olduğunu belirtmiştir.

Şahin ve arkadaşları (2020), yapmış oldukları çalışmada eş merkezli iç içe geçmiş borulardan oluşan eşanjörde, ısı transferinin optimizasyonu ve sürtünmenin etkilerini ortaya koymak için yay tipindeki türbülátörler ile çalışmışlardır. Numerik analizini RNG k- ϵ modeliyle gerçekleştirmişlerdir. Bu analizlerde; RNG-Standard wall function, RNG-Non-Equilibrium wall function ve RNG-Enhanced wall treatment modelleri kullanılmıştır. Deneysel ve numerik analizlerin ışığında en optimal sonuçları RNG-Standard wall function türbülans modelinin verdiğini bulmuşlardır.

Fırat ve arkadaşları (2021), çalışmalarında farklı kanatçık açlarına sahip türbülátörlerin deneysel olarak ısı transferi ve sürtünme faktörü üzerindeki etkileri üzerine araştırma yapmışlardır. İlgili çalışma, Reynolds sayısının 7223 ile 10043 arasındaki değerlerinde gerçekleştirilmiştir. Kullanılan türbülátörlerin kanatçık açıları 10° ile 20° şeklinde kullanılmıştır. Reynolds sayısı 7223 ve 20° açılı kanatçıklı türbülátör de optimal ısı transferi neticesine ulaştıklarını ifade etmişlerdir. Yapılan çalışmada, 20° açılı kanatçıklı türbülátörün ısı iyileştirme faktörünün, 10° açılı türbülátöre göre 1.037 kat daha yüksek olduğunu tespit etmişlerdir.

Izadi ve arkadaşları (2023), çalışmalarında ısı eşanjörlerinde türbülátör kullanılmasının basınç ve ısı transferi üzerindeki etkisini sayısal olarak araştırmışlardır. Isı eşanjöründe nanoakışkan kullanmışlardır. Sonuç olarak Reynolds sayısı 7000 olduğu zaman ısı transfer katsayısının %11,91 arttığını bulmuşlardır.

Alizadeh ve arkadaşları (2023), çalışmalarında kare kesitli kanallarda türbülátör kullanılmasının ısı transferine olan etkisini araştırmışlardır. Ansys Fluent programını

kullanmışlardır. Reynolds sayısı arttıkça Nusselt sayısının da arttığı sonucunu bulmuşlardır. Sonuç olarak türbülator kullanılmasıyla ısı transferi miktarının arttığını belirtmişlerdir.

Bu çalışmada, ısı transferini iyileştirmek için boru içine türbülator yerleştirme yöntemi uygulanmıştır. Çalışma deney ve analiz yapılarak gerçekleştirilmiştir. Farklı türbülator tiplerinin kullanıldığı doğalgaz yakıtlı kazanda, ısı transferindeki değişimler araştırılmıştır. 2 farklı Reynolds sayısı (17100, 31700) ile çalışılmıştır. 5 farklı türbülator modeli kullanılmıştır. Elde edilen veriler grafikler halinde verilmiştir. Sonuç olarak Reynolds sayısının artmasıyla Nusselt sayısının arttığı, basınç farkının arttığı ve sürtünme faktörünün azaldığı bulunmuştur.



3.GENEL BİLGİLER

3.1 Kazanlar

Kazan, içinde bulunan yakıtın yanmasıyla birlikte oluşan enerjisini sistemde bulunan akışkana aktaran ekipmandır. Yanan yakıtın kimyasal enerjisini ısı enerjisine dönüştürür. Yanma sonucu oluşan ısınn hepsini içerisinde bulunan diğer akışkana iletemezler. Aktarılmayan ısınn bir bölümü kazanın kendi yüzeyinde kalırken diğer bir bölümü de baca gazı ile atmosfere atılmaktadır. Kazanlarda ısı transferi;

- Katı ve sıvı yakıtlı kazanlarda radyasyonla,
- Gaz yakıtlı kazanda konveksiyonla oluşmaktadır.

Isı transferi geçiş yönteminden kaynaklı olarak katı ve sıvı yakıtlı kazanda ocak hacmi büyük olurken gaz yakıtlı kazanda ocak hacmi küçük olmaktadır.

Isının etkisiyle su buhara dönüşmektedir. Su kaynağında su ve buhar aynı sıcaklığa ulaştığında ki sıcaklığa "doygunluk sıcaklığı" denmektedir. Bir sıvı kaynağında sabit basınç altında buharlaşmayı gerçekleştirmek için ısı verilmelidir. Verilen ısıya "gizli ısı" veya "buharlaşma ısısı" denilir. Eğer üretilen buhar kaynama sıcaklığındayken su bulundurmuyorsa "kuru doymuş buhar", su bulundurmuyor ise "ıslak buhar" terimi kullanılır.

Kazandan enerji tasarrufu sağlayabilmek için;

- Kullanım alanı göz önüne alınmalıdır.
- Tesisat seçimi uygun olmalıdır.
- Otomatik kontrol uygulamaları kullanılmalıdır.
- Düzenli olarak periyodik bakım sağlanmalıdır.
- Hava yakıt oranı uygun olarak ayarlanmalıdır.
- Hava yakıt karışımının tutuşma sıcaklığının çok daha fazla üstünde bir sıcaklığa ulaşarak gaz fazında yanmış olması gerekmektedir.
- İstenilen ısınn elde edilebilmesi için yeterli yüzey ve ocak hacmine uygun olarak tasarım yapılmalıdır.

Kazanlar iki ana modele ayrılır. Bunlar; alev borulu kazan ve su borulu kazandır.

Alev borulu kazanlarda, ısı transferi suyla çevrili borular aracılığıyla sağlanır ve bu borular içinden sıcak yanma gazları geçer. Buhar ile su aynı bölgede olur. Dramın üst kısmından buhar çıkışı olur. Kazan hacminin %25'i buhar kalan kısmı da su olacak şekilde tasarlanırlar. Elde edilen buharın sıcaklığı ve basıncı düşüktür. Şekil 3.1'de alev borulu kazan örneği görülmektedir.



Şekil 3.1: Alev borulu kazan.

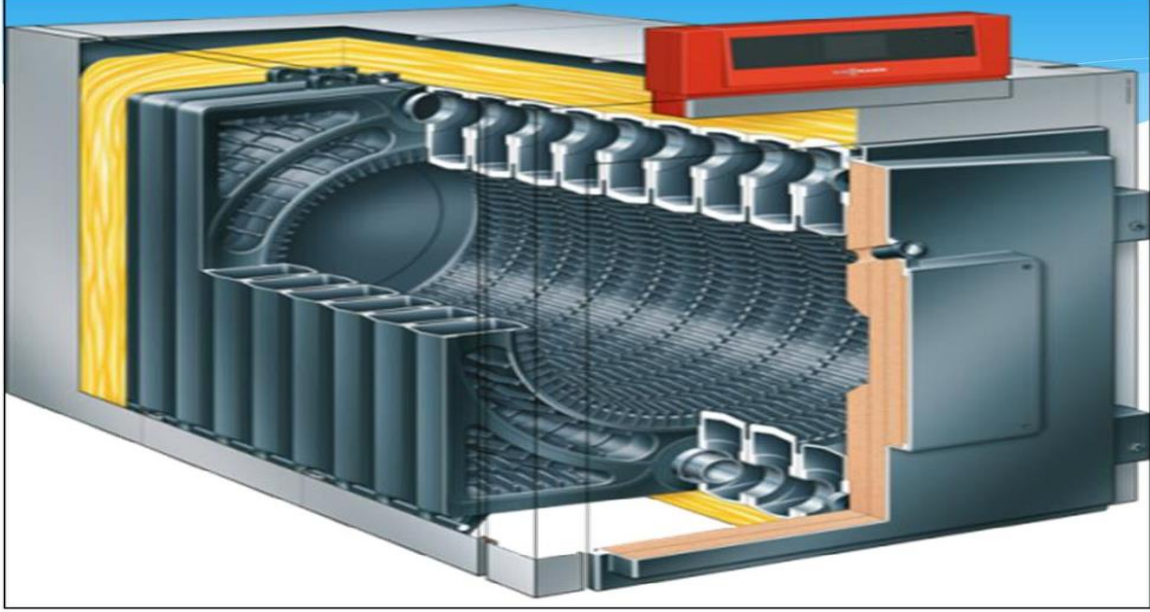
Su borulu kazanlarda yanma odası, buhar ile suyun bileşiminin dolaştığı tüplerle sarılıdır. Sanayide kapasite ve basınç olarak yüksek değerler istenilen yerlerde kullanılırlar. Katı, gaz ve sıvı yakıtlar yakılabilir. Dram ve borular kazanın su hacmini oluşturur. Şekil 3.2'de su borulu kazan örneği görülmektedir.



Şekil 3.2: Su borulu kazan.

Kazanların üretiminde kullanılan malzeme türüne göre dökme dilimli ve çelik olmak üzere ikiye ayrılır.

Dökme demirden dilimler şeklinde üretilen kazana dökme dilimli kazan denir. Dilimleri birbirine eklemek için nipel kullanılır. Katı, sıvı, gaz ve sıvı gaz karışımının yakabilecek biçimde üretilirler. Şekil 3.3'te dökme dilimli kazan örneği görülmektedir.



Şekil 3.3: Dökme dilimli kazan.

Çelik malzemeden kaynak yapılarak üretilen kazanlara çelik kazanlar denir. Bu kazanlar merkezi ısıtma için kullanılır. Katı, gaz ve sıvı yakıtlar yakabilirler. Şekil 3.4'te çelik kazan örneği görülmektedir.



Şekil 3.4: Çelik kazan.

Kazanlar biçimleri bakımından yarım silindirik, tam silindirik ve prizmatik paket kazan olmak üzere üçe ayrılır. Kazanlar ısıtan akışkanın türüne göre; sıcak sulu, kaynar sulu ve buharlı kazanlar olmak üzere üçe ayrılır. Kazanlar yakılan yakıtın cinsine göre katı yakıtlı kazanlar, sıvı yakıtlı kazanlar ve gaz yakıtlı kazanlar olarak üçe ayrılırlar.

Katı yakıtlı kazanlarda üretilecek enerji katı yakıt yakılarak elde edilmektedir. Katı yakıtlı kazanlar genellikle doğalgazın bulunmadığı yerlerde kullanılmaktadırlar. Kömür, odun, talaş gibi yakıtlar kullanılmaktadır. Yanma olayının daha iyi olabilmesi için genellikle kazanın ön kısmına fan bağlanır. Katı yakıtlı kazanların dezavantajları; yakıt depolama alanı gerektirmesi, bakımının kısa sürelerde tekrarlanması ve çevreye verdiği zararlar söylenebilir. Şekil 3.5'te katı yakıtlı kazan örneği görülmektedir.



Şekil 3.5: Katı yakıtlı kazan.

Sıvı yakıtlı kazanlarda fuel oil, motorin, gaz yağı gibi yakıtlar kullanarak enerji elde ederler. Yakıt depolamak alanları olması gerekmektedir. Kullanılan yakıtlarda donma olayı olabileceği için depolama alanının ve boruların yalıtımları yapılmış olmalıdır. Katı yakıtlı kazanlara oranla verimleri daha iyidir. Şekil 3.6'da sıvı yakıtlı kazan örneği görülmektedir.



Şekil 3.6: Sıvı yakıtlı kazan.

Doğal gaz yakıtlı kazanlarda enerji doğal gazdan elde edilir. Katı ve sıvı yakıtlı kazanlardaki ocak sıcaklığı doğal gaz yakıtlı kazanlara göre daha düşük olmaktadır. Verimi katı ve sıvı yakıtlı kazanlara göre daha yüksektir. Son yıllarda, çevresel ve biyolojik etmenlerden dolayı kazanlarda doğalgaz kullanımında bir artış gözlenmektedir. Doğal gazın kimyasal yapısının büyük bir kısmını metan (CH_4) oluştururken, propan (C_3H_8), bütan (C_4H_{10}), etan (C_2H_6) ve karbondioksit (CO_2) elementlerde bulunmaktadır. Doğal gazın herhangi bir kokusu ve rengi yoktur. Başka fosil yakıtlar ile karşılaştırıldığında çevreyi kirletici emisyonları daha azdır. Şekil 3.7’de gaz yakıtlı kazan örneği görülmektedir.



Şekil 3.7: Gaz yakıtlı kazan.

3.2 Isı Değiştiriciler

Isı değiştiricileri, birbirine karışmayan ve sıcaklık farkları olan akışkanlar arasındaki ısı iletimini gerçekleştiren ekipmanlardır. Isı değiştiricilerin kullanım alanı oldukça geniştir. Termik santraller, ısıtma, taşıtlarda, demir elik endüstrisi, ilaç endüstrisi, soğutma tesisatları vb. Örnekler verilebilir. Kullanım alanlarına göre farklı modellerde üretimleri tasarlanabilmektedir.

Isı değiştiricilerinde ısı taşınım katsayısının yüksek olması istenilmektedir. Isı değiştiricilerinde, boruların iç kısmından yüksek basına sahip olan gazlar geçerken borunun dış kısmından basıncı daha dışuk olan gaz geçmektedir. Bu sayede borunun iç kısmında ki ısı taşınım katsayısı dış kısmına göre büyük olur. Boruların dış kısmındaki ısı taşınım katsayısını arttırabilmek için borunun üstünde çapraz akış uygulaması yapılabilir.

Isı transferini iyileştirebilmek gayesiyle birçok alternatif metot geliştirilmiştir. Bu metotlar aktif metotlar ve pasif metotlar olmak üzere ikiye ayrılmaktadır. Bu metotlardaki gaye ısı taşınım katsayısı değerini arttırabilmektir. Isı taşınım katsayısının arttırılması için türbölanslı bir akış oluşturmak gerekmektedir. Akışta türbölans fazlalaştıça ısı geçişi de buna bağlı olarak artış gösterecektir. Aktif metotta dışarıdan bir enerji uygulanırken pasif metotta herhangi bir enerji uygulaması yoktur. Aktif metotta yüzey döndürölmesi ve yüzey titreşimi gibi işlemler yapılırken; pasif metotta yüzey yalnızca işleme yapılmaktadır.

Isı değiştiricilerinde çoğunlukla, katı duvar ile ayrılarak iki akışkanın dolaşımını içermektedir. Isı ilk başta sıcak olan akışkandan taşınım ile duvara iletilir, duvardan da iletim ve taşınım yoluyla soğuk akışkana aktarılır. Işınımın etkileri çoğunlukla taşınım ısı transferi katsayılarına dahil edilir.

Isı değiştiricilerinde verimlilik, zamanla ısı iletiminin olduğu yüzeylerde tortu birikimiyle gitgide kötüleşir. Biriken tortular, ısı transferine ekstra direnç olur ve ısı transferinin hızının dışmesine neden olmuş olur. Kirlenmeyi önlemek için düzenli temizliğin yapılması gerekmektedir.

Isı değiştiricileri çoğunlukla, çalışma koşullarında olmadan uzun süre çalışırlar. Bundan dolayı, sürekli akış cihazları olarak modelleme yapılabilir.

Isı değiştiricisi seçiminde dikkat edilen faktörlerin en başında ısı transferi hızı yer almaktadır. Isı değiştiricisinin, kütle debisi bilinen akışkanda arzu edilen sıcaklık değişimini tamamlaması için belirli bir hızda ısı iletimini yapması gerekmektedir. Seçim yaparken ki diğer önemli husus maliyettir. İşletme ve bakım maliyetleri de her zaman göz önüne alınan bir faktördür. Isı değiştiricisinin üretiminde kullanılan malzeme seçimi de diğer bir faktördür. Çünkü malzeme seçimi istenilen basınç ve sıcaklığa uygun olmazsa patlamalar meydana gelebilir. Isı değiştiricisinin seçimi yapılırken boyutu da dikkate alınmalıdır. Isı değiştiricisi ne kadar küçük ve ağırlığı ne kadar az olursa o kadar iyi olmaktadır. Diğer etmenler olarak pompalama gücü, emniyet, kurulum kolaylığı verilebilir.

Isı değiştiricileri kendi içinde altı grupta incelenebilir. Bunlar;

- Akışkan sayısına göre,
- Akış şekline göre,
- Isı geçiş mekanizmasına göre,
- Isı değişim biçimine göre,
- Yüzey yoğunluğuna göre,
- Tasarım (konstrüksiyon) özelliklerine göre sınıflandırılabilir.

3.2.1 Akışkan sayısına göre ısı değiştiriciler

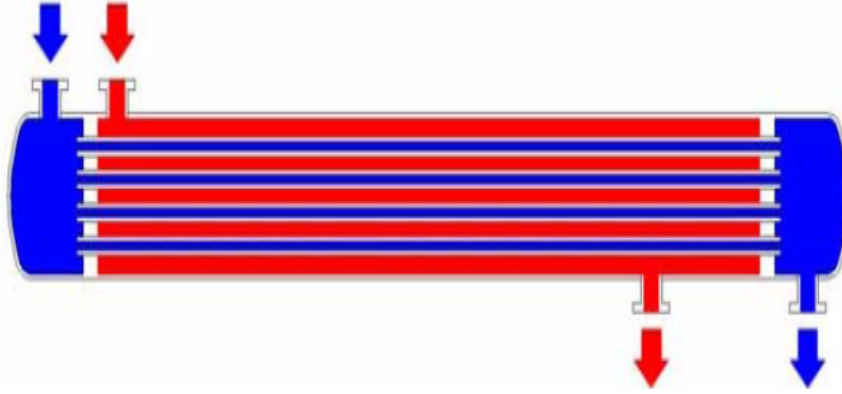
Akışkan sayısına bağlı olarak ısı değiştiricileri iki, üç ya da daha çok akışkanlı olarak kategori edilebilir. Isı değiştiricilerinde ısı geçişi çoğunlukla iki akışkan arasında gerçekleşir. İki akışkan üstüne çıkıldığı zaman tasarım ve analiz bakımından zorluklar yaşanmaktadır.

3.2.2 Akış şekline göre ısı değiştiriciler

Isı değiştiricilerinde akışkanın akış şekline göre tek geçişli ve çift geçişli akış olarak ikiye ayrılmaktadır.

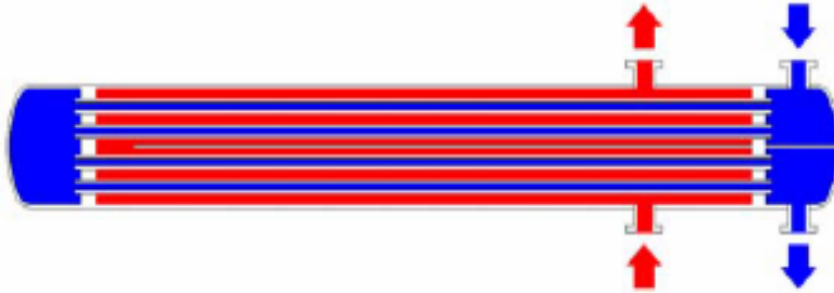
Tek geçişli ısı değiştiricilerinde iki akışkanda, ısı değiştirici boyunca sadece bir defa karşılaşmaktadırlar. Tek geçişli ısı değiştiricilerini üç başlık altında incelenerek paralel, ters ve çapraz akışlı olarak sınıflandırılır.

Paralel akışlı ısı değiştiricilerinde iki akışkan, ısı değiştiricinin başlangıç noktasından girerler, paralel bir şekilde hareket ederler ve ısı değiştiricinin bitiş noktasından çıkarlar. Isı değiştiricisi süresince sıcaklık değişimi tek boyutlu olmaktadır. Isıl gerilmenin olmasının istenmediği yerlerde kullanılır. şekil 3.8’de paralel akışlı ısı değiştiricisi örneği görölmektedir.



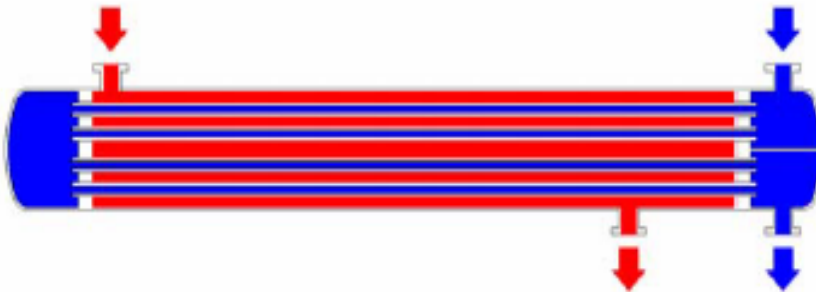
Şekil 3.8: Paralel akışlı ısı değiştiricisi.

Ters akışlı ısı değiştiricilerinde, ısı değiştirici süresince akışkanlar aksenal bakımından paralel bir şekilde hareket eder, ancak ters yönde akış gerçekleştirirler. Şekil 3.9’da ters akışlı ısı değiştiricisi örneği görülmektedir.



Şekil 3.9: Ters akışlı ısı değiştiricisi.

Akışkanların birbirlerine dik olacak şekilde aktığı ısı değiştiricilerine de çapraz akışlı ısı değiştiricisi denmektedir. Şekil 3.10’da çapraz akışlı ısı değiştiricisi örneği görülmektedir.



Şekil 3.10: Çapraz akışlı ısı değiştiricisi.

3.2.3 Isı geçiş mekanizmasına göre ısı değiştiriciler

Isı geçiş mekanizmasına göre ısı değiştiricileri dört gruba ayrılmaktadır. Bunlar; sistemin iki tarafına da tek fazlı akış, iki tarafına çift fazlı akış, bir tarafa tek fazlı akış diğer tarafta çift fazlı akış ve ışıınım ile taşınım ile taşıınım ile ısı geçişidir.

Isı değiştiricisinin iki tarafında tek fazlı akışta ısı taşıınımı doğal veya zorlanmış olabilmektedir. Yoğunluk farkıyla oluşan ısı taşıınımına doğal ısı taşıınımı denir. Dış taraftan herhangi bir makine ile yapılan ısı taşıınımlarına ise zorlanmış ısı taşıınımı denir. Ekonomizer, otomobil radyatörleri, rejeneratörler gibi örnekler verilebilir.

Isı değiştiricisinin bir tarafında zorlanmış akış olurken diğer tarafta kaynayan veya yoğuşan akış varsa bir tarafa tek fazlı akış diğer tarafta çift fazlı akış olur. Yoğuşturucular rnek olarak verilebilir.

Isı değiştiricisinin bir tarafında yoğuşma olurken diğer tarafta buharlaşma olayı gerekleşiyoorsa iki taraftan çift fazlı akış gerekleşiymiş olur.

Isı değiştiricisinin bir tarafında sıcaklığı yüksek olan gaz bulunuyorsa taşıınım ile ve ışıınım ile ısı geçişi birlikte oluşur.

3.2.4 Isı değişim biçimine göre ısı değiştiriciler

Katı madde ile akışkan arasında ya da akışkanlar arasında ısı değişim biçimine göre doğrudan temaslı veya doğrudan temaslı olmayan olarak iki gruba ayrılmaktadır.

İki ayrı akışkanın doğrudan temas halinde bulunmasıyla ısı iletimi gerçekleşen yönteme doğrudan temaslı ısı değiştiricisi denir. Isı iletimi bittikten sonra akışkanlar ayrılırlar. Bu tür ısı değişimlerinde çoğunlukla, ısı transferinin yanında kütle transferi de gerçekleşmektedir. Soğutma kuleleri örnek verilebilir.

Akışkanların birbirinden bağımsız şekilde oldukları ve ortalarında sızdırmaz bölücü duvar sayesinde aralıksız bir ısı transferinin gerekleşiği yönteme doğrudan temaslı olmayan ısı değiştiricisi denir. Bu modelde akışkanlar asla birbirine karışmadan değişik bölümlerde hareket ederler ve sürekli ısı iletimi gerekleşiymiş olur.

3.2.5 Yüzey yoğunluğuna göre ısı değiştiriciler

Isı değiştiricisi yüzey yoğunluğuna göre kompakt ve kompakt olmayan şeklinde iki gruba ayrılmaktadır. Yüzey alan yoğunluğu $700\text{m}^2/\text{m}^3$ 'ten küçükse kompakt olmayan ısı değiştiricisi, $700\text{m}^2/\text{m}^3$ 'ten büyükse kompakt olan ısı değiştiricisidir.

3.2.6 Tasarım (konstrüksiyon) özelliklerine göre ısı değıştiriciler

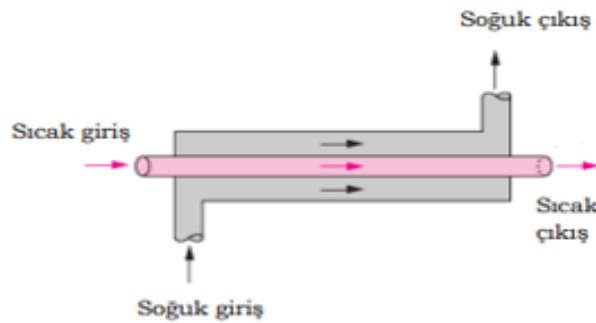
Isı değıştiricilerini tasarımlarına göre borulu tip, levhalı tip, kanatlı yüzeyli tip, rejeneratif tip ve karıştırmalı kaplarda olarak beş gruba ayrılmaktadır.

3.2.6.1 Borulu tip ısı değıştiricisi

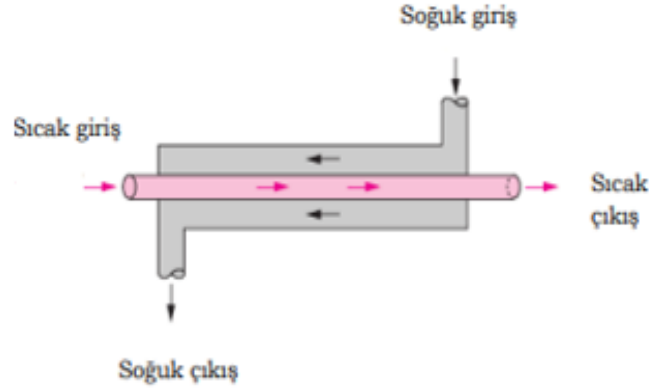
Bu tipte borunun iç kısmından bir akışkan, dış kısmından da diğerk akışkan geçer. Bu sayede ısı transferi gerçekleşir. Borulu tip ısı değıştirici modeli en çok kullanılan türdür. Yüksek basınçlara karşı dayanıklı olması ve tasarım kısıtlamasının olmaması bakımından en çok tercih edilen ısı değıştiricisi tipidir. Boru tipi ısı değıştiriciler her sektörde kullanılabilmektedir. Boru sayısı, boru çapı, borular arası merkezden merkeze mesafe, boru dizilimi, boru uzunluğu gibi değerler istenildiği gibi dizayn yapılabilmektedir.

Borulu tip ısı değıştiricileri; çift borulu, gövde-boru tipi ve spiral borulu olmak üzere üç gruba ayrılabilmektedir.

Çift borulu ısı değıştiriciler çapları aynı olmayan borulardan oluşmaktadır. Akışkanlardan biri küçük çaplı borunun içinden akarken öteki akışkan iki boru arasında kalan bölgeden akmaktadır. Çift borulu ısı değıştiricilerinde akışkanlar paralel ya da ters akış şeklinde akmaktadırlar. En basit ısı değıştiricisi tipi olması nedeniyle temin edilmesi kolaydır. Yüksek basınç olan tesislerde kullanılması uygun değildir. Standartlaştırılmış modüler tasarıma sahiptir. Değişik metallere üretildiği için akışkan çeşitliliği çoktur. Bakım ve onarımı zor değildir. Çift borulu ısı değıştiricileri için Şekil 3.11’de paralel akış ve şekil 3.12’de ters akış şeması görülmektedir.

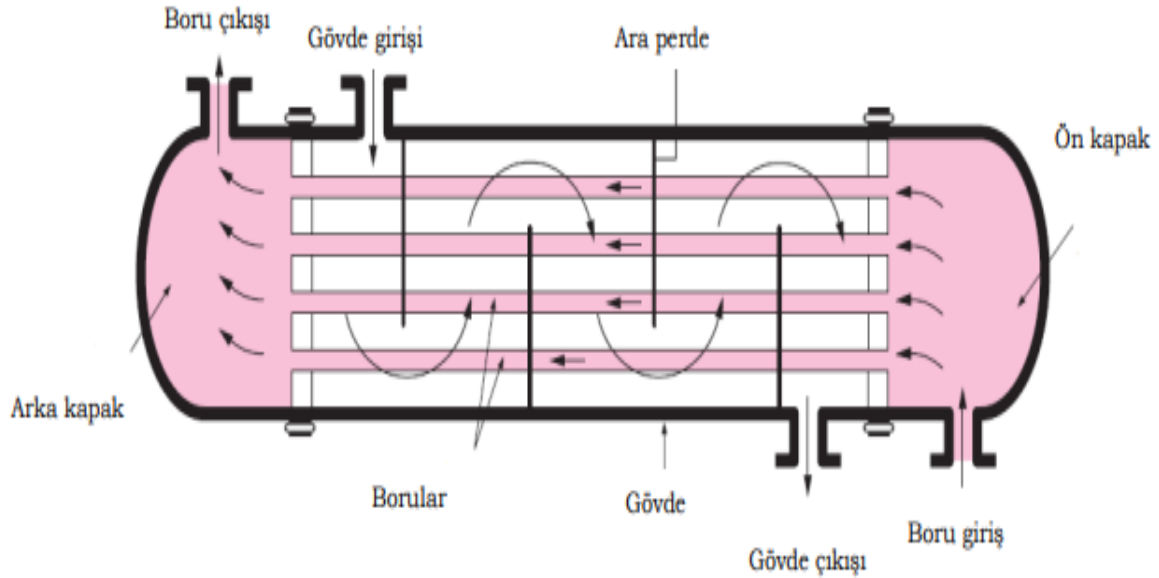


Şekil 3.11: Paralel akış.



Şekil 3.12: Ters akış.

Gövde boru tip ısı değiştiricisi en yaygın kullanılan tiptir. Yuvarlak kesitli bir gövde mevcuttur ve bu gövdenin eksenine paralel olacak şekilde yerleştirilmiş borular bulunmaktadır. Bir akışkan, boruların içinden geçerken diğer akışkan ise yuvarlak kesitli gövde boyunca akar. Isı transferini arttırabilmek için genellikle akışkanın gövde bölümüne çapraz akmasını sağlayacak şekilde ara perdeler konulur. Yüksek basınç gerektiren tesislerde kullanılması uygundur. Değişik metallere üretildiği için akışkan çeşitliliği çoktur. Bakım ve onarımı zor değildir. Kapasite arttıkça ısı değiştiricisinin alanı artar buda bir dezavantaj olmaktadır. Şekil 3.13’de gövde boru tip ısı değiştiricisi görülmektedir.



Şekil 3.13: Gövde- Boru tip ısı değiştiricisi.

Spiral borulu ısı değiştiricileri genellikle soğutma sistemlerinde kullanılmaktadırlar. Isı transfer katsayısı düz boruya kıyasla daha fazladır. Spiral tip ısı değiştiricisinde temizleme sorunu yaşanmaktadır. Isıl genleşmeden oluşan gerilme sorunları yaşanmaz. şekil 3.14’de spiral borulu tip ısı değiştiricisi görölmektedir.

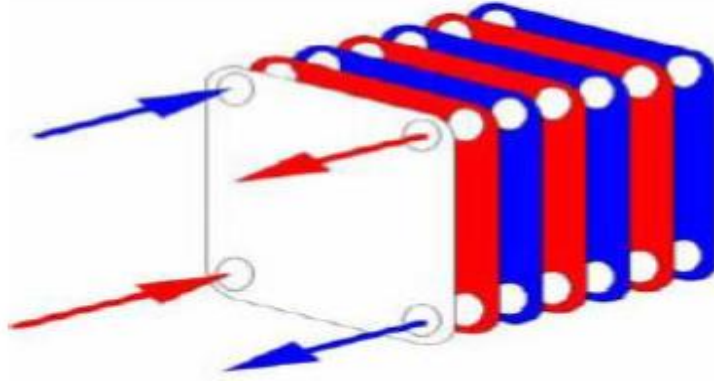


şekil 3.14: Spiral borulu ısı değiştiricileri.

3.2.6.2 Levhalı (plakalı) tip ısı değiştiricisi

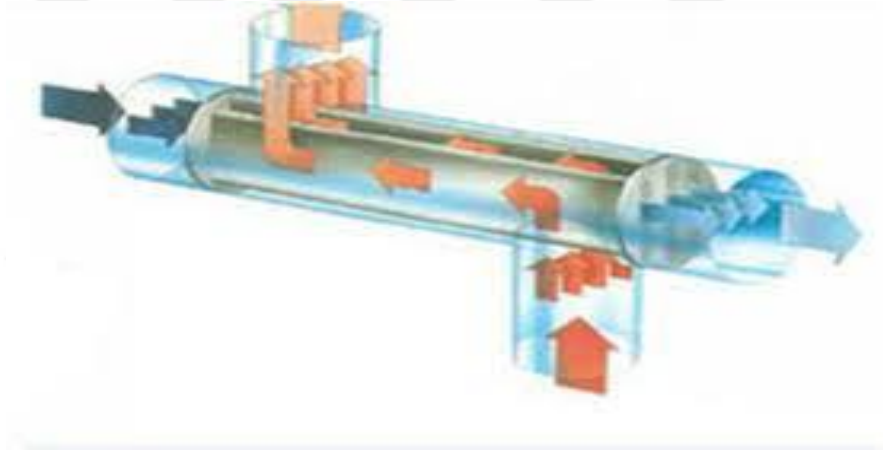
İki farklı akışkan levhalar arasından geçerek ısı transferini sağırlarlar. Levhalı tip ısı değiştiricisinde ısı aktarımının gerçekleştiği yüzeylelerinin yapısı düz, dalgalı, sıralı, pürüzlü ve oluklu olan metal levhalardan yapılabilmektedirler. Levhalı tip ısı değiştiricisi contalı levhalı ısı değiştiriciler, lamelli ısı değiştiriciler ve spiral levhalı ısı değiştiriciler olmak üzere üç gruba ayrılmaktadır.

Contalı levhalı tip ısı değiştiricisinde levhalar arasından akışkan geçebilecek kadar mesafe bırakılıp levhalar birbirine contalanarak sızdırmazlık sağlanmış olmaktadır. Düz levhalar kullanıldığı için yüksek basınç uygulamalarında dayanıksız olacağı için kullanılmazlar. Petrol rafinerileri, kimya endüstrisi ve termik santraller gibi geniş kullanım alanı mevcuttur. şekil 3.15’de contalı levhalı tip ısı değiştiricisi görölmektedir.



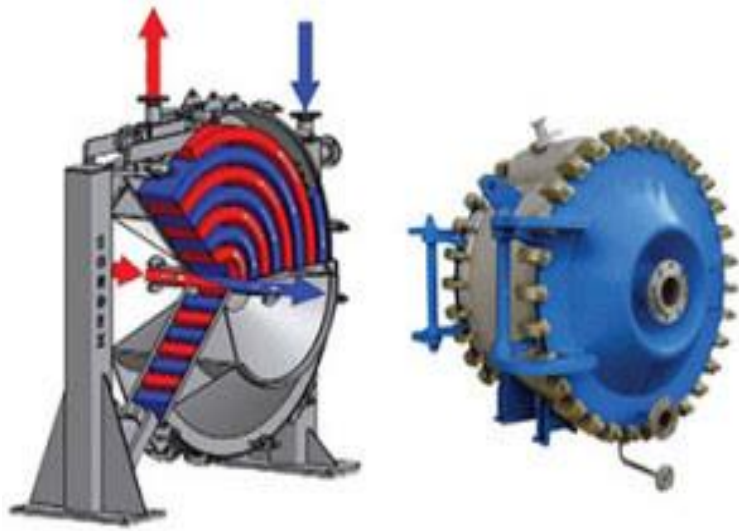
Şekil 3.15: Contalı levhalı tip ısı değıştircileri.

Lamelli ısı değıştircisinde gövde içersine yassı hale getirilmiş borular yerleştirilir. Yassı hale getirilmiş borulara lamel adı verilir. Yüksek basınç olan yerlerde kullanılabilmektedir. Şekil 3.16’da lamelli levhalı tip ısı değıştircisi görölmektedir.



Şekil 3.16: Lamelli levhalı tip ısı değıştircileri.

Spiral levhalı ısı değıştircisi iki ince metal levhaların spiral biçimde sarılmasıyla meydana gelmektedir. Sızdırmazlık sağlanabilmesi için levhaların iki tarafına da contalı kapaklar konulmaktadır. Akışkanlar birbirine paralel ve ters olacak şekilde akabilmektedir. Şekil 3.17’de spiral levhalı tip ısı değıştircisi görölmektedir.



Şekil 3.17: Spiral levhalı tip ısı değıştircileri.

3.2.6.3 Kanatlı yüzeyli tip ısı değıştircisi

Isı değıştircisinde, ısı transferini arttırmak amacıyla kanat denilen çıkıntılar koyulur. Eklenen kanatlardan dolayı oluşan basınç kayıpları da dikkate alınmalıdır. Levhalı kanatlı ve borulu kanatlı olmak üzere kendi içinde ikiye ayrılmaktadır. Şekil 3.18’de kanatlı yüzeyli tip ısı değıştircisi görülmektedir.



Şekil 3.18: Kanatlı yüzeyli tip ısı değıştircileri.

3.2.6.4 Rejeneratif tip ısı değıştircisi

Aynı akış bölgesinde, farklı soğuk ve sıcak akışkan akım geçişlerini sağlayan ısı değıştirci tipidir. Rejeneratif ısı değıştircisinde ısıнын depolanmasıyla transfer gerçekleşir. Bu modelin avantajları öncelikle ısı değıştircisinin kendi kendine temizleyebilmesi ve ilk yatırım maliyeti az olmaktadır. Dezavantaj olarak yakıt olarak sadece gaz akışkanların kullanılmasıdır. Sabit dolgu maddeli, döner dolgu maddeli ve paket yataklı olmak üzere üç kategoriye ayrılmaktadır.

3.2.6.5 Karıştırmalı kaplarda ısı değişimi

Bu model ısı değiştiricisi periyodik olarak çalışan soğutma ve ısıtma işlemlerinde kullanılmaktadırlar. Serpantinler sayesinde ısıtma ya da soğutma işlemi gerçekleşir.

3.3 Türbülatörler

Türbülatörler, kazan proseslerinde duman borularının içine yerleştirilerek kullanılırlar. Türbülatörler, borunun iç yüzeyi ile geçen gazın daha fazla temas etmesini sağlayarak ısı transferini artırmaya yardımcı olurlar. Duman gazının ısıısının kazan içerisindeki suya iletiminin daha fazla olmasını sağlamaktadırlar.

Türbülatörlerin işleyiş biçimleri řu şeklidedir: Duman borularında olan laminar akışa meyil oluşturan yanmış gazlar, boru çeperlerine yakın bölgelerde orta bölüme göre daha soğuk akmaktadırlar. Bu nedenden dolayı duman boruları içerisinde asıl ısı geçişinin olduğu noktada sıcak gaz akışı kontrol edilememektedir. Türbülatör kullanılmasıyla, gazların birim hacimlerindeki yerleri sürekli değiştirilerek, gazın sıcaklığının bütün yerlerde sabit değerde olması sağlanabilmektedir. Uygulamada bu durum dikkate alınarak duman boruları içerisinde, gazların akışı orantılı olacak şekilde türbülatör tasarımları gerçekleştirilir.

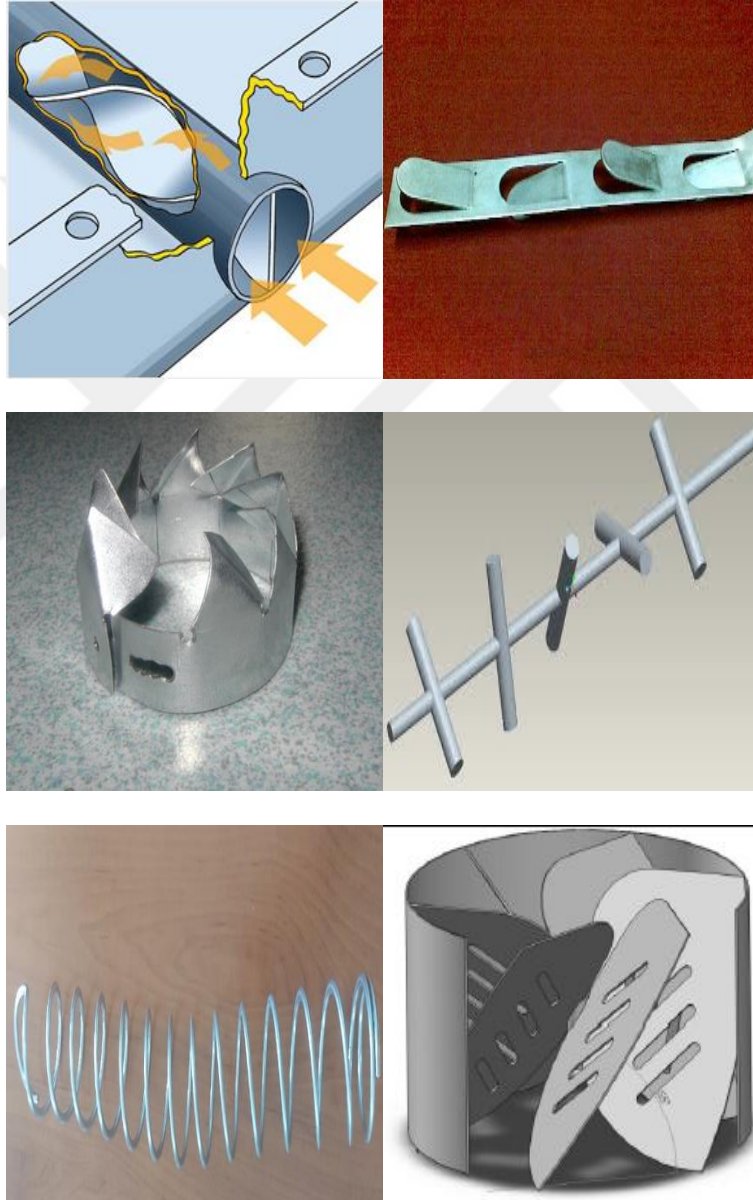
Türbülatörler duman borulu sıcak su kazanı ve katı yakıtlı kazanlar, ısı değiştiriciler, güneş destekli su ısıtıcıları, reaktör yakıt soğutma elemanları, elektronik sistemlerin soğutma donanımları, kanatçık soğutma sistemleri gibi endüstrinin birçok alanında kullanılmaktadır.

Türbülatörlerin avantajları;

- Kazan verimini artırmaya yardımcı olurlar.
- Isı transferini artırır.
- Yakıt tüketiminde azalma meydana getirirler.
- Kazandaki ısı dağılımını dzenlediklerinden dolayı kazanın ömrü daha uzun olur.
- Montajları kolay olmaktadır.
- Talep edilen boy ve lde üretimleri yapılabilir.
- Uyumsuz brülör-kazan olduğu zaman karşı basıncın ayarlanmasına katkı sağlarlar.
- Trblatrlerden enerji verimliliği elde edildiği için kullanım alanı da oldukça geniş olmaktadır.
- Boru içine yerleştirilerek gazdaki türbülansı artırmaktadırlar.

- Akım yolunu uzatıp, türbülans değerlerini yükselterek ısı transferini artırmaktadırlar.
- Baca gazı çıkış sıcaklığını düşüşler meydana gelirken, baca gazı kayıplarını da en aza indirmeye çalışırlar.

Türbülatorler, kullanılacak kazandaki işletme basınç değerine, yakıt türüne, çalışma düzenine, gaz sıcaklıklarına, boru çaplarına ve işletme koşullarına bağlı olarak tasarlanır ve ona bağlı olarak da malzeme seçimi yapılmaktadır. Türbülatorler, siyah veya paslanmaz malzemeden üretimi yapılabilmektedir. Şekil 3.19’da farklı tipteki türbülatorler görülmektedir.



Şekil 3.19: Türbülator örnekleri.

4.MATERYAL VE YÖNTEM

4.1 Deneyel Yöntemler

Gaz yakıtlı bir kazanda, farklı tipteki türbülatorlerin kullanılmasının termal performansa etkisini ölçmek için deneyler yapılmıştır. Ayrıca Solidworks Flow Simulation programı ile analizler yapılmıştır. Deney seti Malatya Mimsan fabrikasında kurulmuştur. Deney Mimsan marka doğalgaz yakıtlı bir kazan da yapılmıştır. Kazan 3 geçişlidir. Türbülatorler 3. geçiş borularına yerleştirilmiştir. 3.geçiş borularının girişine ve çıkışına basınç ölçen manometre ve sıcaklık ısıl çiftleri kullanılmıştır.

Deneyden elde edilen veriler ile Solidworks Flow Simulation programı ile analiz yapılmıştır. Deneyden elde edilen 3. geçiş giriş sıcaklığına göre analiz yapılmıştır.

4.1.1 Deneyde kullanılan kazan

Bu çalışma MİMSAN Endüstriyel Kazanları şirketinde yapılmıştır. Deney doğalgaz yakıtlı kazanda farklı tipte türbülatorler kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.1 'de deney seti görülmektedir.



Şekil 4.1: Deney seti.

Deney düzeneğinde; işletmenin ısınmasını ve sıcak su ihtiyacını sağlayan doğalgaz yakıtlı Mimsan marka kazan kullanılmıştır. Kazanın kapasitesi 300.000 kcal/h 'dır. Kazan 3 geçişlidir. Kazanın çeşitli noktalarında sıcaklık ölçen sıcaklık ısıl çiftler, basıncı ölçen dijital

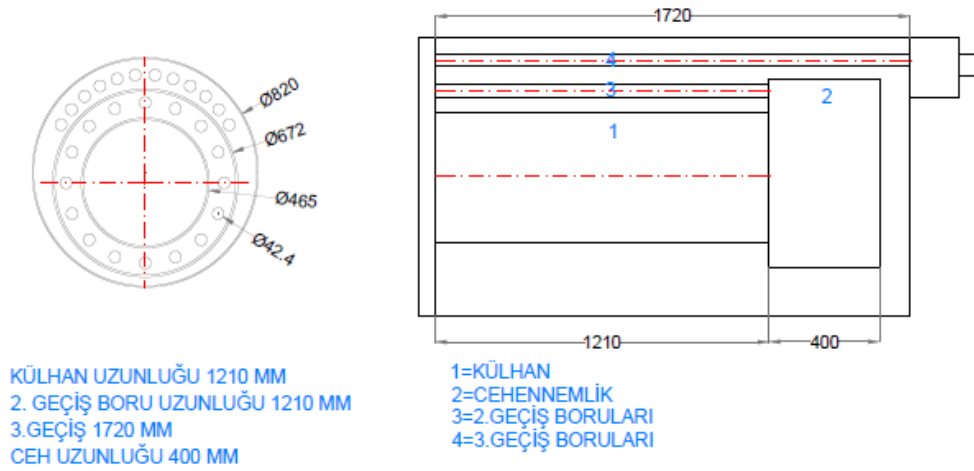
manometre, su debisini ölçebilmek için elektromanyetik debimetre, gaz hızını ölçebilmek için anemometre ve baca gazı çıkış değerlerini ölçmek amacıyla TESTO 300 cihazı kullanılmıştır.

Çizelge 4.1’de kazan etiket bilgileri paylaşılmıştır.

Çizelge 4.1: Kazan etiket bilgileri.

Isı Gücü	300.000	kcal
Isı Gücü	348	kW
Çalışma Sıcaklığı	50/30	°C
Konsantrasyon Basıncı	4.2	bar
Hidrolik Test Basıncı	6	bar
İşletme Basıncı	4	bar

Türlatörler 3. geçiş borularına yerleştirilmiştir. Kazan duman boruları çapı Ø42.4 mm ve boru boyu 1720 mm’dir. Toplamda 12 adet boru yer alır. Kazanda 5 farklı tipte türlatör ile deney yapılmıştır. Şekil 4.2 ‘de kazanın boyutu hakkında bilgi verilmektedir.

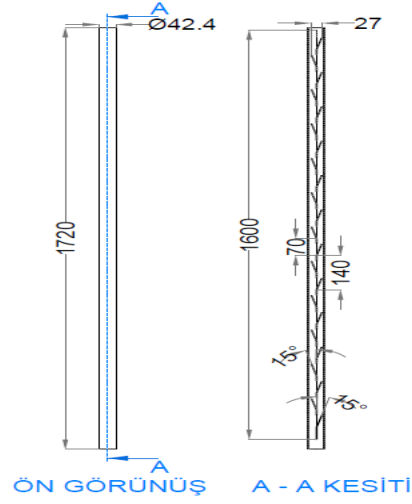


Şekil 4.2: Kazan boyut bilgileri.

4.1.2 Deneyde kullanılan türlatörler

Deney için 5 farklı türlatör tasarlanmıştır.

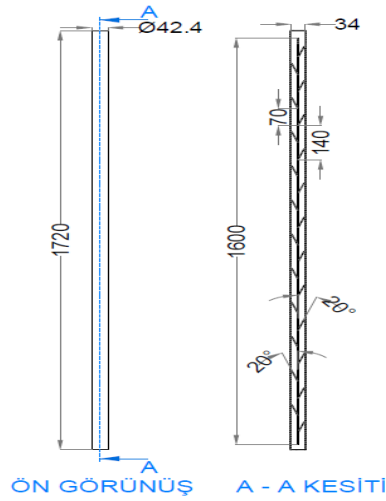
Şekil 4.3’te 1 Nolu türlatörün tasarım parametreleri verilmiştir.



Şekil 4.3: 1 nolu türbülator.

1 nolu türbülator 2 mm sac levha ile imalatı yapılmıştır. Kanatçık açısı 15° ve kanatçıklar arası mesafe 70 mm'dir. Türbülatorün toplam boyu 1600 mm olup boru uzunluğu 1720 mm'dir.

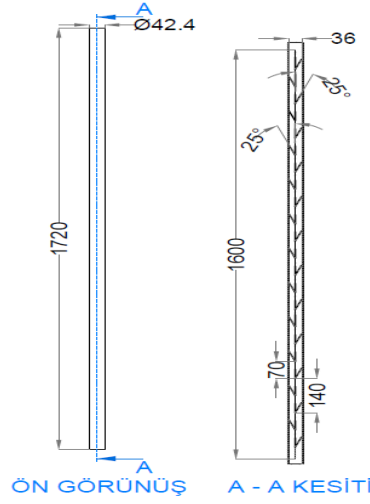
Şekil 4.4'de 2 Nolu türbülatorün tasarım parametreleri verilmiştir.



Şekil 4.4: 2 nolu türbülator

2 nolu türbülator 2 mm sac levha ile imalatı yapılmıştır. Kanatçık açısı 20° ve kanatçıklar arası mesafe 70 mm'dir. Türbülatorün toplam boyu 1600 mm olup boru uzunluğu 1720 mm'dir.

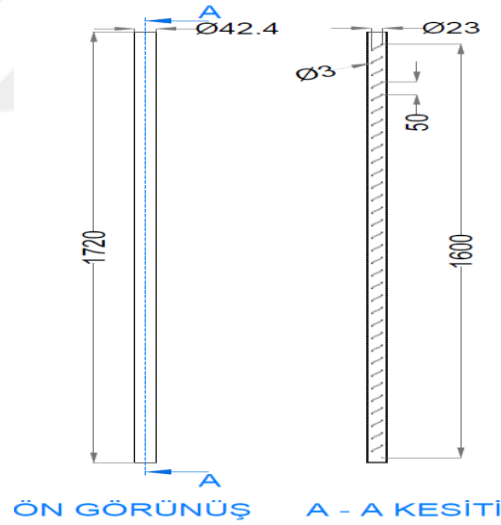
Şekil 4.5'de 3 Nolu türbülatorün tasarım parametreleri verilmiştir.



Şekil 4.5: 3 nolu türbülator.

3 nolu türbülator 2 mm sac levha ile imalatı yapılmıştır. Kanatçık açısı 25° ve kanatçıklar arası mesafe 70 mm'dir. Türbülatorün toplam boyu 1600 mm olup boru uzunluğu 1720 mm'dir.

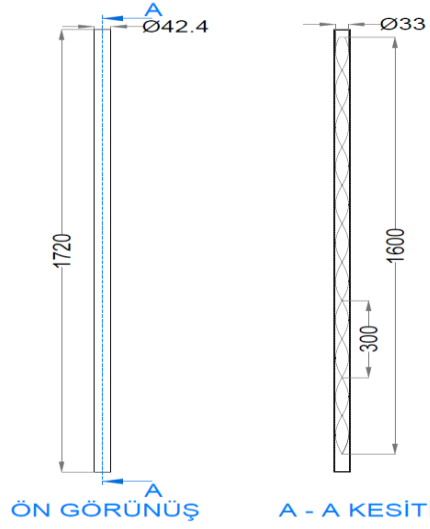
Şekil 4.6'da 4 Nolu türbülatorün tasarım parametreleri verilmiştir.



Şekil 4.6: 4 nolu türbülator

4 nolu türbülator Ø3mm çapındaki borudan helisel şekilde imal edilmiştir. Türbülatorün toplam uzunluğu 1600 mm ve borunun uzunluğu 1720mm'dir.

Şekil 4.7'de 5 Nolu türbülatorün tasarım parametreleri verilmiştir.



Şekil 4.7: 5 nolu türbülator

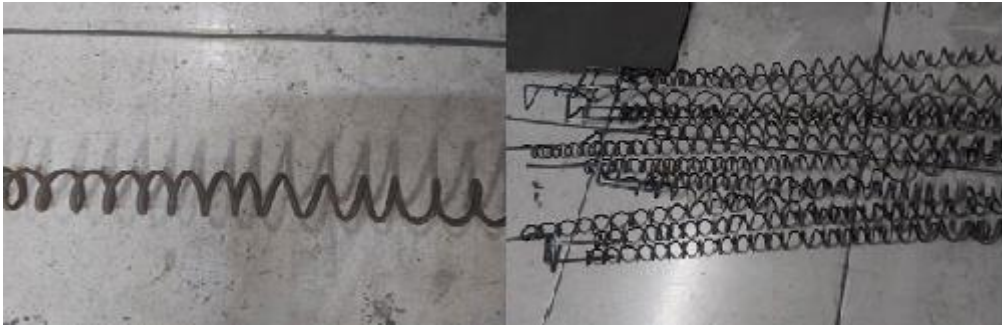
5 nolu türbülator et kalınlığı 2mm olan sac levhadan imal edilmiştir. Preste imal edilmiş olup türbülatorün boyu 1600 mm ve boru uzunluğunda 1720mm'dir.

Şekil 4.8 'de imalatı tamamlanmış olan 1-2-3 nolu türbülatorler görülmektedir.



Şekil 4.8: 1-2-3 nolu türbülatorler.

Şekil 4.9 'da imalatı tamamlanmış olan 4 nolu türbülator görülmektedir.



Şekil 4.9: 4 nolu türbülator.

Şekil 4.10'da imalatı tamamlanmış olan 5 nolu türbülator görülmektedir.



Şekil 4.10: 5 nolu türbulator.

4.1.3. Deney setinde kullanılan ölçüm cihazları

Sıcaklığı ölçmek için Elimko marka NiCr-Ni ısı çiftleri kullanılmıştır. Çalışma sıcaklığı aralığı 200-1200°C arasındadır. Isıl çiftler EMKO ESM-4420 marka PID sıcaklık kontrol cihazı kullanılmıştır. Bu cihazdan deney verilerine ait olan sıcaklık değerleri okunmuştur.

Basınç farkını ölçmek için PCE HVAC-2 marka pitot tüplü cihaz kullanılmıştır. Şekil 4.11’de basınç ölçerin görseli gösterilmektedir.



Şekil 4.11: Basınç ölçer.

Çizelge 4.2’de PCE HVAC-2 marka pitot tüplü basınç ölçer cihazının özellikleri verilmiştir.

Çizelge 4.2: PCE HVAC-2 özellikleri.

Ölçüm Aralığı	50.00	mbar
Basınç Aralığı	5000	Pa
Maksimum Basınç	10	psi

Su debisini ölçmek için GENTEK marka elektromanyetik debi ölçer kullanılmıştır. Şekil 4.12’de suyun akışını ölçmek için kullanılan elektromanyetik debimetrenin görseli verilmiştir.



Şekil 4.12: Elektromanyetik debimetre.

Çizelge 4.3’de elektromanyetik debi ölçer cihazının özellikleri verilmiştir.

Çizelge 4.3: Elektro manyetik debi ölçer cihazının teknik özellikleri.

Ölçüm Aralığı	25,44-2544	m ³ /h
Nem	%5-%95	
Sıcaklık	-20-+150	°C

Gaz hızını ölçebilmek amacıyla TESTO 425 marka anemometre kullanılmıştır. Şekil 4.13’te cihazın görseli verilmiştir.



Şekil 4.13: Anemometre.

Baca gazı değerlerini ölçebilmek amacıyla TESTO 300 cihazı tercih edilmiştir. Bu cihaz baca gazı analizör cihazıdır. Baca gazı çıkış sıcaklığını ve emisyon değerlerini vermektedir. Şekil 4.14’de cihazın görseli verilmiştir.



Şekil 4.14: TESTO 300 cihazı.

Çizelge 4.4'te TESTO 300 cihazının teknik özellikleri verilmiştir.

Çizelge 4.4: TESTO 300 cihazının teknik özellikleri.

Sıcaklık Ölçüm Aralığı	-40-+1200	°C
Fark Basınç Ölçüm Aralığı	-100-+200	hPa
Baca Gazı O₂ Ölüm Aralığı	0-21 %	Hacim

Şekil 4.15'te deney düzeneği görülmektedir.



Şekil 4.15: Deney düzeneği.

4.2 Sayısal Yöntemler

Kazandan elde edilen verilere göre Reynolds sayısı hesaplanmıştır. Kazanda toplam 12 adet boru bulunmaktadır. Boruların iç çapı Ø36mm'dir. 12 borudan da geçen gazın ortalama hızı dikkate alınarak Reynolds sayısı, logaritmik sıcaklık farkı aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$Re=(V.d_{iç})/\nu \quad (4.1)$$

V = Gazın boru içinde geçiş hızı

$d_{iç}$ = Boru iç çapı

ν = Havanın kinematik viskozitesi

Logaritmik sıcaklık farkı formülü;

$$\Delta T_{log}=(\Delta T_1-\Delta T_2)/(\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)) \quad (4.2)$$

$$\Delta T_1=T_{dg}-T_{sg} \quad (4.3)$$

$$\Delta T_2=T_{dç}-T_{sç} \quad (4.4)$$

T_{dg} = Gazın 3. geçiş borusuna geldiği sıcaklığı

$T_{dç}$ = Gazın borudan çıkış sıcaklığı

T_{sg} = Suyun kazana geldiği sıcaklığı

$T_{sç}$ = Suyun kazandan çıkış sıcaklığı

Taşıyım ile ısı transferi, gazdan suya geçen ısı transferine eşit olacağından;

$$Q=h.A.\Delta T = (\dot{m}.C_p)_{su}.(T_{sg}-T_{sç}) \quad (4.5)$$

$$Nu=(h.d_{iç})/k \quad (4.6)$$

h =Isı taşıyım katsayısı

$d_{iç}$ = Boru iç çapı

k =Isıl iletim katsayısı

3.geçiş borularının giriş ve çıkışına konulan manometre vasıtasıyla basınç farkı ΔP mbar biriminde ölçülmüştür. mmbar olan basınç birimini Pascal'a dönüştürülmüştür. Elde edilen basınç farkı Darcy eşitliğinde yerine yazılarak sürtünme faktörü bulunmuştur.

$$\Delta P=f.(L/D).\rho.(V^2/2) \quad (4.7)$$

ΔP =Basınç farkı

f =Sürtünme faktörü

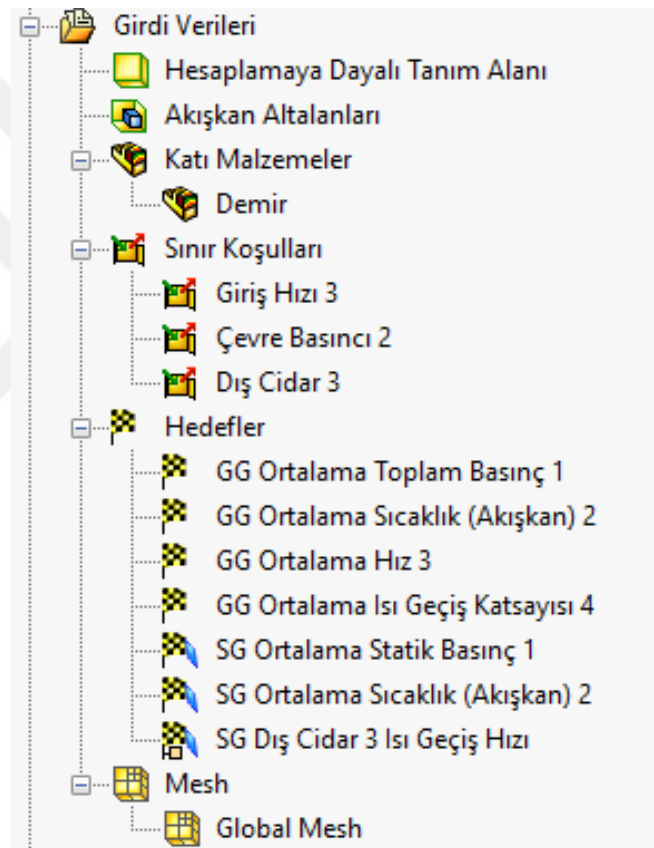
L =Boru uzunluğu

D =Boru çapı

ρ =Yoğunluk

V =Ortalama akış hızı

Şekil 4.16’da Solidworks Flow Simulation programıyla yapılan analizde kullanılan verilerinin girildiği ekran görüntüsü verilmiştir.



Şekil 4.16: Solidworks Flow Simulation Analiz Bilgileri.

Analizlerde ilk olarak türbülator malzeme girişi yapılmıştır. Türbülatorlerin malzemesi S235JR’dir. Üç adet sınır koşulu verilmiştir. Giriş hızı Reynolds sayısı 17100 olduğu zaman 10m/sn iken Reynolds sayısı 31700 iken 20 m/sn’dir. Çevre basıncı bütün analizlerde 1 Pa olarak alınmıştır. Dış cidar sıcaklığını ortalama 60 °C baz alınmıştır.

Borulara girişteki gaz sıcaklık verileri çizelge 4.5’de verilmiştir.

Çizelge 4.5: Borulara girişte gazın sıcaklığı.

Deneysel Çalışma	Reynolds Sayısı 17100	Reynolds Sayısı 31700
Türbülantörler	Sıcaklıklar	
Boş	428°C	383°C
Kanatçık Açısı 15°	371°C	336°C
Kanatçık Açısı 20°	394°C	365°C
Kanatçık Açısı 25°	412°C	378°C
Bükümlü	423°C	376°C
Helisel	377°C	338°C

Solidworks Flow Simulation analizinde gazın giriş sıcaklığı olarak yukarıda verilen tablodaki değerler alınmıştır. Reynolds sayısı 17100 iken gazın giriş hızı 10 m/sn, Reynolds sayısı 31700 olduğu zaman 20 m/sn olarak alınmıştır. Çevre basıncı 1.01325 bar olarak alınmıştır. Dış cidar sıcaklığı bütün deneylerde 60 °C olarak girilmiştir. Elde edilen 12 analiz verilerinin deneysel veriler ile paralel olduğu görülmektedir.

5. BULGULAR VE TARTIŞMA

5.1 Deney Verileri

Yapılan deneysel çalışma ve analiz sonuçlarına göre ısı değıştiricisinde türbülâtör kullanımının ısı transferine etkisi belirlenmiştir. Deneyde sabit parametreler;

- Suyun kazana giriş sıcaklığı 50°C,
- Suyun kazanda çıkış sıcaklığı 70°C,
- Suyun akış hızı 15 m³/h,
- Boru boyu 1720 mm,
- Boru çapı Ø42.4 mm,
- Gaz giriş sıcaklığı 1000°C'dir.

Deneyde 5 farklı tipteki türbülâtör kullanılmıştır. Deney iki Reynolds sayısına göre yapılmıştır. Deneyler türbülâtör haricinde boş boru ile de yapılmıştır. Bu sonuçlara bağılı olarak hangi türbülâtörün sisteme performans açısından daha faydalı olduğı araştırılmıştır.

Şekil 5.1 ve şekil 5.2'de kazana ait veriler verilmiştir.



Şekil 5.1: Kazana su giriş sıcaklığı.



Şekil 5.2: Kazan su çıkış sıcaklığı.

Çizelge 5.1’de 3. geçiş borularına gelen gazın giriş yerindeki gaz sıcaklığı verilmiştir.

Çizelge 5.1: 3.Geçiş borularına gelen gazın sıcaklığı.

DeneySEL Çalışma	Reynolds Sayısı 17100	Reynolds Sayısı 31700
Türbülátörler	Sıcaklıklar	
Boş	428°C	383°C
Kanatçık Açısı 15°	371°C	336°C
Kanatçık Açısı 20°	394°C	365°C
Kanatçık Açısı 25°	412°C	378°C
Bükümlü	423°C	376°C
Helisel	377°C	338°C

Yapılan deneyde 3.geçiş borularına gelen yanmış gazın sıcaklığı 12 adet deney içinde farklı elde edilmiştir. Reynolds sayısı 17100 iken 3.geçiş borusuna gelen gazın sıcaklığı boş deney için 428°C elde edilirken kanatçık açısı 15° olan türbülátörde 371°C, kanatçık açısı 20° olan türbülátörde 394°C, kanatçık açısı 25° olan türbülátörde 412°C, bükümlü tip türbülátör de 423°C ve helisel tip türbülátör de 377°C olarak elde edilmiştir.

Reynolds sayısı 31700 iken 3.geçiş borusuna gelen gazın sıcaklığı boş deney için 383°C elde edilirken kanatçık açısı 15° olan türbülátörde 336°C, kanatçık açısı 20° olan türbülátörde 365°C, kanatçık açısı 25° olan türbülátörde 378°C, bükümlü tip türbülátörde 376°C ve helisel tip türbülátörde 338°C olarak elde edilmiştir. Reynolds sayısı arttıkça gazın boru içinden geçişi zorlaşmıştır ve bu durumdan kaynaklı olarak gazın 3. geçiş borularına giriş sıcaklığında düşüşler meydana gelmiştir.

Çizelge 5.2’de Re sayısı 17100 değerindeyken TESTO 300 cihazından elde edilen veriler verilmiştir.

Çizelge 5.2: Reynolds sayısı 17100 iken elde edilen deney verileri.

Deney	Baca Gazı Çıkış Sıcaklığı(°C)	Co ₂ (%)	qAnet (%)	Λ	O ₂ (%)	Verim (%)	T _o (°C)	T _{çig} (°C)
Boş	204.8°C	%10.11	%8.5	1.19	%3.3	%91.5	21.9°C	56°C
Kanatçık Açısı 15°	100.5°C	%10.14	%3.42	1.13	%3.0	%94.8	20.8°C	58.1°C
Kanatçık Açısı 20°	93.2°C	%11.31	%3.21	1.06	%1.2	%96.9	20.3°C	57.6°C
Kanatçık Açısı 25°	78.2°C	%9.83	%3,12	1.22	%3.8	%97	16.1°C	54.9°C
Bükümlü	173.5°C	%10.23	%6.8	1.17	%3.1	%93.2	26.5°C	56.8°C
Helisel	109.3°C	%10.57	%3.8	1.14	%2.5	%96.2	21°C	56.6°C

Çizelge 5.3’de Re sayısı 31700 değerindeyken TESTO 300 cihazından elde edilen veriler verilmiştir.

Çizelge 5.3: Reynolds sayısı 31700 iken elde edilen deney verileri.

Deney	Baca Gazı Çıkış Sıcaklığı (°C)	Co ₂ (%)	qAnet(%)	λ	O ₂ (%)	Verim (%)	T _o (°C)	T _{çig} (°C)
Boş	182.8°C	%9.94	%7.6	1.21	%3.6	%92.4	21.7°C	55.7°C
Kanatçık Açısı 15°	93.3°C	%10.17	%3.4	1.18	%3.2	%96.6	19.6°C	55.8°C
Kanatçık Açısı 20°	82.3°C	%9.94	%3,1	1.21	%3.6	%96.9	16.6°C	55.1°C
Kanatçık Açısı 25°	70.6°C	%10.06	%3	1.19	%3.4	%97.6	18.5°C	55.5°C
Bükümlü	139.7°C	%9.89	%5.3	1.21	%3.7	%94.7	22.4°C	55.7°C
Helisel	98.4°C	%10.34	%3.5	1.16	%2.9	%96.5	22°C	56.4°C

Çizelge 5.4’te Reynolds sayısı 17100 iken elde edilen basınç verileri verilmiştir.

Çizelge 5.4: Reynolds sayısı 17100 iken elde edilen basınç verileri.

Deney	Boş	15°	20°	25°	Bükümlü	Helisel
Manometre giriş	90 Pa	509 Pa	493 Pa	474 Pa	149 Pa	339 Pa
Manometre Çıkış	2 Pa	6 Pa	1 Pa	2 Pa	1 Pa	2 Pa

Çizelge 5.5’de Reynolds sayısı 31700 iken elde edilen basınç verileri verilmiştir.

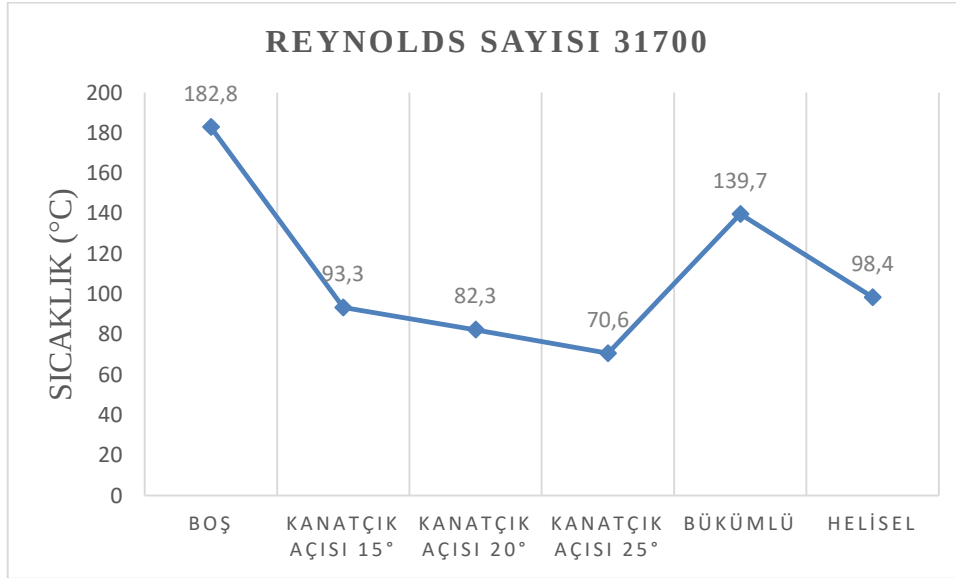
Çizelge 5.5: Reynolds sayısı 31700 iken elde edilen basınç verileri.

Deney	Boş	15°	20°	25°	Bükümlü	Helisel
Manometre giriş	192 Pa	750 Pa	701 Pa	674 Pa	291 Pa	576 Pa
Manometre Çıkış	6 Pa	7 Pa	2 Pa	3 Pa	5 Pa	3 Pa

Yapılan deneysel çalışma sonucunda;

Reynolds sayısı 31700 olduğu zaman baca gazı çıkış sıcaklığı türbülator kullanmadan 182,8°C iken kanatçık açısı 15° olan türbülator kullanılmasıyla baca gazı çıkış sıcaklığı 93,3°C, kanatçık açısı 20° olan türbülator ile baca gazı çıkış sıcaklığı 82,3°C, kanatçık açısı 25° olan türbülator ile baca gazı çıkış sıcaklığı 70,6 C°, bükümlü tip türbülator ile baca gazı çıkış sıcaklığı 139,7°C ve helisel tip türbülator kullanılması sonucunda da baca gazı çıkış sıcaklığı 98,4°C elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre baca gazı çıkış sıcaklığı en düşük kanatçık açısı 25° türbülator ile elde edilmiştir. Bu sonuç en fazla ısı transferini yapan türbülatorün kanatçık açısı 25° türbülator olduğunu göstermiştir.

Aşağıda ki grafikte Reynolds sayısı 31700 iken elde edilen baca gazı sıcaklık değerleri gösterilmiştir.

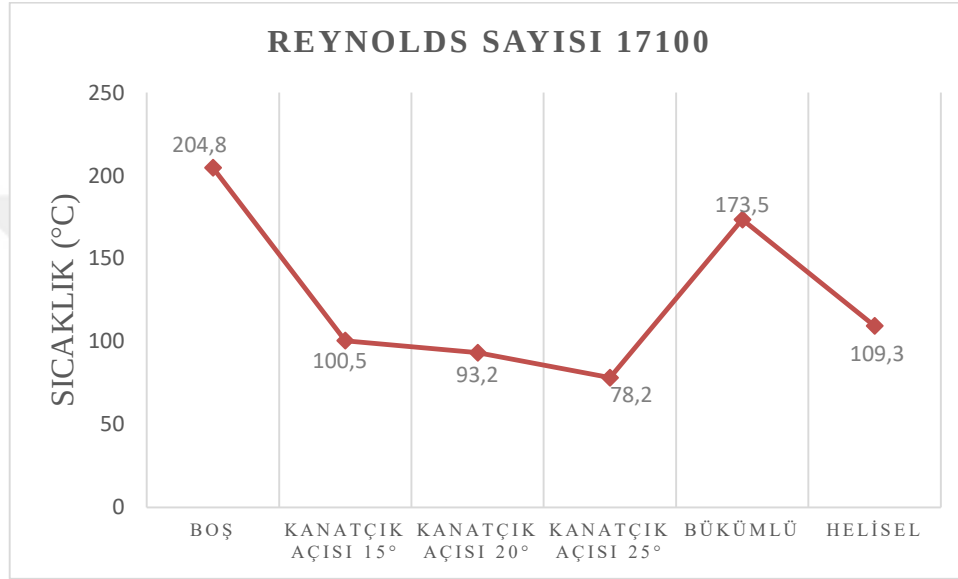


Şekil 5.3: Reynolds sayısı 31700 iken baca gazı çıkış sıcaklığı deney verileri.

Reynolds sayısı 17100 olduğu zaman baca gazı çıkış sıcaklığı türbülator kullanmadan 204,8°C iken, kanatçık açısı 15° olan türbülator kullanılmasıyla baca gazı çıkış sıcaklığı 100,5°C, kanatçık açısı 20° olan türbülator ile baca gazı çıkış sıcaklığı 93,2°C, kanatçık açısı

25° olan türbülötör ile baca gazı çıkış sıcaklığı 78.2 C°, bükümlü tip türbülötör ile baca gazı çıkış sıcaklığı 173.5°C ve helisel tip türbülötör kullanılması sonucunda da baca gazı çıkış sıcaklığı 109.3°C elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre baca gazı çıkış sıcaklığı en düşük kanatçık açısı 25° türbülötör ile elde edilmiştir. Bu sonuç en fazla ısı transferini yapan türbülötörün kanatçık açısı 25° türbülötör olduğunu göstermiştir.

Aşağıda ki grafikte Reynolds sayısı 17100 iken elde edilen baca gazı sıcaklık değerleri gösterilmiştir.

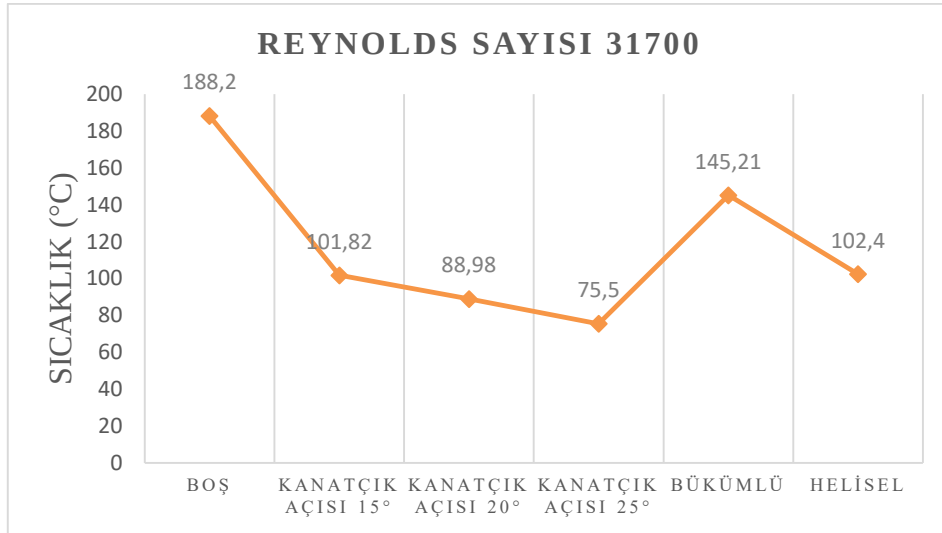


Şekil 5.4: Reynolds sayısı 17100 iken baca gazı çıkış sıcaklığı deney verileri.

Yapılan analizler sonucunda;

Reynolds sayısı 31700 olduğu zaman baca gazı çıkış sıcaklığı türbülötör kullanmadan 188,2°C iken kanatçık açısı 15° olan türbülötör kullanılmasıyla baca gazı çıkış sıcaklığı 101,82°C, kanatçık açısı 20° olan türbülötör ile baca gazı çıkış sıcaklığı 88,98°C, kanatçık açısı 25° olan türbülötör ile baca gazı çıkış sıcaklığı 75,5 C°, bükümlü tip türbülötör ile baca gazı çıkış sıcaklığı 145,21°C ve helisel tip türbülötör kullanılması sonucunda da baca gazı çıkış sıcaklığı 102,4°C elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre baca gazı çıkış sıcaklığı en düşük kanatçık açısı 25° türbülötör ile elde edilmiştir. Bu sonuç en fazla ısı transferini yapan türbülötörün kanatçık açısı 25° türbülötör olduğunu göstermiştir.

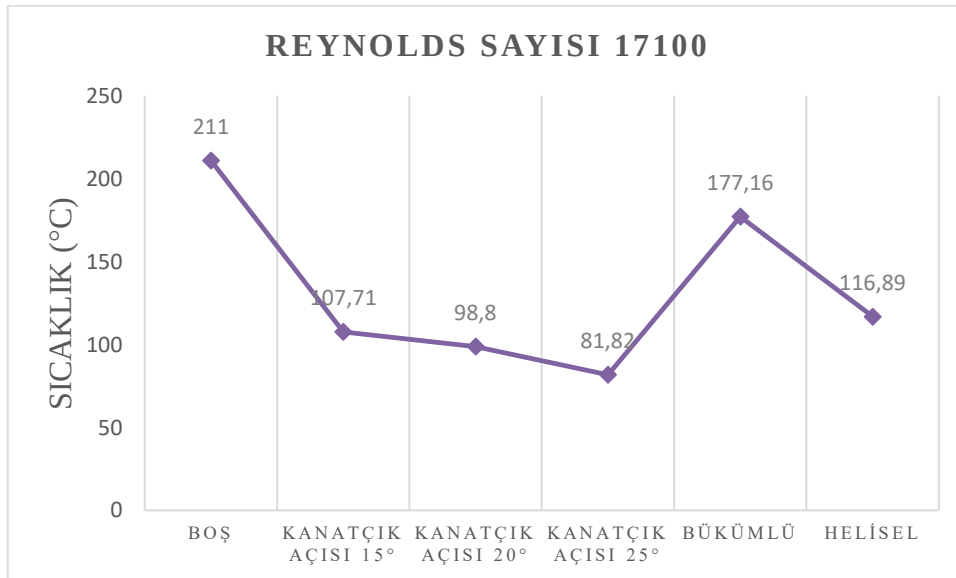
Aşağıda ki grafikte Reynolds sayısı 31700 iken elde edilen baca gazı sıcaklık değerleri gösterilmiştir.



Şekil 5.5: Reynolds sayısı 31700 iken baca gazı çıkış sıcaklığı analiz verileri.

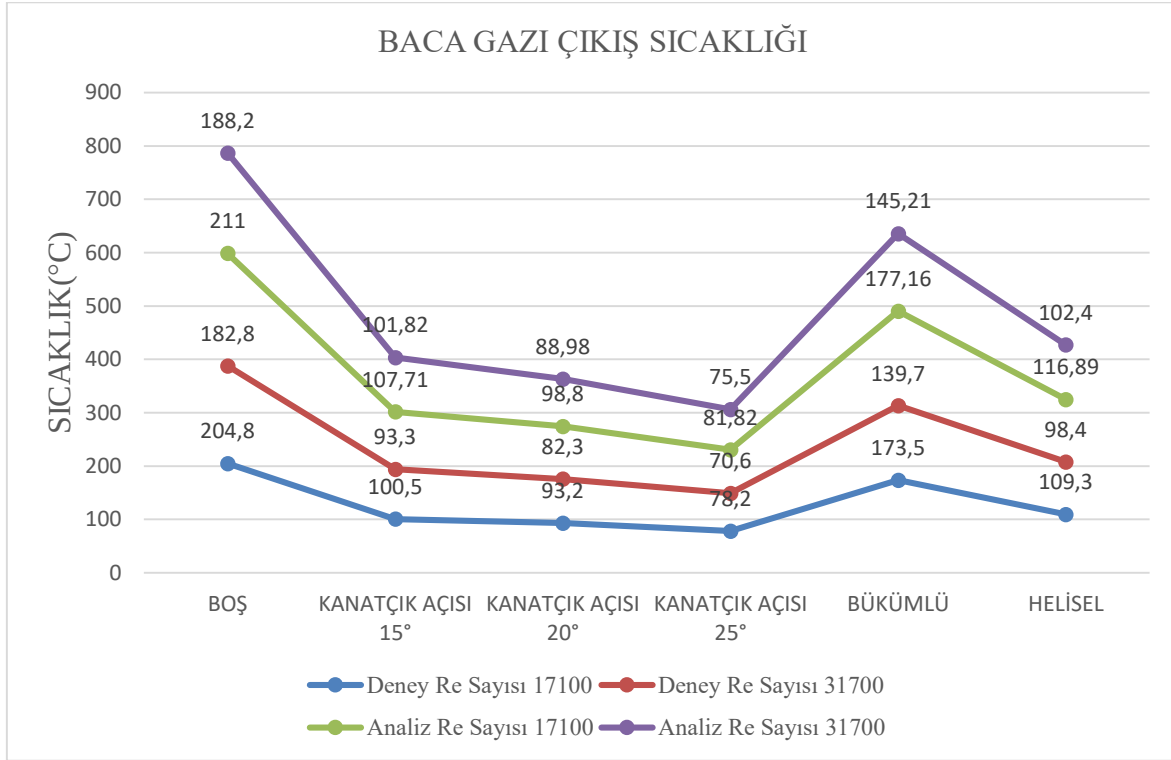
Reynolds sayısı 17100 olduğu zaman baca gazı çıkış sıcaklığı türbülör kullanmadan 211°C iken kanatçık açısı 15° olan türbülör kullanılmasıyla baca gazı çıkış sıcaklığı 107,71°C, kanatçık açısı 20° olan türbülör ile baca gazı çıkış sıcaklığı 98,8°C, kanatçık açısı 25° olan türbülör ile baca gazı çıkış sıcaklığı 81,82 C°, bükümlü tip türbülör ile baca gazı çıkış sıcaklığı 177,16°C ve helisel tip türbülör kullanılması sonucunda da baca gazı çıkış sıcaklığı 116,89°C elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre baca gazı çıkış sıcaklığı en düşük kanatçık açısı 25° türbülör ile elde edilmiştir. Bu sonuç en fazla ısı transferini yapan türbülörün kanatçık açısı 25° türbülör olduğunu göstermiştir.

Aşağıda ki grafikte Reynolds sayısı 17100 iken elde edilen baca gazı sıcaklık değerleri gösterilmiştir.



Şekil 5.6: Reynolds sayısı 17100 iken baca gazı çıkış sıcaklığı analiz verileri.

Aşağıda yapılan bütün çalışmalarda elde edilen baca gazı çıkış sıcaklığı grafik halinde verilmektedir.

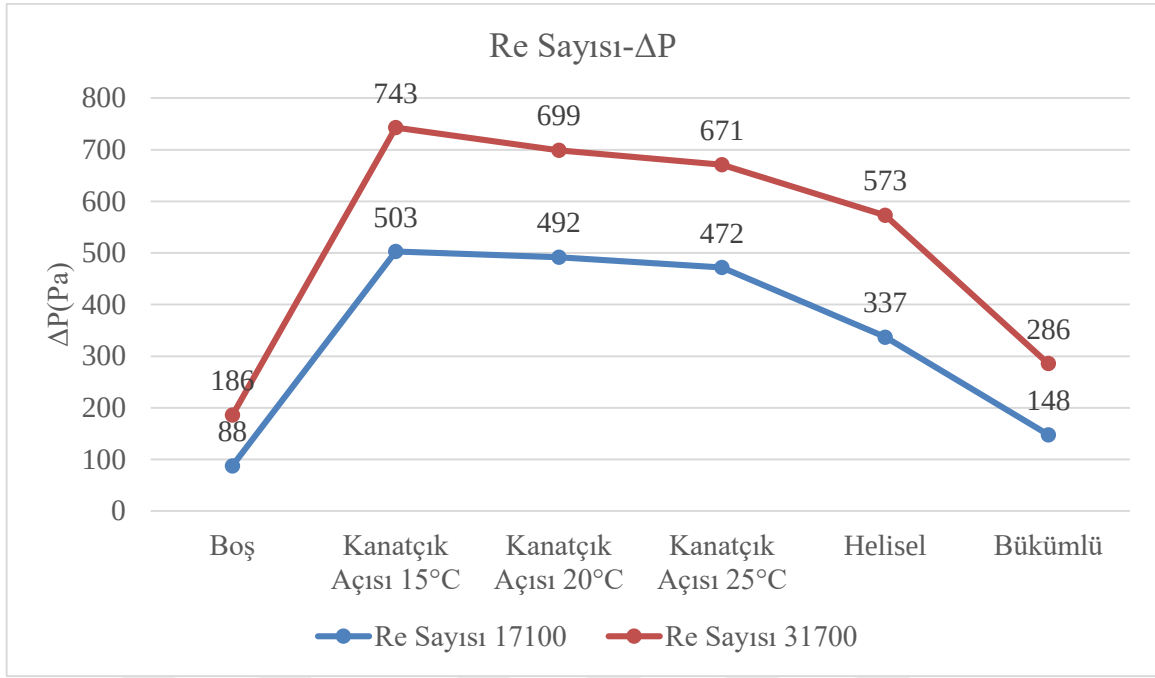


Şekil 5.7: Baca gazı çıkış sıcaklığı verileri.

Reynolds sayısı 31700 olduğu zaman basınç kaybı türbülötör kullanmadan 186 Pa iken kanatçık açısı 15° olan türbülötör kullanılmasıyla basınç kaybı 743 Pa, kanatçık açısı 20° olan türbülötör ile basınç kaybı 699 Pa, kanatçık açısı 25° olan türbülötör ile basınç kaybı 671 Pa, bükümlü tip türbülötör ile basınç kaybı 286 Pa ve helisel tip türbülötör kullanılması sonucunda da basınç kaybı 573 Pa elde edilmiştir.

Reynolds sayısı 17100 olduğu zaman basınç kaybı türbülötör kullanmadan 88 Pa iken kanatçık açısı 15° olan türbülötör kullanılmasıyla basınç kaybı 503 Pa, kanatçık açısı 20° olan türbülötör ile basınç kaybı 492 Pa, kanatçık açısı 25° olan türbülötör ile basınç kaybı 472 Pa, bükümlü tip türbülötör ile basınç kaybı 148 Pa ve helisel tip türbülötör kullanılması sonucunda da basınç kaybı 337 Pa elde edilmiştir. Elde edilen verilere göre Re sayısı artarken basınç farkının da arttığı gözlemlenmiştir.

Şekil 5.8’de Re- ΔP verileri grafik halinde verilmiştir.

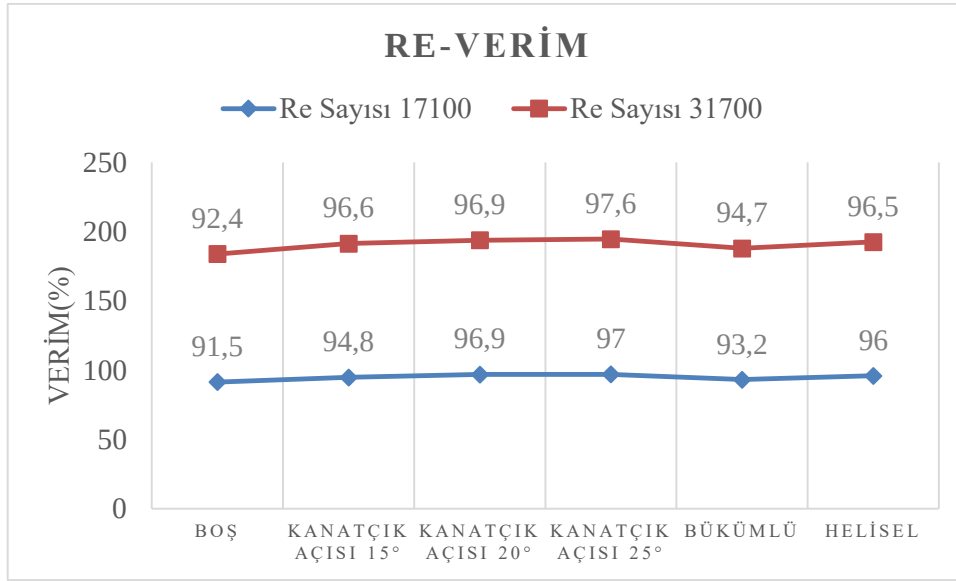


Şekil 5.8: Re-ΔP verileri.

Reynolds sayısı 17100 olduğu zaman verim türbülör kullanmadan %91,5 iken kanatçık açısı 15° olan türbülör kullanılmasıyla verim %94,8, kanatçık açısı 20° olan türbülör ile verim %96,9, kanatçık açısı 25° olan türbülör ile verim %97, bükümlü tip türbülör ile verim %93,2 ve helisel tip türbülör kullanılması sonucunda da verim %96 elde edilmiştir.

Reynolds sayısı 31700 olduğu zaman verim türbülör kullanmadan %92,4 iken kanatçık açısı 15° olan türbülör kullanılmasıyla verim %96,6, kanatçık açısı 20° olan türbülör ile verim %96,9, kanatçık açısı 25° olan türbülör ile verim %97,6, bükümlü tip türbülör ile verim %94,7 ve helisel tip türbülör kullanılması sonucunda da verim %96,5 elde edilmiştir. TESTO300 cihazından elde edilen verilere göre Re sayısı artarken kazandan elde edilen verimin azaldığı gözlemlenmiştir.

Grafik 7’de Re-Verim verileri grafik halinde verilmiştir.

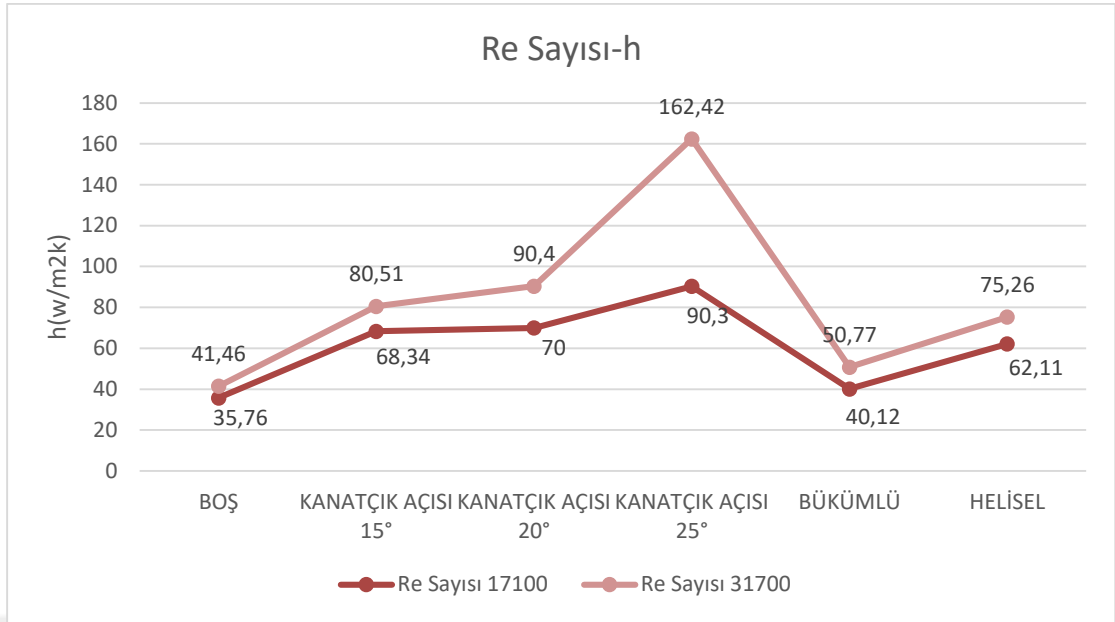


Şekil 5.9: Re-Verim verileri.

Yapılan deney sonucuna göre ısı taşınım katsayısı hesaplanmıştır. Hesaplamalarda ısı transferi miktarı (Q) 19652,2 W olarak bulunmuştur. Isı transferi miktarından her deney için ısı taşınım katsayısı bulunmuştur. Isı taşınım katsayısı hesabı için akışkanın temas ettiği yüzey alanını ve sıcaklık bilgileri kullanılmıştır. Elden dilen verilere göre Reynolds sayısı 31700 iken ısı taşınım katsayısı; boş boru olduğu zaman 41,46 W/m²K, kanatçık açısı 15° olan türbülötör kullanılmasıyla 80,51 W/m²K, kanatçık açısı 20° olan türbülötör kullanılmasıyla 90,4 W/m²K, kanatçık açısı 25° olan türbülötör kullanılmasıyla 162,42 W/m²K, bükümlü tip türbülötör kullanılmasıyla 50,77 W/m²K, helisel tip türbülötör kullanılmasıyla 75,26 W/m²K elde edilmiştir.

Reynolds sayısı 17100 iken ısı taşınım katsayısı; boş boru olduğu zaman 35,76 W/m²K, kanatçık açısı 15° olan türbülötör kullanılmasıyla 68,34 W/m²K, kanatçık açısı 20° olan türbülötör kullanılmasıyla 70,9 W/m²K, kanatçık açısı 25° olan türbülötör kullanılmasıyla 90,3 W/m²K, bükümlü tip türbülötör kullanılmasıyla 40,12 W/m²K, helisel tip türbülötör kullanılmasıyla 62,11 W/m²K elde edilmiştir. Elde edilen verilere göre Re sayısı artarken ısı taşınım katsayısının arttığı gözlemlenmiştir. Isı taşınım katsayısının artması ısı transferi miktarını da artırdığını gösterir.

Şekil 5.10'da Re sayısı-h verileri grafik halinde verilmiştir.

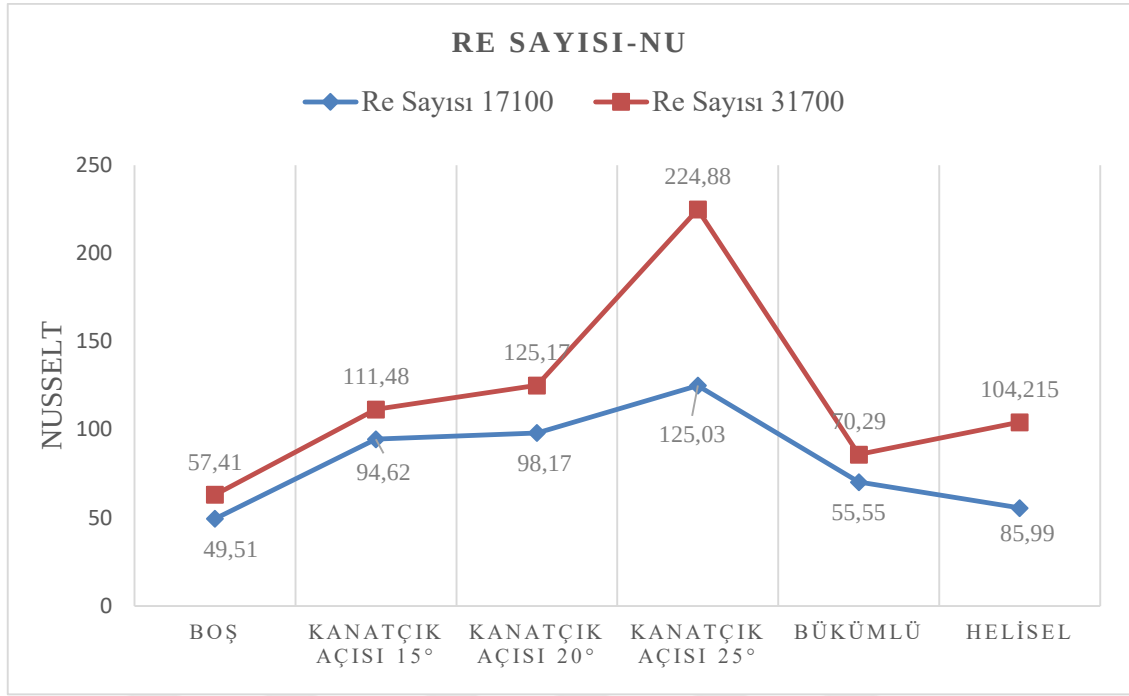


Şekil 5.10: Re sayısı-h verileri.

Yapılan deney sonucuna göre Nusselt sayısı hesaplanmıştır. Hesaplamalarda ısı transferi miktarı (Q) 19652,2 W olarak bulunmuştur. Reynolds sayısı 31700 olduğu zaman Nu sayısı türbülör kullanmadan 57,41 iken kanatçık açısı 15° olan türbülör kullanılmasıyla Nu sayısı 111,48, kanatçık açısı 20° olan türbülör ile Nu sayısı 125,17, kanatçık açısı 25° olan türbülör ile Nu sayısı 224,88, bükümlü tip türbülör ile Nu sayısı 70,29 ve helisel tip türbülör kullanılması sonucunda da Nu sayısı 104,215 elde edilmiştir.

Reynolds sayısı 17100 olduğu zaman Nu sayısı türbülör kullanmadan 49,51 iken kanatçık açısı 15° olan türbülör kullanılmasıyla Nu sayısı 94,62, kanatçık açısı 20° olan türbülör ile Nu sayısı 98,17, kanatçık açısı 25° olan türbülör ile Nu sayısı 125,03, bükümlü tip türbülör ile Nu sayısı 55,55 ve helisel tip türbülör kullanılması sonucunda da Nu sayısı 85,99 elde edilmiştir. Elde edilen verilere göre Re azalırken artarken Nu sayısının arttığı gözlemlenmiştir. Nu sayısı artması ısı transferinin artırdığını göstermektedir.

Şekil 5.11’de Re sayısı-Nu verileri grafik halinde verilmiştir.

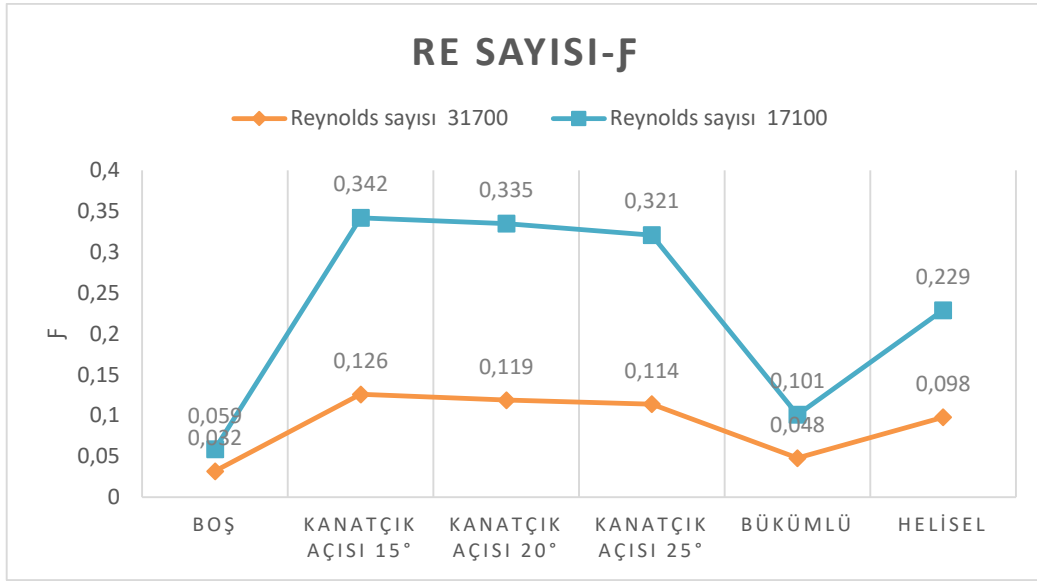


Şekil 5.11: Re-Nu verileri.

Reynolds sayısı 31700 olduğu zaman sürtünme faktörü türbülör kullanmadan 0,032 iken kanatçık açısı 15° olan türbülör kullanılmasıyla sürtünme faktörü 0,126, kanatçık açısı 20° olan türbülör ile sürtünme faktörü 0,119, kanatçık açısı 25° olan türbülör ile sürtünme faktörü 0,114, bükümlü tip türbülör ile sürtünme faktörü 0,048 ve helisel tip türbülör kullanılması sonucunda da sürtünme faktörü 0,0975 elde edilmiştir.

Reynolds sayısı 17100 olduğu zaman sürtünme faktörü türbülör kullanmadan 0,059 iken kanatçık açısı 15° olan türbülör kullanılmasıyla sürtünme faktörü 0,342, kanatçık açısı 20° olan türbülör ile sürtünme faktörü 0,335, kanatçık açısı 25° olan türbülör ile sürtünme faktörü 0,321, bükümlü tip türbülör ile sürtünme faktörü 0,101 ve helisel tip türbülör kullanılması sonucunda da sürtünme faktörü 0,229 elde edilmiştir. Elde edilen verilere göre Re sayısı artarken sürtünme faktörünün azaldığı gözlemlenmiştir.

Şekil 5.12’te Re sayısı- f verileri grafik halinde verilmiştir.

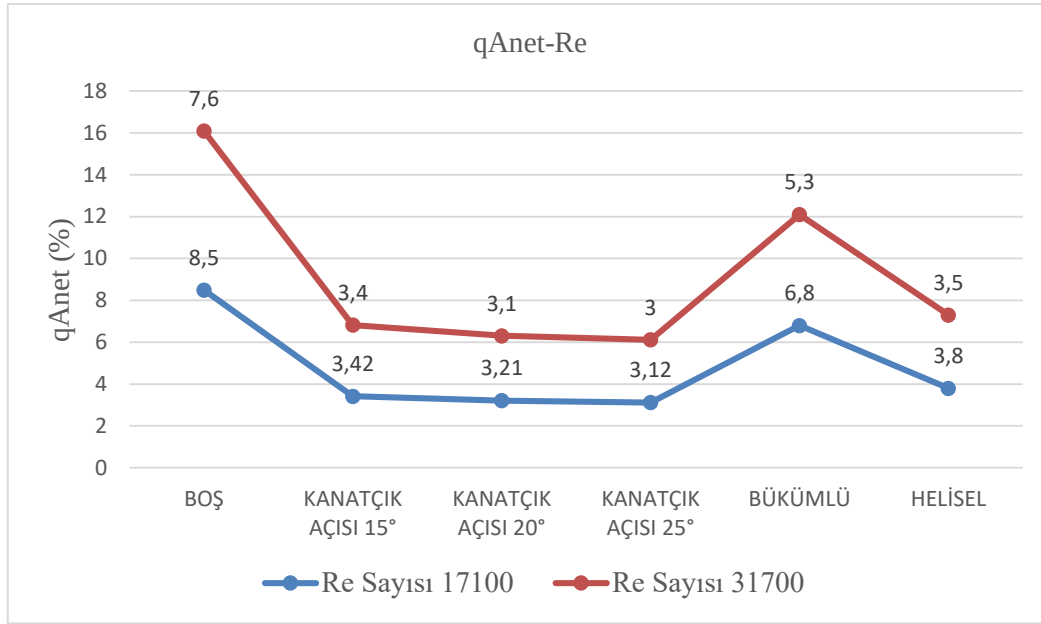


Şekil 5.12: Reynolds sayısı- f verileri.

TESTO 300 cihazından elde edilen q_{Anet} değeri yakıttan bağımsız verim değeridir. Reynolds sayısı 31700 olduğu zaman q_{Anet} değeri türbülör kullanmadan %7,6 iken kanatçık açısı 15° olan türbülör kullanılmasıyla q_{Anet} %3,4, kanatçık açısı 20° olan türbülör ile q_{Anet} %3,1, kanatçık açısı 25° olan türbülör ile q_{Anet} %3, bükümlü tip türbülör ile q_{Anet} %5,3 ve helisel tip türbülör kullanılması sonucunda da q_{Anet} %3,5 elde edilmiştir.

Reynolds sayısı 17100 olduğu zaman q_{Anet} değeri türbülör kullanmadan %8,5 iken kanatçık açısı 15° olan türbülör kullanılmasıyla q_{Anet} %3,42, kanatçık açısı 20° olan türbülör ile q_{Anet} %3,21, kanatçık açısı 25° olan türbülör ile q_{Anet} %3,12, bükümlü tip türbülör ile q_{Anet} %6,8 ve helisel tip türbülör kullanılması sonucunda da q_{Anet} %3,8 elde edilmiştir. Elde edilen verilere göre q_{Anet} değerinin azaldığı gözlemlenmiştir.

Şekil 5.13'te Re - q_{Anet} değeri verileri grafik halinde verilmiştir.



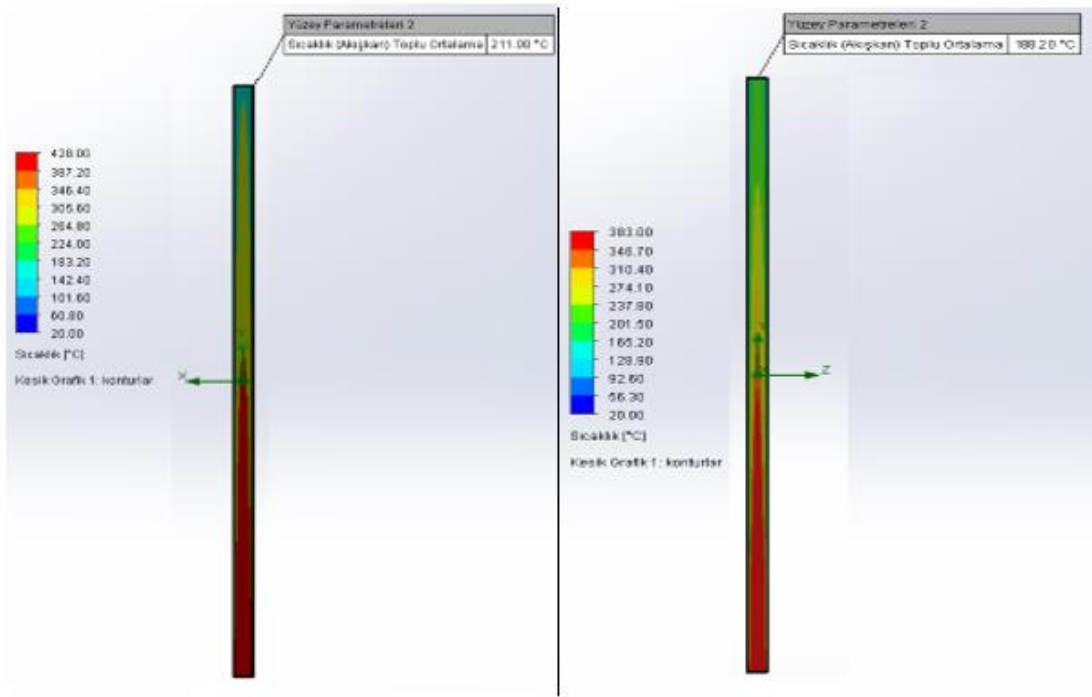
Şekil 5.13: Analiz- qA_{net} verileri.

5.2 Analiz Verileri

Solidworks Flow Simulation programında 2 farklı Reynolds sayısında analizler yapılmıştır. Reynolds değerleri 31700-17100 olarak değerler girilmiştir.

Gazın 3. geçiş borularına girdiği noktadaki sıcaklığı temel değer olarak Solidworks Flow Simulation programıyla analiz yapılmıştır. Yapılan analiz ile baca gazı çıkış sıcaklıkları bulunmuştur.

İlk önce boruların içine türbülötör kullanılmadan analizler yapılmıştır. Şekil 5.14'te analiz verileri verilmiştir.



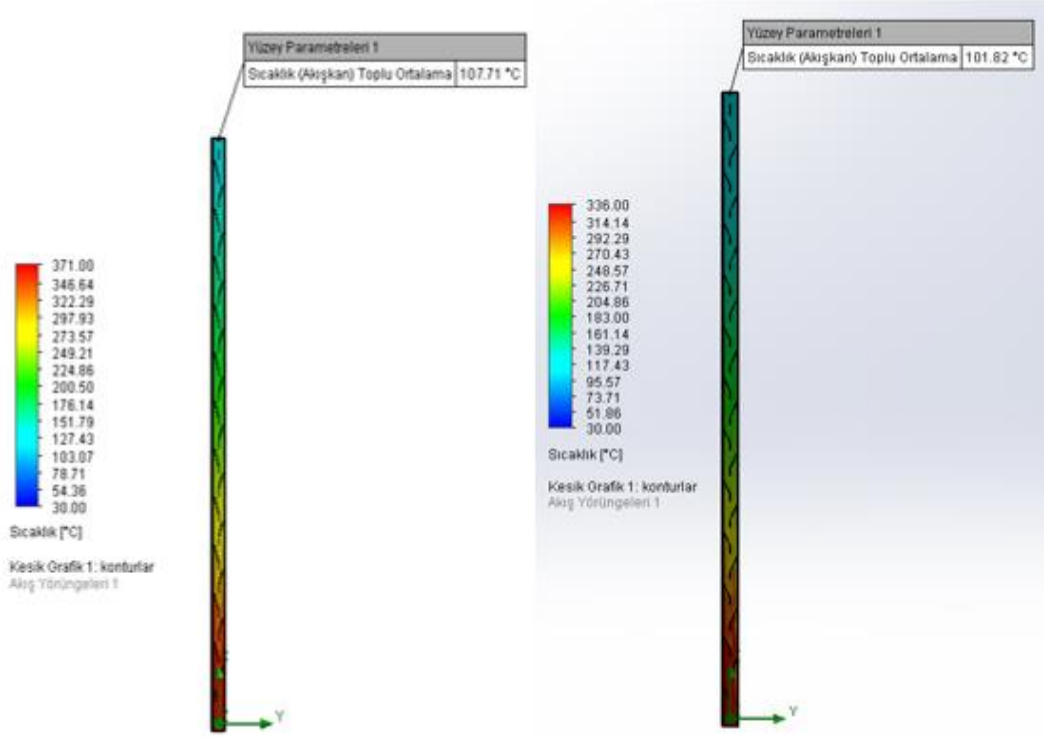
a)Re sayısı17100

b)Re sayısı 31700

Şekil 5.14: Borular boş iken yapılan analiz verileri.

Reynolds sayısı 17100 iken gazın borudan çıkış sıcaklığı 211 °C elde edilirken Reynolds sayısı 31700 olduğu zaman gazın borudan çıkış sıcaklığı 188,2°C elde edilmiştir. Reynolds sayısı artınca baca gazı çıkış sıcaklığının düştüğü görülmüştür. Bu durum daha fazla ısı transferi yapıldığını gösterir.

Kanatçık açısı 15° olan türbülötörün analiz verileri şekil 5.15'te verilmiştir.



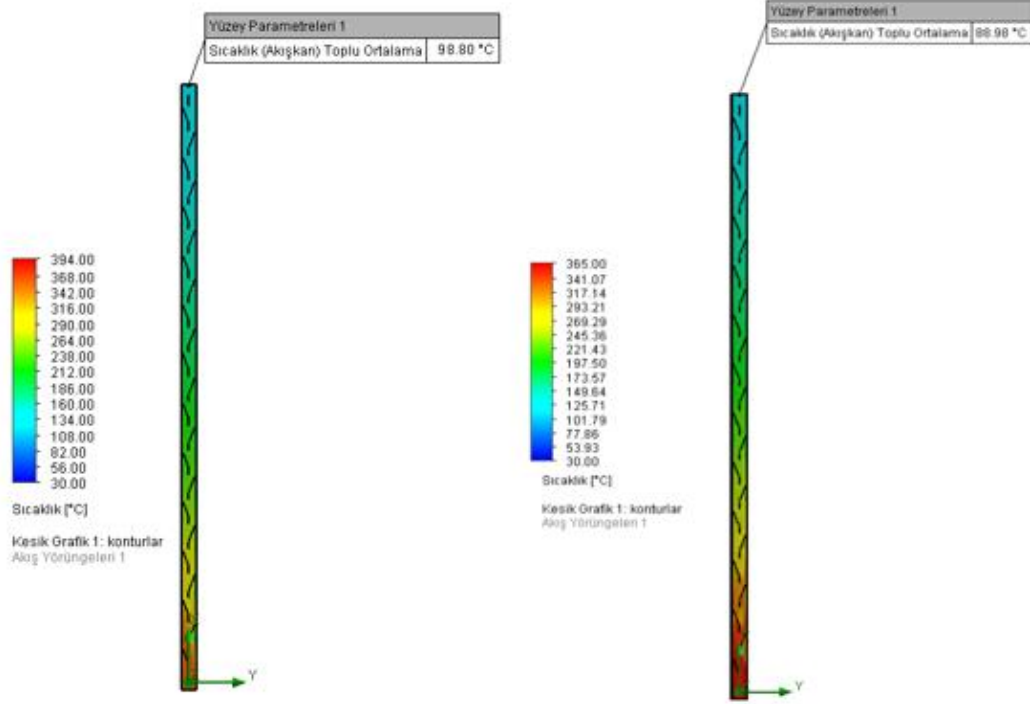
a)Re sayısı 17100

b)Re sayısı31700

Şekil 5.15: Kanatçık açısı 15° olan türbülator ile yapılan analiz verileri.

Reynolds sayısı 17100 iken gazın borudan çıkış sıcaklığı 107,71°C elde edilirken Reynolds sayısı 31700 olduğu zaman gazın borudan çıkış sıcaklığı 101.82°C elde edilmiştir. Reynolds sayısı artınca baca gazı çıkış sıcaklığının düştüğü görülmüştür. Bu durum daha fazla ısı transferi yapıldığını gösterir.

Kanatçık açısı 20° olan türbülatorün analiz verileri şekil 5.16'da verilmiştir.



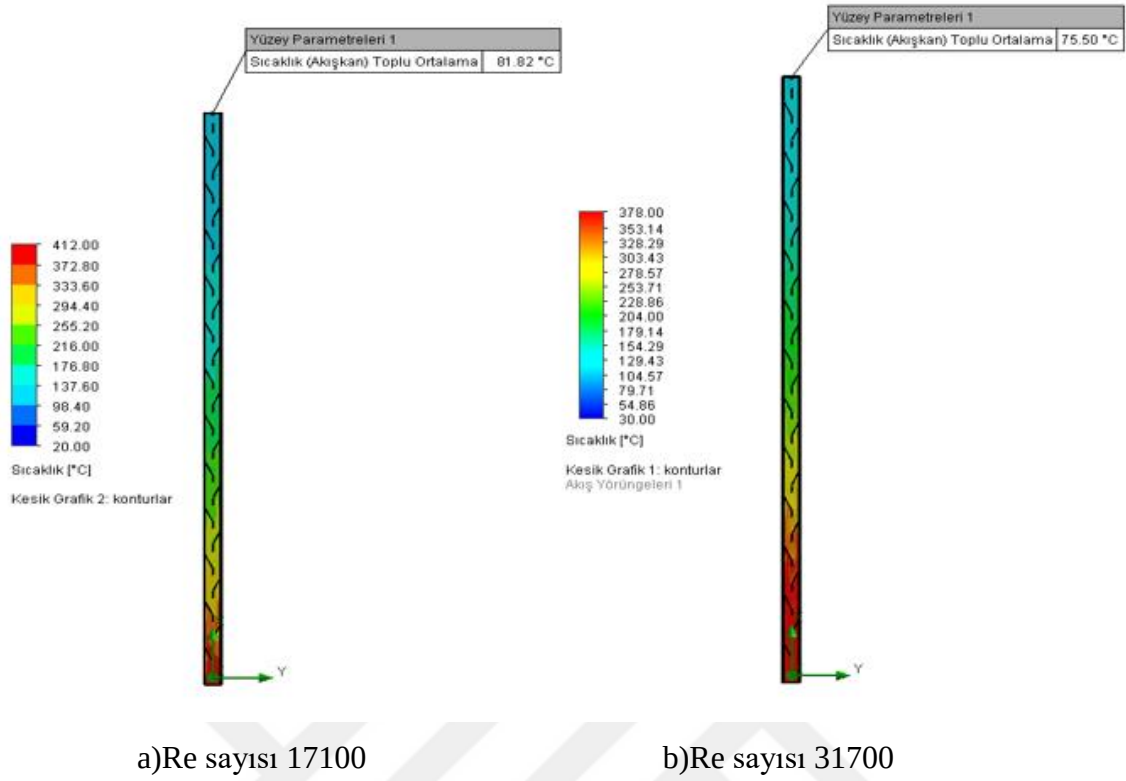
a) Re sayısı 17100

b) Re sayısı 31700

Şekil 5.16: Kanatçık açısı 20° olan türbülator ile yapılan analiz verileri.

Reynolds sayısı 17100 iken gazın borudan çıkış sıcaklığı 98,9°C elde edilirken Reynolds sayısı 31700 olduğu zaman gazın borudan çıkış sıcaklığı 88.98°C elde edilmiştir. Reynolds sayısı artınca baca gazı çıkış sıcaklığının düştüğü görülmüştür. Bu durum daha fazla ısı transferi yapıldığını gösterir.

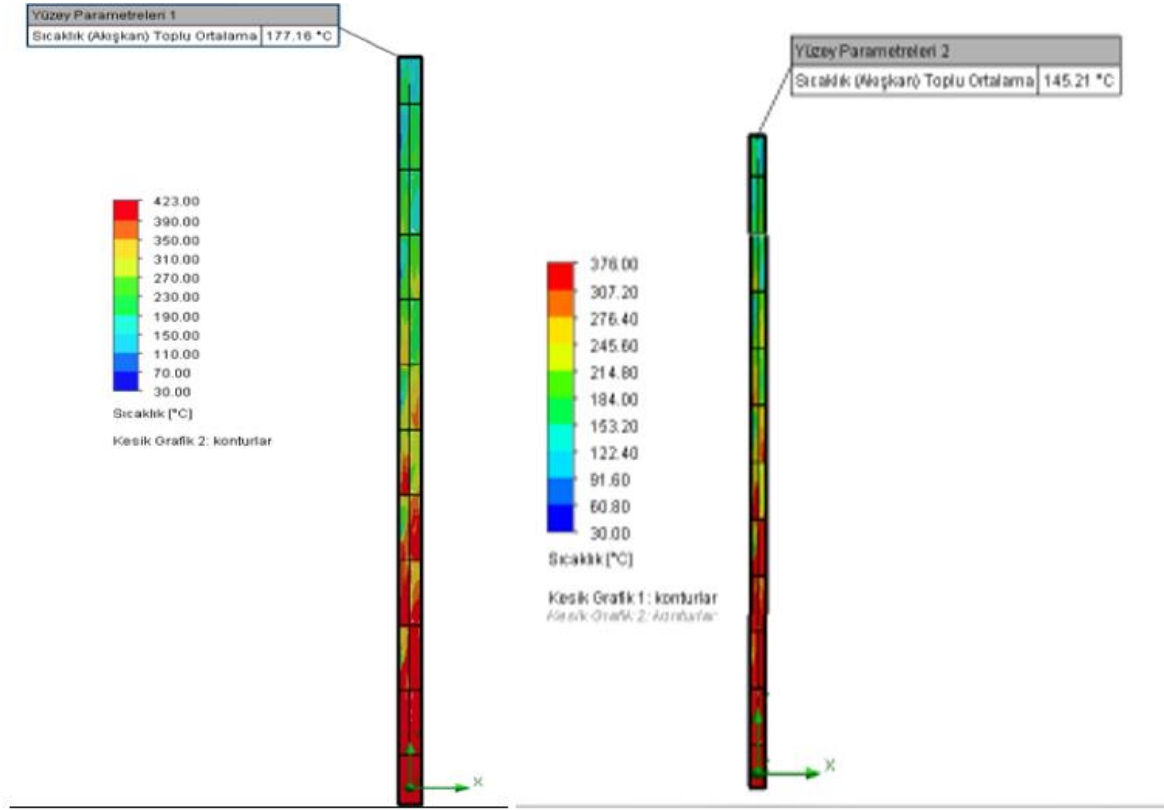
Kanatçık açısı 25° olan türbülatorün analiz verileri şekil 5.17’de verilmiştir.



Şekil 5.17: Kanatçık açısı 25° olan türbülator ile yapılan analiz verileri.

Reynolds sayısı 17100 iken gazın borudan çıkış sıcaklığı 81,82°C elde edilirken Reynolds sayısı 31700 olduğu zaman gazın borudan çıkış sıcaklığı 75.50°C elde edilmiştir. Reynolds sayısı artınca baca gazı çıkış sıcaklığının düştüğü görülmüştür. Bu durum daha fazla ısı transferi yapıldığını gösterir.

Bükümlü tip türbülatorün analiz verileri şekil 5.18’de verilmiştir.



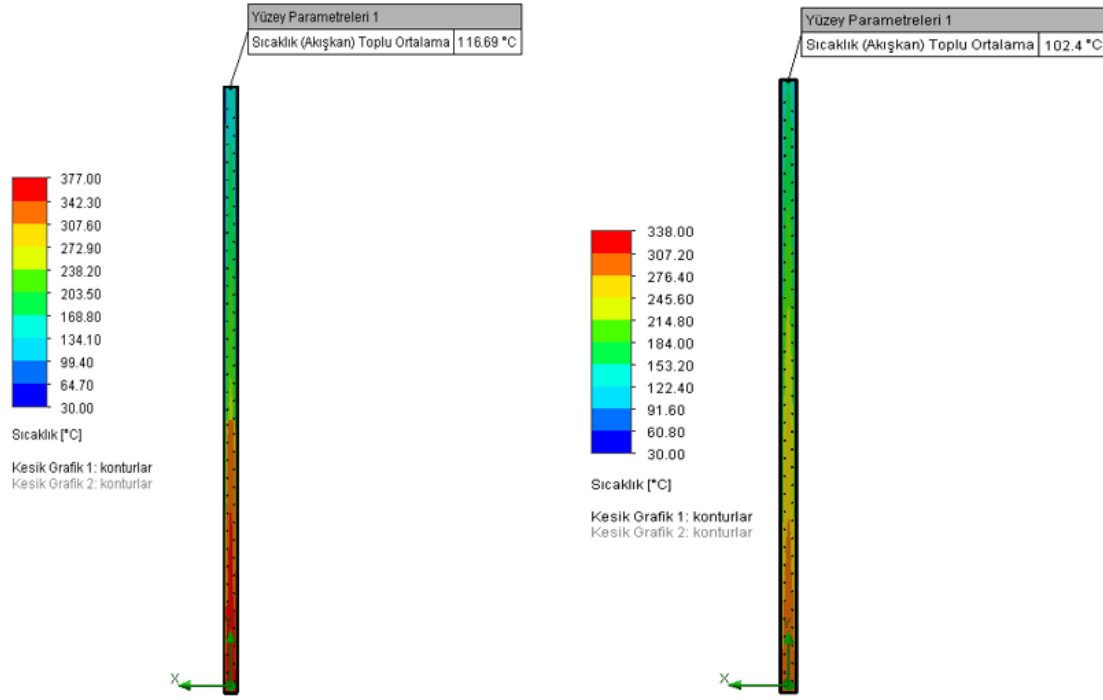
a)Re sayısı 17100

b)Re sayısı 31700

Şekil 5.18: Bükümlü tip türbülator ile yapılan analiz verileri.

Reynolds sayısı 17100 iken gazın borudan çıkış sıcaklığı 177,16°C elde edilirken Reynolds sayısı 31700 olduğu zaman gazın borudan çıkış sıcaklığı 145.21°C elde edilmiştir. Reynolds sayısı artınca baca gazı çıkış sıcaklığının düştüğü görülmüştür. Bu durum daha fazla ısı transferi yapıldığını gösterir.

Helisel tip türbülatorün analiz verileri şekil 5.19’da verilmiştir.



a)Re sayısı 17100

b)Re sayısı31700

Şekil 5.19: Helisel tip türbülötör ile yapılan analiz verileri.

Reynolds sayısı 17100 iken gazın borudan çıkış sıcaklığı 116,69°C elde edilirken Reynolds sayısı 31700 olduğu zaman gazın borudan çıkış sıcaklığı 102.4°C elde edilmiştir. Reynolds sayısı artınca baca gazı çıkış sıcaklığının düştüğü görülmüştür. Bu durum daha fazla ısı transferi yapıldığını gösterir.

Elde edilen analiz verilerine göre Reynolds sayısının 31700 olduğu zaman ki ısı transferinin daha fazla olduğu sonucu elde edilmiştir.

6.SONUÇ

Yapılan çalışmanın amacı doğalgaz yakıtlı bir kazanda türbülator kullanılmasıyla kazandaki ısı transferi değişimini gözlemlemektir. Bu çalışmada 12 farklı deney ve 12 farklı analiz yapılmıştır. Değişik modellerde türbülatorler kullanılması ısı transferini oldukça etkilemiştir. Deney boş boru ile ve 5 farklı model türbülator kullanılmasıyla gerçekleşmiştir. Deney ve analiz sonucuna göre türbülator kullanılması baca gazı çıkış sıcaklığını düşürmüş ve ısı transferi miktarını artırmıştır. Deney ve analiz sonuçlarında elde edilen baca gazı çıkış sıcaklığı karşılaştırıldığında bulunan değerlerin birbirine yakın olduğu görülmektedir. Yapılan çalışmalar sonucunda;

- Analiz ve deneysel çalışmalarda baca gazı çıkış sıcaklık değerleri için birbirine paralel sonuçlar elde edilmiştir.
- Türbülatorler de kanatçık açılarının artmasıyla beraber dönme açısı artmış ve böylece akım yolu uzamıştır. Akım yolunun artması, ısı transferinde bir artışa neden olmaktadır. Reynolds sayısındaki artış da ısı transfer miktarını artırmıştır. Sonuç olarak kanatçık açısı 25° olan türbülatorün kullanıldığı ve Reynolds sayısının 31700 olduğu deneyde en yüksek ısı transferi meydana geldiği gözlemlenmiştir.
- Yapılan 12 farklı deney karşılaştırıldığı zaman Reynolds sayısının artışına bağlı olarak Nusselt sayısının da arttığı görülmüştür.
- Kanatçık açısı 25° olan türbülator kullanıldığı zaman ısı yayılımı artmıştır.
- Reynolds sayısı arttıkça basınç farkı artmıştır. En fazla basınç kaybı Reynolds sayısı 31700 iken kanatçık açısı 15° olan türbülatorlü deneyden elde edilmiştir.
- Reynolds sayısı arttıkça sürtünme faktörü azalmıştır. f değerinin fazla olması doğalgazın borulardan geçme süresinin fazla olduğunu göstermektedir.
- Baca gazı çıkış sıcaklığı her deneyde farklı çıkmıştır. Baca gazı çıkış sıcaklığının düşük olması daha fazla ısı transferi yapıldığını göstermektedir.
- Yapılan deney sonucuna göre en iyi verim Reynolds sayısı 31700 olan deneyde 25° kanatçık açısına sahip olan türbülatorün kullanılmasıyla %97,6 olarak elde edilmiştir.
- Türbülator kullanımı baca gazı emisyon değerlerinde önemli bir değişikliğe neden olmamıştır.

Yapılan çalışma sonucunda türbülator kullanılmasıyla ısı transferi bakımında daha iyi sonuçlar sağlamıştır. Fakat ısı transferi artarken basınç kaybında da artış olmuştur. Basınç kaybı arttıkça, akışkanın hareketini gerçekleştirebilmesi için daha güçlü fan kullanılması gerekeceği

için ek bir maliyet çıkaracaktır. Bu sebeple basınç kaybı ve ısı transferi göz önünde bulundurularak, en iyi çözümün geliştirilmesi ve uygun türbülatör modelinin belirlenmesi gerekmektedir. Türbülatör kullanımıyla ısı değiştiricilerinde optimum çözümün geliştirilmesi, enerji verimliliği bakımında önemli faydalar sağlar.



KAYNAKLAR

- Aköz, M. S., Soydan, N. G., & Şimşek, O. (2016). Kritik Üstü Açık Kanal Akiminin Detached Eddy Ve Large Eddy Simülasyon İle Sayısal Modellenmesi. *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi Part C: Tasarım ve Teknoloji*, 4(4), 213-224.
- Algifri, A. H., Bhardwaj, R. K., & Rao, Y. V. N. (1988). Heat transfer in turbulent decaying swirl flow in a circular pipe. *International journal of heat and mass transfer*, 31(8), 1563-1568.
- Alizadeh, A. A., Abed, A. M., Zekri, H., Smaisim, G. F., Jalili, B., Pasha, P., & Ganji, D. D. (2023). Numerical investigation of the effect of the turbulator geometry (disturber) on heat transfer in a channel with a square section. *Alexandria Engineering Journal*, 69, 383-402.
- Bademci, N. (2017). Boru içine yerleştirilen türbülötörlerin ısı transferi ve akış karakteristiklerinin sayısal olarak incelenmesi (Yüksek lisans tezi). Batman Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Batman.
- Bilen, K., Akyol, U., & Yapici, S. (2001). Heat transfer and friction correlations and thermal performance analysis for a finned surface. *Energy Conversion and Management*, 42(9), 1071-1083.
- Celik, N., Pusat, G., & Turgut, E. (2018). Application of Taguchi method and grey relational analysis on a turbulated heat exchanger. *International Journal of Thermal Sciences*, 124, 85
- Chiu, Y. W., & Jang, J. Y. (2009). 3D numerical and experimental analysis for thermal-hydraulic characteristics of air flow inside a circular tube with different tube inserts. *Applied Thermal Engineering*, 29(2-3), 250-258.
- Çengel, Y. A., Tanyıldızı, V., & Dağtekin, İ. (2011). *Isı ve kütle transferi*. Güven Kitabevi.
- Eren, H., Celik, N., Yildiz, S., & Durmus, A. (2010). Heat transfer and friction factor of coil-springs inserted in the horizontal concentric tubes. *Journal of heat transfer*, 132(1).
- Ertan, U. (2019). Isı değıştiricilerinde yeni geliştirilen türbülötörlerin ısı transferi ve basınç kaybına etkisi (Yüksek lisans tezi). Batman Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Batman.
- Fan, A., Deng, J., Guo, J., & Liu, W. (2011). A numerical study on thermo-hydraulic characteristics of turbulent flow in a circular tube fitted with conical strip inserts. *Applied thermal engineering*, 31(14-15), 2819-2828.
- Guo, J., Yan, Y., Liu, W., Jiang, F., & Fan, A. (2013). Effects of upwind area of tube inserts on heat transfer and flow resistance characteristics of turbulent flow. *Experimental thermal and fluid science*, 48, 147-155.
- Izadi, M., Alshehri, H. M., Hosseinzadeh, F., Rad, M. S., & Hamida, M. B. B. (2023). Numerical study on forced convection heat transfer of TiO₂/water nanofluid flow inside a double-pipe heat exchanger with spindle-shaped turbulators. *Engineering Analysis with Boundary Elements*, 150, 612-623.
- İsmail, A. T. A., & Adem, A. C. I. R. (2020). Hava Akışkanlı Güneş Kollektöründe Isı Transferi İyileştirmesine Etki Eden Parametrelerin Taguchi Metodu ile Optimizasyonu. *Politeknik Dergisi*, 23(2) : 527-535

- İlyasoğlu, F. N.** (2009). Dikdörtgen Kesitli Kanal İçerisinde Isı Transferinin İyileştirilmesi (Yüksek lisans tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Kahraman, N., Sekmen, U., Çeper, B., & Akansu, S. O.** (2008). Boru İç Akışlarda Türbülatorlerin Isı Transferine Olan Etkisinin Sayısal İncelenmesi. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 28(2), 51-59.
- Kapan, S.** (2016). Yay tipi bir türbülatorün silindirik borularda ısı transferi ve basınç kaybına etkisi/The effects of coil spring turbulators inserted to the concentric heat exchangers on the heat transfer and pressure losses (Yüksek lisans tezi). Fırat Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ.
- Karagöz, Ş., Çiltaş, S., Yıldırım, O., & Erdoğan, S.** (2019). Yatay Borularda Türbülatorlerin Isı Transferine Olan Etkisinin Deneysel Araştırılması. *Erzincan Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 12(1), 306-316.
- Khoshvaght-Aliabadi, M., Khoshvaght, M., & Rahnema, P.** (2016). Thermal-hydraulic characteristics of plate-fin heat exchangers with corrugated/vortex-generator plate-fin (CVGPF). *Applied Thermal Engineering*, 98, 690-701.
- Koca, T., & Budak, S.** (2021). Kanatçıklı İç Borulu Dikey Isı Değiştiricilerinde Isı Transferi ve Basınç Düşümü Analizi. *Gümüşhane Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 11 (1), 62-72
- Kotcioglu, İ., Ayhan, T., Olgun, H., & Ayhan, B.** (1998). Heat transfer and flow structure in a rectangular channel with wing-type vortex generator. *Turkish Journal of Engineering and Environmental Sciences*, 22(3), 185-196.
- Kurtbaş, İ., Gülçimen, F., & Durmuş, A.** (2004). Değişik tip kanatçıklar kullanarak sabit ısı akısına sahip bir ısı değiştiricisinin etkenliğini artırma. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 24(2), 117-125.
- Megep.** (2012). Erişim: 13 Mayıs 2023,
http://megep.meb.gov.tr/mte_program_modul/moduller_pdf/Kazanlar.pdf
- Megep.** (2013). Erişim: 12 Mayıs 2023,
http://megep.meb.gov.tr/mte_program_modul/moduller_pdf/Is%C4%B1%20De%C4%9Fi%C5%9Ftiriciler.pdf
- Megep.** (2015). Erişim: 13 Mayıs 2023,
https://megep.meb.gov.tr/mte_program_modul/moduller_pdf/Kat%20Kaloriferi%20Montaj%C4%B1.pdf
- Muthusamy, C., & Srithar, K.** (2017). Energy saving potential in humidification-dehumidification desalination system. *Energy*, 118, 729-741.
- Pandey, N. K., & Bajpai, V. K.** (2016). Experimental investigation of heat transfer augmentation using multiple arcs with gap on absorber plate of solar air heater. *Solar Energy*, 134, 314-326.
- Promvonge, P.** (2008). Thermal performance in circular tube fitted with coiled square wires. *Energy Conversion and Management*, 49(5), 980-987.
- Pusat, G.** (2016). Isı değiştirgeçlerinde bükümlü plaka tipi türbülatorün ısı transferine ve basınç kaybına etkisi/Effects of corrugated plate type turbulators in a heat exchanger on

heat transfer and pressure loss (Yüksek lisans tezi). Fırat Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ.

- Ranganayakulu, C., Seetharamu, K. N., & Sreevatsan, K. V.** (1997). The effects of longitudinal heat conduction in compact plate-fin and tube-fin heat exchangers using a finite element method. *International journal of heat and mass transfer*, 40(6), 1261-1277.
- Rao, Y., Li, B., & Feng, Y.** (2015). Heat transfer of turbulent flow over surfaces with spherical dimples and teardrop dimples. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 61, 201-209.
- Royds, R.** (1921). *Heat transmission by radiation, conduction and convection*. D. Van Nostrand.
- Smithberg, E., & Landis, F.** (1964). Friction and forced convection heat-transfer characteristics in tubes with twisted tape swirl generators. *J. Isı Transferi*, 86(1): 39-48
- Sparrow, E. M., & Chaboki, A.** (1984). Swirl-affected turbulent fluid flow and heat transfer in a circular tube. *J. Isı Transferi*, 106(4): 766-773
- Şahin, H. M., Dal, A. R., & Özkaya, M.** (2020). İç İç Borulu Yay Tip Türbülatorlü Bir Isı Değiştiricisinin RNG k-ε Türbülans Modeli ile Sayısal Analizi. *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi Part C: Tasarım ve Teknoloji*, 8(1), 64-78.
- Terhan, M.** (2014), “Doğalgaz Yakıtlı Bir Kazanda Baca Gazından Enerji Geri Kazanımı Ve Yoğuşma Olayının Enerji, Ekserji Ve Ekonomik Yönden İncelenmesi ”, Doktora Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Atatürk Üniversitesi, Erzurum.
- Turgut, E., Çakmak, G., & Yıldız, C.** (2012). Optimization of the concentric heat exchanger with injector turbulators by Taguchi method. *Energy conversion and management*, 53(1), 268-275.
- Turgut, E.** (2020). Dairesel kesitli türbülans üreticilerinin ısı performansının araştırılması. *Dicle Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Mühendislik Dergisi*, 11(2), 481-490.
- Uğur, O.** (2000). Duman borulu kazanlar için türbülator tipinin seçilmesi (Yüksek lisans tezi). Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Uralcan, İ. Y.** (2004). *Sıcak su kazanları*. Isıtma Soğutma Klima Araştırma ve Eğitim Vakfı.
- Yakut, K., Sahin, B., Celik, C., Alemdaroglu, N., & Kurnuc, A.** (2005). Effects of tapes with double-sided delta-winglets on heat and vortex characteristics. *Applied energy*, 80(1), 77-95.
- Yamaner, Z.** (2006). Duman borulu kazanlarda duman boruları konstrüksiyonunun kazan verimine ve ocak yüküne etkisi (Yüksek lisans tezi). Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Yardımcı, U.** (2018). Silindirik boru içerisine yerleştirilen yarım çember şekilli türbülatorlerin ısı transferi ve basınç kaybına etkisinin incelenmesi/Investigation of the effect of half-circle turbulators placed in a cylindrical pipe on heat transfer and pressure loss (Yüksek lisans tezi). Fırat Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ.
- Yıldız, A., & Gunerhan, H.** (2005). Katı yakıtlı kazan tasarımı ve kazan ısı kapasite verimlilik değerinin deneysel olarak belirlenmesi. *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 89, 50-57.

- Yıldız, C., Biçer, Y., & Pehlivan, D.** (1996). Influence of fluid rotation on the heat transfer and pressure drop in double-pipe heat exchangers. *Applied Energy*, 54(1), 49-56.
- Zaherzadeh, N. H., & Jagadish, B. S.** (1975). Heat transfer in decaying swirl flows. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 18(7-8), 941-944.
- Zarea, H., Kashkooli, FM, Mehryan, AM, Saffarian, MR, & Beherghani, EN** (2014). Bir Arı Algoritması ile plaka kanatlı ısı eşanjörlerinin optimum tasarımı. *Uygulamalı ısı mühendisliği*, 69 (1-2), 267-277.
- Quadir, G. A., Krishnan, G. M., & Seetharamu, K. N.** (2002). Modeling of wire-on-tube heat exchangers using finite element method. *Finite elements in analysis and design*, 38(5), 417-434.



ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Berna AKMEŞE

ÖĞRENİM DURUMU: Lisans

- **Lisans** : 13.06.2018, Karabük Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği
- **Yüksek Lisans** : 2023, İnönü Üniversitesi, Enerji Anabilim Dalı

MESLEKİ DENEYİM:

- 2019-2019 Bekkiler Metal AŞ’de çalıştı.
- 2020-2022 MİMSAN GRUP’da çalıştı.
- 2022- 2022 Akkaya Isı Makinaları’nda çalıştı.
- 2023-Heray Filtreleme ve Sulama Sistemleri’nde çalışıyor

YÜKSEK LİSANS VEYA DOKTORA TEZİNDEN TÜRETİLEN ÇALIŞMALAR

- **Çeri B., Koca, T.(2021,Kasım).** Usage And Analysis Of Different Types Of Türbülátörs In Gas Boiler. 3rd International Congress On Applied Sciences. (pp.128-133) November 16-17.
- **Balikci, A., Çeri, B. & Koca, T. (2022).** Kendinden Kanatlı (Finli) Borulu Ekonomizerlerin Termal Performansa Etkisi. Avrupa Bilim ve Teknoloji Dergisi, (33), 400-406.
- **Çeri B., Koca, T. (2022).** Experimental Study Of The Effect Of Türbülátör Use On Chimney Gas Output Temperature In Gas Fuel Boiler. 2. Baskent International Conference On Multidisciplinary Studies. (pp.381-387) February 24-25
- **Çeri, B. & Koca, T. (2022).** Farklı Açılı Kanatçıklara Sahip Türbülátörlerin Gaz Yakıtlı Kazanda Kullanımının Isı Transferine Etkisi. Avrupa Bilim ve Teknoloji Dergisi, (35), 161-167