



**BİR EKONOMİZER TASARIMI VE NÜMERİK ANALİZİ**

**NIHAL ÇAKAR**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Yüksek Lisans Tezi**

**Danışman: Prof. Dr. Uğur AKYOL**

**2022**

**T.C.**  
**TEKİRDAĞ NAMIK KEMAL ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**



**BİR EKONOMİZER TASARIMI VE NÜMERİK ANALİZİ**

**NİHAL ÇAKAR**

**ORCID: 0000-0003-3691-2231**

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Danışman: Prof. Dr. Uğur AKYOL**

**HAZİRAN-2022**

**Her hakkı saklıdır.**

## ÖZET

### BİR EKONOMİZER TASARIMI VE NÜMERİK ANALİZİ

Nihal ÇAKAR

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Prof. Dr. Uğur AKYOL

Atık ısı ile birlikte kazan besisi suyunun ısıtılmasını ve enerji geri kazanımını sağlayan ısı değiştiricileri ekonomizer olarak adlandırılmaktadır. Bu çalışmada, atık ısının sisteme geri kazandırılma yöntemleri ve ekonomizer uygulamaları detaylı olarak ele alınmıştır. Fırından çıkan atık baca gazı ısısından yararlanılarak bir ekonomizer tasarımı, teorik hesaplamaları ve nümerik analizi yapılmıştır. Tasarımda, bir kablo firmasında kullanılan yanma testi fırınına ait veriler kullanılmıştır. Duman gazından suya olan ısı transferinde, duman gazı tarafındaki ısı iletim katsayısının su tarafına göre düşük olması sebebi ile ekonomizer tasarımında kendinden kanatçıklı serpantinler kullanılarak ısı geçiş miktarı artırılmıştır. Ekonomizer tasarımı hesaplamalarında, logaritmik ortalama sıcaklık farkı ve  $\epsilon$  - NTU metotlarından yararlanılmıştır. Yapılan hesaplamalar sonucunda, 288,24 m<sup>2</sup> yüzey alanına sahip ve kendinden kanatçıklı 120 adet serpantinden oluşan, 6 geçişli ve 5 sıralı bir ekonomizer tasarlanmıştır. Ekonomizerde kullanılan ısı değiştiricinin etkenliği 0,71 olarak hesaplanmıştır. Boru ve kanatçıklarda kullanılan materyal, ısıl iletkenlik katsayısının yüksek olması sebebi ile bakır olarak seçilmiştir. 20°C’de sıcaklığında ve 500 litre boiler tankında bulunan su, tasarlanan ekonomizer ile birlikte 60°C sıcaklığa 435 saniyede arttırılmıştır. Yanma testi fırını, her bir kablo grubu için 25 dakika çalışmaktadır. Tasarımı özgün kılan noktalardan birisi, ekonomizer yardımı ile yaklaşık 7 dakikada ısının sisteme geri kazandırılmasıdır. Ekonomizer sisteme dâhil edildiğinde baca gazı sıcaklığının 71,2°C’den 50°C’ye azaldığı görülmektedir. Böylece, baca gazı soğutularak daha düşük bir sıcaklıkta atmosfere atılacaktır. Tasarımı ve teorik hesabı yapılan ekonomizerin, ANSYS CFD programında sonlu elemanlar yöntemi ile birlikte nümerik analizi yapılmıştır. Teorik hesaplama sonuçları ve nümerik analiz sonuçlarının uyum içerisinde olduğu görülmüştür.

**Anahtar Kelimeler:** Atık Isı, Isı Geri Kazanımı, Isı Değiştiricileri, Ekonomizer, ANSYS, CFD

## ABSTRACT

### AN ECONOMIZER DESIGN AND NUMERICAL ANALYSIS

Nihal Çakar

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Supervisor: Prof. Dr. Uğur AKYOL

The heating of boiler feed water together with waste heat and heat exchangers that provide energy recovery are called economizers. In this study, waste heat recovery methods and economizer applications are discussed in detail. Economizer design, theoretical calculations and numerical analysis were made by using the heat of the waste flue gas from the furnace. In the design, the data of the combustion test furnace used in a cable company were used. In the heat transfer from the flue gas to the water, the heat transfer rate is increased by using self-finned serpentines in the economizer design since the heat transfer coefficient on the flue gas side is very low compared to the waterside. The mean logarithmic temperature difference and  $\epsilon$ -NTU methods were used in the economizer design calculations. As a result of the calculations, a 6-pass and 5-row economizer with a surface area of 288.24 m<sup>2</sup> and consisting of 120 self-finned serpentines was designed. The efficiency of the heat exchanger used in the economizer was calculated as 0.71. The material used in the pipes and fins was chosen as copper due to its high thermal conductivity coefficient. The water in the 500-liter boiler tank at 20°C was increased to 60°C in 435 seconds with the designed economizer. The combustion test furnace runs for 25 minutes for each cable group. One of the points that make the design unique is that the heat is restored to the system in approximately 7 minutes with the help of an economizer. When the economizer is included in the system, it is seen that the flue gas temperature decreases from 71.2°C to 50°C. Thus, the flue gas will be cooled and thrown into the atmosphere at a lower temperature. The designed and theoretically calculated economizer was analyzed in the ANSYS CFD program with the finite element method. It has been seen that the results of the theoretical calculations and the numerical analysis are in harmony.

**Keywords:** Waste Heat, Heat Recovery, Heat Exchangers, Ekonomizer, ANSYS, CFD

## İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	i
ABSTRACT .....	i
İÇİNDEKİLER .....	iii
ÇİZELGELER DİZİNİ .....	x
ŞEKİLLER DİZİNİ .....	xi
SİMGELER DİZİNİ .....	x
KISALTMALAR DİZİNİ.....	xii
TEŞEKKÜR.....	xiii
<b>1. GİRİŞ .....</b>	<b>1</b>
1.1 Genel Bilgiler .....	2
1.1.1 Enerji Tasarrufu ve Önemi .....	2
1.1.2 Sanayide Isı Geri Kazanımının Önemi .....	3
1.2 Literatür Özeti.....	4
1.3 Çalışmanın Amacı ve Kapsamı .....	10
<b>2. ATIK ISI VE GERİ KAZANIM SİSTEMLERİ .....</b>	<b>11</b>
2.1 Atık Isıdan Doğrudan Yararlanma Sistemleri.....	11
2.2 Atık Isıdan Dolaylı Yararlanma Sistemleri.....	11
2.3 Atık Isı ve Geri Kazanım Sistemleri.....	12
2.3.1 Rejeneratörler.....	12
2.3.1.1 Sabit Dolgu Maddeli Rejeneratör.....	13
2.3.1.2 Döner Dolgu Maddeli Rejeneratör.....	16
2.3.1.3 Paket Yataklı Rejeneratör .....	18
2.3.2 Reküperatörler.....	19
2.3.2.1 Isı Taşınım Ağırlıklı Reküperatörler.....	20
2.3.2.1.1 Seramik Reküperatörler .....	20
2.3.2.1.2 Metalik Reküperatörler .....	20
2.3.2.2 Isı Işınım Ağırlıklı Reküperatörler.....	21
2.3.2.3 Isı Taşınımı ve Işınımı Kombine Olan Reküperatörler .....	22
2.3.3 Isı Borulu Isı Geri Kazanım Sistemleri.....	22
2.3.4 Atık Isı Kazanları .....	24
2.3.4.1 Duman Borulu Atık Isı Kazanları .....	25
2.3.4.2 Su Borulu Atık Isı Kazanları .....	26
2.3.5 Ekonomizerler .....	27

2.3.5.1 Düz veya Dirsek Dönüş Borulu Ekonomizerler .....	29
2.3.5.2 Kanatlı Borulu Ekonomizerler .....	30
2.3.5.3 Helezon ve Spiral Borulu Ekonomizerler.....	30
2.3.5.4 Duman Borulu Ekonomizerler.....	30
2.3.5.5 Kazan Verimliliğine Dayalı Ekonomizer Çeşitleri .....	31
2.3.5.5.1 Yoğuşmasız Ekonomizer .....	31
2.3.5.5.2 Yoğuşmalı Ekonomizer .....	32
2.3.6 Gaz-Sıvı Isı Değiştiricileri .....	32
2.3.7 Kızdırıcılar .....	32
2.3.8 Kompakt Isı Değiştiriciler.....	33
2.3.8.1 Kanatlı Borulu Isı Değiştiricileri .....	37
<b>3. MATERYAL VE YÖNTEM .....</b>	<b>39</b>
3.1 Yangın Test Fırınında Ekonomizer Uygulaması .....	39
3.2 Ekonomizer Tasarımında Kullanılan Malzemeler .....	44
3.3 Ekonomizer Tasarımı .....	45
3.4 Ekonomizer Teorik Hesaplamaları .....	49
3.5 CFD Analizi.....	73
<b>4. CFD ANALİZ BULGULARI VE TARTIŞMA .....</b>	<b>74</b>
4.1 Sınır Şartları .....	74
4.1.1 Duvar Sınır Şartları .....	74
4.1.2 Giriş ve Çıkış Sınır Şartları.....	74
4.1.3 Periyodik ve Simetri Sınır Şartları .....	74
4.2 Yönetici Denklemler .....	74
4.3 Türbülans Modelleri .....	76
4.3.1 Standart k-ε Türbülans Modeli.....	76
4.3.2 RNG k-ε Türbülans Modeli .....	76
4.3.3 Realizable k-ε Türbülans Modeli .....	77
4.4 ANSYS CFD Nümerik Analiz Aşamaları.....	78
<b>5. SONUÇ VE ÖNERİLER.....</b>	<b>91</b>
<b>KAYNAKLAR.....</b>	<b>93</b>
<b>EK-1. YANMA TESTİ RAPORU .....</b>	<b>96</b>
<b>EK-2. SERPANTİN DETAY GÖRÜNÜMÜ.....</b>	<b>97</b>
<b>EK-3. YAKINSAMA GRAFİĞİ 1.....</b>	<b>98</b>
<b>EK-4. YAKINSAMA GRAFİĞİ 2.....</b>	<b>99</b>
<b>EK-5. SICAKLIK KONTÜRÜ 1.....</b>	<b>100</b>

<b>EK-6. SICAKLIK KONTÜRÜ 2</b> .....	101
<b>EK-7. HIZ KONTÜRÜ</b> .....	102
<b>EK-8. BASINÇ KONTÜRÜ</b> .....	103
<b>ÖZGEÇMİŞ</b> .....	104



## ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 2.1. Çeşitli ısı değiştiricileri için $\beta$ yüzey alanı yoğunluğu aralıkları .....	37
Çizelge 3.1. Havanın atmosfer basıncı altında termodinamik özellikleri .....	51
Çizelge 3.2. Suyun atmosfer basıncı altında termodinamik özellikleri .....	52
Çizelge 3.3. Değişik akış durumları için toplam ısı geçiş katsayısının yaklaşık değerleri .....	56
Çizelge 3.4. Çeşitli yüzeyli ısı değiştiricilerinde etkenlik-geçiş birimi sayısı arasındaki bağlantılar .....	60
Çizelge 4.1. Mesh parametreleri ve değerleri.....	79





## ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2. 1. Rejeneratif ısı değiştiricisi .....	13
Şekil 2. 2. Sabit dolgu maddeli rejeneratör .....	13
Şekil 2. 3. Sabit dolgu maddeli ikiz bir rejeneratör .....	14
Şekil 2. 4. Cowper tipi sabit dolgu maddeli bir rejeneratörün boyuna ve enine kesitleri .....	15
Şekil 2. 5. Cam fırını dolgu maddesi .....	15
Şekil 2. 6. Yüksek fırın dolgu maddesi .....	16
Şekil 2. 7. Kok fırın dolgu maddesi .....	16
Şekil 2. 8. Döner dolgu maddeli rejeneratörler .....	16
Şekil 2. 9. Gaz türbinlerinde kullanılan disk tipi döner dolgu maddeli rejeneratör.....	17
Şekil 2. 10. Ljungstrom tipi rejeneratif hava ısıtıcı bir rejeneratör .....	18
Şekil 2. 11. Paket yataklı rejeneratör .....	19
Şekil 2. 12. Reküperatör kullanarak atık ısı geri kazanım sistemi.....	19
Şekil 2. 13. Isı taşınım reküperatörü .....	20
Şekil 2. 14. Isı ışınımının esas olduğu reküperatör.....	21
Şekil 2. 15. Işınım/taşınım reküperatörü .....	22
Şekil 2. 16. Yatay ve dikey ısı borulu sistemler .....	23
Şekil 2. 17. VAPIPE .....	23
Şekil 2. 18. At nalı ısı geri kazanım sistemi.....	24
Şekil 2. 19. Dikey tip duman borulu atık ısı kazanı.....	25
Şekil 2. 20. Su borulu atık ısı kazanları .....	26
Şekil 2. 21. Tipik bir ekonomizer uygulaması yerleşim şeması.....	27
Şekil 2. 22. Düz veya firkete borulu ekonomizer .....	29
Şekil 2. 23. Kanatlı borulu ekonomizer .....	30
Şekil 2. 24. Helezon ve spiral borulu ekonomizer .....	30
Şekil 2. 25. Duman borulu ekonomizer .....	31
Şekil 2. 26. Yoğuşmasız ekonomizer serpantini.....	31

Şekil 2. 27. Yoğuşmalı ekonomizer serpantini.....	32
Şekil 2. 28. Isı değiştirici yzeylerinin ısı transfer yoğunluğu spektrumu.....	35
Şekil 2. 29. Kompakt ısı değiştiricilerinin iç yapısı.....	36
Şekil 2. 30. Kanatlı ısı değiştirgeçleri.....	37
Şekil 2. 31. Dairesel kanatlı borulu ısı değiştiricisi.....	38
Şekil 2. 32. Bir kademeli kanatlı boru dzenlemesinin birim hücresi.....	38
Şekil 3. 1. Test öncesinde kablo demetine ait görüntü.....	40
Şekil 3. 2. Test sonrasında kablo demetine ait görüntü.....	40
Şekil 3. 3. Kablo test cihazına ait genel dzen.....	41
Şekil 3. 4. Yangın test fırını egzoz kanalı.....	41
Şekil 3. 5. Atık ısının dışarı atılmasındaki baca gazı çıkış bağlantısı.....	42
Şekil 3. 6. Isı yayma oranı grafiği.....	42
Şekil 3. 7. Toplam açığa çıkan ısı grafiği.....	43
Şekil 3. 8. Üretilen duman oranı grafiği.....	43
Şekil 3. 9. Toplam duman üretimi grafiği.....	44
Şekil 3. 10. Bakır kanatçık tasarımı.....	45
Şekil 3. 11. Bakır boru tasarımı.....	45
Şekil 3. 12. Serpantinde bulunan hatve ls.....	46
Şekil 3. 13. Serpantine ait yakın görünüş.....	46
Şekil 3. 14. 20 adet borunun bulunduğu bir geçiş görüntüsü.....	47
Şekil 3. 15. Tasarımdaki geçiş ve sıra sayısına ait görüntü.....	47
Şekil 3. 16. 20°C sıcaklığında bulunan suyun serpantinlere giriş kısmı.....	48
Şekil 3. 17. Tasarımın ANSYS spaceclaim ortamında izometrik görünümü.....	48
Şekil 3. 18. Ekonomizer tasarımındaki serpantinlere ait yakın görünüş.....	49
Şekil 3. 19. Eşanjör boyutlandırma süreci akış şeması.....	50
Şekil 3. 20. Çapraz akımlı ve iki akışkanında birbirine karışmadığı ısı değiştiricisinde düzeltme arpanı.....	56

Şekil 3. 21. Akışkanların her ikisinin de karışmadığı, çapraz akımlı ısı değiştirici etkinliği grafiği .....	61
Şekil 3. 22. Kanatlı dairesel borulu ısı değiştiricilerinde ısı taşınımı ve sürtünme kaybı grafiği .....	64
Şekil 3. 23. Dikdörtgen kesitli dairesel kanatlarda verim grafiği .....	66
Şekil 4. 1. Serpantine ait mesh görünümü .....	78
Şekil 4. 2. Kanatçıkların mesh görünümü .....	78
Şekil 4. 3. Boru ve kanatçık üzerindeki mesh görünümü .....	79
Şekil 4. 4. Su ve hava akışkanlarının tanımlanması .....	80
Şekil 4. 5. Bakır materyalinin tanımlanması .....	80
Şekil 4. 6. Suyun giriş sıcaklığının tanımlanması .....	81
Şekil 4. 7. Suyun basınç değerinin tanımlanması .....	82
Şekil 4. 8. Suyun giriş hızının tanımlanması .....	83
Şekil 4. 9. Atık ısıya ait sıcaklık, hız, basıncın tanımlanması .....	83
Şekil 4. 10. Analiz tipi, ısı iletimi ve yer çekiminin tanımlanması .....	84
Şekil 4. 11. CFD analizine ait unsur ağacı .....	85
Şekil 4. 12. Su giriş sıcaklığına ait sıcaklık kontürü .....	86
Şekil 4. 13. Su giriş sıcaklığının yükseldiğine ait sıcaklık kontürü .....	86
Şekil 4. 14. Su çıkış sıcaklık değerine ait sıcaklık kontürü .....	87
Şekil 4. 15. Su giriş hızına ait hız kontürü .....	88
Şekil 4. 16. Su çıkış hızına ait hız kontürü .....	88
Şekil 4. 17. Giriş basıncı kontürü .....	89
Şekil 4. 18. Çıkış basıncı kontürü .....	90

## SİMGELER DİZİNİ

$\beta$	Kompaktlık, ( $m^2/m^3$ )
A	Alan, ( $m^2$ )
L	Boru uzunluğu, (mm)
$d_0$ ve $d_h$	Serpantin iç çapı, (mm)
V	Hacim, ( $m^3$ )
dak.	Dakika
L	Litre, (lt)
h	Saat
$\dot{q}$	Hacimsel debisi, ( $m^3/h$ )
$\Delta P$	Basınç kaybı, (Pa)
Pa	Pascal
kPa	Kilopascal
$\Delta T_m$	Logaritmik ortalama sıcaklık farkı, ( $^{\circ}C$ )
T	Sıcaklık, ( $^{\circ}C$ )
$\dot{m}$	Kütleli debi, (kg/h)
$C_p$	Özgül ısı, (kJ/kg $^{\circ}C$ )
$\dot{Q}$	Transfer edilen ısı miktarı, (kW)
U	Toplam ısı transfer katsayısı, (W/m $^2$ K)
F	Düzeltilme katsayısı
R	Kapasite oranı
P	Etkenlik
W	Güç
C	Isıl Kapasite debisi, (kW/kg $^{\circ}C$ )
$\epsilon$	Isı değiştiricisinde etkenlik
f	Fonksiyon
Re	Reynolds sayısı
$W_{et}$	En dar kesitteki hızı, (m/s)
$\mu$	Dinamik viskozite, (mPa.s)
$\rho$	Yoğunluk, (kg/m $^3$ )
$W_0$	Giriş hızı, (m/s)
$A_0$	Kanatsız boru dış yüzey alanı, ( $m^2$ )

B	Kanat genişliği, (m)
H	Kanatlı borunun uzunluğu, (m)
$t_{RR}$	Boru aralığı, (mm)
$t_R$	Kanatçık adımı, (mm)
$s_2$	Kanatçık kalınlığı, (mm)
$s_1$	Kanatçık kenar kalınlığı, (mm)
D	Kanatçık dış çapı, (mm)
a	Kanatçıklar arasında bulunan mesafe, (mm)
$T_k$	En dar kesitteki hız için düzeltme faktörü
St	Stanton sayısı
Pr	Prandtl sayısı
Nu	Nusselt sayısı
h	Isı taşınım katsayısı, (kW/m <sup>2</sup> K)
k	Kanat malzemesinin ısı iletkenlik katsayısı
$r_0$	Kanat dış çapı, (mm)
$r_i$	Boru dış çapı, (mm)
$n_k$	Kanatçık verimi
$N_B$	Sıra başına boru sayısı, (adet)
$S_T$	Boru eksenleri arası düşey mesafe, (mm)
$N_T$	Toplam boru sayısı, (adet)
$N_R$	Sıra sayısı, (adet)
$D_S$	Devre sayısı
$G_S$	Geçiş sayısı
$A_f$	Kanatçık alanı, (m <sup>2</sup> )
$u_i$	Hız vektörü
$\tau_{ij}$	Gerilme tansörü
E	Toplam enerji
$G_K$	Ortalama hız gradyanlarından ötürü türbülans kinetik enerjisinin üretimi
$G_B$	Yer çekimi kuvveti etkisiyle türbülans kinetik enerjisinin üretimi
$Y_m$	Sıkıştırılabilir türbülanstaki dalgalı genişlemenin toplam dağılıma oranına katkısı
$C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_{3\varepsilon}$	Türbülans modellemede kullanılan sabitler
$S_k$ ve $S_c$	Kullanıcı tarafından tanımlanan kaynak terimleri

## KISALTMALAR DİZİNİ

NTU	Number of Transfer Unit
CFD	Computational Fluid Dynamics
AutoCAD	Automatic Computer Aided Design
FEM	Finite Elements Method
ASE	Direct Air-side Economizer
IASE	Indirect Air-side Economizer
IEC	Indirect Evaporative Cooling
WSE	Indirect Water-side Economizer
TL	Türk Lirası
LMTD	Logarithmic Mean Temperature Difference
LPG	Likit Petrol Gaz
CO	Karbonmonoksit
CAD	Computer Aided Design
RNG	Reynolds Ortalama Yaklaşımli Türbülans Modeli

## TEŞEKKÜR

Yüksek lisansım ve tez çalışmam boyunca fikirleri ve önerileriyle yolumu aydınlatan, benden yardımlarını esirgemeyen ve her aşamada destek olan saygıdeğer danışmanım Prof. Dr. Uğur AKYOL başta olmak üzere, maddi ve manevi destekleriyle her an yanımda olan aileme sonsuz sevgi ve teşekkürlerimi sunarım.

Nihal ÇAKAR

Makine Mühendisi



## 1. GİRİŞ

Enerji, bir canlının hayatını devam ettirebilmesi ve yaşam kalitesini iyileştirebilmesi için en temel gereksinimlerden biridir. Bu nedenle enerji üretimi ve tüketimi, üzerinde titizlik ile durulması gereken konuların başında gelmektedir. Dünya nüfusunun hızlı artışı ve teknolojinin gelişimi ile birlikte olan yenilikler, enerji ihtiyacını her geçen gün arttırmaktadır. Var olan enerji kaynaklarının ihtiyacı karşılayamaması sonucu enerji verimliliği kavramı ortaya çıkmıştır. Üretimden elde edilecek olan ürün miktarını ve kalitesini etkilemeden, harcanan enerji miktarının en az indirilmesine, enerji verimliliği denmektedir.

Baca gazlarının çevreye atılması nedeniyle oluşan ısı kayıpların önlenmesi ile birlikte ısı veriminde artış sağlanabilmektedir. Atık ısının geri kazanılmasında birçok farklı tasarım kullanılabilir. Bunun sonucunda enerjinin büyük bir kısmı geri kazanılabilmekte olup yakıttan tasarruf edilebilmektedir. Aynı zamanda bu çalışmada da olduğu gibi atık ısı ile birlikte işletmede kullanılacak sıcak su elde edilebilmektedir.

Sıcaklıkları farklı ve birbirinden katı bir cidar ile ayrılan iki akışkan arasındaki ısı geçişi, birçok mühendislik uygulamalarında en önemli ve en çok uygulanan işlemlerden birisidir. Bu ısı değişiminin gerçekleştirilebilmesi için kullanılan cihaz, ısı değiştiricisi olarak adlandırılmaktadır. Isı değiştiricileri mühendislik uygulamalarında en sık rastladığımız elemandır. Hacim ısıtmasında, termik santrallerde, atık ısının geri kazanılmasında, kimya endüstrilerinde, iklimlendirme ve soğutma tesisatları gibi birçok farklı kullanım alanı bulunmaktadır. Kullanım yerinin özelliklerine göre farklı tipte ısı değiştiricisi imal edilebilmektedir.

Enerji, akışkan akışı, termodinamik ve ısı transferini içeren makine tasarımını ısı tasarım olarak nitelendirebiliriz. Isıl tasarım mühendislik tasarımının bir koludur. Gelişen teknoloji ile birlikte ısı tasarım birçok alanda gerekli hale gelmektedir. Tasarımdaki en önemli parametreler; ısı geçişi, basınç düşümü, boyutu, verimliliği ve maliyetidir. Isı değiştiricilerine ait verimlilik artışının ve maliyetinin düşürülmesinin en etkili yolu ısı taşınım katsayısını arttırmaktır. Isı taşınım katsayısının arttırılması basınç düşümündeki artışa sebep olabileceği gibi farklı istemeyen durumlar meydana getirebilir. Tasarımdaki boyutlar seçilirken dikkat edilmelidir.



## 1.1 Genel Bilgiler

### 1.1.1 Enerji Tasarrufu ve Önemi

Ekonomik ve sosyal kalkınmanın en temel girdilerinden birisi olarak enerji gösterilebilmektedir. Enerji kaynaklarının planlı bir şekilde kullanımının sağlanmasını ve yenilebilir enerji kaynaklarından daha fazla yararlanılması ile sürdürülebilir kalkınma gerçekleştirilebilmektedir (Koç ve Şenel 2013).

Genellikle dünyada enerji tüketiminde yenilenemeyen enerji kaynakları hâkimdir. Kullanılan fosil yakıtlar dünyadaki enerji tüketiminin yaklaşık yüzde seksenini oluşturmaktadır. Uluslararası Enerji Ajansı (2020b) verilerine göre, tüm enerji tüketiminin sadece yüzde yirmisi yenilebilir enerji kaynaklarından temin edilebilmektedir. Bu nedenle enerjinin kaynaklarının çeşitlendirilmesi bir gereklilik haline gelmektedir. Doğalgazın 2160 yılında ve petrolün 2050 yılından itibaren kullanımdan kalkacağı bilgisinden hareketle alternatif enerji kaynaklarına yönelinmesi, bu konuda yatırımlar yapılması gerekmektedir (Hamilton, 2013).

Enerji ihtiyacı, dünyada ve ülkemizde nüfusun hızla artması ve sanayideki gelişmeler ile doğru orantılı olarak gün geçtikçe artış göstermektedir. 2040 yılına gelindiğinde küresel birincil enerji tüketimi geçtiğimiz yıllara oran ile daha fazla artacaktır. Mevcuttaki enerji kaynakları artan enerji ihtiyacını karşılayamaz duruma gelmiştir (Li vd., 2021; Tokgöz ve Özgün, 2019).

Üretimden elde edilecek olan miktarları ve ürün kalitesini değiştirmeden, harcanan enerji miktarının en aza indirilmesine enerji verimliliği denir. Enerji verimliliğinin artırılması, yeni bir enerji kaynağı için yapılacak olan maliyetlerden daha ekonomiktir. Enerji tasarrufu; enerjinin doğru kullanımı ile kayıpları minimuma indirmek, aynı enerji ile daha çok iş yapılması anlamını taşımaktadır. Tasarruf ile birlikte elde edilen enerjinin üretimini sağlamak için uzun zamana ve daha pahalı yatırımlara ve ihtiyaç vardır (Demir, 2017).

Modern toplumdaki büyük fosil enerji tüketimi, küresel enerji kıtlığı sorununa neden olmuştur. Yenilebilir enerjinin geliştirilmesi ve kullanılması hızla enerji kriziyle başa çıkmak için kilit bir önlem haline gelmiştir (Zhang, Nie, He ve Wang, 2021).

### 1.1.2 Sanayide Isı Geri Kazanımının Önemi

Sanayinin bir çok alanında sıvı ve gaz gerekli proses çevrimini bitirdikten sonra içerisinde bulunan yüksek miktartlı enerji ile birlikte atık duruma gelmektedir. Bu atık ısının tekrar sisteme kazandırılması, ekonomik kazançların yanı sıra çevre kirliliği ve ekolojik denge hususlarında önemli bir rol oynamaktadır.

Küresel ısınmayı önleme ve dolayısıyla karbondioksit emisyonlarını azaltma amacı ile enerji kullanımının incelenmesi gerekmektedir. Dünya çapındaki nihai enerjinin yaklaşık %38'i sanayi sektöründe kullanılmaktadır. Bu yüzden endüstriyel süreçlerin enerji tüketimi mümkün olduğunca azaltılmalıdır. Endüstriyel atık ısı geri kazanımı sistemleri ile birlikte sera gazı emisyonlarında önemli düşüşler ve enerji tasarrufları sağlanabilmektedir. Günümüzde, tüm dünyada sera gazı salınımı azaltmak için çalışmalar yapılmaktadır. Enerji verimliliğindeki iyileşmeler ile birlikte daha düşük işletme maliyetleri ve artan karlılık söz konusudur (Brueckner, Miro, Cabeza, Pehnt ve Laevemann, 2014; Jouhara ve Olabi, 2018; Tarakcıoğlu, 2006; Varga ve Palotai, 2017).

Nüfusun sürekli artmakta olduğu ülkemizde sanayi alanlarında yapılan çalışmalar da artış göstermektedir. Bu durum ile birlikte enerji ihtiyacında da artış görülmektedir. Enerjinin önemli bir miktarı alt yapıdaki eksiklikler dolayısıyla israf edilmektedir. Kaybedilen enerjinin önemli bir miktarı doğru enerji geri kazanımı sistemi uygulanırsa tekrar kullanılabilir. Bu sebeple sanayilerde enerji geri kazanım sistemlerinin tasarımları zorunlu hale gelmiştir. Gelişen sanayiler, enerjiyi üretim süreçlerinde etkin kullanmaktadırlar. İşletmelerin rekabet ortamlarında başarısız olmalarının temel sebeplerinden birisi de, enerjiyi verimli kullanamamalarından kaynaklanmaktadır. (Kuvel, 2005; Uysal, 2019).

Enerjinin sanayide verimli kullanılması, kayıp ve kaçaklar önlenerek ve açığa çıkan atık ısının tekrar sisteme kazandırılması ile sağlanabilmektedir. Sanayide atık ısının geri kazanılması için en çok kullanılan iki tip sistem mevcuttur. Bunlar, ısı tekeri ve reküperatördür (Karanfil, Ruşen, Poyraz ve Can, 2020).

Açığa çıkan mevcut atık ısı, sisteme farklı tasarımlar ile birlikte geri kazandırılabilir. Prosese ait veriler incelenerek uygun ısı geri kazanım sistemi seçilmesi gerekmektedir. Seçilen geri kazanım sisteminin veriminin yüksek olması atık ısıyı üretime ne kadar çok kazandırdığımız anlamına gelmektedir.

## 1.2 Literatür Özeti

Çeteci (1999), çalışmasında bilgisayar yardımı ile ısı değiştiricilerinin tasarımını incelemiştir. Isı değiştiricilerinin ısı hesaplamalarını ve boyutlandırmasını Visual Basic 5.0 bilgisayar dilini kullanarak yapmıştır. Programın ilk aşamasında değişik gövde ve boru çapları için ısı ve maliyet hesaplamaları yapılmıştır. Sonuçlar gerçekte olan veriler ile karşılaştırıldıklarında yaklaşık olarak görülmüştür. Programın ilerleyen bölümlerinde soğutucu, nem alıcı ve ısıtıcı serpantin tasarımlarını incelemiştir. Tasarımlar için ilk aşamada olan benzer hesaplamalar yapılmıştır. Programın sonunda ise akışkan özelliklerinin yer aldığı görülmektedir. Uygulamada çok değişik alanlarda kullanılan ve farklı çeşitleri olan ısı değiştiricilerinin mevcut olduğu görülmektedir. Tasarım yapılırken değişen ekonomik koşulların da göz önünde tutulması gerektiği vurgulanmıştır. Bu çalışmada geliştirilen program ile birlikte ısı değiştiricilerinin tasarım süreleri kısaltılmış, hata en aza düşürülmeye çalışılmış ve en uygun şekilde boyutlandırma yapılmıştır.

Parmaksızoğlu ve Çeteci (1999), yapmış oldukları çalışmada, gövde-boru tipli ısı değiştiricilerini kullanarak hava-su, soğutucu ve ısıtıcı serpantin tip ısı değiştiricileri için matematiksel modeller geliştirmişlerdir. Model çözümlerine ulaşmak amacı ile bilgisayar programı hazırlamışlardır. Yapılan uygulamada değişen ekonomik koşullar ile birlikte tek tek hesaplama zorunluluğunun olduğu görülmüştür. Bunun sebebi ise; çok değişik alanlarda kullanılan ve birçok farklı tipte ısı değiştiricisinin olması şeklinde açıklanmıştır. Bu çalışmada, WINDOWS altında AutoCAD ile birlikte çalışan bir yazılım geliştirmişlerdir. Yazılım ile birlikte veri girişi ve çıktıların elde edilmesi kolaylaştırılmıştır. Yazılım sonucunda elde edilen sonuçlar ile üretilmeye devam eden ısı değiştiricileri karşılaştırıldığında oldukça benzer sonuçlar elde edildiği görülmektedir.

Metin (2003), radyatör tasarımının en son aşamasında yapılan testlerin ele alındığı bir çalışma yapmıştır. Bu testlerin radyatörün fonksiyonunu tam olarak yerine getirip getiremeyeceğini belirlemek açısından önemli olduğunu vurgulamıştır. Testlerin en önemlilerinden birisinin ısı performans testi olduğuna dikkat çekmiştir. Bu çalışmada  $\epsilon$  - NTU yöntemi kullanılarak araç radyatörü için ısı performans testi yapılmıştır. Bu yöntem ile testler sırasında kontrol edilebilen değerler kullanılarak test sonrasında elde edilen değerler hesaplanmaya çalışılmıştır. Elde edilen değerler, ısı transferi hesaplama yöntemi kullanılarak çıkarılmıştır.

Durmaz (2007), çalışmasında atık ısı geri kazanım sisteminin ısı hesaplamalarının bilgisayar yardımı ile incelenmesini amaçlamıştır. Bu atık ısı geri kazanım sisteminin, birbirinin aynısı olan iki kanatlı yüzeyli ısı değiştiriciden oluştuğu görülmektedir. Isı değiştiricilerden birisi ısıtma için kullanılırken diğerini soğutma için kullanılmaktadır. İncelenen sistemin ısı hesabı yapılırken  $\epsilon$  - NTU yönteminden faydalanılmıştır. Visual Basic’de yazılan program ile birlikte deneme yanılmaya gerek kalmadan kısa zamanda sonuca ulaşılmıştır. Böylece hem zamandan tasarruf sağlanılmıştır, hem de başarılı bir tasarım ortaya çıkarılmıştır.

Çıtır (2013), enerji kaynaklarının azalması ile birlikte enerji ihtiyacı ve enerji maliyetlerinin artması, sanayideki rekabetçi ortam ve çevresel duyarlılık enerji kaynaklarının verimli kullanılması gerektiğinin öneminden bahsetmektedir. Bu çalışmada, Ray ve Profil Haddehanesi tav fırınında bulunan ekonomizer ile birlikte atık ısı geri kazanımı incelenmiştir. Baca gazı ölçümleri yapılmıştır. Çalışma sonucunda düşük maliyetli bir yatırım ile ekonomizer tasarlanıp imal edilmiştir. Ekonomizerin verimi %84 olarak belirlenmiştir.

Madan (2014), sanayi sektörünün enerji tüketimi içerisinde önemli bir yere sahip olduğunu vurgulamıştır. Bu çalışma ile birlikte yoğun enerji tüketen seramik sektöründe, bir vitrifiye seramik fırınındaki enerji verimliliğinin artırılması amaçlanmıştır. Seramik fırının atık ısısından yararlanılarak, sıcak su elde etmek için ekonomizer tasarlanmış ve uygulaması yapılmıştır. Ekonomizer devreye alındıktan sonra tüketim değerleri karşılaştırılmıştır.

Aravindkumar (2014), kazan tarafından üretilen baca gazını tahliye etmek için kullanılan gaz kanalı ile ilgili çalışmıştır. Bu çalışmada SOLIDWORKS programı ile birlikte gaz kanalı tasarımı yapılmıştır. Çalışmanın temel amacı, yeni ekonomizer kanalının CFD analizinin yapılmasıdır. ANSYS yazılımı kullanılarak dört farklı tasarım incelenmiştir. Etkin ısı transferi, mevcut ekonomizerdeki boru sayısı azaltılarak sağlanmıştır. Tasarımın istenilen özellikleri arasında doğru akış dağılımına sahip olması, daha az basınç düşüşü ve daha az enerji kaybının olduğu görülmektedir. Analiz sonucu ile mevcut olan tasarım karşılaştırılmıştır. İstenilen özellikleri sağlayan son tasarıma karar verilmiştir.

Brumercik, Sojcek, Lukac, Nieoczym ve Wierzbicki (2016), bu çalışmada kazanın ana parçalarından birisi olan ekonomizerin akış ve sıcaklık alanını modellemişlerdir. Çalışmada, borulardaki kararlı durum sıcaklık alanını ve akışını hesaplamak için sonlu elemanlar yöntemine dayanan FEM hesaplama yöntemi kullanılmıştır. Aynı zamanda bu hesaplama yönteminin kazanlarda da kullanılabilir olduğu vurgulanmıştır. FEM hesaplama yöntemi,

ekonomizer bileşenlerinin stres alanlarını ve sıcaklıklarını belirlemek için modelleme de yardımcı olmuştur.

Canbolat, Türkan, Etemoğlu, Can ve Avcı (2016), yapmış oldukları araştırma çalışmasında ısı değiştiricilerini teknik ve ekonomik açıdan karşılaştırmışlardır. Plaka, gövde boru ve çoklu mini boru tipli ısı eşenjörleri kullanılmıştır. Isı değiştiricileri için aynı ısı kapasite ve aynı giriş-çıkış sıcaklıkları gibi özelliklerin mevcut olduğu görülmüştür. Çalışmanın sonucunda ekonomik açıdan çoklu mini tip ısı eşenjörünün daha uygun olduğu belirlenmiştir. Değerlendirme yapılırken kompaktlık ölçütü göz önüne alınmıştır. Konu, ekonomik açıdan değerlendirilmesinin yanı sıra kapladığı yer açısından ve ilk yatırım masrafı olarak da incelenmiştir.

Demir (2017), ısı kayıpları minimuma indirip, ısı değiştiricilerinin verimliliğini artırmanın önemini vurgulamıştır. Bu çalışmada baca gazının ekonomizere giriş ve çıkışındaki tasarımları değiştirilerek, ısıl etkenliğin verimli hale getirilmesi amaçlanmıştır. İki farklı ekonomizer üzerinde çalışmıştır. Kullanılan su debisinin ve atık gaz hızının ısı geçişine etkisi incelenmiştir. Atık hava hızını sabit tutarak suyun debisi ve su debisi sabit tutularak havanın hızı incelenmiştir. Isıl hesap sonuçları Solidworks Flow Simulation programı ile karşılaştırılarak incelenmiştir. Yeni tasarımın sonucunda ısı geri kazanım etkenliğinin arttığı görülmüştür.

Çelik (2017), yapmış olduğu çalışmada şofben ısı değiştiricisinin ısıl verimini arttırmak amacı ile yapılan değişikliklerin etkilerini incelemiştir. Tasarımda sadece kanat üzerinde yer alan yönlendiricilerde yapılan değişikliklerin verim üzerindeki etkisi çalışılmıştır. Bu yönlendiricilerin yanma gazlarının akışını düzenlediği vurgulanmıştır. FLUENT yazılımı ile birlikte akış ve ısıl performanslar için sayısal analizler yapılmıştır. Toplamda altı adet yeni kanat tipli modellerin sayısal analizleri elde edilmiştir. Şofben baca çıkışında emisyon değerinin artmaması iyi bir performansta aranan özellik olarak tespit edilmiştir. Ortalama çıkış hızının azalması ise emisyon değerini arttırdığı sonucuna varılmıştır. Mevcut durumdaki çıkış hızları ile altı adet yapılan deneme karşılaştırılmıştır. Yapılan analizler ile birlikte bütün sonuçlar değerlendirildiğinde, altı denemeden Deneme-2 modelinin verimi diğerlerine oranla çok daha fazla çıkmıştır.

Judt ve Bartoszewicz (2018), nominal gücü 250-300 kW'a eşit olan katı yakıtlı ısıtma kazanlarından açığa çıkan atık ısının kullanılması amacı ile bir çalışma gerçekleştirmişlerdir.

Isıtma kazanının çıkışındaki egzoz gazlarının sıcaklığının 270-300°C'ye eşit olabileceğini ve bu atık ısının bir kısmının harici bir ısı değiştirici ile birlikte geri kazanılabileceği üzerinde durmuşlardır. Makale, bu tip ısı değiştiricileri için bir ısı transfer işlemi hesaplama metodolojisi içermektedir. Bu tesisattan geri kazanılabilecek tahmini atık ısı 25 kW'a eşit olduğu görülmektedir. Tesise ilave edilebilir olan ısı değiştirici uygulaması ile birlikte yanma işleminin verimliliği %10 oranında arttırabilmek amacı için çalışmışlardır. Isı değiştiricinin sayısal analizini ANSYS Fluent ortamında gerçekleştirmişlerdir. Makalenin yazarları gerçek bir sıcaklık dağılımını analiz etmişlerdir. Bir ısı değiştiricinin tasarım sürecinde sayısal modelleme uygulaması, bir tasarımcının çalışmasını desteklemek ve sürecin daha etkin bir şekilde gerçekleştirilebilmesine sebep olmuştur. Sayısal model ile birlikte analitik hesaplamalar birbirlerini doğrulamıştır. Ekonomizerin kurulumu ile birlikte, kalorifer kazanının veriminin %8,4 oranında arttığı görülmektedir.

Arani ve Moradi (2019), yapmış oldukları çalışmada segmantel bölme kabuğunun ve borunun içerisinde olan suyun sıvı akışı ve ısı transferine odaklanmışlardır. Kombine bölme ve uzunlamasına boru konfigürasyonu kullanarak optimizasyon çalışması yapmışlardır. Akışkan alanı SOLIDWORKS tarafında analiz edilmiştir. Elde edilen analiz sonuçları, deneysel veriler ve sayısal sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Bu çalışmada üç boyutlu yeni bölmeler ile elde edilmiş nervürlü borunun davranışını incelemek amacı ile CFD yöntemi kullanılmıştır. Termohidrolik davranışların gözlemlendiği bir çalışma olmuştur. Sunulan yeni bölmeler ve nervürlü boru çeşitlilikleri karşılaştırılmıştır. En iyi performans gösteren ısı değiştirici çalışmada görülmektedir.

Gözcü (2019), doğrudan hava ekonomizeri (ASE), dolaylı hava ekonomizer (IASE), dolaylı evaporatif soğutmalı (IEC) ve dolaylı su ekonomizerini (WSE) içeren dört ayrı soğutma sisteminin veri merkezi üzerinde çalışmıştır. Veri merkezinde soğutma altyapısının kısmi yük performansı ve değişken iklim şartlarına duyarlı termodinamik modelleri incelemiştir. Ekonomizer sistemlerinde, hem enerji tasarruf potansiyelleri hem de ilk yatırım ve işletme maliyetleri açısından her iklim sınıfı için en karlı sistemin ortaya konulması hedeflenmiştir. Bilişim teknolojisinde olan tipik hava soğutmalı bir veri merkezinin termodinamik modeli referans olarak kabul edilmiştir. Türkiye'nin farklı şehirlerinde iklim şartlarında gerçekleştirilen hesaplamalara göre farklı serbest soğutma yöntemlerinin termodinamik modelinde olası iyileştirme uygulamaları olarak etkileri elde edilmiştir. Seçilen şehirlerde ekonomi, iklim ve bunun gibi birçok özellik dikkate alınmıştır. Yapılan ekonomik analiz

çalışmaları ile birlikte seçilen farklı şehirlerde hangi sistemin iyileştirilmesinin daha uygun olacağı seçilmiştir. Bu çalışmada ekonomik analiz çalışmaları olmadığı takdirde, salt enerji tasarrufu sonuçlarında bakarak yapılan çalışmalarda istenilmeyen sonuçlar ile karşılaşılabilir olduğu sonucuna varılmıştır.

Uysal (2019), sanayi sektöründe enerji tüketiminin fazla olması sebebi ile birlikte enerji geri kazanımı önemli hale geldiğini vurgulayarak, baca gazı atık ısısını geri kazanılmasındaki yöntemleri detaylı olarak ele almıştır. Çalışmada, otomotiv sektörüne ait bir firmadaki enerji verimliliğinin artırılması amaçlanmıştır. Boya kurutma fırınından elde edilen atık ısı yararlanılarak ekonomizer sistemi tasarlanmıştır. Ekonomizer ile birlikte elde edilen sıcak suyun faydaları değerlendirilmiştir.

Özgün ve Tokgöz (2019), atık ısı geri kazanım sistemleri üzerine yapılmış olan daha önceki çalışmaları incelemişlerdir. Doğalgaz yakıtlı bir kazan için baca gazı ısı geri kazanımı potansiyelini araştırmışlardır. Araştırmalar sonucunda bir reküperatör tasarlamışlardır. Tasarlanan sistem ile birlikte enerji, ısı transferi ve ekonomik analizler yapmışlardır. Sistemin sağlayacağı yakıt tasarrufunu “Net bugünkü değer metodunu” kullanarak hesaplamışlardır. Tasarlanan ön ısıtıcı ile birlikte kazan veriminin artırıldığı görülmektedir. Artan kazan verimliliği sayesinde atmosfere salınan karbondioksit oranının azalacağı öngörülmüştür. Bunların yanı sıra çevre kirliliğinin azaltılması üzerinde de durmuşlardır.

Hamzaoğlu (2019), yapmış olduğu çalışmada enerji verimliliğini; bir ürünün belirli bir sürede üretilen miktarı ve ürünün kalitesi düşürülmeden tüketilen enerji miktarının en aza indirgenmesi durumu olarak açıklamıştır. Enerji verimliliğini artırmanın amacının, ekonomik olarak maliyeti düşürmek ve çevreye zararlı gazlarının salınımının minimum seviyeye indirmek olduğunu vurgulamıştır. Makine içerisine alınan sıcak havayı ısıtmak için atık ısının kullanılmasını içeren, bir ısı değiştirici mantığında çalışan ekonomizer ünitesinin tasarımını ve analizlerini yapmıştır. Yapılan hesaplamalar sonucunda tasarımda kullanılan ekonomizer uygulaması için yıllık doğalgaz tüketiminden ne kadar tasarruf sağlanabileceği öngörülmüştür. Çalışmadan çıkarılan sonuçla birlikte, sisteme yalnızca ekonomizer eklenmesi halinde bile çok ciddi ekonomik kazanımlar ve enerji verimliliği sağlanabildiği görülmüştür.

Özağdaş (2020), yapmış olduğu çalışmada ekonomizer tasarımı ve analizini yapmıştır. Ekonomizer tasarımı için doğalgaz yakıtlı bir kazandan çıkan atık baca gazı ısısını kullanmıştır. Tasarım hesaplamalarında logaritmik ortalama sıcaklık farklı ve  $\epsilon$  - NTU metotlarından

yararlanılmıştır. Hesaplamaların sonucunda 19,89 m<sup>2</sup> yüzey alanına sahip ve 304 kalite paslanmaz çelik borulardan oluşan yoğunlaşmaz ekonomizer tasarlanmıştır. Ekonomizer ile birlikte sistemin yıllık tasarruf miktarının 5025,15 TL olacağı hesaplanmıştır.

Abeykoon (2020), bu çalışmada ısı değiştiricinin tasarım prosedürünü araştırmayı amaçlamıştır. Teorik olarak hesaplanan bir ısı değiştirici daha sonra hesaplamalı akışkanlar dinamiği yardımı ile optimize etmiştir. Karşı akışlı bir ısı değiştiricinin uzunluğunu teorik olarak LMTD yöntemi ile hesaplarken, basınç düşümü ve enerji tüketiminde ise Kern yöntemini kullanmıştır. Daha sonra ANSYS ile birlikte aynı ısı değiştiricinin hesaplamalı bir modelini uygulamak için çalışmıştır. Tasarım parametrelerinin değişimi ile birlikte çalışmasını altı farklı modele genişletmiştir. Teorik ve CFD sonuçlarının sadece %1,05 fark gösterdiği görülmüştür. Bu çalışma ile birlikte CFD modellemesinin, ısı değiştiricilerinin tasarımı ve optimizasyonu için umut verici olabileceğini göstermiştir. Fiziksel prototipler üretmeden de çok sayıda tasarım seçeneğinin test edilebilir olması, çalışmada önemli noktalardan birisi olarak görülmektedir.

Onan (2020), tarafından yapılan çalışmada LPG yakıtlı buhar jeneratörünün atık baca gazı ısısı kullanılarak ekonomizer hesabı ve üretimi yapılmıştır. Kazan daireleri sınırlı bir alana sahip olduğu için günümüzde kullanılan ekonomizerlerden daha farklı bir tasarım yapılmıştır. Bu ekonomizer yüksek verimli, daha az yer kaplayan ve tamir edilmesi kolay bir ekonomizer olarak görülmektedir. Çok geçişli karbon çelik borulardan üretilerek ekonomik olması sağlanmıştır. Şaşırtmalı dizilmiş boru tasarımı ve borular arasındaki optimum mesafe ile birlikte ısı transfer alanı daha düşük hesaplanmıştır. 16,20 kW'lık enerji, ekonomizer kullanımı ile egzoz gazından geri kazanıldığı sonucuna varılmıştır.



### 1.3 Çalışmanın Amacı ve Kapsamı

Bu çalışmada, yanma testi fırınından çıkan 71,2°C sıcaklığındaki atık ısı ile birlikte, 500 litre boiler tankında bulunan 20°C sıcaklığındaki suyun 60°C sıcaklığa yükseltilmesi amaçlanmıştır. Atık ısının sisteme tekrar geri kazandırılabilmesi için bir ekonomizer tasarımı, teorik hesaplamaları ve nümerik analizi yapılmıştır. Ekonomizer tasarımı hesaplamalarında, ısı değiştiricilerinin ısı hesaplama yöntemlerinden faydalanılmıştır. Tasarlanan ekonomizerin sisteme dâhil edilmesi ile birlikte baca gazı sıcaklığının soğutularak atmosfere atılacağı ön görülmektedir.

Tasarım, atık ısının tesiste işletme suyu olarak kullanılabilir olması sebebi ile kullanım suyu ekonomizeri olarak nitelendirilebilmektedir. Tasarlanan ekonomizerde ısı iletkenlik katsayısının fazla olduğu materyallerin seçilmesi konusunda dikkat edilmesi gerekmektedir. Tasarım özgün olup, imal edilmesi istenildiği takdirde kullanılan materyaller değiştirilerek revize edilebilmektedir. Aynı zamanda ısıtılması amaçlanan suyun debisi değiştiği takdirde, tasarımda kullanılan serpantinlerin de geometrisi değiştirilebilmektedir.

Mevcut olan hava çıkış sıcaklığının düşük olması sebebi ile kompakt bir ekonomizer tasarımı yapılmıştır. Ekonomizer içerisinde kullanılan ısı değiştiricisinin etkinliği ile birlikte sistemin ne kadar verimli çalışabileceğinin hesaplanabilmesi gerekmektedir.

Yanma testinin yapılması gereken kablo grupları art arda test edilmektedir. Yanma testi fırını bir kablo grubu için maksimum 25 dakika çalışmaktadır. Tasarım yapılırken boru adedinin, kanatçık sayısının ve yüzey alanının hesaplanabilmesi açısından bu önemli bir husustur. Bunun için tasarlanan sistemde, suyun ısınma süresinin 25 dakika üzerine çıkmaması gerekmektedir.

Ekonomizer tasarımına ait teorik hesaplama sonuçlarının değerlendirilebilmesi için ANSYS CFD ortamında sonlu elemanlar yöntemi ile birlikte analiz edilmesi sağlanmıştır. Tüm bu bilgilerin ışığında, teorik hesaplamalar için gerekli formülasyonlar ve analiz aşamalarına ilerleyen bölümlerde detaylı bir şekilde değinilmiştir.

## **2. ATIK ISI VE GERİ KAZANIM SİSTEMLERİ**

Bu bölümde atık ısı, atık ısıdan yararlanma sistemleri ve kullanılan uygulamalar hakkında detaylı bilgi verilmektedir.

### **2.1 Atık Isıdan Doğrudan Yararlanma Sistemleri**

Atık ısıdan doğrudan yararlanan sistemlerde herhangi bir ısı değiştiricisi kullanmaksızın direkt olarak yararlanır. Herhangi bir üretim işleminin sonucunda çıkan ya da içerisinde çok az yanmış gaz bulunan atık baca gazlarının direkt olarak taze hava ile karıştırılarak mahal ısıtılmasında kullanılması örnek olarak gösterilebilir. Çıkan baca gazlarından direkt olarak proses hammaddesinin kurutulmasında da faydalanılabilir.

Atık ısıdan doğrudan yararlanma sistemleri diğer atık ısı sistemlerine göre daha ekonomiktir ve bunların uygulanabilirliği daha kolaydır. Ancak bu sistemin birçok yerde kullanılabilmesi için bazı önemli sakıncalar mevcuttur. Örneğin atık baca gazını direkt olarak prosesde kullanılmasını göz önüne alırsak, baca gazlarının içerisinde olan kükürt ve rutubet sebebi ile sistemde olumsuz sonuçlara yol açabilmektedir. Baca gazları sıcaklığı kurutma işlemi sırasında çığ noktası sıcaklığı altına düşerse oluşacak asit hem ürünlerin kalitesini kötü yönde etkiler hem de baca ve benzeri yüzeylerde korozyona yol açabilmektedir. Atık ısıdan doğrudan yararlanma sistemleri yalnızca korozyon problemi söz konusu olduğu durumlarda diğer sistemlere oranla daha çok tercih edilir. Tercih edilmelerinin başlıca sebepleri arasında ekonomik olmaları yer almaktadır

### **2.2 Atık Isıdan Dolaylı Yararlanma Sistemleri**

Atık ısının direkt olarak kullanımının mümkün olmadığı durumlarda, dolaylı şekilde yararlanma sistemleri kullanılmaktadır. Bu tür sistemlerde ısı transferini sağlayan çeşitli ısı değiştiricileri kullanılabilir. Atık ısının sisteme tekrar geri kazandırılması ile elde edilen enerji birçok şekilde kullanılabilir. Kazan besleme suyunun ve yanma havasının ısıtılması ile birlikte sıcak su veya sıcak hava elde edilebilir. Atık ısı kazanlarının kullanımı ile birlikte buhar üretilmektedir. Yakma fırınından çıkan atık ısının sisteme tekrar kazandırılması ile birlikte ısınma ya da sıcak su elde edilebilmektedir.

## 2.3 Atık Isı ve Geri Kazanım Sistemleri

Enerji, kısaca bir cisim ya da sistemin iş yapabilme kapasitesi olarak tanımlanmaktadır. Enerji dönüşüm sistemleri ile birbirlerine dönüştürülebilmektedir. Verilen bir enerjinin işe dönüştürülebilen kısmına kullanılabilir enerji ve dönüştürülmesi imkânsız olan kısma kullanılamaz enerji denilmektedir. Atılan enerji, endüstride herhangi bir prosesten sonra çevreye atılmasına rağmen kullanılabilir potansiyeli olan enerjidir.

Atılan enerji çevre şartlarına yaklaştıkça iş potansiyeli azalır ve kullanılmaz enerji artar. Atılan enerji çevreyle dengeye ulaştığında kullanılamaz enerji yani atık enerji meydana gelmektedir.

Atık ısı işleyen makineler ve enerji kullanan işlemler sonucu zorunlu yan ürün olarak üretilir. Birçok sistemin yan ürünü olarak ısı çıkarma ihtiyacı, termodinamik kanunlarının temelidir. Atık ısı tekrar geri kazanılabilir. Geri kazanımda aşağıdaki hususlar dikkate alınmalıdır;

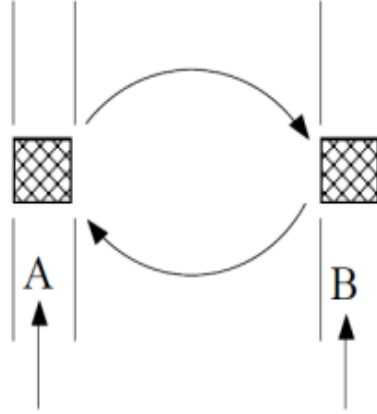
- Geri kazanım teknik ve ekonomik olarak mümkün olmalıdır.
- Enerjiye talep olmalıdır ya da uygun talepler oluşturulmalıdır.
- Atılan enerjinin sıcaklığı talebe uygun olmalıdır.
- Geri kazanılan enerji ile talep miktarı birbirine uygun olmalıdır.
- Arz ve talep zaman yönünden uyumlu olmalıdır. Uyum yok ise enerji depolama sistemleri ile uyum sağlanmalıdır.

Endüstriyel fabrikalarda atık ısının geri kazanımının temel yöntemi ısı değiştiricilerinin kullanımınıdır. Endüstride fırınlarda, kazanlarda veya ocak gibi birçok alanda enerji geri kazanımı amacı ile ısı değiştiricileri kullanılmaktadır.

### 2.3.1 Rejeneratörler

Şekil 2.1’de belirtilen rejeneratörlerde veya depolama tipi ısı değiştiricilerinde, aynı akış geçişi dönüşümlü olarak iki akışkandan biri tarafından işgal edilir. Isı depolanarak bir akışkandan diğerine aktarılır. Isının depolandığı alana matris adı verilir. Sıcak akışkan ilk önce dolgu malzemesini ısıtır. Bu ısıtma işlemini belirli bir zaman süresince bir yüzey üzerinden veya geçirgen bir dolgu malzemesi içerisinden geçirilerek yapılır (Kakaç, Liu ve Pramuanjaroenkij, 2012, s. 3).

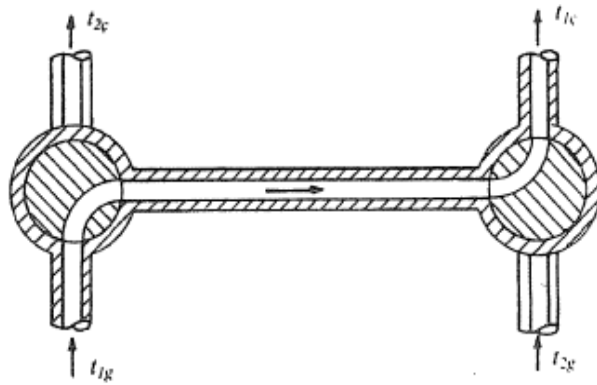
Rejeneratörlerin kompaktlık değerleri oldukça yüksek ve ilk yatırım masrafları azdır. Buna karşılık sadece gaz akışkanlarda kullanılabilirler ve akışkanlar arasında belirli bir miktar kaçak her zaman vardır (Bulgurcu ve Konuk, 2020, s. 9).



Şekil 2. 1. Rejeneratif ısı değiştiricisi (Kakaç vd., 2012, s. 2).

### 2.3.1.1 Sabit Dolgu Maddeli Rejeneratör

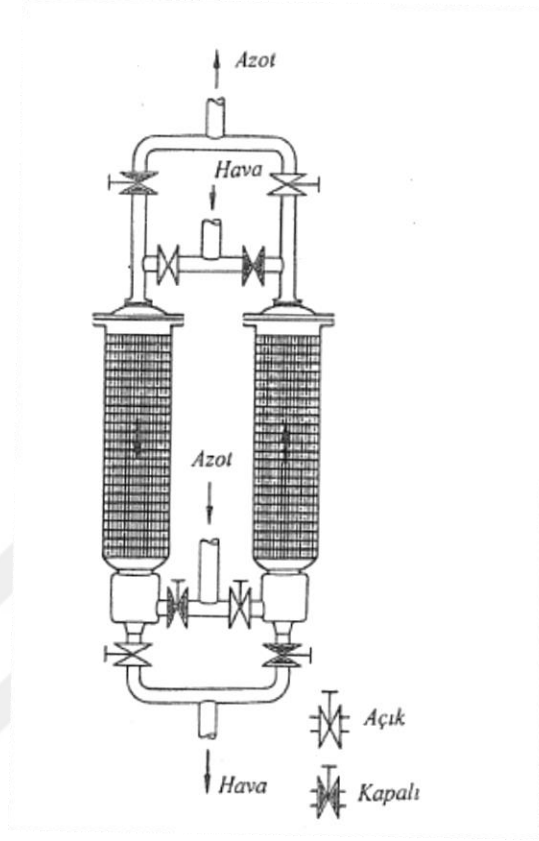
Sabit dolgu maddeleri rejeneratörlere aynı zamanda periyodik çalışan ısı değiştiricileri adı da verilir. Rejeneratörler içerisinde bulunan klapeler belirli zamanlarda döndürülerek, dolgu maddesi içerisinde sıcak veya soğuk akışkan geçişi gerçekteşirilir. Sistemin sürekli çalışabilmesini sağlamak için aynı tip en az iki rejeneratöre gerek vardır (Genceli, 1999, s. 61).



Şekil 2. 2. Sabit dolgu maddeli rejeneratör (Genceli, 1999, s. 62).

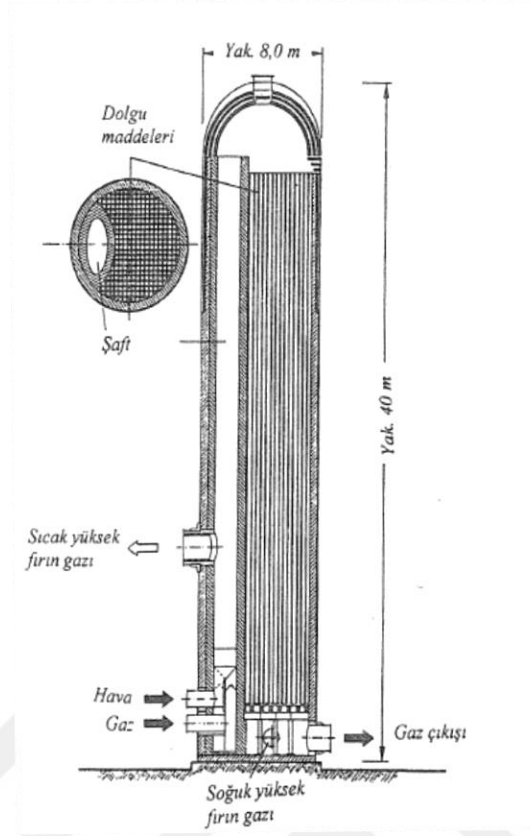
Havanın soğutularak sıvılaştırılmasının yapıldığı işletmelerde kullanılan ikiz bir sabit dolgu maddeli rejeneratöre Şekil 2.3 örnek olarak gösterilebilir. Klapeleler periyodik olarak açılıp

kapanır ve azot gazı ile soğutulmak istenen havanın rejeneratör içinden geçişleri ayarlanır (Genceli, 1999, s. 62).



Şekil 2. 3. Sabit dolgu maddeli ikiz bir rejeneratör (Genceli, 1999, s. 63).

Şekil 2.4'de Cowper tipi sabit dolgu maddeli rejeneratör görseli bulunmaktadır. Bu rejeneratörlerin genellikle yüksek sıcaklıklarda çalışan yerlerde uygulama alanları bulunmaktadır. Çalışma prensiplerinde sıcak duman gazları yardımıyla yakma havasının ısıtılması vardır. Dolgu maddesi olarak kullanılan malzemeler yaklaşık 1400°C gibi yüksek sıcaklıklara dayanıklı olup, kalınlıkları yaklaşık 200 mm değerindedir. Bunlarda ısıtma ve soğutma periyotları 1 ile 2 saat arasındadır (Genceli, 1999, s. 63).



Şekil 2. 4. Cowper tipi sabit dolgu maddeli bir rejeneratörün boyuna ve enine kesitleri (Genceli, 1999, s. 64).

Sabit dolgu maddeli rejeneratörler iki bölüme ayrılabilir. Kompakt olmayan ( $\beta < 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ) rejeneratörler yüksek fırınlarda, cam fabrikalarında uygulama alanı bulunur.  $900^\circ\text{C}$  ile  $1500^\circ\text{C}$  gibi yüksek sıcaklıklarda kullanılabilir. Kompakt olmayan sabit rejeneratörlerde kullanılan dolgu maddelerine örnekler, Şekil 2.5, Şekil 2.6 ve Şekil 2.7’de verilmiştir. (Genceli, 1999, s. 64).



Şekil 2. 5. Cam fırını dolgu maddesi (Genceli, 1999, s. 66).



Şekil 2. 6. Yüksek fırın dolgu maddesi (Genceli, 1999, s. 66).

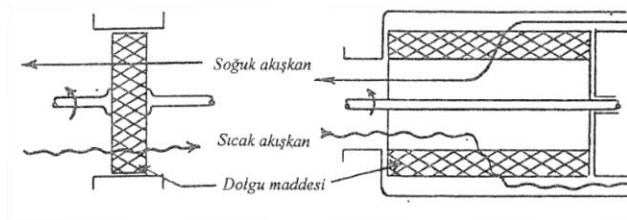


Şekil 2. 7. Kok fırın dolgu maddesi (Genceli, 1999, s. 66).

Kompakt olan ( $\beta > 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ) rejeneratörler ise havanın ayrıştırılması gibi düşük sıcaklıklardaki işlemlerde ve Stirling makinasındaki gibi yüksek sıcaklıklarda uygulama alanı bulunur. Kompakt sabit dolgu maddeleri kuarz çakıllarından, çelik, bakır, bilyelerden, bakır tel yumaklarından veya düzensiz yerleştirilmiş elek teli ile çubuklardan yapılır (Genceli, 1999, s. 64).

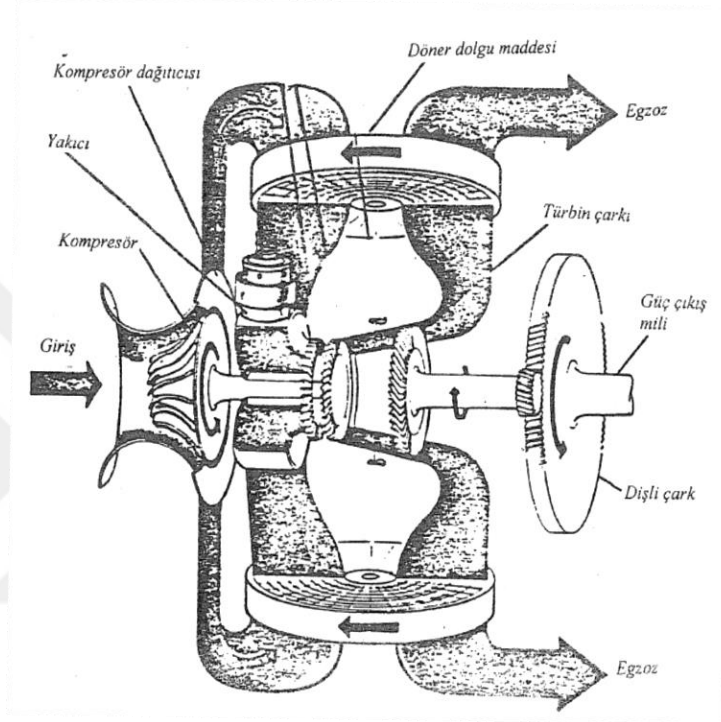
### 2.3.1.2 Döner Dolgu Maddeli Rejeneratör

Disk ve silindir tipi olmak üzere iki grupta toplanabilir. Şekil 2.8’de disk ve silindir tiplerine ait örnekler verilmiştir. Disk tipi rejeneratörlerde, ısı transfer yüzeyi disk şeklinde olup akış yönü akseneldir. Silindir tipi rejeneratörlerde ise dolgu maddesi için boş silindir şeklinde olup, akış radyaldır (Bulgurcu ve Konuk, 2020, s. 10).



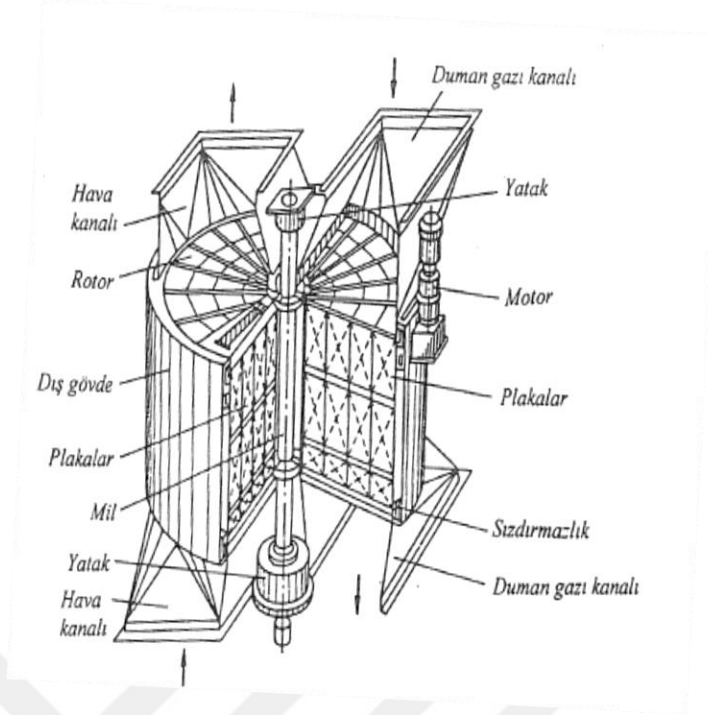
Şekil 2. 8. Döner dolgu maddeli rejeneratörler (Genceli, 1999, s. 66).

Bu tip rejeneratörler genellikle gaz türbinlerinde, buhar kazanlarında, cam fabrikalarında yakma havasının sıcak duman gazları ile ısıtılmasında ve iklimlendirme tesisatlarında enerji ekonomisi için sıklıkla kullanılır. Gaz türbinlerinde kullanıldığında, gaz türbinin etrafını sardığı için ses ve ısı yalıtımı açısından faydalı olmaktadır. Gaz türbinlerinde kullanılan bir uygulama Şekil 2.9'da, buhar kazanlarında kullanılan ve çoğunlukla Ljungstrom tipi olarak adlandırılan bir uygulama da Şekil 2.10'da görülmektedir (Genceli, 1999, s. 66).



Şekil 2. 9. Gaz türbinlerinde kullanılan disk tipi döner dolgu maddeli rejeneratör (Genceli, 1999, s. 67).



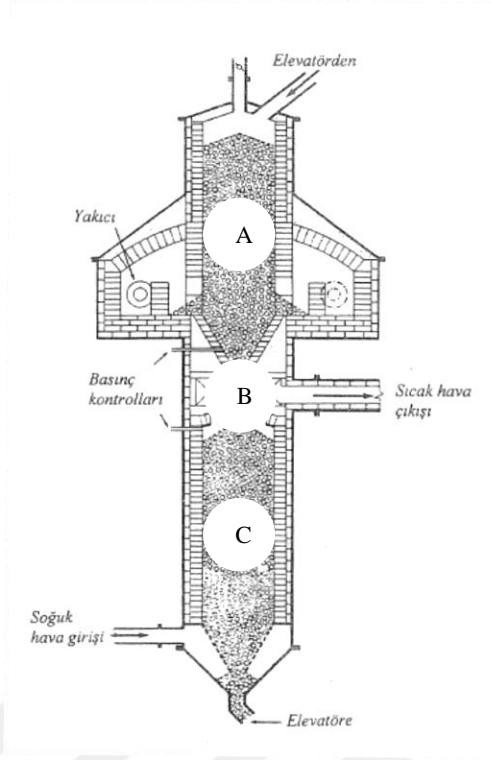


Şekil 2. 10. Ljungstrom tipi rejeneratif hava ısıtıcı bir rejeneratör (Genceli, 1999, s. 68).

Döner dolgu maddeli rejeneratörlerde dolgu maddeleri, akış esnasında fazla basınç kaybı meydana getirmeyen, üzerlerinde birikinti olmayacak şekilde ve iki gaz arasındaki kaçakları en az değere indirecek uygun geometriler seçerek tasarlanmalıdır. Dolgu maddelerinin boşluklarında gaz kalması nedeniyle, akışkanların birbirine karışımı tam olarak önlenemez. Sabit dolgu maddeli rejeneratörlere göre döner dolgu maddeli rejeneratörler sürekli çalışarak üstünlük sağlar. Döner dolgu maddeli rejeneratörlerde gaz kaçaklarını önlemek amacı ile sızdırmazlık halkası kullanılmaktadır (Genceli, 1999, s. 69).

### 2.3.1.3 Paket Yataklı Rejeneratör

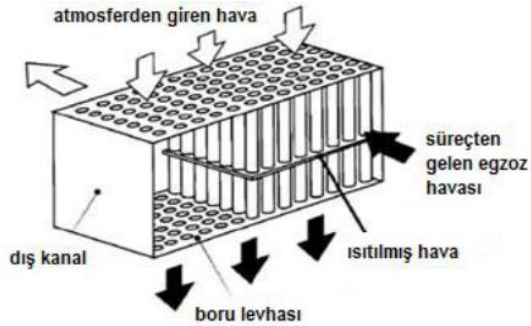
Devamlı çalışan dolgu maddeli rejeneratörlere diğer bir örnek ise Şekil 2.11’de verilen paket yataklı rejeneratörlerdir. Küresel, silindirik veya herhangi şekilli taneli parçacıklar, A silindirik gövdesi içine yerleştirilir. Tanecikler arasından sıcak gazın geçmesi ile birlikte tanecikler ısınır. B boğazından C silindirik kısmına akıtılan ısınmış tanecikler, burada ısıtılmak istenen soğuk gaz ile temas geçmektedir. Soğuyarak aşağı düşen tanecikler elevatör ile birlikte tekrar başlangıç bölgesine dönmektedirler. Paket yataklı rejeneratörlerde basınç kayıpları çok fazladır (Genceli, 1999, s. 70).



Şekil 2. 11. Paket yataklı rejeneratör (Genceli, 1999, s. 71).

### 2.3.2 Reküperatörler

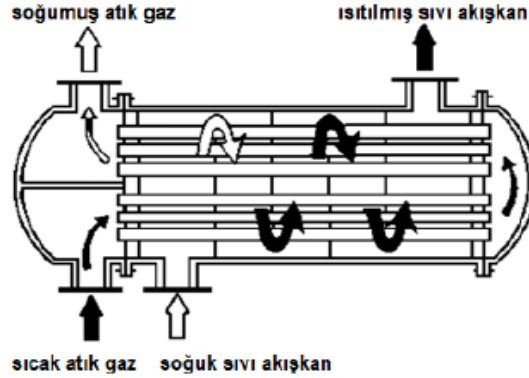
Baca gazları ile metal veya seramik duvarlar arasında bulunan hava arasında ısı değişimini gerçekleştiren sistemlere reküperatör adı verilmektedir. Reküperatörde bulunan kanal veya borular, önceden ısıtılacak yanma havasını taşır, diğer taraf atık ısı akışını içermektedir. Baca gazlarından atık ısıyı geri kazanmak amacı için kullanılan bir iyileştirici reküperatör Şekil 2.12’de gösterilmiştir (Bulgurcu ve Konuk, 2020, s. 189).



Şekil 2. 12. Reküperatör kullanarak atık ısı geri kazanım sistemi (Bulgurcu ve Konuk, 2020, s. 189).

### 2.3.2.1 Isı Taşınım Ağırlıklı Reküperatörler

Şekil 2.13’de gösterilen ısı taşınım ağırlıklı reküperatörler, kullanılan malzeme seramik, dökme, demir ve çelik borulu olmak üzere üç şekilde üretilmektedir.



Şekil 2. 13. Isı taşınım reküperatörü (Bulgurcu ve Konuk, 2020, s. 190).

#### 2.3.2.1.1 Seramik Reküperatörler

Giriş sıcaklıklarının  $1100^{\circ}\text{C}$ 'den fazla olduğu sıcaklıklarda malzeme ömrü azalmaktadır. Bu durum metal geri kazanım maddelerinin ısı geri kazanımında temel bir sınırlamaya sebep olmaktadır. Sıcaklık sınırlamalarının üzerinden gelmek için, seramik boru geri kazanımları geliştirilmiştir. İlk seramik reküperatörler karodan yapılmış ve fırın çimentosu ile birleştirilmiştir. Bu durum, termal döngü ek yerlerinin çatlamasına ve boruların hızlı bozulmasına neden olmuştur. Daha sonraki geliştirmeler ile birlikte, hava başlıklarında bulunan esnek contalar ile birleştirilebilen çeşitli boylarda silikon karbür boruları devreye sokulmuştur. Daha önceki tasarımlarda kaçak oranları fazla iken, yeni tasarımlar ile birlikte daha az kaçaqlara rastlanmıştır (Bulgurcu ve Konuk, 2020, s. 190).

Seramik malzemeli reküperatörlerde herhangi bir problem ile karşılaşıldığında onarım için çok fazla vakte ihtiyaç vardır. Bu durum işletme masraflarını da arttırmaktadır. Seramik malzemeli reküperatörlerin imalatı ve montaj fiyatları metalik reküperatörlere göre daha yüksektir. Metalik reküperatörlere göre daha fazla yer kaplamaktadırlar (Tarakcioğlu, 2006, s. 16).

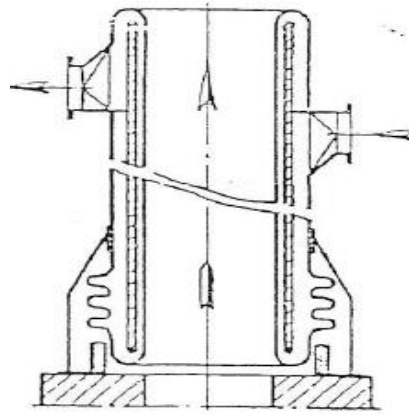
#### 2.3.2.1.2 Metalik Reküperatörler

Metalik reküperatörler dökme demir ve çelik boru olmak üzere iki malzemedен yapılırlar. Metalik reküperatörlerde kaçaklar %0,1 civarında olsa da korozyon arızaları ile

birlikte bu kayıplar yükselmektedir. Eğer bir arıza durumu söz konusu değil ise, yüksek sıcaklık içindeki kirlenmeye bağlıdır. Kanal içlerinin ince kir tabakalarıyla kaplanması ısı gücünü çok azaltmaz, fakat tıkanmalar başladığında kirlenme ile birlikte ısı gücü düşer. Metalik reküperatörlerde hava sıcaklığının maksimum değeri 500°C ile 700°C arasında değişir. Çelik reküperatörlerde malzeme sıcaklığı 1100°C ile sınırlanmış olup, hava en fazla 850°C ye kadar ısıtılabilir. Korozyon, metalik reküperatörlerin ömürlerinin azalmasında etkilidir. Seramik reküperatörlere göre onarımları daha kolaydır ve daha az yer kaplarlar. Malzemesi dökme demir olan reküperatörlerde ısı taşınım yüzeyleri kanatlar ile birlikte artırılırken ısı taşınım katsayısı da iyileştirilir. Kanatların aralarının tıkanmaması için temizliğe dikkat edilmelidir (Tarakcıoğlu, 2006, s. 17).

### 2.3.2.2 Isı Işınım Ağırlıklı Reküperatörler

Kirlenme ve tıkanma problemleri reküperatörlerde en çok karşılaşılan problemlerdendir. Baca gazlarındaki kurum gibi yabancı maddeler sebebi ile reküperatörlerin ömürleri azalmaktadır. Yabancı maddelerin tutulması ile birlikte reküperatörlerin ömürleri uzatılabilir. Çift gömlekli ısı ışınımı ağırlıklı reküperatörler geliştirilmiştir. Şekil 2.14’de ısı ışınımı ağırlıklı reküperatör örneği görülmektedir (Tarakcıoğlu, 2006, s. 18).



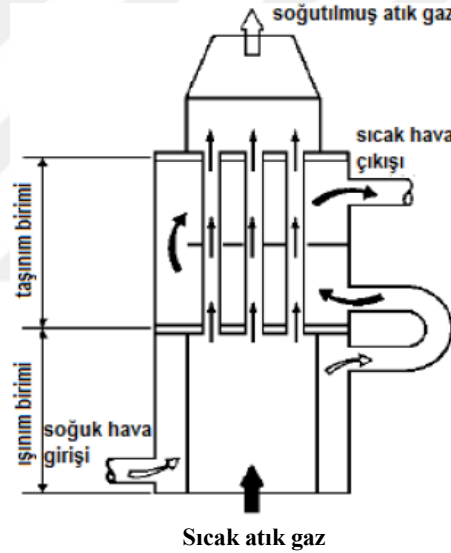
Şekil 2. 14. Isı ışınımının esas olduğu reküperatör (Tarakcıoğlu, 2006, s. 18).

Isı ışınımı ağırlıklı olan reküperatörlerde, baca gazlarındaki üç atomlu moleküller rol oynamaktadır. Bunlara örnek olarak CO<sub>2</sub> ve H<sub>2</sub>O gösterilebilir. Işınımı sağlamada rol alan gazların kısmi basıncının artması ile birlikte tabaka kalınlığı artmaktadır. Tabaka kalınlığının artması ışınımında artmasına sebep olmaktadır.

Işınım ağırlıklı reküperatörler genellikle çöp yakılan tesislerde kullanılmaktadır. Bu tesislerde baca gazlarında partikül fazlalığı ve korozyon mevcuttur. Işınım ağırlıklı reküperatör baca gazı soğuyarak atmosfere atılmadan önce partiküllerin ayrılmasını sağlamaktadır. Çapları ve yükseklikleri taşınım ağırlıklı reküperatörlere göre daha büyüktür (Tarakcıoğlu, 2006, s. 19).

### 2.3.2.3 Isı Taşınım ve Işınımı Kombine Olan Reküperatörler

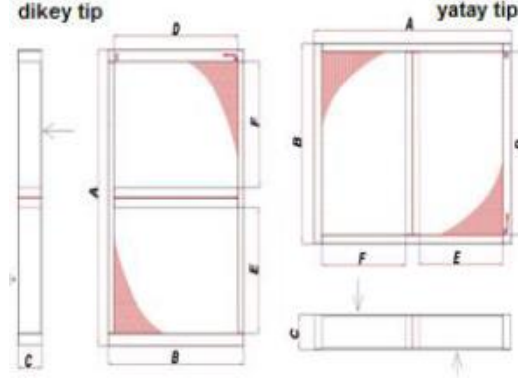
Isı transferinde maksimum etkinliği sağlamak amacı ile ısı taşınımı ve ısı ışınımının bir arada tasarlandığı reküperatörler kullanılmaktadır. Sistemde devreye önce yüksek sıcaklıklı ışınım reküperatörü, sonrada taşınım kısmı devreye girmektedir. Kombine reküperatörler basit metalik ışınım reküperatörlerine göre daha pahalıdır, fakat hacim olarak daha az yer kaplamaktadırlar. Şekil 2.15’de kombine reküperatör örneği gösterilmiştir (Bulgurcu ve Konuk, 2020, s. 190).



Şekil 2. 15. Işınım/taşınım reküperatörü (Bulgurcu ve Konuk, 2020, s. 190).

### 2.3.3 Isı Borulu Isı Geri Kazanım Sistemleri

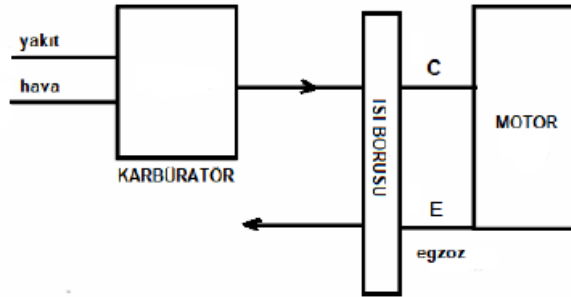
Isı borulu ısı geri kazanım ünitelerinin çalışma mantığı rejeneratif sistemler gibidir. Sistemde ısıyı transfer etmek amacı ile soğutucu akışkan kullanılmaktadır. -30°C ile 55°C derecelerin arasında sorunsuz olarak çalışırlar. Soğutucu akışkan sistemdeki dönüş havası ile karşılaşır ve akışkanın buharlaşıp boru içinde yükselmesi ile soğuk havaya ısı transferi sağlanmaktadır. Isı boruları yan yana yatay tipte veya üst üste dik tipte olacak şekilde tasarlanabilmektedir. Yatay ve dikey ısı borulu ısı geri kazanım sistemlerine ait örnek Şekil 2.16’da verilmiştir.



Şekil 2. 16. Yatay ve dikey ısı borulu sistemler (Bulgurcu ve Konuk, 2020, s. 162).

Isı borulu ısı geri kazanım sistemlerine örnek olarak; güneş kolektörleri, uzay uygulamaları, kar eritme, ekmek fırınları, çamaşırhaneler, tuğla fırınları ve kaynak kabinleri gösterilebilmektedir.

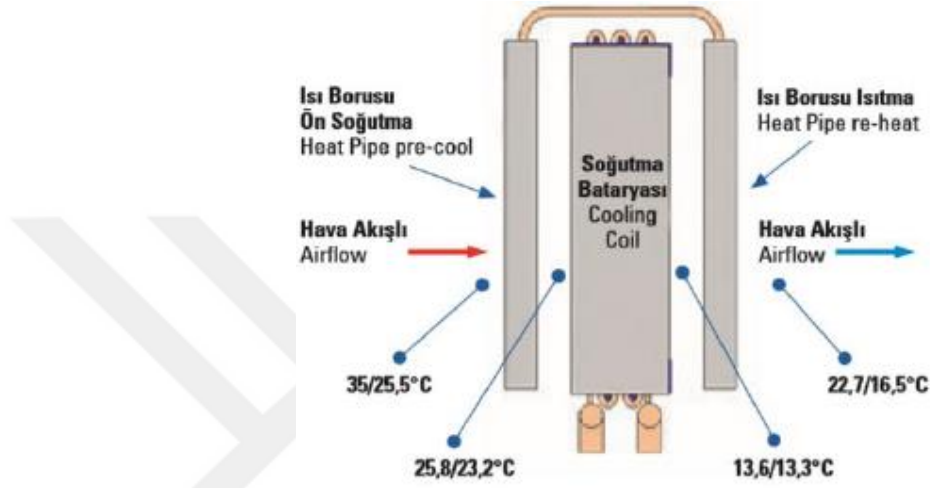
Isı borusunun içten yanmalı motorlarda uygulamalarından biri VAPIPE olarak bilinmektedir. VAPIPE, otomobilin egzoz emisyonlarını ve yakıt miktarını azaltmak amacı ile geliştirilmiş bir cihazdır. Otomobil motoruna montajı yapılan ısı borusu, egzoz emisyonundan çıkan ısıyı kullanarak hem yakıt tüketimini hemde egzoz emisyonunu önemli ölçüde azaltmaktadır. Isı boruları, karbüratörden gelen yakıtı motora girmeden önce egzoz gazından aldıkları ısı ile birlikte buharlaştırmaktadırlar. Yakıt ve havadan oluşan buharlaşmış karışım yanmayı iyileştirmektedir. VAPIPE'nin şematik gösterimi Şekil 2.17'de verilmiştir.



Şekil 2. 17. VAPIPE (Bulgurcu ve Konuk, 2020, s. 164).

Isı borularının kullanıldığı geri kazanım ünitelerine at nalı ısı borulu geri kazanım ünitesi de örnek olarak gösterilmektedir. At nalı ısı borulu geri kazanım ünitesi, bağıl nemin ve dış sıcaklığın fazla olduğu yerlerde kullanılmaktadır. Bu sistem, at nalı ısı geri kazanım ünitesinin ön soğutma ve yeniden ısıtma kısımları arasında soğutma bataryası kalacak şekilde

tasarlanmıştır. Sıcak ve nemli hava ilk önce ön soğutma bataryasından geçerek soğutulmaktadır. Soğutma bataryasından geçen hava, istenilen sıcaklık ve nem koşullarına gelmesi amacı ile ısıtma bataryasına gelmektedir. Proses ısı geri kazanımı, at nalı sistemi içerisinde sıcaklık farklı sebepleri ile birlikte soğutucu akışkanın taşıdığı ısı enerjisi ile sağlanmaktadır. At nalı ısı geri kazanımı sistemine örnek olarak Friterm Şekil 2.18’de gösterilmiştir.



Şekil 2. 18. At nalı ısı geri kazanım sistemi (Bulgurcu ve Konuk, 2020, s. 163).

### 2.3.4 Atık Isı Kazanları

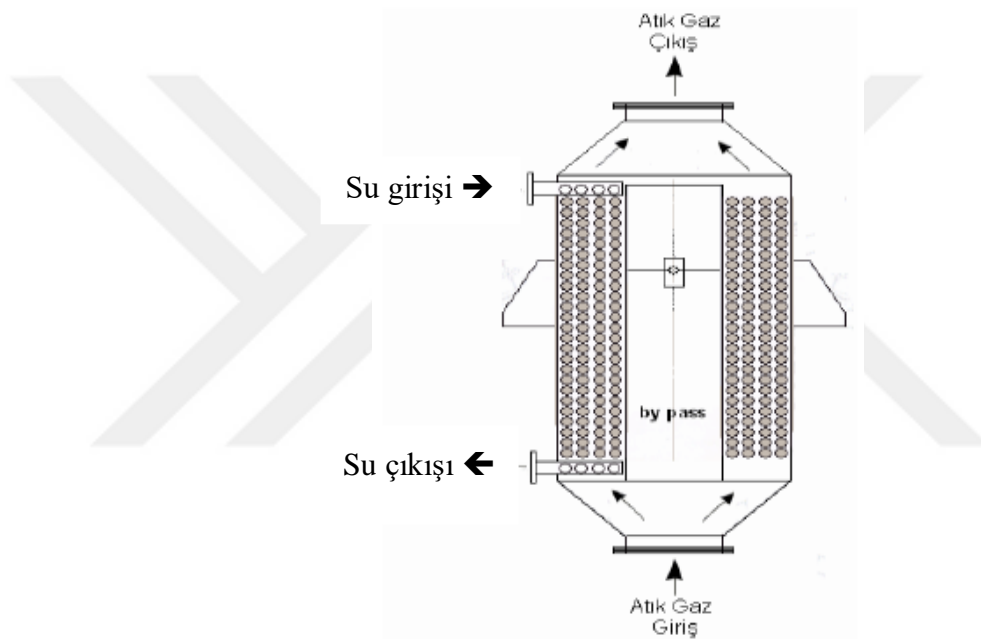
Atık ısı kazanları, sistemden çıkan ısı yönünde ve birbirine paralel yerleştirilmiş su borularından oluşan sistemlerdir. Sistem, orta ve yüksek sıcaklıktaki egzoz gazlarından ısıyı geri kazanmak ve buhar üretmek amacı ile kullanılmaktadır. Mevcut borular içerisinde su bulunmaktadır ve gaz türbinlerinden gelen sıcak egzoz gazları bu su etrafından geçerken taşıdığı ısının bir kısmını aktarmaktadır. Borulardaki su buharlaşarak buhar domunda toplanmaktadır. Buradan ısıtma ve proses buharı olarak çekilmektedir. Egzoz gazları genellikle çok yüksek sıcaklıklarda olmadığından dolayı ve boruların çok fazla yer kaplamaması için borulara kanatçıklar eklenmektedir. Kanatçıklar ile birlikte ısı transfer alanı ve hızı artırılmış olur. Egzoz gazındaki atık ısı, istenilen miktarda proses buharının üretimi için yeterli değil ise sisteme ek bir enerji ünitesi eklenebilir. Fırınlar ve gaz türbinleri gibi cihazların egzoz gazlarından enerji kazanımı sistemleri, atık ısı kazanlarına örnek gösterilebilmektedir (Güngör ve Özbalta, 1988, s. 7; Özağdaş, 2020, s.12).

Atık ısı kazanları iki ana grupta sınıflandırılabilir;

- Duman borulu atık ısı kazanları
- Su borulu atık ısı kazanları

#### 2.3.4.1 Duman Borulu Atık Isı Kazanları

Duman borulu atık ısı kazanları, baca gazlarının boruların içinden, suyun boruların dışından aktığı silindirik kazanlardır. Burada boruların içinden geçen baca gazlarının ısısından yararlanılarak kazanda doymuş buhar üretilmektedir. Duman borulu atık ısı kazanları yalnız konveksiyonla ısı transferi yapabildiğinden genellikle tek geçişli, nadiren çift geçişli tasarımları yapılabilmektedir. Şekil 2.19'da duman borulu atık ısı kazanlarının prensip şekli gösterilmiştir.



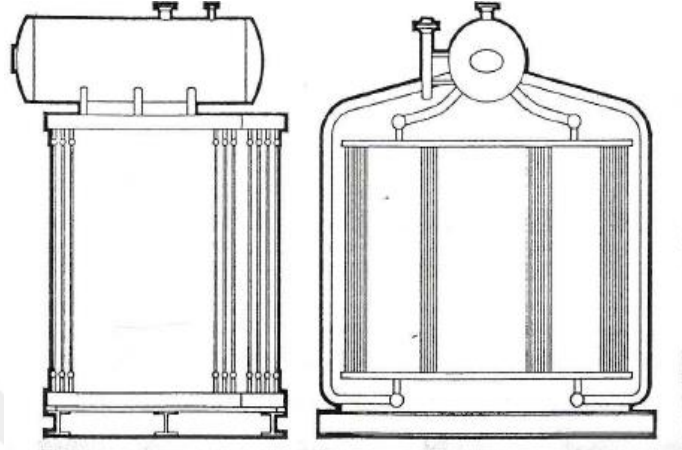
Şekil 2. 19. Dikey tip duman borulu atık ısı kazanı (Madan, 2014, s. 61).

Atık duman gazlarının kazana giriş sıcaklıkları diğer kazanlara nazaran daha düşük olduğundan bu kazanların tasarımında konveksiyonla ısı transferinin mümkün olduğunca yüksek olmasına dikkat edilmektedir. Bu kazanlarda toplam ısı transfer katsayısı; yüzeylerin temizlik derecesine, duman gazı giriş sıcaklığı ve hızına bağlı olarak değişim göstermektedir. Endüstri tesislerinde çevreye atılan duman gazları içerisinde, büyük oranlarda toz ve imalatla ilgili yabancı madde parçacıkları bulunmaktadır. Atık ısı kazanlarının verimli çalışabilmesi için yüzeylerin temiz tutulması gerekmektedir. Toz ve yabancı madde parçacıklarını önlemede filtreler veya silikonlar kullanılabilir. Duman borulu atık ısı kazanları, işletme şartlarına göre yatay ve dikey tipte tasarlanabilmektedirler.



#### 2.3.4.2 Su Borulu Atık Isı Kazanları

Su borulu atık ısı kazanlarında, boruların içerisinde su-buhar karışımı, dışından ise duman gazları geçmektedir. Bir veya birkaç dramın boru demetleri ile bağlanması ile meydana gelmiştir. Su borulu atık ısı kazanlarına ait görseller Şekil 2.20’de verilmiştir.



Şekil 2. 20. Su borulu atık ısı kazanları (Madan, 2014, s. 47).

Su borulu atık ısı kazanları yüksek basınç ve sıcaklıkta buhar elde edilmek istenildiğinde veya duman gazı debisinin yüksek değerlerde olduğu sistemlerde kullanılmaktadırlar. Sistemde bulunan baca gazları aşağıdan yukarıya doğru akmaktadır ve su ters akım prensibine göre üstten girmektedir. Ortada buharlaştırıcı kısım ve en sıcak bölge olan altta ise kızdırıcı bulunmaktadır.

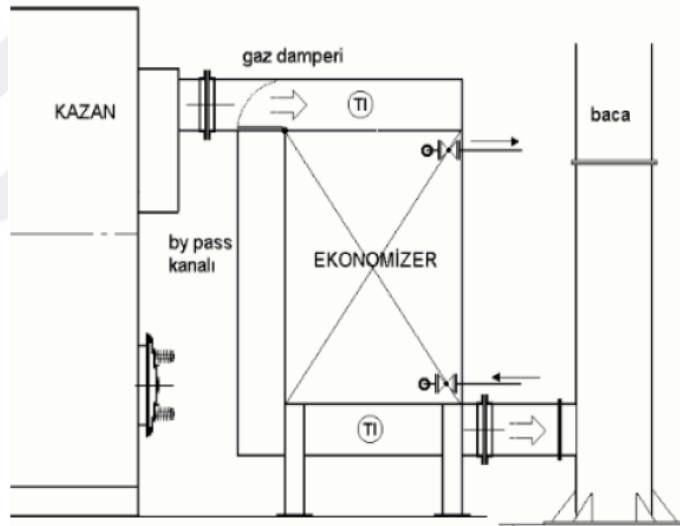
Bu kazanların toplam ısı transfer katsayısı; yüzeylerin temizlik derecesine, duman gazı giriş sıcaklığına ve hızına bağlı değişim göstermektedirler. Su borulu atık ısı kazanları, duman borulu atık ısı kazanlarının tam tersi durumlarında çalışabilmektedirler. Örneğin sistemde toz veya yabancı madde içeren gazların yararlanılmasında kullanılabilirler. Bu atık ısı kazanlarında borular genelde dikey konumlandırılırlar. Bu sebep ile ısı transfer yüzeylerinde kirlilik azalmaktadır.

Su borulu atık ısı kazanlarının tasarımı yapılırken, duman gazlarının içerisinde bulunan toz ve yabancı maddeler dikkate alınarak yapılmalıdır. Kazan girişinde, gazların ani yön değiştirmesi sağlanarak toz ve yabancı maddeler çöktürülmelidir. Gaz hızlarının düşük seçilmesi ile yüzeydeki aşınmaların minimuma inmesi sağlanacaktır. Gereken yerlere perdeler koyarak, gazların bütün borulara aynı oranda etki etmesi sağlanmalıdır. Yüzeylerin temizliği

için bol miktarda üfleme memesi konulmalıdır. Kazanların sık sık temizliği yapılacağı için tasarımda giriş kapaklarına mutlaka yer verilmelidir.

### 2.3.5 Ekonomizerler

Ekonomizerler, enerji tüketimini azaltmaya veya bir sıvının ön ısıtılması gibi faydalı işlevleri yerine getirmeye yönelik kullanılan mekanik cihazlardır. Şekil 2.21’de örnek bir ekonomizer uygulaması yerleşim şeması gösterilmektedir. Atık ısı kazanlarının verimliliğini arttırmak ve kazanlar içerisindeki aşırı sıcaklık değişimlerini önlemek için besleme suyu ekonomizerlerde ısıtılarak kazana gönderilir. Suyun ısıtılması sırasında, kazanda birikime yol açabilecek maddelerin çökmesine ve kazana gitmeden önce sudan ayrılabilmesine olanak vermektedir. Ekonomizerlerde genellikle besi suyu boruların içerisinde, duman gazları ise boruların dış tarafından akmaktadır. Baca gazlarının boruların içerisinde, suyun borunun dışından aktığı tiplerde mevcuttur (Madan, 2014, s. 50).



Şekil 2. 21. Tipik bir ekonomizer uygulaması yerleşim şeması (Uysal, 2019, s. 22).

Ekonomizerlerde gaz tarafı ısı transfer katsayısı, su tarafı ısı transfer katsayısından çok daha azdır. Boruların dış yüzeyi, ısı transfer yüzeyinin alanını arttırmak için kanatlı olabilmektedir. Ekonomizer tasarımlarının nihai amacı, gerekli ısı transferini minimum maliyet ile elde etmektir. Ekonomizer tasarımlarında maksimum baca gazı hızı var ise, daha iyi ısı transferi sağlanır ve ilk yatırım maliyetleri düşük olmaktadır. Ekonomizerlerde duman gazları hızları 4-15 m/sn arasında seçilmektedir. Duman gazları içerisindeki su buharı ve kükürt dioksitin yoğunlaşıp ısı transfer yüzeylerindeki deformasyonunu önlemek için suyun

ekonomizer giriş sıcaklığı, duman gazlarının çığ noktasının sıcaklığının üzerinde olmalıdır. Ekonomizere zarar verebilecek olan su buharının oluşmasını önlemek amacı ile suyun ekonomizerden çıkış sıcaklık değeri, doymuş buhar sıcaklığından daha düşük olması gerekmektedir. (Tarakcıoğlu, 2006, s. 30)

Ekonomizer boruları, fosil yakıt enerji santrallerinde, kazan besleme suyunu kazan tamburuna girmeden önce ön ısıtmak ve kazandan çıkan baca gazından gelen ısının bir kısmını geri kazanmak için kullanılmaktadır. Ayrıca ekonomizerler kızgın yağ, buhar ve kaynar su kazanlarında da kullanılabilir. Böylelikle degazör su talebinin karşılanmasında, tesiste farklı ihtiyaçlar doğrultusunda kullanılması planlanan sıcak suyun ısıtılmasında, tesiste bulunan bir alanın ısıtılması amacıyla kullanılan kalorifer sistemindeki suyun ısıtılmasında veya ısı takviyelerinde fayda sağlamaktadırlar. Baca gazı erozyonu, düşük sıcaklıkta su korozyonu, yorgunluk ve oksijen birikmesi gibi sebeplerden dolayı ekonomizer borularında erken arızalara rastlanabilmektedir (Bulgurcu ve Konuk, 2020, s. 217; Uysal, 2019, s. 24).

Kullanılan en yaygın ekonomizer tipi, dört köşesi kanatlı borulardan ve flanşlı dökme demirden üretilmiş ekonomizerlerdir. Dört köşesi kanatlı borular, yatay olarak yerleştirilmiş ve yine dökme demir kullanılmış şablonlarla birleştirilmiştir. Bu tip ekonomizerler, yüksek basınçlarda çalışma koşullarına uygun olmak ile beraber, besleme suyunun yumuşatılmış, havadan ve gazdan arıtılmış olması gerekmektedir. Ekonomizerde kullanılan boru çapları değişkenlik gösterebilmektedir. Genellikle ekonomizerlerde 48-97 mm iç çaplı borular kullanılmaktadır (Uysal, 2019, s. 23).

Ekonomizerler çok çeşitli alanlarda uygulanabilmektedir. Önemli olan sistemden elde edilen geri kazanılmış ısının, sistemin çalışma süresi boyunca kullanılıyor olmasıdır. İşletmelerde ekonomizer kullanımı ile elde edilebilecek faydalar şu şekilde sıralanmaktadır;

- Yakıt cinsine ve kazandan çıkan duman gazı sıcaklığına bağlı olarak kazan veya tesis veriminde %3 ile %8 arasında artış sağlanabilmektedir.
- Verim artışına bağlı, aynı miktarda yakıt harcanarak daha fazla ısı üretimi sağlanabilir veya aynı kapasite için daha az yakıt harcanabilmektedir.
- Kullanılan yakıt miktarının aza indirilmesi ile birlikte çevreye duyarlı sistemler oluşturulabilmektedir.
- Kazandaki besleme suyuna, geri kazanılan ısının verilmesi ile birlikte, kazan veriminin farklı yük durumlarında göreceli olarak yüksek seviyelerde sabit

kalması ve kazanın farklı ve değişken yüklerde uyum yeteneğinin artması sağlanmaktadır.

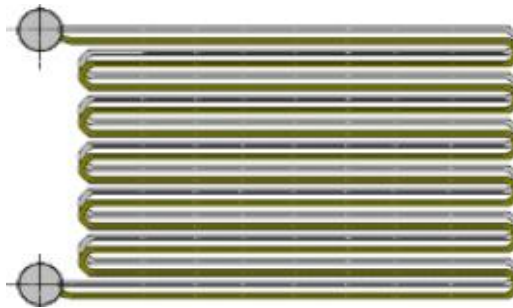
- Ekonomizerin ihtiyaç duyulan sisteme dâhil edilmesi ile birlikte, kazanın sahip olduğu kapasite ve verim istenilen ideal düzeylere çıkarılabilir.
- Tesisin devamlı çalıştığı durumlarda, ekonomizer sistemin kurulması ile birlikte yatırımın 5 ile 20 ay arasında proje masrafını karşılayabildiği görülmüştür. Amorti süresi ekonomizerin tipine göre değişkenlik gösterebilmektedir (Uysal, 2019, s. 24).

Ekonomizerlerin dört tipi vardır:

- Düz veya dirsek dönüşlü borulu ekonomizerler
- Helezon ve spiral borulu ekonomizerler
- Kanatlı borulu ekonomizerler
- Duman borulu ekonomizerler

#### 2.3.5.1 Düz veya Dirsek Dönüş Borulu Ekonomizerler

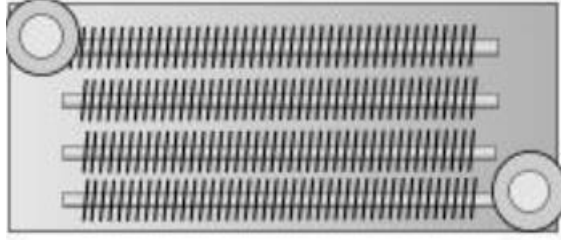
Kömür, fuel oil vb. yakıtlardan elde edilen kirlı duman gazlarından ısı geri kazanmak amacıyla ile düz veya dirsek dönüşlü ekonomizerler kullanılmaktadır. Baca gazları boru etrafından geçerken kazan besleme suyuna ısı transferi sağlamaktadırlar. Bu tip ekonomizerler baca gazlarına dayanıklı olacak şekilde dökme demir borulardan yapılmaktadır. Dirsek dönüş borulu ekonomizere aynı zamanda firkete borulu ekonomizer adı da verilmektedir. Düşük basınçlarda düz borulu ekonomizerler kullanılırken, yüksek basınçlarda dirsek dönüşlü boru tipleri kullanılmaktadır. Şekil 2.22’de çıplak düz borulu ekonomizer görseli verilmiştir (Bulgurcu ve Konuk, 2020, s. 217; çıtır, 2013, s.10).



Şekil 2. 22. Düz veya firkete borulu ekonomizer (Uysal, 2019, s.25).

### 2.3.5.2 Kanatlı Borulu Ekonomizerler

Kanatlı borulu ekonomizerler, doğal gaz, LPG gibi yakıtlardan elde edilen duman gazlarından ve sıcak hava gibi ısı kaynaklarından ısı geri kazanmak amacı ile kullanılmaktadırlar. Şekil 2.23’de şematik olarak gösterimi verilmiştir. Düşük basınçlarda düz borulu ekonomizerler, yüksek basınçlarda ise u borulu tipler kullanılmaktadır (Özağdaş, 2020, s. 14).



Şekil 2. 23. Kanatlı borulu ekonomizer (Özağdaş, 2020, s. 14).

### 2.3.5.3 Helezon ve Spiral Borulu Ekonomizerler

Helezon ve spiral borulu ekonomizerler, duman gazlarına ait kirlilikten etkilenmeyen bir yapıya sahip olduklarından her türlü atık gazların ısı geri kazanımında kullanılabilirler. Şekil 2.24’de görseli verilmiş olan helezon tip ekonomizerlerin genelde kanal, baca arası veya baca içerisine montajları yapılabilmektedir (Özağdaş, 2020, s.15).



Şekil 2. 24. Helezon ve spiral borulu ekonomizer (Özağdaş, 2020, s. 15).

### 2.3.5.4 Duman Borulu Ekonomizerler

Helezon ve spiral borulu ekonomizerlerdeki gibi duman gazlarının kirlilik durumlarından etkilenmedikleri için, her türlü atık gazlardaki ısı geri kazanımında

kullanılabilmektedirler. Duman borulu ekonomizerler genelde eşanjör tipindedirler ve özel durumlarda kullanılmaktadırlar. Isı geçiş katsayıları düşüktür. Diğer ekonomizer tiplerine göre kapladıkları alan daha fazladır ve hacimleri geniştir. Şekil 2.25’de duman borulu ekonomizerin dıştan görünümü verilmiştir.



Şekil 2. 25. Duman borulu ekonomizer (Özağdaş, 2020, s.15).

#### 2.3.5.5 Kazan Verimliliğine Dayalı Ekonomizer Çeşitleri

Kazan verimliliğine dayalı ekonomizer çeşitleri, yoğuşmasız ve yoğuşmalı olmak üzere iki türe ayrılırlar. Maksimum kazan verimliliğini algılamak için farklı tür ekonomizerlerin kazanlara montajının nasıl yapıldığı önemlidir.

##### 2.3.5.5.1 Yoğuşmasız Ekonomizer

Yoğuşmasız ekonomizerler, termik santrallerde en yaygın olarak kullanılan ekonomizer çeşididir. Bunlar, temelde spiral şeklinde kanatlanmış ve kazanın çıkış noktasına yakında bulunan baca gazı kanalı içerisine yerleştirilmiş ısı değiştirici bobinleridir. Şekil 2.26’da görülen yoğuşmasız ekonomizer serpantini, baca gazı çıkışından besleme suyuna ısı aktararak yakıt ihtiyacını azaltabilmektedirler. Baca gazı soğutulabilecek en düşük sıcaklığın 120°C olduğu, kömürle çalışan kazanlarda kullanılır. Verim %3 ila %6 arasındadır.



Şekil 2. 26. Yoğuşmasız ekonomizer serpantini (Bulgurcu ve Konuk, 2020, s. 219).

#### 2.3.5.5.2 Yoğuşmalı Ekonomizer

Yoğuşmalı ekonomizerler, baca gazını yaklaşık 25°C olan yoğuşma sıcaklığının altında soğutarak atık ısı geri kazanımını iyileştirme yeteneğine sahiptirler. Genellikle doğal gaz ile çalışan termik santrallerde kullanılmaktadırlar. Şekil 2.27’de gösterilen yoğuşmalı ekonomizerin kullanımı ile birlikte, baca gazında mevcut olan hem hissedilen ısı hem de baca gazında bulunan su buharını yoğunlaştırmak suretiyle gizli ısı geri kazandığından, %10 ila %15 daha yüksek verimlilikte ve daha ekonomik çalışma gerçekleşmektedir.



Şekil 2. 27. Yoğuşmalı ekonomizer serpantini (Bulgurcu ve Konuk, 2020, s. 219).

#### 2.3.6 Gaz-Sıvı Isı Değişiricileri

Gaz-sıvı ısı değişiricileri, atık gazda bulunan ısıyı doğrudan sıvı bir ortama aktarabilen sistemlerdir. Düşük veya orta sıcaklık aralığındaki egzoz gazlarından ısı geri kazanım amacı ile kullanılmaktadırlar.

Başlıca uygulama alanların arasında proseslerde kullanılan sıvıların ısıtılması ve buhar kazanlarındaki besleme suyunun ön ısıtılması sayılabilir. Gaz-sıvı ısı değişiricisinin kullanılmasının istenildiği alanlarda, atık gaz sıcaklığının çığlenme noktasının altına düşmemesine özen gösterilmelidir.

#### 2.3.7 Kızdırıcılar

Kızdırıcılar, atık ısı kazanlarında üretilen doymuş buharın kızdırıldığı ekipmanlardır. Serpantin şeklinde boru demetlerinden oluşmaktadırlar. Kızdırıcı, doymuş buhar kuruluşuna çok yakın yaş buharı atık baca gazı ısılarından yararlanmak koşulu ile sabit basınç altında ısıtır

ve istenilen şartlarda kızgın buhar haline getirmektedir. Boruların içerisinde buhar, boruların dışından ise duman gazı akmaktadır. Gaz sıcaklığının yüksek olduğu durumlarda, gaz ve buharın aynı yöne akması, sıcaklık düşük ise ters yönde akması tercih edilmektedir. Kızdırıcıların tasarımında, boru malzemesi olarak sıcaklığa dayanıklı alaşımlı çelikler kullanılmaktadır.

Kızdırıcılarda duman gazı hızları 5-12 m/s arasında seçilir. Buhar hızının ise, kızdırıcı boruların iyi bir şekilde soğutulması ve kızdırıcı gücünün azalmaması için 15-20 m/s arasında olması gerekmektedir. Boru demetleri arasındaki mesafe 70-200 mm arasında değişmektedir. Bu mesafe, boru çapına, gaz debisine ve gaz hızına bağlı olarak değişkenlik gösterebilmektedir. Toplam ısı transfer katsayısı ortalama 20-30 kcal/m<sup>2</sup>°C değerleri arasında kalmaktadır. Bu değer, buhar hızına, buharın kuruluk derecesine, kazan gücüne, duman gazı sıcaklığı gibi faktörlere bağlıdır. Kızdırıcıların montajı yapılırken, ilk sıralardaki boruların hafif meyilli yerleştirilmesi sağlanırsa, buhar içinde bulunabilecek suyun başlangıçta ayrılması gerçekleştirilebilmektedir. Kızdırıcılarda, özellikle yüksek sıcaklıklarda, buhar çıkış sıcaklığının sabit tutulması gerekmektedir. Buhar sıcaklığının kontrolü; kızgın buharın doymuş buharla karıştırılması, kızdırıcıdan geçen duman gazı miktarının ayarlanması veya kızgın buhar soğutucuları yardımı ile yapılmaktadır.

### **2.3.8 Kompakt Isı Değiştiriciler**

Ranganayakulu ve Seethamu (2018)'nin alan yoğunluğu olarak tanımladığı kompaktlık, ısı değiştiricilerinde sağlanması istenen ısı transferi için önemli bir kavramdır. Özellikle gaz ve sıvı olmak üzere iki farklı fazda akışkan kullanılan sistemlerde yapılan zorlanmış taşınım ile ısı transferinde, gazın ısı transfer katsayısı sıvınınkinden 10 ila 50 kat daha küçük olabilir. Bu ısı değiştiricilerde özel olarak yapılandırılmış yüzeylerin kullanılması, gaz tarafı termal direncini azaltmaya yarayabilir. Akışkanların ikisinin de gaz olduğu ısı değiştiricilerinde ise istenen ısı alışverişinin sağlanması daha zordur. Böyle durumlarda özellikle, geliştirilmiş yüzeylerin kullanılması, ısı değiştiricinin boyutunu önemli ölçüde azaltmaya yardımcıdır. Kompaktlık olarak adlandırılan bu kavram, boyutu küçültülmüş ve gaz tarafının ısı transferi büyük ölçüde geliştirilmiş bir ısı değiştirici tasarlamaya olanak sağlar. Yüksek bir alan yoğunluğuna yani kompaktlığa sahip olan ısı değiştiriciler ise kompakt ısı değiştiriciler olarak adlandırılır. Eşitlik 2.1'de kompaktlığı hesaplamak için kullanılan denklem verilmiştir.



$$\beta = \frac{\text{Yüzey alanı yoğunluğu (m}^2\text{)}}{\text{Isı değiştirici hacmi (m}^3\text{)}} \quad (2.1)$$

Farklı ısı değiştiricileri içinde kompaktlık hesabı mümkündür. Gövde borulu ısı değiştiricilerine ait kompaktlık hesabı Eşitlik 2.2, levhalı ve kanatlı yüzeyli ısı değiştiricilerine ait kompaktlık hesabı Eşitlik 2.3 ve rejeneratöre ait kompaktlık hesabı Eşitlik 2.4 kullanılarak yapılmaktadır.

$$\beta = \frac{A_{\text{sıcak}} + A_{\text{soğuk}}}{V_{\text{toplaml}}} \quad (2.2)$$

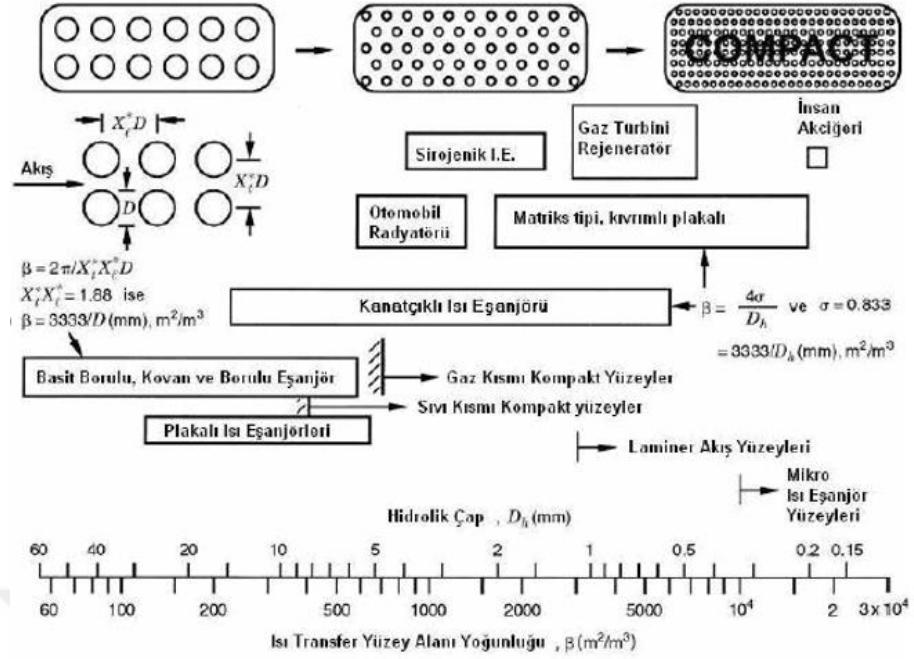
$$\beta = \frac{A_{\text{sıcak}}}{V_{\text{sıcak}}} \text{ veya } \beta = \frac{A_{\text{soğuk}}}{V_{\text{soğuk}}} \quad (2.3)$$

$$\beta = \frac{A_{\text{sıcak}}}{V_{\text{toplaml}}} \text{ veya } \beta = \frac{A_{\text{soğuk}}}{V_{\text{toplaml}}} \quad (2.4)$$

A: Isı transfer yüzey alanı

V: Isı değiştiricisi hacmi

Shah (1981), kompakt bir ısı değişim yüzeyinin 700 m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup>'ten daha büyük bir alan yoğunluğına sahip olması gerektiğini ifade etmiştir. şekil 2.28'de, ısı değiştiricileri için bir yüzey alanı yoğunluğu spektrumu gösterilmektedir. şekilde yüzey alanı yoğunluğu ve hidrolik çap aralığı, çeşitli yüzeyler için gösterilmiştir.



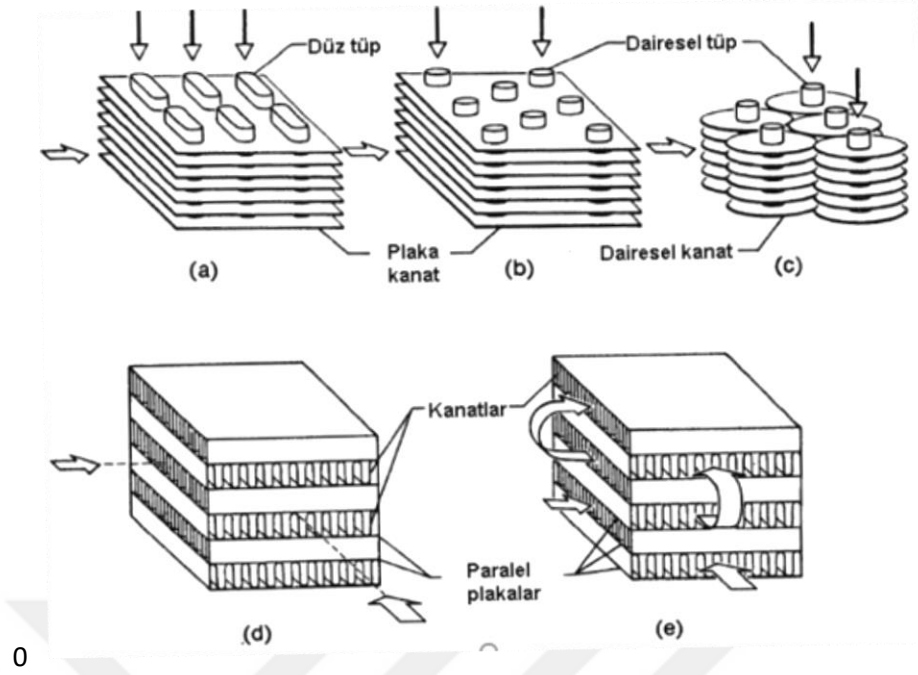
Şekil 2. 28. Isı değiştirici yüzeylerinin ısı transfer yoğunluğu spektrumu (Shah, 1981).

Altuntaş (2006)'a göre kompakt ısı değiştiricilerinin en önemli özelliği, birim hacimde fazla ısı transfer yüzeyine sahip olmalarıdır. Tasarımlarından kaynaklı olarak boyutları, ağırlıkları, enerji ihtiyaçları ve maliyetleri düşüktür. Kompakt ısı değiştiricileri kullanılarak elde edilmek istenen, daha verimli bir sistem yaratmaktadır.

Ranganayakulu ve Seetharamu (2018)'nin ifadelerine göre ısı değiştiricilerinde yüzey alanı artırılarak gaz tarafının ısı transfer katsayısını arttırmak amacıyla farklı tasarımlar yapılmıştır. Isı transferini geliştirmek adına birçok kanat şekli denenmiştir. Bu tasarımları aşağıdaki gibi gruplara ayırmak mümkündür:

- Yassı kanatlı-kanatlı borulu ısı değiştirici
- Özel kanatlı-kanatlı borulu ısı değiştirici
- Plakalı-kanatlı ısı değiştirici

Şekil 2.29'da görüldüğü gibi kompakt ısı değiştiricilerinin iç yapıları, düz tüpler ve sürekli plaka kanatlar, dairesel tüpler ve sürekli kanatlı plaka kanatlar, dairesel tüpler ve dairesel kanatlar, tek geçişten oluşan plaka ve kanatçık, çoklu geçişlere sahip olan plaka ve kanatçık olmak üzere farklı yapılarda incelenebilmektedir.



Şekil 2. 29. Kompakt ısı değiştiricilerinin içyapısı: (a) düz tüpler ve sürekli plaka kanatlar, (b) dairesel tüpler ve sürekli plaka kanatlar, (c) dairesel tüpler ve dairesel kanatlar, (d) tek geçişten oluşan plaka-kanatçık, (e) çoklu geçişe sahip plaka-kanatçık (Shah ve Sekulic, 2003, Fundamentals of Heat Exchanger Design).

Genceli (1999)'ye göre gövde borulu ısı değiştiricilerinin geometrik yapısı ve kompaktlığı arasındaki ilişki Eşitlik 2.5'de, levha, kanatlı yüzeyli ve dolgu maddeli rejeneratör tipi ısı değiştiricilerindeki geometrik yapı ve kompaktlık arasındaki ilişki Eşitlik 2.6'da ifade edilmiştir.

$$\beta \approx \frac{2 \cdot (\pi d_0 L)}{(x_1 d_0) \cdot (x_2 d_0) \cdot L} = \frac{2\pi}{x_1 \cdot x_2 \cdot d_0} \quad (2.5)$$

$$\beta \approx \frac{4\sigma}{d_h} \quad (2.6)$$

Genceli (1999)'ye göre çeşitli ısı değiştiricileri için kompaktlık değer aralıkları Çizelge 2.1'de gösterilmiştir.

Çizelge 2. 1. Çeşitli ısı değıştircileri için  $\beta$  yüzey alanı yoğunluğu aralıkları.

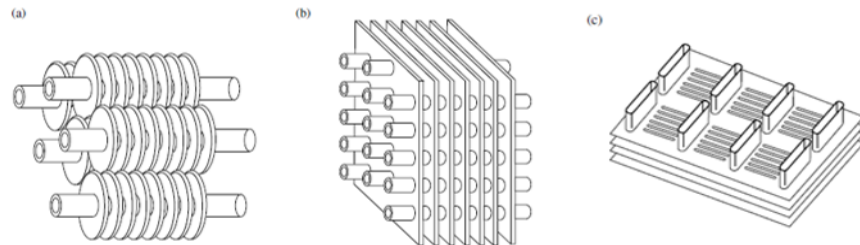
Isı Değıştirici Tipi	$d_0$ veya $d_h$ (mm)	$\beta$ ( $m^2/m^3$ )
Çıplak borulu gövde-borulu tip	7-50	70-500
Levha tipi	15-30	110-210
Kanatlı tipler	0,6-15	110-6000
Otomobil radyatörleri	2,5-6	600-1300
Soğutma tekniğı ısı değıştirici tipleri	1,5-4	800-2200
Dolgu maddeli ısı değıştirici tipleri	0,2-2	1600-16000
Gaz türbini döner rejeneratörü	0,5-1	3000-7000
İnsan akciğeri	0,19	17500

Kaynak: Genceli, 1999, s. 12.

Genceli (1999)'nin ifadelerine göre bir tarafında gaz, diğeri tarafında sıvı bulunan ısı değıştircilerinde kompaktlığı artırılması, ısı transferinin gerçekleştiğı yüzeylere kanatlar eklenerek gerçekleştirilir. Boyut ve yerleşim planı olarak avantaj sağlayan kompakt ısı değıştircilerinde en az bir akışkanın gaz olması, korozif akışkanların kullanılmaması ve akış sırasındaki fazla yük kaybını yenebilmek adına vantilatör veya pompa gücüne gerek duyulması dezavantajlar olarak değerlendirilebilir.

### 2.3.8.1 Kanatlı Borulu Isı Değıştircileri

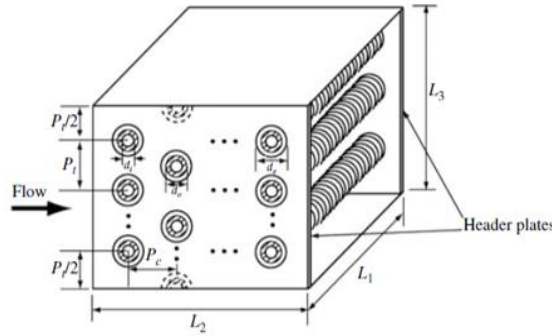
Ranganayakulu ve Seetharamu(2018)'nin ifadelerine göre kanatlı borulu ısı değıştircileri, uzun zamandır gaz ve sıvı akışkanlar arasındaki ısı alışverişinde kullanılmaktadır. Gaz ve sıvı akışkanların birlikte kullanıldığı eşanjörlerde, yeterli ısı iletkenliğe sahip olmak adına yüzey alanını arttırmak için gaz tarafında kanatlar kullanılmaktadır. Bu eşanjörler klimalarda, buzdolaplarında ve otomotiv sektöründe sık olarak kullanılmaktadır. Bunlara bazı örnekler de soğutma kuleleri, buharlaştırıcılar, kondansatörler ve radyatörlerdir. Kanatlı borulu ısı değıştirgeçlerine ait görseller Şekil 2.30'da verilmiştir.



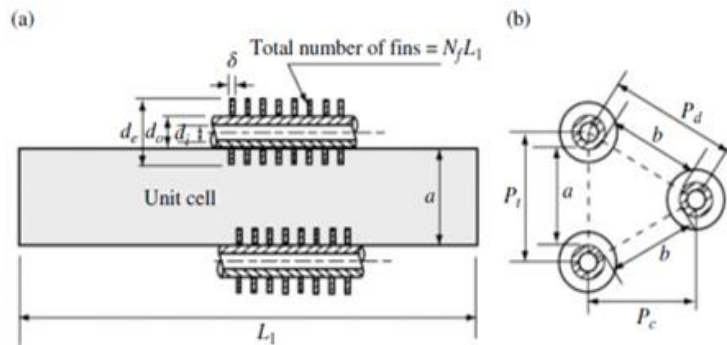
Şekil 2. 30. Kanatlı ısı değıştirgeçleri: (a) dairesel kanatlı boru tipi, (b) plaka kanatlı boru tipi, (c) panjurlu levha kanatlı düz boru tipi (Ranganayakulu ve Seetharamu, 2018, s. 82).

Kanatlı borulu eşanjörler, boru tarafında yüksek basınca dayanabilir. En yüksek sıcaklık yine bağlama türü, kullanılan malzemeler ve malzeme kalınlığı ile sınırlıdır. Plaka kanatlı eşanjörler, kanatlı borulu eşanjörlere göre daha kompaktır. Uygun sayıda kanat ve geometri ile istenilen yüzey alanı elde edilebilir. Plakalı kanatçıklarda standart kanat yoğunlukları, metre başına 250 ila 800 kanatçık (inç başına 6 ila 20 kanat), kanat kalınlığı 0,08-0,25 mm ve kanat akış uzunlukları 25–250 mm arasında değişmektedir (Ranganayakulu ve Seetharamu, 2018).

Ranganayakulu ve Seetharamu(2018), kademeli boru düzenine sahip tek geçişli çapraz akışlı dairesel kanatlı borulu eşanjör için temel çekirdek geometrisini Şekil 2.31'deki gibi göstermiştir. Burada yapılan tasarımda kademeli boru düzeninin eşkenar üçgen bir şekle sahip olduğunu varsayılmıştır. Söz konusu şekle ait geometrik bağlantılar Şekil 2.32'de gösterilmiştir.



Şekil 2. 31. Dairesel kanatlı borulu ısı değiştiricisi (Ranganayakulu ve Seetharamu, 2018, s. 83).



Şekil 2. 32. Bir kademeli kanatlı boru düzenlemesinin birim hücresi (Ranganayakulu ve Seetharamu, 2018, s. 83).

### 3. MATARYEL VE YÖNTEM

#### 3.1 Yangın Test Fırınında Ekonomizer Uygulaması

Enerji taşıma, veri iletimi ve haberleşme gibi birçok farklı amaç ile kullanılan kablolar elektrik ve elektronik sektörünün en çok kullanılan malzemeleri arasında yer almaktadır. Yangın olması durumunda kablolar belirli bir süre boyunca iletimine devam edebilmektedir. Yanan kabloların insan sağlığı açısından tehdit oluşturmaması gerekmektedir. Olası bir yangın durumunda kablolar yangınların daha da büyümesine sebep olabilmektedir.

Yangınların genişlemesini önlemek amacı ile yangına dayanıklı kabloların üretimi sağlanmaktadır. Halka açık alanlarda olası bir yangın durumunda insanların can güvenliğini sağlamak, değerli eşya ve cihazların korunmasını sağlamak için acil durum emniyet devrelerine enerji ve sinyal taşıyan kablolar yangına dayanıklı kablolar denir. Bu kablolar, alev geciktirme özelliğine sahip oldukları için yangınla mücadele aşamasında oldukça kolaylık sağlamaktadırlar. Duman yoğunlukları düşük olup, zehirli ve korozyif gaz yaymazlar.

EN 50399 standartlarına göre yangın testlerinin yapılarak, yangına dayanıklı kabloların seçimi yapılmaktadır. Alev yayılımı, duman üretimi ve yanan damlacıkların yangın güvenliğinde büyük önemi vardır.

EN 50399 test donanımı kabloların yanma tepkimesini ölçmek için kullanılır. Yangın test fırınının içerisine dikey düzlemde bulunan merdivene monte edilmiş kablolar bulunmaktadır. Test sistemi, EN 60332-3-10 standardındaki donanıma ek olarak test boyunca açığa çıkan ısı miktarı, duman üretimi, oksijen üretimi, karbondioksit üretimi gibi ölçümlerin yapılmasına da olanak sağlamaktadır. Kablonun ilk alev aldığı andan itibaren veriler kaydedilmeye başlamaktadır. Açığa çıkan sıcaklık ölçümü sayesinde yangının çevreye olan etkisi incelenebilmektedir. Duman üretimi ölçümünün yapılması ile birlikte yangın mahallindeki görüş azalmasının etkisi belirlenebilmektedir.

Test esnasında kullanılan kabloların sayısı kablo çapına göre belirlenir. Merdivene bağlanan kablolar demetlenmemiş ve aralarında boşluk kalacak şekilde gergince bağlanmalıdır. 20,5/30 kW alev gücü alev bekenden uygulanmaktadır. Fırının içerisine 8000 ± 400 L/dak. akış hızında hava üflenmektedir. Her bir kablo demeti için yangın test süresi 25 dakika, alev uygulama süresi ise 20 dakika sürmektedir. Test öncesinde kablo demetine ait görsel Şekil 3.1'de, test sonrasında oluşan görüntü ise Şekil 3.2'de gösterilmektedir.



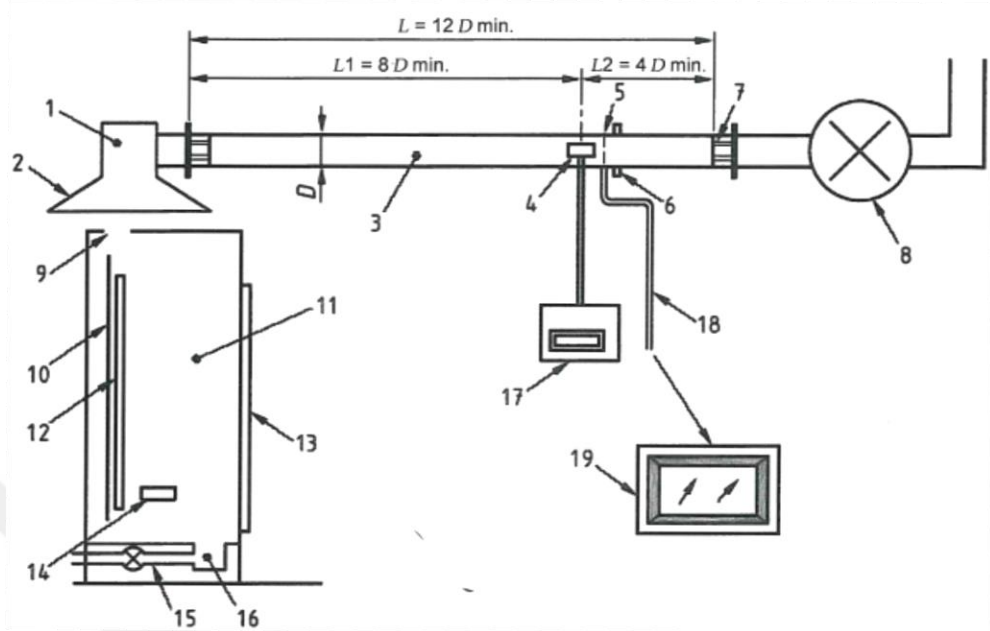
Şekil 3. 1. Test öncesinde kablo demetine ait görüntü.



Şekil 3. 2. Test sonrasında kablo demetine ait görüntü.

Kablo üretim tesisinde kullanılan yangın test cihazına ait genel düzen şeması ve uzunluklarına ait ölçüler Şekil 3.3'de gösterilmiştir. Yangın test fırınının baca gazı sistemine

ait görüntüsü Şekil 3.4’de, fırının kablo yakma testi sonucunda oluşan atık ısısının dışarı atılmasını sağlayan çıkış bağlantısı ise Şekil 3.5’de verilmiştir.



Şekil 3. 3. Kablo test cihazına ait genel düzen: (1) çember, (2) çember başlığı, (3) egzoz kanalı, (4) çift yönlü prob, (5) örneklemeye probu, (6) duman ölçüm cihazı, (7) kılavuz kanatları, (8) havalandırma vantilatörü, (9) duman çıkışı, (10) merdiven, (11) test çemberi, (12) kablolar, (13) kapı, (14) brülör, (15) hava giriş kanalı, (16) hava giriş tarafı, (17) basınç çevirici, (18) gaz örneklemeye hattı, (19) oksijen ve karbondioksit analizörleri.



Şekil 3. 4. Yangın test firması egzoz kanalı.

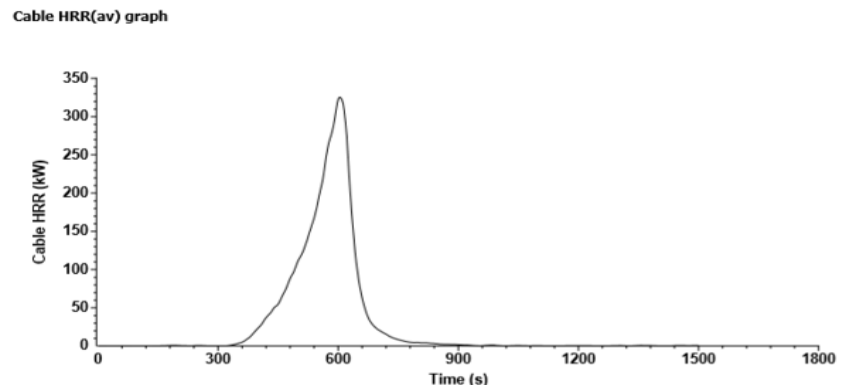




Şekil 3. 5. Atık ısının dışarı atılmasındaki baca gazı çıkış bağlantısı.

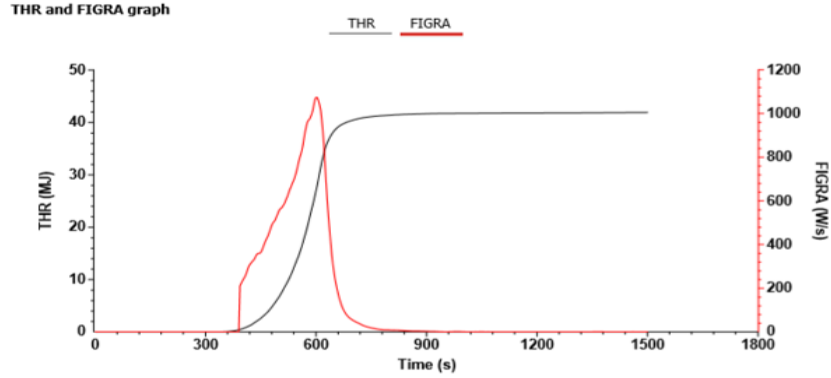
Bu tez çalışmasında, atık ısının geri kazandırılması için ısı havaya atılmadan önce çıkış bağlantısına uygun olacak şekilde ekonomizer tasarımı yapılmıştır. CAT-6 U/UTP yanma testi ile birlikte açığa çıkan  $71,2^{\circ}\text{C}$  sıcaklığındaki hava, işletmede yemekhanede kullanılacak suyun ısıtılmasında kullanılır hale getirilmiştir. Yanma testine ait rapor **Ek-1**'de verilmiştir.

Örnek bir CAT-6 U/UTP testine ait ısı yayma oranı grafiği Şekil 3.6'da gösterilmiştir. Yanma 300. Saniyede başlamaktadır ve 1500. saniyede sonlandırılmaktadır.



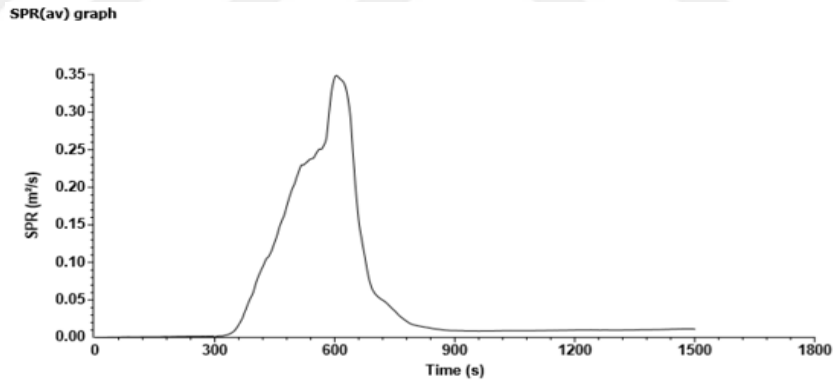
Şekil 3. 6. Isı yayma oranı grafiği

Yanma testi sonucunda toplam açığa çıkan ısı grafiğinde ise zaman ile ısı yayma oranı arasındaki en büyük değer verilmektedir. Birim zamanda açığa çıkan ısı grafikten okunabilmekte olup, Şekil 3.7’de gösterilmiştir.



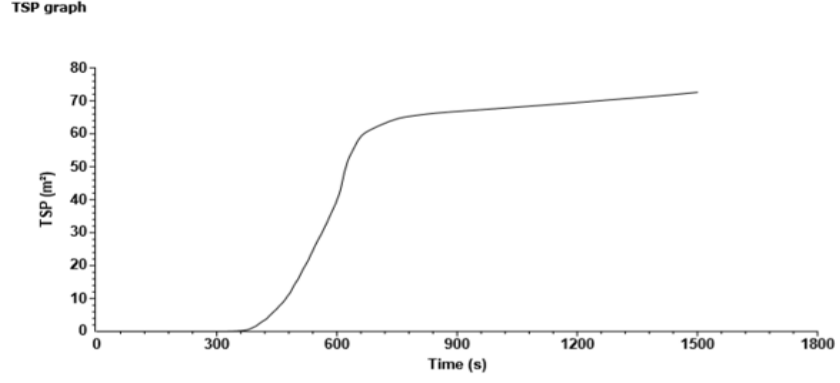
Şekil 3. 7. Toplam açığa çıkan ısı grafiği.

Kablo yanma sırasında açığa çıkan duman üretimini ve en yüksek hızda duman yayılımını gösteren üretim duman oranı grafiği Şekil 3.8’de gösterilmiştir.



Şekil 3. 8. Üretilen duman oranı grafiği.

Tanımlanan periyotta duman üretim oranının entegre edilmiş değeri Şekil 3.9’da gösterilmiştir. Yanma süreci boyunca üretilen duman miktarı metrekare cinsinden okunabilmektedir.



Şekil 3. 9. Toplam duman üretimi grafiği.

### 3.2 Ekonomizer Tasarımında Kullanılan Malzemeler

Ekonomizerler, ısı transfer yüzeyi olarak kullanılmaktadırlar. Bu çalışmada tasarlanan ekonomizer, baca gazı sıcaklığını düşürerek havanın daha düşük bir sıcaklıkta dışarı atılmasını sağlamaktadır. Ekonomizer tasarımında, bakır boru üzerine bakır kanatçıklar yerleştirilerek kendinden kanatlı serpantin tasarımı yapılmıştır. Tasarımda seçilmiş olan malzemelerin bakır olmasının en önemli sebepleri arasında ısıl iletkenlik katsayısının yüksek olması yer almaktadır.

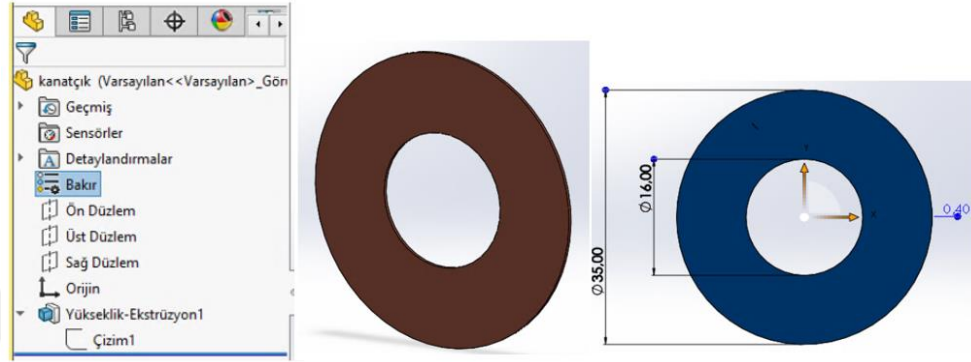
Sıcak veya soğuk akışkanın yüzeyle temas ettiği alanı arttırarak, ısı akışını yaygınlaştırmak amacı ile üretilen ekipmanlara serpantin denilmektedir. Kendinden kanatlı serpantinler, boru dış yüzeyine yiv açılarak üretilmektedirler. Yiv işlemi, boruların ısı transfer yüzey alanlarının arttırılmasını sağlamaktadır. Tasarımda kanat ve boru arasında boşluk bırakılmayarak ısı transferinin en iyi şekilde sağlanması istenmektedir.

Kendinden kanatlı serpantinler, kullanılacakları alanlar göz önünde bulundurularak tercih edilmelidir. Bu çalışmada, atık ısının kirlilik oranı diğer endüstrilerde kullanılan fırın tesislerine göre daha azdır. Yapılan tasarım yanma testi fırınında kullanılacağı için diğer işletmelerdeki kimyasal proseslerde kullanılan fırınlar ile kıyaslanmamalıdır. Genellikle kendinden kanatlı serpantinler çok kirli atık ısının geri kazandırılmasında rol almazlar. Bunun sebebi ise kirlenmeye bağlı ömürlerinin azalması ve bakımlarının zor olmasıdır. Kanatlı borulu ısı değiştirici tasarımı yapılırken istenilen ısıl kapasite ve basınç kayıpları göz önünde bulundurulmuştur. Uygun tasarım yapılırken belirlenmesi gereken tasarım parametrelerinin hesabı yapılmıştır. Boru çapları ve uzunlukları, kanatçıkların çapı, kanatçıkların kalınlıkları ve hatve değerleri özenli bir şekilde hesaplanmıştır.

### 3.3 Ekonomizer Tasarımı

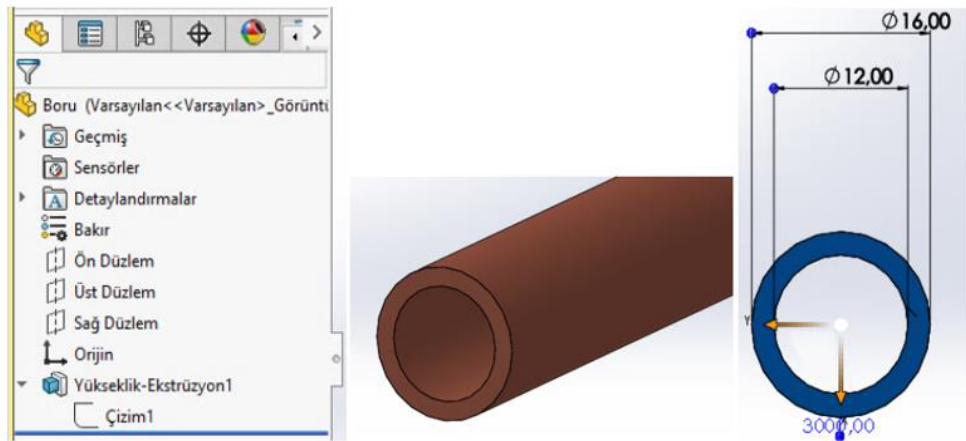
Ekonomizer, SOLIDWORKS programında tasarlanmıştır. Tasarım oluşturulurken, aşağıdaki şekilde bir yol izlenmiştir:

Dış çapı 35 mm, iç çapı 16 mm ve kalınlığı 0,4 mm olan bakır kanatçık tasarımı Şekil 3.10'da gösterilmiştir.



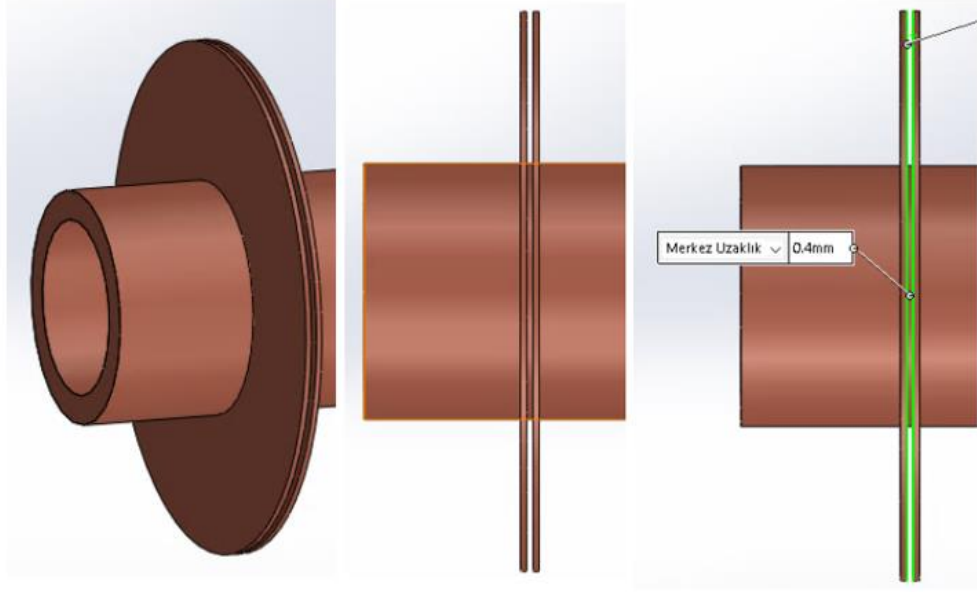
Şekil 3. 10. Bakır kanatçık tasarımı.

Dış çapı 16 mm, iç çapı 12 mm ve uzunluğu 3000 mm olan bakır boru tasarımı Şekil 3.11'de gösterilmiştir.



Şekil 3. 11. Bakır boru tasarımı.

Tasarımda toplam 120 boru ve her bir boruya ait 1400 adet kanatçık kullanılmıştır. Tasarımdaki bir adet serpantinde bulunan kanatçıklara ait hatve görseli Şekil 3.12'de gösterilirken, serpantinın yakın görünüşü Şekil 3.13'de verilmiştir.

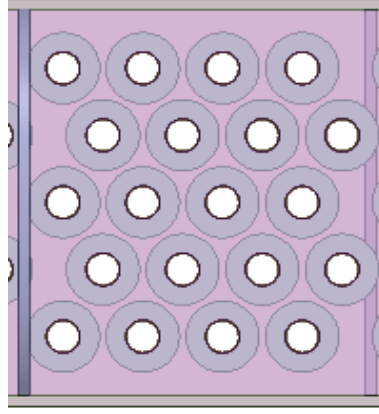


Şekil 3. 12. Serpantinde bulunan hatve ölçüsü.

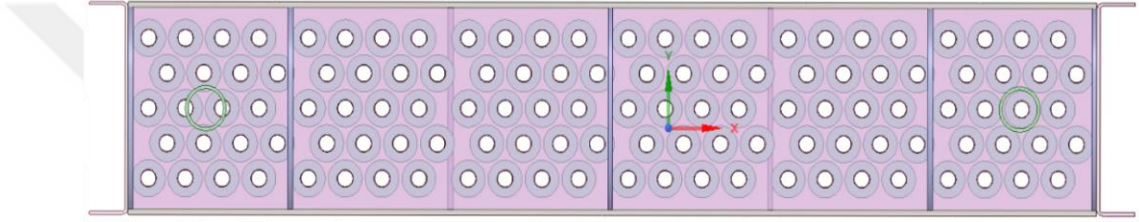


Şekil 3. 13. Serpantine ait yakın görünüş.

Ekonomizer tasarımı 6 sıra ve 5 geçişten oluşmaktadır. Çapraz akışlı olacak şekilde tasarlanan ekonomizere ait 1 geçiş kısmı Şekil 3.14'de yakın bir şekilde gösterilmiştir. Tüm geçişlerin ve sıraların olduğu tasarımın tamamı Şekil 3.15'de verilmiştir.



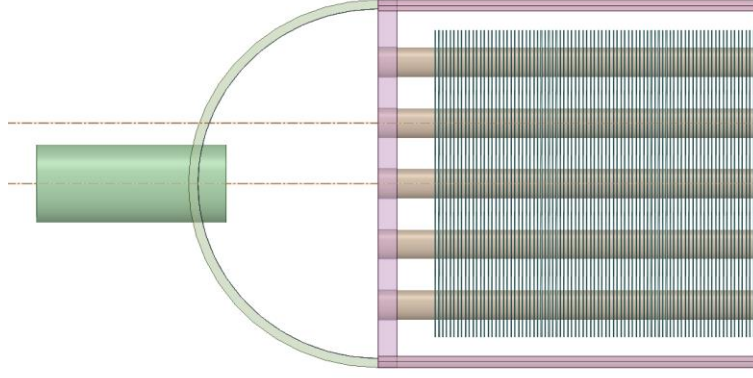
Şekil 3. 14. 20 adet borunun bulunduğu bir geçiş görüntüsü.



Şekil 3. 15. Tasarımdaki geçiş ve sıra sayısına ait görüntü.

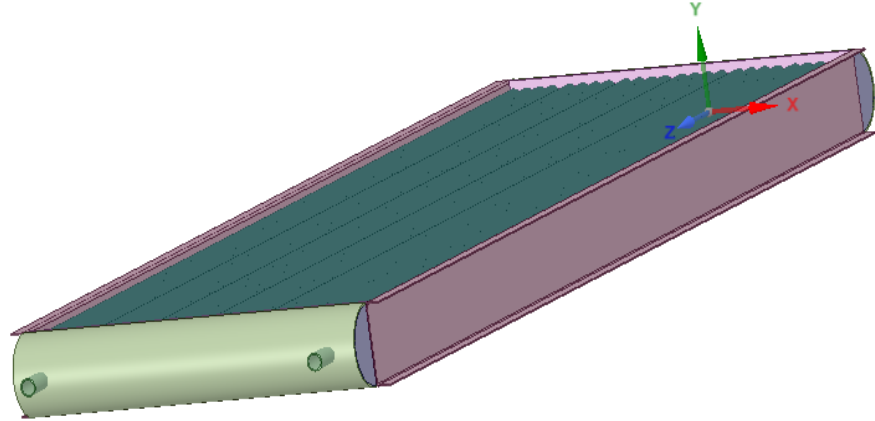
Tasarımda atmosfer basıncı kullanılmıştır. Sisteme giren suyun debisi  $4,164 \text{ m}^3/\text{h}$  iken havanın debisi  $31,536 \text{ m}^3/\text{h}$ 'dir. Mevcutta var olan hava debisi sistemde kullanılacak olan suyun ısıtılmasında yeterli gelmediği için kullanılan fan değiştirilmiştir. Suyun giriş hızı ise standartlarda kullanılan değer  $0,5 \text{ m/s}$  olarak seçilmiştir. Akışın türbülanslı olduğu ve gerekli bütün veriler ilerleyen bölümlerdeki hesaplamalarda elde edilmiştir. Serpantine ait detaylı görünüm **Ek-2**'de verilmiştir.

Tasarımda, su giriş ve çıkışlarına ait 2 adet flanşlı boru çizilmiştir. Aynı şekilde sıcak havanın soğutularak dışarı atıldığı flanşlı boru tasarımda mevcuttur.  $20^\circ\text{C}$  sıcaklığında bulunan suyun ekonomizere giriş kısmı Şekil 3.16'da gösterilmiştir.

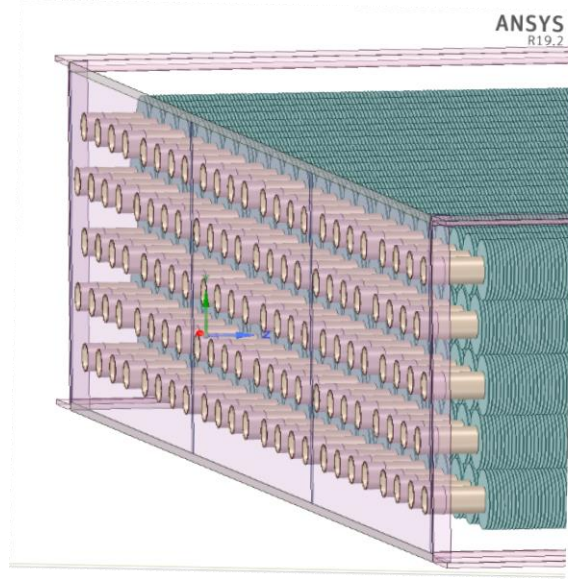


Şekil 3. 16. 20°C sıcaklığında bulunan suyun serpantinlere giriş kısmı.

Ekonomizer tasarımının ANSYS spaceclaim ortamındaki izometrik görünümü Şekil 3.17’de gösterilmiştir. Ekonomizerin içerisinde bulunan serpantinlerin tamamına ait yakın görünüş Şekil 3.18’de verilmiştir.



Şekil 3. 17. Tasarımın ANSYS spaceclaim ortamında izometrik görünümü.



Şekil 3. 18. Ekonomizer tasarımındaki serpantinlere ait yakın görünüş.

### 3.4 Ekonomizer Teorik Hesaplamaları

Bu bölümde, tasarımı yapılan olan ısı değıştiricisinin boyutlandırılmasında kullanılan hesap esasları verilmiş ve tasarımın en doğru şekilde yapılabilmesi için gerekli sayısal veriler elde edilmiştir. Bu hesaplamalar sırasında Jussi Saari'nin aşağıdaki Şekil 3.19'da yer alan boyutlandırma şeması izlenmiştir.

Tasarım ile ilgili kabuller:

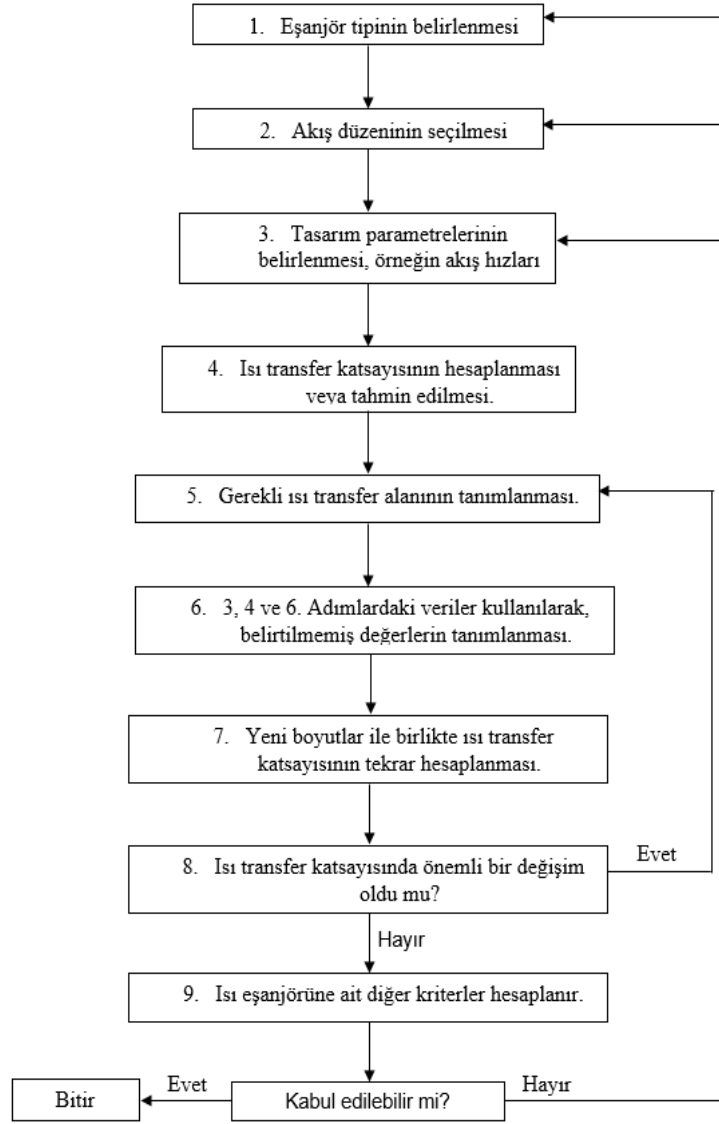
Suyun giriş ve çıkış sıcaklıkları:  $T_{su,giriş} = 20^{\circ}C$ ,  $T_{su,çıkış} = 60^{\circ}C$

Havanın giriş sıcaklığı:  $T_{hava,giriş} = 71,2^{\circ}C$

Suyun ve havanın hacimsel debisi:  $\dot{q}_{su} = 4,164 m^3/h$ ,  $\dot{q}_{hava} = 31536 m^3/h$

Suyun ve havanın hızları:  $V_{su} = 0,049 m/s$ ,  $V_{hava} = 2 - 2,7 m/s$





Şekil 3. 19. Eşanjör boyutlandırma süreci akış şeması (Saari, Heat Exchanger Dimensioning, 2019, s. 33).

Isıl hesaplamalar sırasında logaritmik ortalama sıcaklık farkı ve  $\varepsilon$ -NTU metotları kullanılmıştır. Toplam ısı geçiş sayısını hesaplayabilmek adına öncelikle havanın ve suyun bilinen sıcaklıkları için Çizelge 3.1 ve Çizelge 3.2 kullanılarak gerekli değerlerin bulunması ve kütledebilerinin hesaplanması gerekmektedir.

Çizelge 3.1. Havanın atmosfer basıncı altında termodinamik özellikleri.

T(K)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$c_p$ (J/kg·K)	$\mu \times 10^7$ (kg/m·s)	$\nu \times 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	$k \times 10^3$ (W/m·K)	$a \times 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	Pr
200	1.7458	1.007	132.5	7.59	18.10	10.30	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.30	15.90	0.720
300	1.1614	1.007	184.6	15.89	26.30	22.50	0.707
350	0.9950	1.009	208.2	20.92	30.00	29.90	0.700
400	0.8711	1.014	230.1	26.41	33.80	38.30	0.690
450	0.7740	1.021	250.7	32.39	37.30	47.20	0.686
500	0.6964	1.030	270.1	38.79	40.70	56.70	0.684
550	0.6329	1.040	288.4	45.57	43.90	66.70	0.683
600	0.5804	1.051	305.8	52.69	46.90	76.90	0.685
650	0.5356	1.063	322.5	60.21	49.70	87.30	0.690
700	0.4975	1.075	338.8	68.10	52.40	98.00	0.695
750	0.4643	1.087	354.6	76.37	54.90	109.00	0.702
800	0.4354	1.099	369.8	84.93	57.30	120.00	0.709
850	0.4097	1.110	384.3	93.80	59.60	131.00	0.716
900	0.3868	1.121	398.1	102.90	62.00	143.00	0.720
950	0.3666	1.131	411.3	112.20	64.30	155.00	0.723

Kaynak: I. Dinçer, Heat Transfer in Food Cooling Applications, Taylor&Francis, Washington, DC. (1997); and C. Borgnakke and R.E. Sonntag, Thermodynamic and Transport Properties, Wiley, New York (1997).

$$T_{\text{hava,giriş}} = 71,2^{\circ}\text{C} + 273 = 344,2\text{K} \quad (3.1)$$

Havanın 344,2 K sıcaklığında bulunan özgül ısı ve yoğunluk değeri Çizelge 3.1'den faydalanılarak aşağıdaki şekilde okunmuştur.

$$C_{p_{\text{hava}}} = 1,008 \text{ J/kgK} = 1,008 \text{ kJ/kg}^{\circ}\text{C}$$

$$\rho_{\text{hava}} = 1,014 \text{ kg/m}^3$$

Ortalama 40°C sıcaklığında bulunan suya ait özgül ısı ve yoğunluk değeri ise Çizelge 3.2'den faydalanılarak aşağıdaki şekilde okunmuştur.

$$C_{p_{\text{su}}} = 4,177 \text{ J/kgK} = 4,177 \text{ kJ/kg}^{\circ}\text{C}$$

$$\rho_{\text{su}} = 992,21 \text{ kg/m}^3$$

Çizelge 3.2. Suyun atmosfer basıncı altında termodinamik özellikleri.

T(°C)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\mu \times 10^3$ (kg/m·s)	$\nu \times 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	k(W/m·K)	$\beta \times 10^5$ (1/K)	$c_p$ (J/kg·K)	Pr
0	999.84	1.7531	1.7533	0.5687	-6.8140	4209.3	12.976
5	999.96	1.5012	1.5013	0.5780	1.5980	4201.0	10.911
10	999.70	1.2995	1.2999	0.5869	8.7900	4194.1	9.2860
15	999.10	1.1360	1.1370	0.5953	15.073	4188.5	7.9910
20	998.20	1.0017	1.0035	0.6034	20.661	4184.1	6.9460
25	997.07	0.8904	0.8930	0.6110	20.570	4180.9	6.0930
30	995.65	0.7972	0.8007	0.6182	30.314	4178.8	5.3880
35	994.30	0.7185	0.7228	0.6251	34.571	4177.7	4.8020
40	992.21	0.6517	0.6565	0.6351	38.530	4177.6	4.3090
45	990.22	0.5939	0.5997	0.6376	42.260	4178.3	3.8920
50	988.04	0.5442	0.5507	0.6432	45.780	4179.7	3.5350
60	983.19	0.4631	0.4710	0.6535	52.330	4184.8	2.9650
70	977.76	0.4004	0.4095	0.6623	58.400	4192.0	2.5340
80	971.79	0.3509	0.3611	0.6698	64.130	4200.1	2.2010
90	965.31	0.3113	0.3225	0.6759	69.620	4210.7	1.9390
100	958.35	0.2789	0.2911	0.6807	75.000	4221.0	1.7290

Kaynak: D.J. Kukulka, Thermodynamic and Transport Properties of Pure and Saline Water, MSc Thesis, State University of New York at Buffalo (1981).

Suyun kütleli debisini bulmak için aşağıda verilen Eşitlik 3.2'den faydalanılmıştır.

$$\dot{m}_{su} = \rho_{su} \cdot \dot{q}_{su} = (992,21 \text{ kg/m}^3) \cdot (4,164 \text{ m}^3/\text{h}) = 4131 \text{ kg/sa} \quad (3.2)$$

$$\dot{m}_{su} = 1,1475 \text{ kg/s}$$

Havanın kütleli debisini bulmak için aşağıda verilen Eşitlik 3.3'den faydalanılmıştır.

$$\dot{m}_{hava} = \rho_{hava} \cdot \dot{q}_{hava} = (1,014 \text{ kg/m}^3) \cdot (31536 \text{ m}^3/\text{h}) = 31977 \text{ kg/sa} \quad (3.3)$$

$$\dot{m}_{hava} = 8,8825 \text{ kg/s}$$

Tüm bilinmeyen değerler elde edildikten sonra, su için toplam ısı geçişi aşağıda verilen Eşitlik 3.4 ile birlikte hesaplanabilmektedir.

$$\dot{Q}_{su} = \dot{Q}_s = \dot{m}_s \cdot C_{p_s} \cdot (T_{s2} - T_{s1}) \quad (3.4)$$

$$\dot{Q}_{su} = (1,1475 \text{ kg/s}) \cdot (4,177 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}) \cdot (60^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C}) \cong 192 \text{ kW}$$

Hava için toplam ısı geçişi ise aşağıda yer alan Eşitlik 3.5 ile elde edilmektedir.

$$\dot{Q}_{hava} = \dot{Q}_{su} = \dot{m}_h \cdot C_{p_h} \cdot (T_{h1} - T_{h2}) \quad (3.5)$$

$$\dot{Q}_{hava} = \dot{Q}_{su} = 192 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{hava} = 192 \text{ kW} = (8,8825 \text{ kg/s}) \cdot (1,008 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}) \cdot (71,2^\circ\text{C} - T_{h2})$$

$$T_{h2} = T_{hava,çıkış} = 49,8^\circ\text{C} \cong 50^\circ\text{C}$$

Isı değiştiricilerinde ısı geçişi hesaplanırken logaritmik ortalama sıcaklık farkının hesaplanması gerekmektedir. Isı değiştiricisi içerisinde bulunan akışkanlara ait sıcaklıklar ve sıcaklık farkları, ısı değiştiricisinin geometrisine bağlı değişmektedir. Her kesitte bulunan sıcaklık farkının değişken olması, akışkanların ısı değiştiricisine giriş ve çıkış sıcaklıkları cinsinden ifade edilebilen bir ortalama sıcaklık farkının kullanılmasını gerektirir. Logaritmik ortalama sıcaklık farkına ait denklem Eşitlik 3.6'da verilirken, logaritmik ortalama sıcaklık farkı sonucu Eşitlik 3.7'de verilmiştir.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} \quad (3.6)$$

Burada apraz akış söz konusu ise,  $\Delta T_1$  ve  $\Delta T_2$  aşağıdaki gibidir.

$$\Delta T_1: T_{sıcak,giriş} - T_{soğuk,çıkış} = 71,2 - 60 = 11,2^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2: T_{\text{sıcak,çıkış}} - T_{\text{soğuk,giriş}} = 50 - 20 = 30^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{\text{lm}} = \frac{11,2 - 30}{\ln(11,2/30)} = 19,08^\circ\text{C} \quad (3.7)$$

İlgili sıcaklık farkları hesaplandıktan sonra, transfer edilen ısı miktarı denklemi Eşitlik 3.8'de verilmiştir.

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{\text{su}} = \dot{Q}_{\text{hava}} = U \cdot A \cdot \Delta T_{\text{m}} \quad (3.8)$$

Bu denklemde;

U: Toplam ısı transfer katsayısı, (W/m<sup>2</sup>K)

A: Isı transfer yüzey alanı, (m<sup>2</sup>)

$\Delta T_{\text{m}}$ : Logaritmik ortalama sıcaklık farkı, (°C)

Çok geçişli ve çapraz akımlı ısı değiştiricilerinde logaritmik ortalama sıcaklık farkının hesabı, diğer ısı değiştiricilerine göre oldukça karmaşıktır. Bu nedenle, çok geçişli ve çapraz akımlı ısı değiştiricilerinde geçen ısı miktarı aşağıdaki verilen Eşitlik 3.9'daki denklem ile birlikte hesaplanabilmektedir. Bu denklemde F düzeltme katsayısını göstermektedir.

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{\text{su}} = \dot{Q}_{\text{hava}} = U \cdot A \cdot F \cdot \Delta T_{\text{m}} \quad (3.9)$$

F düzeltme katsayısının hesaplanabilmesi veya grafikten okunabilmesi için kapasite oranının ve etkinliğinin hesaplanması gerekmektedir. Eşitlik 3.10'da kapasite oranı ve Eşitlik 3.11'de etkinlik ile ilgili denklemler verilmiştir. Kapasite oranı ve etkinlik sonuçları da Eşitlik 3.12 ve Eşitlik 3.13'de gösterilmektedir.

$$\text{Kapasite oranı} = R = \frac{T_i - T_o}{t_o - t_i} \quad (3.10)$$

$$\text{Etkenlik} = P = \frac{t_o - t_i}{T_i - t_i} \quad (3.11)$$

Bu denklemde;

$T_i$ : Sisteme sıcak havanın girişi sıcaklığı, (°C)

$T_o$ : Sistemdeki sıcak havanın çıkış sıcaklığı, (°C)

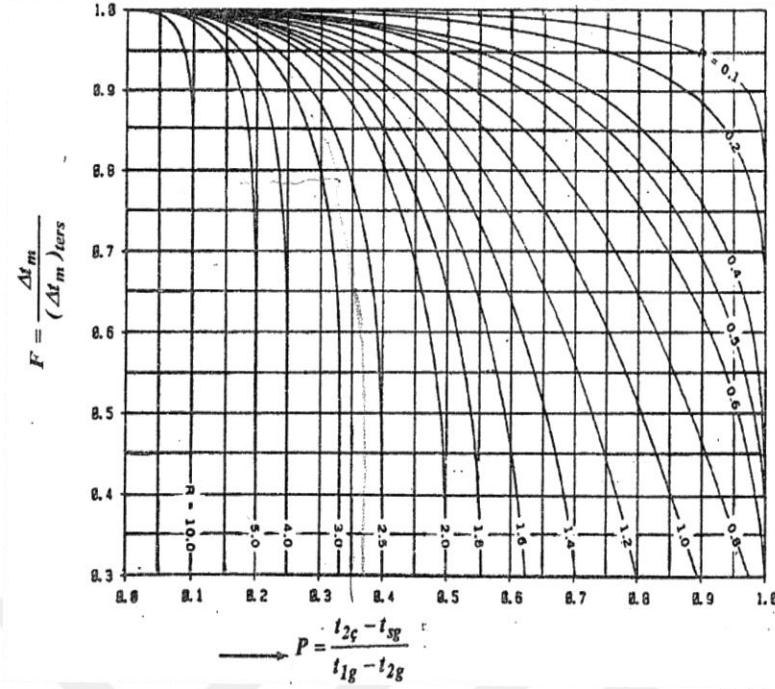
$t_i$ : Sisteme giren suyun giriş sıcaklığı, (°C)

$t_o$ : Sistemdeki suyun çıkış sıcaklığı, (°C)

$$R = \frac{71,2 - 50}{60 - 20} = 0,53 \quad (3.12)$$

$$P = \frac{60 - 20}{71,2 - 20} = 0,78 \quad (3.13)$$

Şekil 3.20’de verilen grafikte,  $R=0,53$  ve  $P=0,78$  değerleri için F düzeltme katsayısı 0,83 olarak okunmuştur.



Şekil 3. 20. Çapraz akımlı ve iki akışkanında birbirine karışmadığı ısı değıştircisindeki düzeltme çarpanı (Genceli, 1999, s. 354).

Çizelge 3.3’de değişik akış durumları için toplam ısı geçiş katsayısının yaklaşık değerleri verilmiştir. Çizelgede kanatlı borulu ısı değiştircilerine ait verilen aralıkta,  $U = 35 \text{ W/m}^2\text{K}$  varsayımı yapılarak işlemlere devam edilmiştir.

Çizelge 3.3. Değişik akış durumları için toplam ısı geçiş katsayısının yaklaşık değerleri.

Akışkan Çifti	$U \text{ (W/m}^2 \cdot \text{K)}$
Su ile su	850–1700
Su ile yağ	110–350
Borular içinde su buharının yoğuşması	1000–6000
Borular içinde amonyağın yoğuşması	800–1400
Borular içinde alkolün yoğuşması	250–700
Kanatlı borulu ısı değiştircileri (borular içinde su, dışında çapraz akışta hava)	25–50

Kaynak: Incropera ve Dewitt, Isı ve Kütlev Geçişinin Temelleri, (2001).

Bütün verilen bu bilgilerden hareketle Eşitlik 3.15’de verilen denklemde ısı transfer yüzey alanı hesaplanabilmektedir. Isı transfer yüzey alanı belirlendikten sonra serpantin

boyutlandırılması yapılmıştır. Belirlenen boyutlar ile birlikte Eşitlik 3.14’de verilen ısı transfer katsayısı tekrar hesaplanabilmektedir.

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{su} = \dot{Q}_{hava} = U \cdot A \cdot F \cdot \Delta T_m \quad (3.14)$$

$$A = \frac{\dot{Q}}{U \cdot F \cdot \Delta T_m} = \frac{(192 \cdot 10^3 \text{ W})}{(35 \text{ W/m}^2\text{°C}) \cdot (0,83) \cdot (19,08\text{°C})} = 346,3 \text{ m}^2 \quad (3.15)$$

$\varepsilon$  - NTU yöntemi ile birlikte etkenlik hesabı yapılabilmektedir. Bir ısı değiştiricisi için etkenlik tanımı yapmadan önce, bu ısı değiştiricisinde olabilecek en fazla ısı geçişinin belirlenmesi gerekmektedir. Bu ısı geçişi, sonsuz uzunluktaki ters akışlı bir ısı değiştiricisinde Eşitlik 3.16 yardımı ile birlikte hesaplanabilmektedir.

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min}(T_{\text{sıcak}1} - T_{\text{soğuk}1}) = C_{\min}(T_{h1} - T_{s1}) \quad (3.16)$$

Bu denklemde;

$T_{\text{sıcak}1}$ : Sıcak akışkanın giriş sıcaklığı →  $T_{h1}$ : Havanın giriş sıcaklığı

$T_{\text{soğuk}1}$ : Soğuk akışkanın giriş sıcaklığı →  $T_{s1}$ : Suyun giriş sıcaklığı

$C_{\min}$ : Minimum ısı kapasite debisi

Havanın ısı kapasite debisine ait denklem ve sonucu Eşitlik 3.17’de verilirken, su ile ilgili olan hesaplama Eşitlik 3.18’de verilmiştir.

$$C_{\text{soğuk}} = C_{su} = \dot{m}_{su} \cdot C_{p_{su}} = (1,1475 \text{ kg/s}) \cdot (4,177 \text{ kJ/kgK}) = 4,793 \text{ kW/K} \quad (3.17)$$



$$C_{\text{sıcak}} = C_{\text{hava}} = \dot{m}_{\text{hava}} \cdot C_{p\text{hava}} = (8,8825 \text{ kg/s}) \cdot (1,008 \text{ kJ/kgK}) = 8,953 \text{ kW/K} \quad (3.18)$$

Buradan elde edilen sonuçlara göre  $C_{\text{hava}} > C_{\text{su}}$  olduğundan:

$$C_{\text{max}} = C_{\text{hava}} = 8,953 \text{ kW/K}$$

$$C_{\text{min}} = C_{\text{su}} = 4,793 \text{ kW/K}$$

Isıl kapasite debileri oranı ise aşağıdaki Eşitlik 3.19 ile elde edilir:

$$C = \frac{C_{\text{min}}}{C_{\text{max}}} = \frac{4,793 \text{ kW/K}}{8,953 \text{ kW/K}} \cong 0,53 \quad (3.19)$$

Bu bilgiler doğrultusunda  $\varepsilon$  veya etkenlik, bir ısı değiştiricisinde gerçek bir ısı geçişinin olabilecek en yüksek ısı geçişine oranı olarak tanımlanır. Etkenlik, Eşitlik 3.20'de verilen denklem ile hesaplanabilmektedir.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\text{max}}} \quad (3.20)$$

Eşitlik 3.16, 3.17 ve 3.18 yardımıyla,

$$\varepsilon = \frac{C_{\text{hava}}(T_{h1} - T_{h2})}{C_{\text{min}}(T_{h1} - T_{s1})} = \frac{C_{\text{su}}(T_{s2} - T_{s1})}{C_{\text{min}}(T_{h1} - T_{s1})}$$

eşitlikleri yazılabilir. Etkenlik, boyutsuz bir büyüklüktür ve  $0 \leq \varepsilon \leq 1$  arasında olmak zorundadır. Herhangi bir ısı değiştiricisi için Eşitlik 3.21'de verilen bağıntı yazılabilir.

$$\varepsilon = f\left(NTU, \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right) \quad (3.21)$$

Bu bağıntıda  $\varepsilon$  - NTU ile gösterilen geçiş birim sayısıdır. Isı değiştiricilerinin çözümünün yapılmasında yaygın olarak kullanılmakta olup, boyutsuz bir sayıdır.  $\varepsilon$  - NTU hesabı Eşitlik 3.22'de verilen denklem ile birlikte hesaplanmıştır.

$$\varepsilon - NTU = N = \frac{U \cdot A}{C_{\min}} = \frac{(35 \text{ W/m}^2\text{K}) \cdot (346,3 \text{ m}^2)}{(4,793 \cdot 10^3 \text{ W/K})} = 2,528 \quad (3.22)$$

Bilinmeyen ısı geçiş birimi sayısı ve ısı kapasite debileri oranı bulunduktan sonra çeşitli yüzeyli ısı değiştiricilerinde etkenlik-geçiş birim sayısı arasındaki bağlantılarını içeren Çizelge 3.4. kullanılmıştır. Çizelgede bulunan çapraz akışlı ve iki akışkanın karışmadığı etkenlik değeri seçilmiştir. Verilen formül ile  $\varepsilon$  değeri aşağıdaki Eşitlik 3.23 ile hesaplanabilmektedir ve etkenlik sonucu Eşitlik 3.24'de verilmektedir.

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[\frac{\exp(-N \cdot C \cdot n) - 1}{C \cdot n}\right] \quad (3.23)$$

$$n = N^{0,22}$$

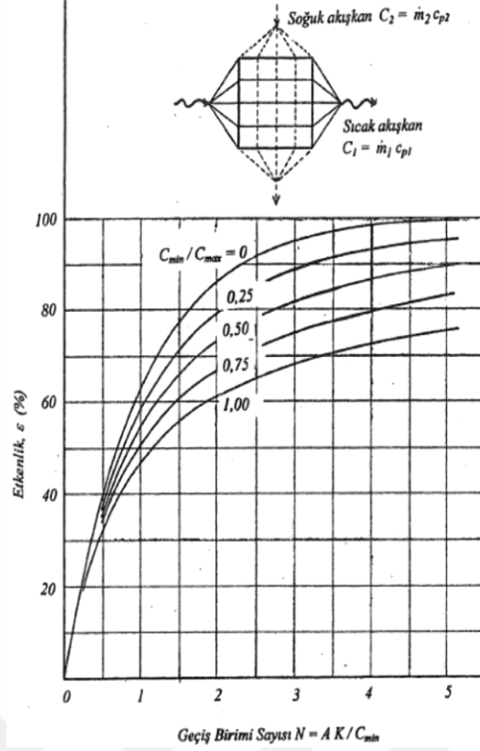
$$\varepsilon = 1 - \exp\left[\frac{\exp(-(2,528) \cdot (0,53) \cdot (2,528)^{0,22}) - 1}{(0,53) \cdot (2,528)^{0,22}}\right] \cong 0,71 \quad (3.24)$$

Çizelge 3.4. Çeşitli yüzeyle ısı değıştiricilerinde etkenlik-geçiş birimi sayısı arasındaki bağlantılar.

Tipi	$\varepsilon$ için ifade	$N$ için ifade	
Paralel akım	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-N(1+C)]}{1+C}$	$N = \frac{-\ln[1-(1+C)\varepsilon]}{1+C}$	Ek G.b
Ters akım	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-N(1-C)]}{1-C \exp[-N(1-C)]}$	$N = \frac{1}{C-1} \ln \left[ \frac{\varepsilon-1}{C\varepsilon-1} \right]$	Ek G.a
Ters akım ( $C=1$ )	$\varepsilon = \frac{N}{N+1}$	$N = \frac{\varepsilon}{1-\varepsilon}$	
Çapraz akım (iki akışkan karışmıyor)	$\varepsilon = 1 - \exp \left[ \frac{\exp(-NCn) - 1}{Cn} \right]$ $n = N^{0.22}$	-	Ek G.d
Çapraz akım (iki akışkan karışıyor)	$\varepsilon = \left[ \frac{1}{1 - \exp(-N)} + \frac{C}{1 - \exp(-NC)} - \frac{1}{N} \right]^{-1}$	-	
Çapraz akım ( $C_{max}$ karışıyor $C_{min}$ karışmıyor)	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-C(1 - \exp(-N))]}{C}$	$N = -\ln \left[ 1 + \frac{1}{C} \ln(1 - C\varepsilon) \right]$	Ek G.c
Çapraz akım ( $C_{min}$ karışmıyor $C_{max}$ karışıyor)	$\varepsilon = 1 - \exp\{-1 \cdot C [1 - \exp(-NC)]\}$	$N = -\frac{1}{C} [1 + C \ln(1 - \varepsilon)]$	Ek G.c
Gövde boru I gövde, 2, 4, 6... boru geçiş	$\varepsilon_I = 2 \sqrt{1 + C + (1 + C^2)^{1/2}}^{-1}$ $\times \left[ \frac{1 + \exp[-N(1 + C^2)]}{1 - \exp[-N(1 + C^2)]} \right]^{-1}$	$N = -(1 + C^2)^{-1/2}$ $\times \ln \left[ \frac{(2/\varepsilon_I) - 1 - C - (1 + C^2)^{1/2}}{(2/\varepsilon_I) - 1 - C + (1 + C^2)^{1/2}} \right]$	Ek G.e
Gövde boru n gövde, 2n, 4n, 6n... boru geçiş	$\varepsilon_n = \left\{ \left[ \frac{1 - \varepsilon_I C^n}{1 - \varepsilon_I} \right] - 1 \right\} \left\{ \left[ \frac{1 - \varepsilon_I C^n}{1 - \varepsilon_I} \right] - C \right\}^{-1}$ $n = 2, 3, 4, \dots$	-	Ek G.g, G.h, G.j
Bütün ısı değıştiricileri ( $C=0$ )	$\varepsilon = 1 - \exp(-N)$	$N = -\ln(1 - \varepsilon)$	

Kaynak: Genceli, Isı değıştiricileri, Birsen Yayınevi, 1999, s.108.

Formül ile hesaplamanın yanı sıra Şekil 3.21'de yer alan grafikten de etkenlik değeri bulunabilir. Grafikten  $N$  ve  $\frac{C_{min}}{C_{max}}$  değeri için okunan eşanjör etkinliği değeri  $\varepsilon \cong \%75 \cong 0,75$ 'tir.



Şekil 3. 21. Akışkanların her ikisinin de karışmadığı, çapraz akımlı ısı değiştiricisi etkenliği grafiği (Genceli, 1999, s. 366).

Çok geçişli ve çapraz akımlı ısı değiştiricilerinde geçen ısı miktarı, ısı transfer yüzey alanı ve ısı değiştirici etkenliği hesapları yapıldıktan sonra serpantin boyutlandırılması aşamasına geçilmektedir. Öncelikle akışın laminar veya türbülanslı olduğunu tespit edebilmek için Reynolds sayısı hesaplanmalıdır. Reynolds sayısının hesabı ile ilgili denklem Eşitlik 3.25'de verilmektedir.

$$Re = \rho_{\text{hava,ortalama}} \cdot d_0 \cdot \frac{W_{\text{et}}}{\mu_{\text{hava}}} \quad (3.25)$$

Bu denklemde:

Re: Reynolds sayısı

$W_{\text{et}}$ : En dar kesitteki hız, (m/s)

$d_0$ : Borunun dış çapı, (mm)

$\mu_{\text{hava}}$ : Havanın dinamik viskozitesi, (mPa.s)

$\rho_{\text{hava,ortalama}}$ : Havanın ortalama yoğunluğu, (kg/m<sup>3</sup>)

En dar kesitteki hız, Eşitlik 3.26'da verilen denklem ile birlikte hesaplanabilmektedir.

$$W_{\text{et}} = W_0 \cdot \frac{A_0}{A_e} \cdot T_k = (3,136 \text{ m/s}) \cdot (2,088) \cdot 1 = 6,547 \text{ m/s} \quad (3.26)$$

Bu denklemde:

$$W_0: \text{Giriş hızı} = \frac{\dot{m}_{\text{hava}}}{\rho_{\text{hava}} \cdot A_0} = \frac{(8,8825 \text{ kg/s})}{(1,014 \text{ kg/m}^3) \cdot (2,793 \text{ m}^2)} = 3,136 \text{ m/s}$$

$$A_0: \text{Toplam hava akış kesit alanı} = B \cdot H = (0,931\text{m}) \cdot (3 \text{ m}) = 2,793 \text{ m}^2$$

B: Kanat genişliği, (m)

H: Kanatlı borunun uzunluğu, (m)

$$\frac{A_0}{A_e}: \text{Kısıtlı akış kesiti} = \frac{t_{\text{RR}} \cdot t_{\text{R}}}{t_{\text{RR}} \cdot t_{\text{R}} - \left[ (s_2 - s_1) \frac{(D + d_a)}{2} + d_a \cdot a + s_1 \cdot D \right]}$$

$$t_{\text{RR}} \cdot t_{\text{R}} = (0,038) \cdot (0,002) = 7,6 \cdot 10^{-5}$$

$$s_2 - s_1 = 4 \cdot 10^{-4} - 4 \cdot 10^{-4} = 0$$

$$\frac{A_0}{A_e} = \frac{7,6 \cdot 10^{-5}}{7,6 \cdot 10^{-5} - [0,016 \cdot 1,6 \cdot 10^{-3} + (4 \cdot 10^{-4}) \cdot (0,035)]} = 2,088$$

$t_{RR}$ : Boru aralığı (çapraz)

$t_R$ : Kanatçık adımı

$s_2$ : Kanatçık kalınlığı, (mm)

$s_1$ : Kanatçık kenar kalınlığı, (mm)

$D$ : Kanatçık dış çapı, (mm)

$d_a$ : Boru dış çapı, (mm)

$a$ : Kanatçık arasında bulunan mesafe, (mm)

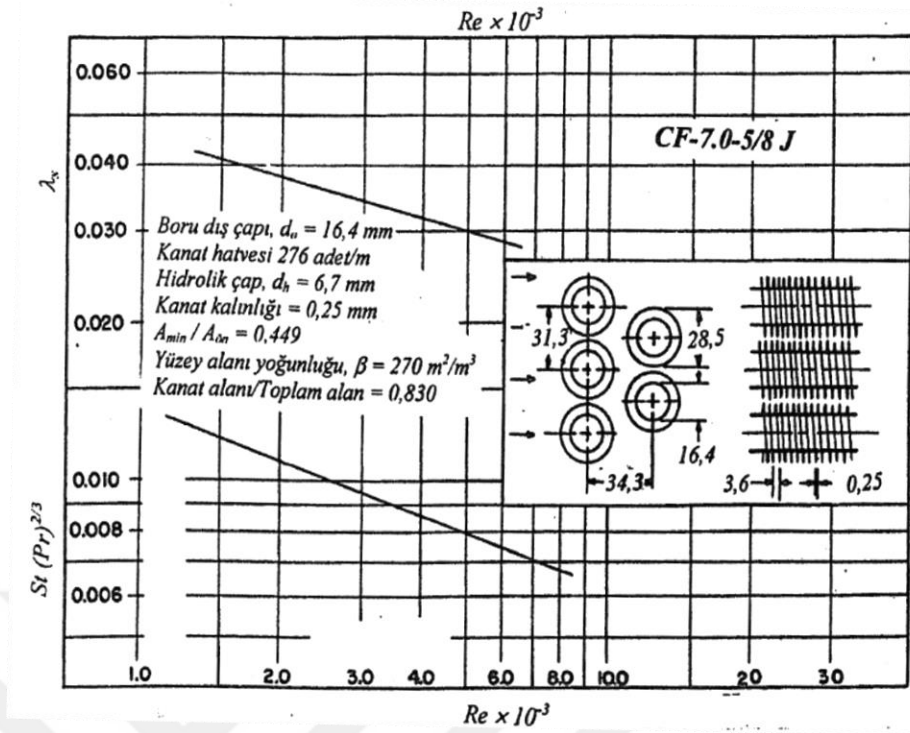
$T_k$ : En dar kesitteki hız için düzeltme faktörü

Tüm bu bilgiler doğrultusunda Reynolds sayısı Eşitlik 3.27'da hesaplanmıştır.

$$Re_{hava} = \rho_{hava,ortalama} \cdot d_0 \cdot \frac{W_{et}}{\mu_{hava}} = \frac{(1,014 \text{ kg/m}^3) \cdot (0,016 \text{ m}) \cdot (6,547 \text{ m/s})}{0,02054 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}} \quad (3.27)$$

$$= 5171$$

Şekil 3.22'de verilen, kanatlı dairesel borulu ısı değiştiricilerinde ısı taşınımı ve sürtünme kaybı grafiğinden, hava ısı taşınım katsayısının hesaplanması için yararlanılacaktır.  $Re \cdot 10^{-3} = 5,171$  için  $J = 0,0075$  ve  $F = 0,030$  değerleri okunur. Stanton sayısının hesabı için ilgili denklem Eşitlik 3.28'de verilmiştir.



Şekil 3. 22. Kanatlı dairesel borulu ısı değiştiricilerinde ısı taşımını ve sürtünme kaybı grafiği (Genceli, 1999, s. 328).

$$St \cdot (Pr)^{2/3} = J = 0,0075$$

$$St_{\text{hava}} = \frac{Nu_{\text{hava}}}{Re_{\text{hava}} \cdot Pr_{\text{hava}}} = \frac{h}{\rho \cdot C_p \cdot V} \quad (3.28)$$

Bu denklemde:

St: Stanton sayısı

Pr: Prandtl sayısı

Nu: Nusselt sayısı

Prandtl sayısı ile ilgili denklem ve hesabı Eşitlik 3.29'de verilmiştir.

$$Pr_{\text{hava}} = \frac{\mu_{\text{hava}} \cdot C_{p\text{hava}}}{k} = \frac{(0,02054 \text{ mPa} \cdot \text{s}) \cdot (1,008 \text{ kJ/kgK})}{(0,02957 \text{ W/mK})} = 0,7000 \quad (3.29)$$

Prandtl sayısı ile birlikte Eşitlik 3.30'da verilen denklemde Stanton sayısı ve sonrasında Eşitlik 3.31'de Nusselt sayısı hesaplanabilmektedir. Nusselt sayısı denkleminde verilen hava ısı taşınım katsayısı Eşitlik 3.32'de hesaplanmıştır.

$$St_{\text{hava}} \cdot (0,7000)^{2/3} = 0,0075 \rightarrow St_{\text{hava}} = 9,51 \cdot 10^{-3} \quad (3.30)$$

$$St_{\text{hava}} = \frac{Nu_{\text{hava}}}{Re_{\text{hava}} \cdot Pr_{\text{hava}}} = \frac{Nu_{\text{hava}}}{(5171) \cdot (0,7000)} = 9,51 \cdot 10^{-3} \rightarrow Nu_{\text{hava}} = 34,41 \quad (3.31)$$

$$Nu_{\text{hava}} = \frac{h_{\text{hava}} \cdot d_0}{k} = \frac{(h_{\text{hava}}) \cdot (16 \cdot 10^{-3} \text{ m})}{(0,02957 \text{ W/mK})} = 34,41 \rightarrow h_{\text{hava}} = 63,59 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (3.32)$$

Tasarımdaki borulara ait kanatçıkların verimini hesaplamak amacı ile öncelikle bilinmeyen değerler aşağıda yer alan Eşitlik 3.33, 3.34 ve 3.35 ile hesaplanmalıdır.

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot h_{\text{hava}}}{b \cdot k}} = \sqrt{\frac{2 \cdot (63,59 \text{ W/m}^2\text{K})}{(0,4 \cdot 10^{-3} \text{ m}) \cdot (400 \text{ W/mK})}} = \sqrt{794,8 \text{ m}^{-2}} = 28,19 \text{ m}^{-1} \quad (3.33)$$

$$m \cdot l = (28,19 \text{ m}^{-1}) \cdot (9,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3) = 0,267 \text{ m}^2 \quad (3.34)$$

$$\frac{r_0}{r_i} = \frac{35 \text{ mm}}{16 \text{ mm}} \cong 2,187 \quad (3.35)$$

Bu denklemlerde:



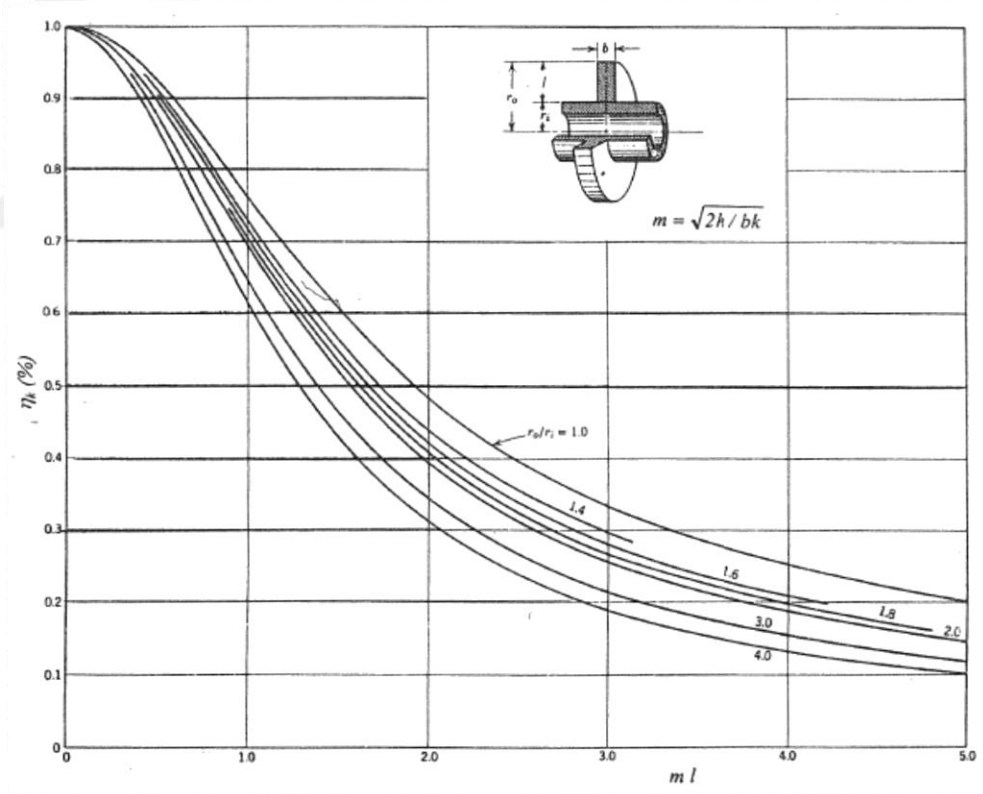
b: Kanat kalınlığı, (m)

k: Kanat malzemesi ısıl iletkenlik katsayısı, (W/mK)

$r_0$ : Kanat dış çapı, (mm)

$r_i$ : Boru dış çapı, (mm)

Şekil 3.23'de yer alan grafikten  $\frac{r_0}{r_i} = 2,187$  ve  $m \cdot l = 0,267 \text{ m}^2$  için kanatçık verimi  $\eta_k = 0,95$  olarak okunur.



Şekil 3. 23. Dikdörtgen kesitli dairesel kanatlarda verim grafiği (Genceli, 1999, s. 96).

Ekonomizerde kullanılan kendinden yivli serpantinler, 5 sıra oluşturacak şekilde tasarlanmıştır. Sıra başına düşen boru sayısı Eşitlik 3.36'da hesaplanmıştır.

$$N_B = \frac{H}{S_T} - 1 = \frac{931\text{mm}}{38\text{ mm}} - 1 = 23,5 \cong 24 \text{ adet} \quad (3.36)$$

Bu denklemde:

$N_B$ : Sıra başına boru sayısı, (adet)

H: Serpantinin içten içe yüksekliği, (mm)

$S_T$ : Boru eksenleri arası düşey mesafe, (mm)

Serpantilerin kaç adet kullanılacağına dair hesaplama Eşitlik 3.37’de verilmiştir.

$$N_T = (N_B) \cdot (N_R) = 24 \cdot 5 = 120 \text{ adet} \quad (3.37)$$

Bu denklemde:

$N_T$ : Toplam boru sayısı, (adet)

$N_R$ : Sıra sayısı

İşletmede kullanılan 20°C sıcaklığındaki suyun ekonomizere giriş sayısını hesaplamak amacı ile Eşitlik 3.38’den yararlanılmıştır.

$$D_S = \frac{N_T}{G_S} = \frac{120}{6} = 20 \text{ adet} \quad (3.38)$$

Bu denklemde:

$D_S$ : Devre sayısı, giriş sayısı, (adet)

$G_G$ : Geçiş sayısı

Devre sayısı, sıra sayısı, boru adeti ve boru uzunluğu gibi parametreler tasarım yapılırken değiştirilebilmektedir. Bu çalışmada, 6 geçişli 5 sıradan oluşan ve 120 adet serpantin kullanılan ekonomizer tasarlanmıştır. Bir devreden geçen su debisi Eşitlik 3.39'da hesaplanmıştır.

$$\dot{m}_{su} = 4131 \text{ kg/sa} = 1,1475 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{su,bir \text{ devre}} = \frac{\dot{m}_{su}}{20} = \frac{1,1475 \text{ kg/s}}{20} = 0,057375 \text{ kg/s} \quad (3.39)$$

Ortalama 40°C sıcaklığındaki suyun yoğunluğu Çizelge 3.2'den faydalanılarak 992,1 kg/m<sup>3</sup> olarak okunmuştur. Bir devredeki suyun ortalama akış hızı ise Eşitlik 3.40'daki şekilde hesaplanmaktadır.

$$\begin{aligned} \dot{V}_{su,bir \text{ devre}} &= \frac{\dot{m}_{su,bir \text{ devre}}}{(\rho_{su}) \cdot (\pi) \cdot (D_i^2)/4} = \frac{(0,057375 \text{ kg/s})}{(992,1 \text{ kg/m}^3) \cdot (\pi) \cdot (0,012^2)/4} \\ &= 0,511 \text{ m/s} \end{aligned} \quad (3.40)$$

Bu denklemde:

$\rho_{su}$ : Suyun yoğunluğu, (kg/m<sup>3</sup>)

$D_i$ : Boru iç çapı, (mm)

Ortalama 40°C sıcaklığındaki suyun dinamik viskozitesi Çizelge 3.2'den faydalanılarak  $0,6517 \times 10^{-3}$  kg/ms olarak okunmuştur. Reynolds sayısı Eşitlik 3.41 ile birlikte aşağıdaki şekilde hesaplanmaktadır.

$$\text{Re}_{\text{su}} = \frac{(\rho_{\text{su}}) \cdot (\dot{V}_{\text{su,bir devre}}) \cdot (D_i)}{\mu_s} = \frac{(992,1 \text{ kg/m}^3) \cdot (0,511 \text{ m/s}) \cdot (0,012 \text{ m})}{0,6517 \times 10^{-3} \text{ kg/ms}} \quad (3.41)$$

$$= 9334$$

Stanton sayısını iki farklı şekilde ifade etmek mümkündür. Ortalama 40°C sıcaklığındaki suya ait Prandtl sayısı Çizelge 3.2'den faydalanılarak 4,3090 olacak şekilde okunmuştur. Eşitlik 3.42 ile birlikte Stanton sayısının hesabı yapılmıştır. Daha sonra Eşitlik 3.43'de verilen denklemden faydalanılarak su ısı taşınım katsayısı hesaplanabilmektedir.

$$\text{St} = \frac{(0,0396) \cdot (\text{Re}^{-1/4})}{1 + 1,5(\text{Pr}^{-1/6}) \cdot (\text{Re}^{-1/8}) \cdot (\text{Pr} - 1)}$$

$$\text{St} = \frac{\text{Nu}}{\text{Re} \cdot \text{Pr}} = \frac{h_{\text{su}}}{(\rho_{\text{su}}) \cdot (\dot{V}_{\text{su,bir devre}}) \cdot (c_{\text{psu}})}$$

$$\text{St} = \frac{(0,0396) \cdot (9334)^{-1/4}}{1 + 1,5(4,3090)^{-1/6} \cdot (9334)^{-1/8} \cdot (4,3090 - 1)} = 1,7979 \times 10^{-3} \quad (3.42)$$

$$1,7979 \times 10^{-3} = \frac{h}{(\rho_{\text{su}}) \cdot (\dot{V}_{\text{su,bir devre}}) \cdot (c_{\text{psu}})} \quad (3.43)$$

$$= \frac{h_{\text{su}}}{(992,1 \text{ kg/m}^3) \cdot (0,511 \text{ m/s}) \cdot (4,177 \text{ kJ/kgK})} \rightarrow h_{\text{su}}$$

$$= 3807,2 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Hava ve suyun ısı taşınım katsayılarının hesabı ile birlikte  $35 \text{ W/m}^2\text{K}$  olarak tahmin edilen toplam ısı transfer katsayısı, Eşitlik 3.44'deki verilen denklemden faydalanılarak gerçek değeri elde edilmiştir.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i \cdot A_i} A_d + \frac{\ln(r_o/r_i)}{2 \cdot \pi \cdot k_W \cdot L} A_d + \frac{1}{h_d \cdot A_d \cdot n_f} A_d \quad (3.44)$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{U} &= \frac{1}{(3807,2 \text{ W/m}^2\text{K}) \cdot (0,113 \text{ m}^2)} 2,4696 \\ &+ \frac{\ln(0,008 \text{ m}/0,006 \text{ m})}{(2) \cdot (\pi) \cdot (400 \text{ W/mK}) \cdot (3 \text{ m})} 2,4696 \\ &+ \frac{1}{(63,61 \text{ W/m}^2\text{K}) \cdot (0,951)} \rightarrow U \cong 46 \text{ W/m}^2\text{K} \end{aligned}$$

$$A_i = 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot L = 2 \cdot \pi \cdot (0,006 \text{ m}) \cdot (3 \text{ m}) = 0,113 \text{ m}^2$$

$$n_f = n_k \frac{A_k}{A_d} + \frac{A_0}{A_d} = 0,95 \frac{2,349}{2,4696} + \frac{0,120637}{2,4696} = 0,951$$

$$A_S = A_d = A_{\text{kanat}} + A_{\text{kanatsız}}$$

$$A_S = A_d = 2,349 \text{ m}^2 + 12,063 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2 = 2,4696 \text{ m}^2$$

$$A_d = 2,4696 \text{ m}^2 \rightarrow 120 \text{ adet boru için} = 296,352 \text{ m}^2$$

Kanatçık yüzey alanı aşağıdaki Eşitlik 3.45 yardımı ile hesaplanmaktadır.

$$A_k = [2 \cdot \pi \cdot (r_4^2 - r_3^2) + 2 \cdot \pi \cdot r_4 \cdot b] \cdot (l/s) \quad (3.45)$$

$$\begin{aligned} A_k &= [2 \cdot \pi \cdot (0,0175 \text{ m}^2 - 0,008 \text{ m}^2) + 2 \cdot \pi \cdot 0,0175 \text{ m} \cdot 0,4 \times 10^{-3} \text{ m}] \\ &\cdot (1/0,002 \text{ m}) = 0,785 \rightarrow 3 \text{ metre için} = 2,349 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Kanatsız boru dış yüzey alanı Eşitlik 3.46'da verilen denklem yardımı ile bulunmuştur.

$$A_0 = A_{\text{kanatsız}} = 2 \cdot \pi \cdot r_3 \cdot (s - b) \cdot (l/s) \quad (3.46)$$

$$A_0 = A_{\text{kanatsız}} = 2 \cdot \pi \cdot 0,008 \cdot (2 - 0,4) \cdot 10^3 \text{ m} \cdot (1/0,002 \text{ m})$$

$$= 4,02123 \cdot 10^{-2} \rightarrow 3 \text{ metre için} = 12,063 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2/\text{boru}$$

Bu denklemde:

$n_k$ : Su geçen boruların içerisindeki kanatçık etkenlik değeri

$k_w$ : Bakır ısı iletkenlik katsayısı, (W/mK)

$A_i$ : Boru başına iç yüzey alanı, ( $\text{m}^2$ )

$n_f$ : Kanatçık etkenlik değeri

$A_S$ : Boru başına toplam dış yüzey alanı, ( $\text{m}^2$ )

$A_k$ : Kanatçık yüzey alanı, ( $\text{m}^2$ )

$A_0$ : Kanatsız boru dış yüzey alanı, ( $\text{m}^2$ )

Belirlenen boyutlar ile birlikte tekrar hesaplanan ısı transfer katsayısı Çizelge 3.3’de verilen aralıkta bulunmuştur ve işlemlerin tekrar yapılmasına gerek kalmamıştır. Bulunan değer tanımlanan aralıkta çıkmamış olsaydı, eşanjör boyutlandırma süreci akış şemasında bulunan gerekli ısı transfer alanının hesaplanması maddesine geri dönmek zorunda kalınacak idi.

Hava tarafı için kompaktlık hesabı ile ilgili denklem Eşitlik 3.48’de verilmiştir. Kompaktlık denkleminde kullanılan hacim hesabı Eşitlik 3.47 ile birlikte yapılmıştır.

$$V = B \cdot H \cdot W = (0,931\text{m}) \cdot (3 \text{ m}) \cdot (0,1666 \text{ m}) = 0,46 \text{ m}^3 \quad (3.47)$$

$$A = \text{Bir boru başına toplam dış yüzey} = 2,402 \text{ m}^2$$

$$A_{\text{toplam}} = (120) \cdot (2,402 \text{ m}^2) = 288,24 \text{ m}^2$$

$$\beta = \frac{A}{V} = \frac{288,24 \text{ m}^2}{0,46 \text{ m}^3} \cong 627 \text{ m}^2/\text{m}^3 \quad (3.48)$$

Bu denklemde:

$\beta$ : Kompaktlık, ( $\text{m}^2/\text{m}^3$ )

A: Alan, ( $\text{m}^2$ )

V: Hacim, ( $\text{m}^3$ )

20°C sıcaklığında bulunan 500lt boiler tankındaki suyun ekonomizer ile birlikte kaç dakikada ısıtılıp sisteme geri kazandırıldığına dair denklem Eşitlik 3.49'da verilmiştir. Suyun kaç saniyede ısınabildiğine dair sonuç ise Eşitlik 3.50'de verilmektedir.

$$Q = m \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (3.49)$$

$$Q = (500 \text{ kg}) \cdot (4,177 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}) \cdot (60 - 20)^\circ\text{C} = 83540 \text{ kJ}$$

$$\dot{Q}_{\text{su}} = 192 \text{ kJ/s}$$

$$\frac{Q}{\dot{Q}_{\text{su}}} = \frac{83540 \text{ kJ}}{192 \text{ kJ/s}} \cong 435 \text{ saniye} \quad (3.50)$$

20°C sıcaklığındaki 500lt su, 288,24m<sup>2</sup> alana sahip ve içerisinde 120 adet serpantin bulunan ekonomizer ile birlikte yaklaşık 7 dakikada istenilen sıcaklığı gelebilmektedir. CFD programında, sırası sayısı ve geçişlerin olmadığı sadece bir adet serpantin analiz edilmiştir.

20°C sıcaklığındaki 500lt su, 3 metre uzunluğındaki bir adet serpantin ve 1400 adet kanatçık ile birlikte 14 saatin sonunda istenilen sıcaklığına gelecektir.

### 3.5 CFD Analizi

Mühendislikte bulunan tasarım süreçlerinde tasarım doğrulama, iyileştirme ve optimizasyon çalışmalarında, ilk olarak başvurulmuş fiziksel prototip üretimi ve testleridir. Bu prototip üretimleri ve testleri genelde pahalı, zor ve bazen yapılması imansız olarak nitelendirilebilmektedir. Testlerin tercih edilmemesi ve yapılamaması gibi durumlarda bilgisayar destekli mühendislik yöntemlerine başvurulabilmektedir. Dijital prototipler oluşturularak ve çalışma şartlarının dijital ortamda tanıtılması ile tasarım hakkında veri toplanabilmekte ve performans değerlendirmesi yapılabilmektedir.

CFD, esas olarak akışkan davranışlarına ait önemli olarak nitelendirilen sorunların, sayısal veri ve algoritmalar ile bilgisayar ortamında analiz edildiğı akışkanlar mekaniğinin önemli bir dalıdır. CFD analizi kullanılarak elde edilen sayısal simülasyonlar sayesinde, sanal deney ortamına ve sonuçlara her zaman ulaşılabilirliktedir.

Bu çalışmada, tasarımı ve teorik hesaplamaları yapılan ekonomizerin CFD analizinin yapılması gerekmektedir. Analiz sonucunda elde edilen değerler ile teorik hesaplama sonuçları uyum içerisinde değil ise, tasarımda kullanılan boyutlar tekrar revize edilebilmektedir. Ekonomizerin yanma test fırınına entegre edilmesi istenildiğı takdirde, CFD analizi ile birlikte sonuçların ön görülmesi sağlanabilmektedir. Yapılan analize ait tüm aşamalar detaylı olarak ilerleyen bölümde ele alınmıştır.



## 4. CFD ANALİZ BULGULARI VE TARTIŞMA

Çalışmanın bu bölümünde, teorik hesaplaması yapılan bir ekonomizer tasarımının ANSYS CFD ortamında nümerik analizi gerçekleştirilmiştir. Elde edilen teorik hesaplama sonuçlarının, nümerik analiz çıktıları ile uyum içerisinde olduğu görülmüştür.

### 4.1 Sınır Şartları

CFD çözümü için uygun sınır şartlarının seçilmesi gerekmektedir. CFD çözümünde diferansiyel denklemler, hesaplama alanı ve mesh sayısı aynı olabilmesine rağmen modellenen akışın türü uygulanan sınır şartları belirlenir (Bardakcı, 2018, s.26).

#### 4.1.1 Duvar Sınır Şartları

Çepere ait olan sınır şartı, en basit sınır şartı olarak geçmektedir. Akışkan duvardan geçemeyeceği için duvara göre hızın normal bileşeni sıfır alınır. Buna ek olarak, kaymama koşulundan ötürü teğetsel hız bileşeni de sıfır alınır (Bardakcı, 2018, s.26).

#### 4.1.2 Giriş ve Çıkış Sınır Şartları

Akış, hesaplama alanına girer ve çıkar. Giriş-çıkış sınır şartları için akışın hız veya basınç şartları olmak üzere iki seçenek vardır. Hız giriş şartı kullanılıyor ise, hesaplama alanı ön yüzünden giren akışın üniform olduğu kabulüyle, akışın hızı belirlenir. Akışkan akış özelliklerinin yanında ısı transferi de hesaplanacak ise akışın ısı akısı, sıcaklık ve türbülans özelliklerinin de programa girilmesi gerekmektedir (Bardakcı, 2018, s.27).

#### 4.1.3 Periyodik ve Simetri Sınır Şartları

Analizi yapılan olan modelin hesaplama alanında sadece giriş, çıkış ve duvar sınır şartları olmayabilir. Bu çalışmada olduğu gibi kanatlı boru ısı değiştiricisi tasarımlarında aynı geometriye sahip üst üste bindirilmiş ve dikey yönde borular olabilmektedir. Üç boyutlu ve gerçek boru kanat sayısı için CFD analizleri çok fazla zaman alabilmektedir (Bardakcı, 2018, s.28).

### 4.2 Yönetici Denklemler

Kanatlı borulu ısı değiştiricilerindeki taşınım ile iletimin beraber olduğu ısı transferi ve akış analizinde Süreklilik Momentum ve Enerji denklemleri Kartezyen koordinatlarda Eşitlik

4.1, 4.2 ve 4.3’de verilmiştir. Akış analizinde kullanılan bu denklemler, laminar, sıkıştırılamaz ve sürekli rejimdedir.

Süreklilik Denklemi:

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{V} = 0 \text{ veya } \frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (4.1)$$

Momentum Denklemi:

$$\frac{\partial}{\partial x} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i} \quad (4.2)$$

Enerji Denklemi:

$$\frac{\partial}{\partial x} [u_i (\rho E + \rho)] = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( k \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (4.3)$$

Yukarıdaki laminar akış için yazılan denklemlerde:

$u_i$ : Hız vektörü

$\tau_{ij}$ : Gerilme tansörü

$k$ : Isıl iletkenlik katsayısı

$E$ : Toplam enerji

CFD analizinde türbülans modeli kullanılıyorsa, sürekli ve sıkıştırılamaz akışın momentum denkleminin en sağına, türbülans akış özelliklerini hesaba katan özgül Reynolds gerilme tensörü adı verilen  $\vec{\nabla} \cdot (\tau_{ij}, \text{türbülans})$  terimi eklenerek Reynolds-Ortalamalı Navier Stokes Denklemi oluşur ve Eşitlik 4.4’deki gibi gösterilmektedir (Bardakçı, 2018, s.30).

$$(\vec{\nabla} \cdot \vec{V}) \cdot \vec{V} = -\frac{1}{\rho} \vec{\nabla} P + \nu \nabla^2 \vec{V} + \vec{\nabla} \cdot (\tau_{ij}, \text{türbülans}) \quad (4.4)$$

### 4.3 Türbülans Modelleri

Türbülanslı akışın CFD analizleri laminer akış simülasyonlarına göre daha çok karmaşıktır. Bunun sebebi, türbülanslı akışın sürekli olarak daimi olmaması ve üç boyutlu olmasıdır. CFD hesaplamalarında türbülanslı akışın simülasyonu için üç tür yaklaşım vardır. Bunlardan birincisi türbülanslı akışın tüm ölçeklerinin daimi olmayan hareketini çözmek için kullanılan Doğrudan Sayısal Simülasyonu 'dur. Doğrudan Sayısal Simülasyonu Re sayısı ile orantılı olarak değişim gösterdiği için, karmaşık türbülanslar için uygun değildir. İkinci yaklaşımında ise, yüksek reynolds sayılı türbülanslı akışlar için daha basit kabuller yapılarak Büyük Girdap Simülasyonu geliştirilmiştir. Büyük Girdap Simülasyonu, türbülans girdaplarının büyük ölçekli daimi olmayan özelliklerini çözerek basitleştirme yapabilmektedir. Bu iki tür yaklaşımdan daha düşük zorluk derecesi olan akışlar için Reynolds Ortalama Yaklaşımlı Türbülans modeli kullanılmaktadır. Türbülans modellerinde kullanılan Reynolds modelleri ile birlikte, girdapların yol açtığı artan karışım ve difüzyonu dikkate alarak matematiksel modeller kullanılmaktadır (Bardakcı, 2018, s.30).

Matematiksel modeller:

- Standart k- $\epsilon$  türbülans modeli
- RNG k- $\epsilon$  türbülans modeli
- Realizable k- $\epsilon$  türbülans modeli

#### 4.3.1 Standart k- $\epsilon$ Türbülans Modeli

İki denklemlili türbülans modelleri arasında bir çok akış olaylarında kabul edilebilir oranda doğru sonuçları vermesi ve ekonomik olması sebebi ile yaygın olarak kullanılan modeller arasında yer almaktadır (Bardakcı, 2018, s.31).

#### 4.3.2 RNG k- $\epsilon$ Türbülans Modeli

Türbülanslı akışlar için Yakhot ve Orszag tarafından geliştirilmiştir. Navier Stokes denklemlerinden renormalizasyon grup teorisi kullanılarak düşük Reynolds sayılı akışlar için bu model elde edilmiştir (Bardakcı, 2018, s.31).

### 4.3.3 Realizable k-ε Türbülans Modeli

Bu model, hem düzlemsel hem de yuvarlak tasarımların yayılma oranını daha doğru tahmin edebilmektedir. Güçlü ters basınç gradientleri altındaki dönümlü, sınır katmanlı, akış ayırmalı ve resirkülasyon içeren akışlar için üstün performans sağlayabilmektedir (Bardakcı, 2018, s.31).

Realizable k- ε modeli için transport denklemleri Eşitlik 4.5, 4.6 ve 4.7’de verilmiştir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_K + G_B - \rho \varepsilon - Y_m + S_k \quad (4.5)$$

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_{1\varepsilon} S \varepsilon - \rho C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{v\varepsilon}} + C_{1s} \frac{\varepsilon}{k} - C_{3s} G_B + S_\varepsilon \quad (4.6)$$

$$C_1 = \max \left[ 0.43, \frac{n}{n+5} \right], n = S \frac{k}{\varepsilon}, S = \sqrt{2 \cdot S_{ij} \cdot S_{ij}} \quad (4.7)$$

Bu denklemlerde:

$G_K$ : Ortalama hız gradyanları sebebi ile türbülans kinetik enerjisinin üretimi

$G_B$ : Yer çekimi kuvveti etkisiyle türbülans kinetik enerjisinin üretimi

$Y_m$ : Sıkıştırılabilir türbülanstaki dalgalı genişlemenin toplam dağılma oranına katkısı

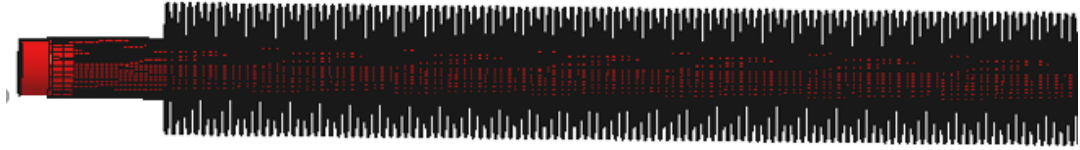
$C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_{3\varepsilon}$ : Sabitler

$S_k$  ve  $S_\varepsilon$ : Kullanıcı tarafından tanımlanan kaynak terimleri

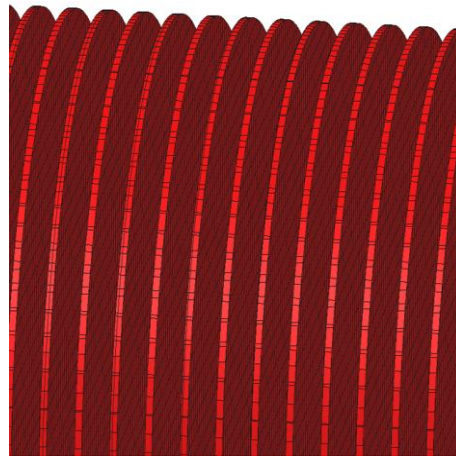
#### 4.4 ANSYS CFD Nümerik Analiz Aşamaları

İlk olarak tasarımı yapılan ekonomizerin geometrisi, ANSYS spaceclaim ortamında CFD analizi için uygun hale getirilmiştir. Tasarım geometrisi sonlu elemanlara bölünerek, fluid ortamında uygun setup dosyası oluşturulmuştur.

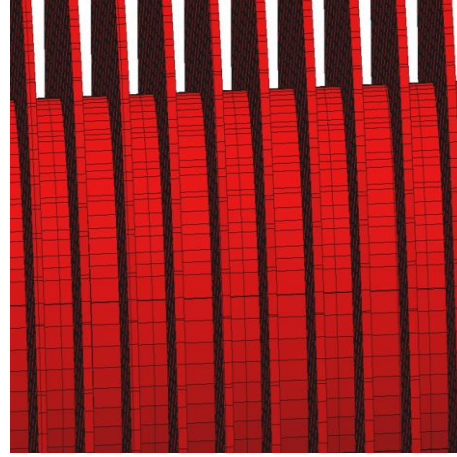
Tasarımda oldukça fazla sayıda boru ve kanatçık olması sebebi ile mesh ve analiz zamanı problemleri ortaya çıkmaktadır. Sistem tek boru için analiz edilmiştir. Analitik çözüm oluşturulurken, kendinden kanatçıklı serpantine sonlu elemanlar metodu ile birlikte mesh atılmıştır. Mesh ile ilgili detay kesitler Şekil 4.1, Şekil 4.2 ve Şekil 4.3’de verilmiştir. Sıvı hücrelere ait mesh sayısı 10.432.450 adettir. Katı parçaya atılan mesh sayısı 3.519.790 adettir. Analizdeki toplam mesh sayısı 13.952.240 adettir. Serpantindeki mesh görünümü aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir. Analizde kullanılan mesh parametreleri ve değerlerine ait çıktılar Çizelge 4.1’de verilmiştir.



Şekil 4. 1. Serpantine ait mesh görünümü.



Şekil 4. 2. Kanatçıkların mesh görünümü.

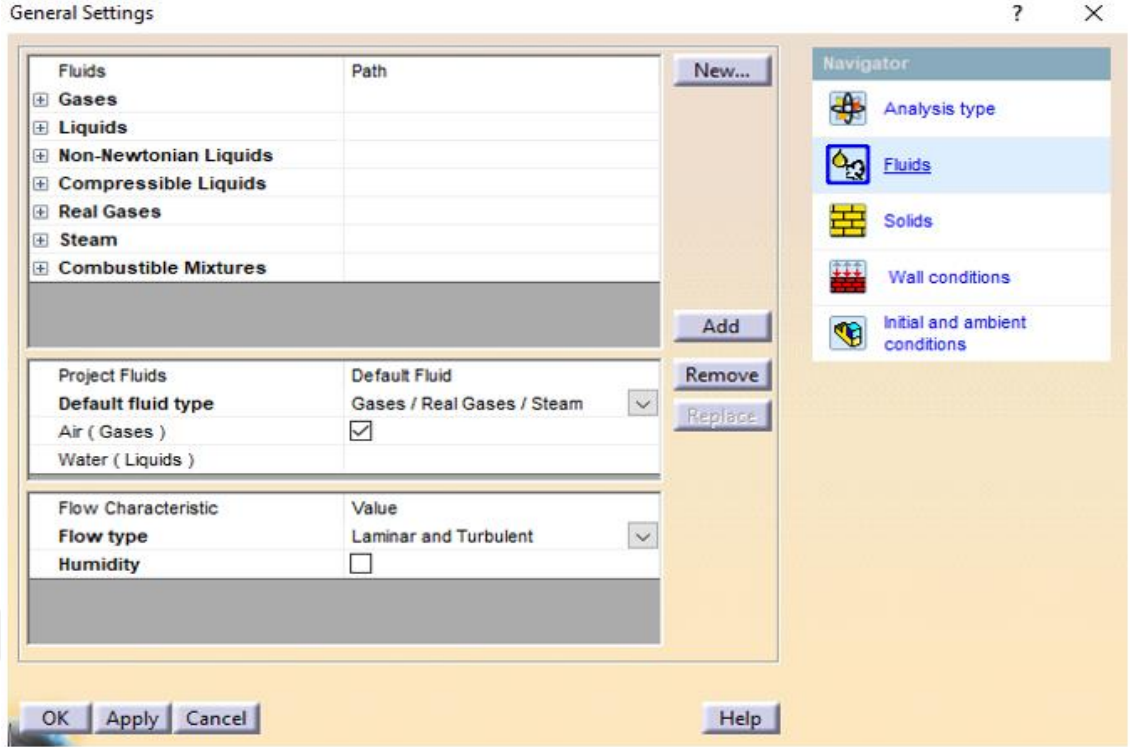


Şekil 4. 3. Boru ve kanatçık üzerindeki mesh görünümü.

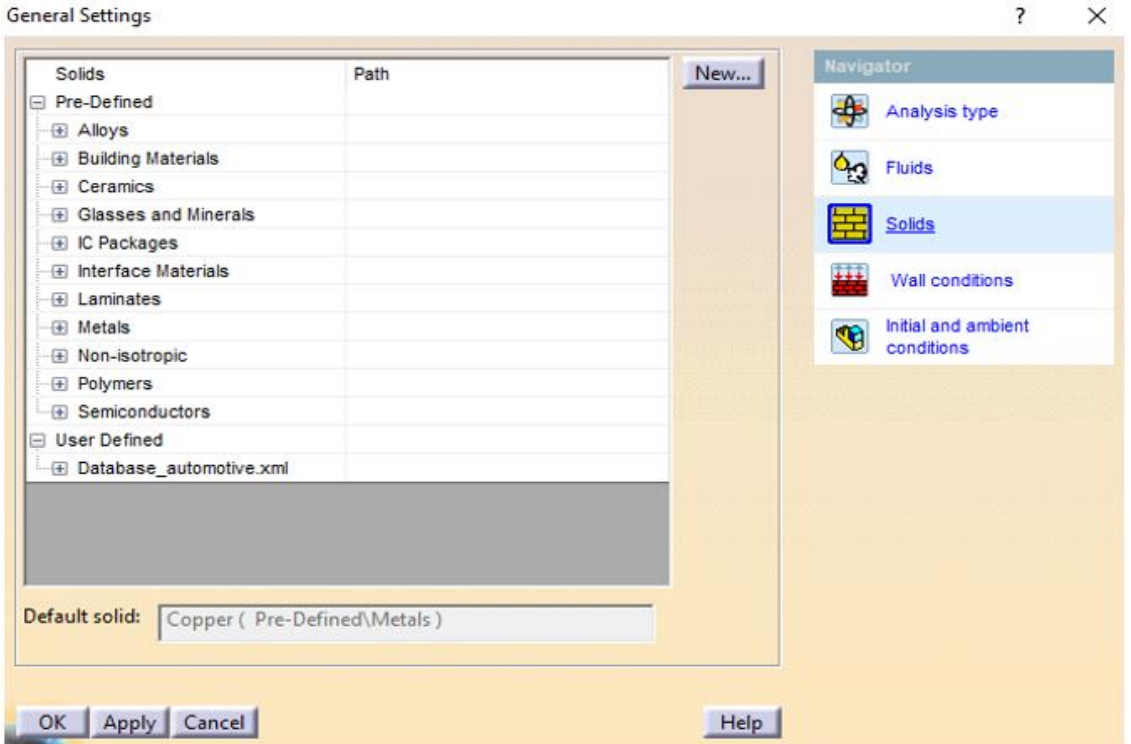
Çizelge 4.1. Mesh parametreleri ve değerleri.

Parameter	Value
Status	Solver is finished.
Total cells	13,952,240
Fluid cells	10,432,450
Solid cells	3,519,790
Fluid cells contacting solids	5,236,556
Iterations	333
Last iteration finished	16:02:36
CPU time per last iteration	00:09:07
Travels	0.809059
Iterations per 1 travel	411
dm/m	0
Cpu time	10 : 49 : 21
Calculation time left	0 : 0 : 0
Run at	DESKTOP-MNHDS7C
Number of cores	48

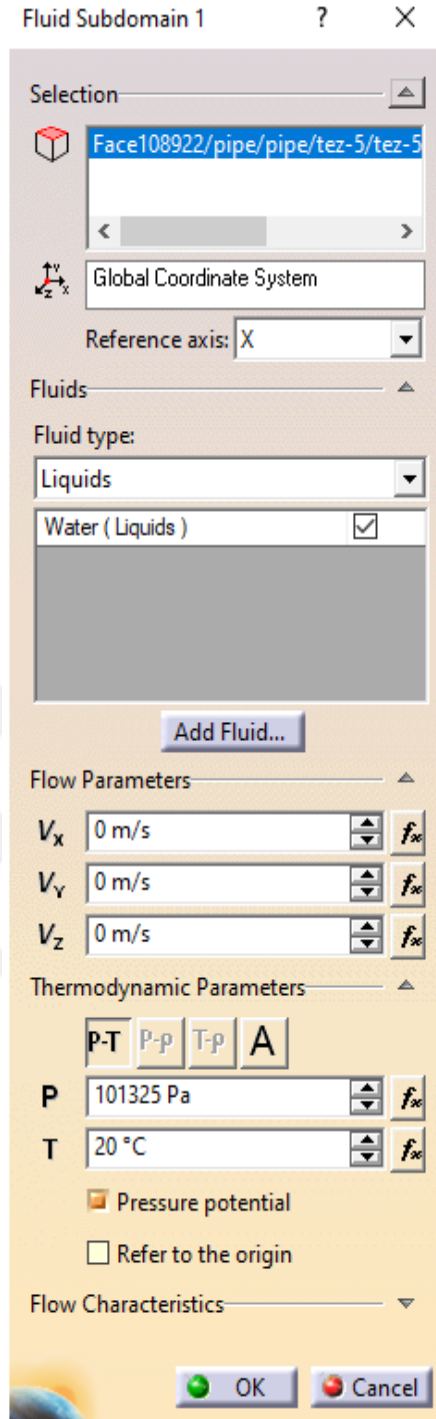
CAD model sonlu elemanlara bölünerek analiz başlatılmıştır. Analizde su ve hava olmak üzere iki akışkan ve katı parça olan bakır materyali kullanılmıştır. Analizin genel ayarlar menüsünde, akışkanların su ve hava olarak tanımlanması Şekil 4.4’de görülmektedir. Katı materyalin bakır seçilmesi Şekil 4.5’de gösterilmiştir. Türbülans modeli olarak k-epsilon seçilmiştir ve paylaşılan genel ayarlar menüsünde de gösterilmektedir. Programda laminar akış seçilmediği takdirde k-epsilon modeli otomatik olarak tanımlanmaktadır. Şekil 4.6’da ve Şekil 4.7’de gösterildiği üzere sistemdeki suyun giriş sıcaklığı ve atmosfer basıncı tanımlanmıştır. Suyun giriş hızının tanımlanması ise Şekil 4.8’de gösterilmiştir. Atık ısıya ait sıcaklık, basınç ve hız değerleri Şekil 4.9’da verilmiştir.



Şekil 4. 4. Su ve hava akışkanlarının tanımlanması.

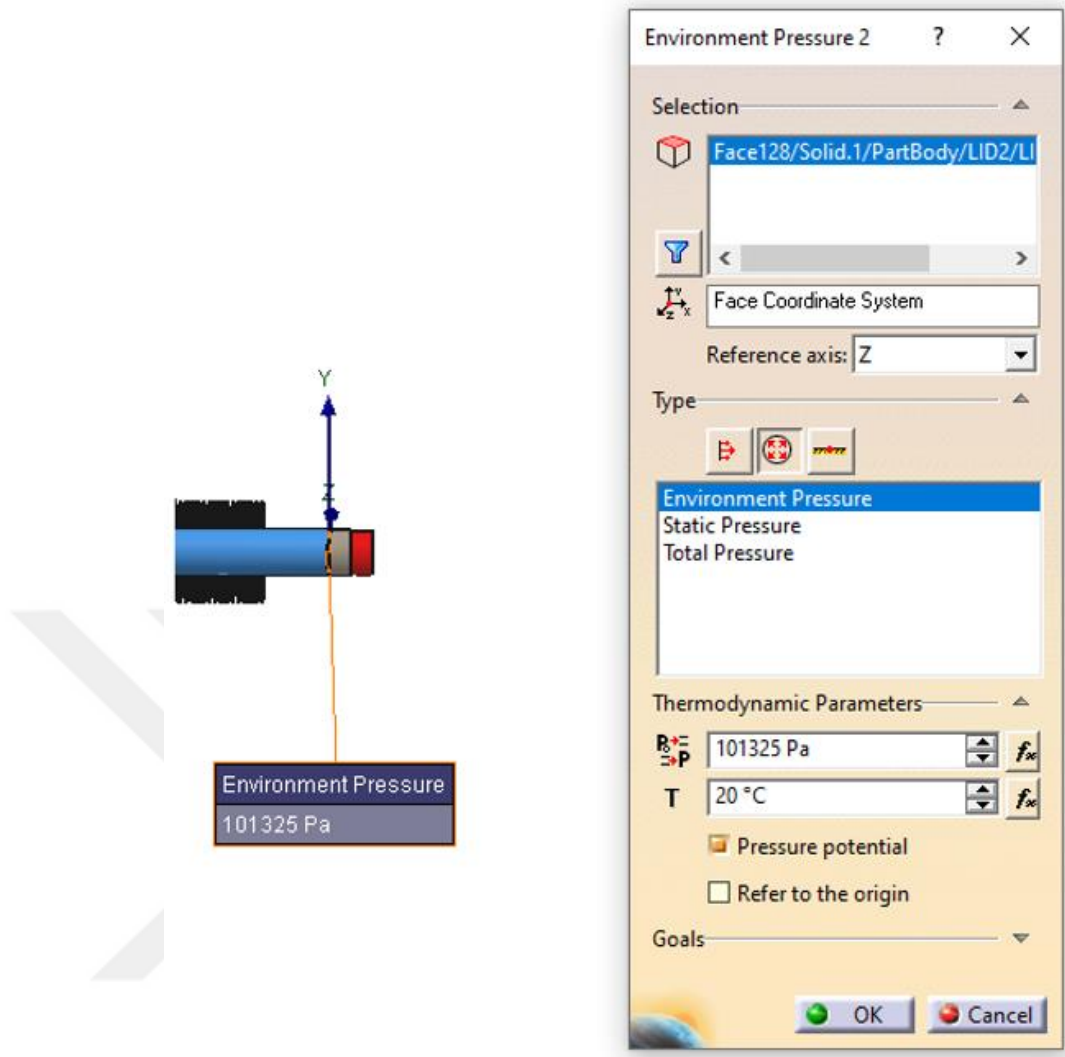


Şekil 4. 5. Bakır materyalinin tanımlanması.

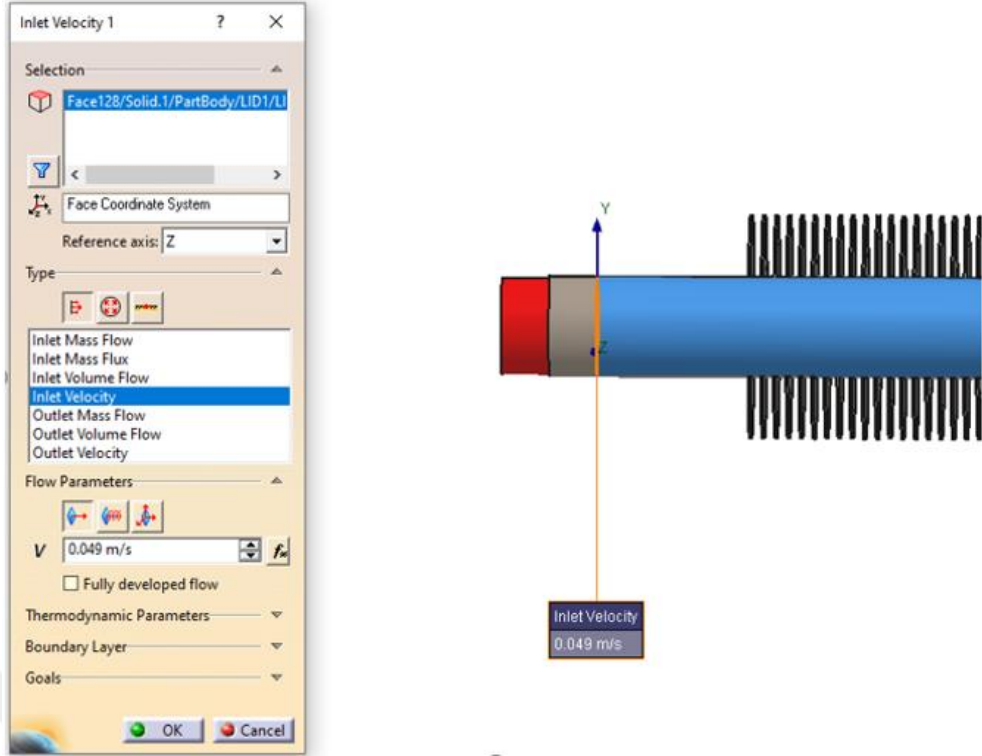


Şekil 4. 6. Suyun giriş sıcaklığının tanımlanması.

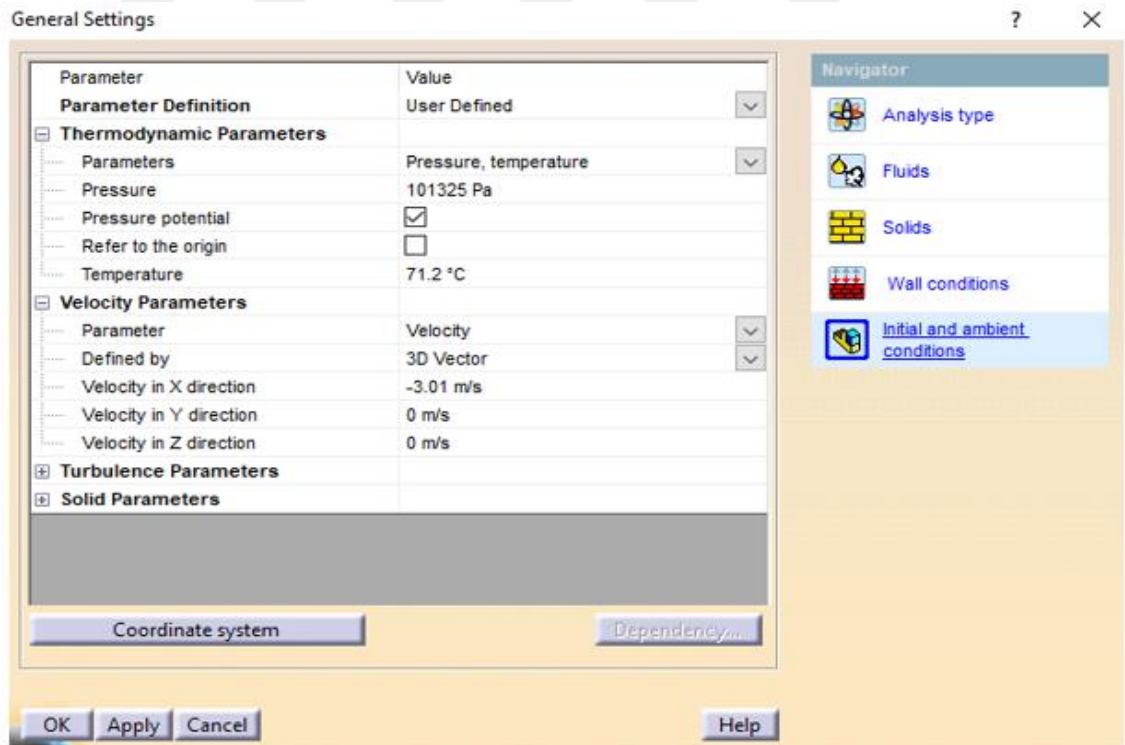




Şekil 4. 7. Suyun basınç değerinin tanımlanması.

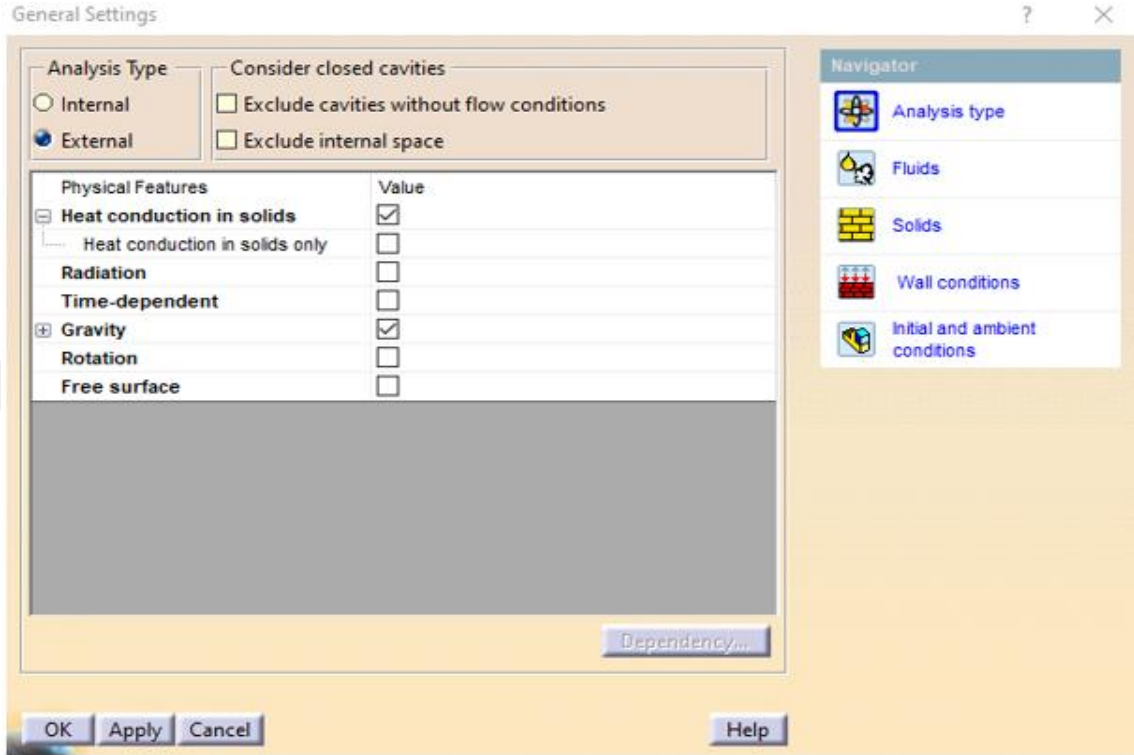


Şekil 4. 8. Suyun giriş hızının tanımlanması.



Şekil 4. 9. Atık ısıya ait sıcaklık, hız ve basıncın tanımlanması.

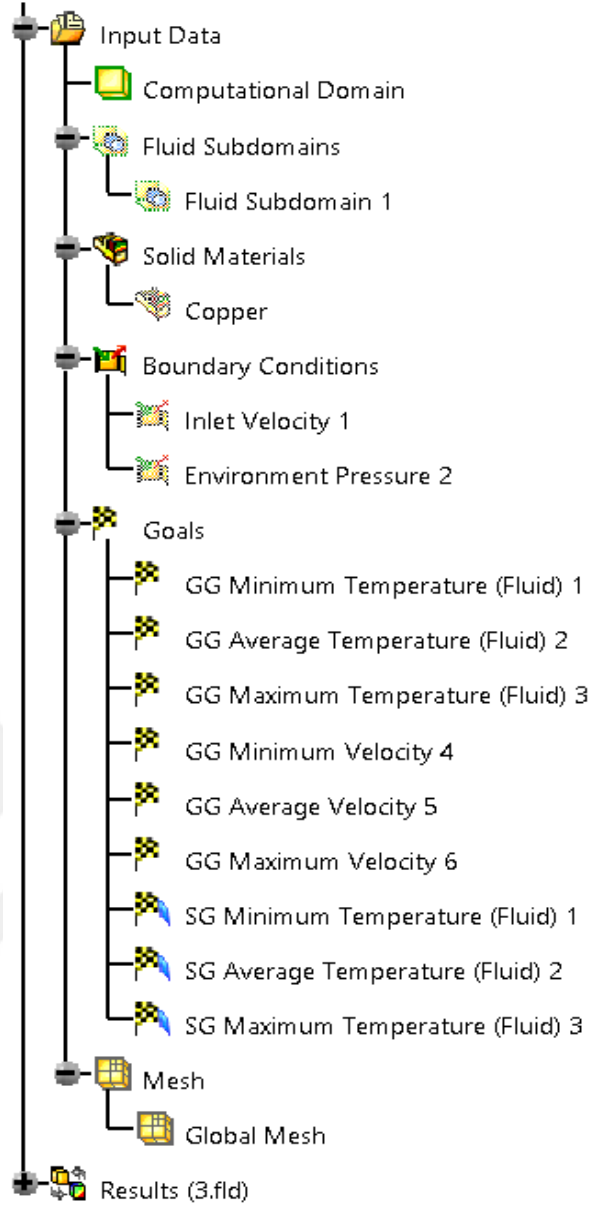
Hem dış akış hem de iç akış olması sebebi ile akış tipi olarak dış analiz modeli kullanılmıştır. Analizde ısı transfer problemi çözülmesi sebebi ile genel ayarlar menüsündeki katılarda ısı iletimi sekmesi aktif hale getirilmiştir. Yer çekimi ivmesi olarak standart değer seçilmiştir. Bu adımların seçilmesi Şekil 4.10'da gösterilmiştir.



Şekil 4. 10. Analiz tipi, ısı iletimi ve yer çekiminin tanımlanması.

Analizde gerekli tanımlamalar yapıldıktan sonra program çalıştırılmıştır ve sonuçları görüntülenmiştir. Sonuç olarak 1/1000 hata oranı ile program kararlı hala gelmiştir ve yakınsamıştır. **Ek-3** ve **Ek-4**'de yakınsama grafikleri verilmektedir.

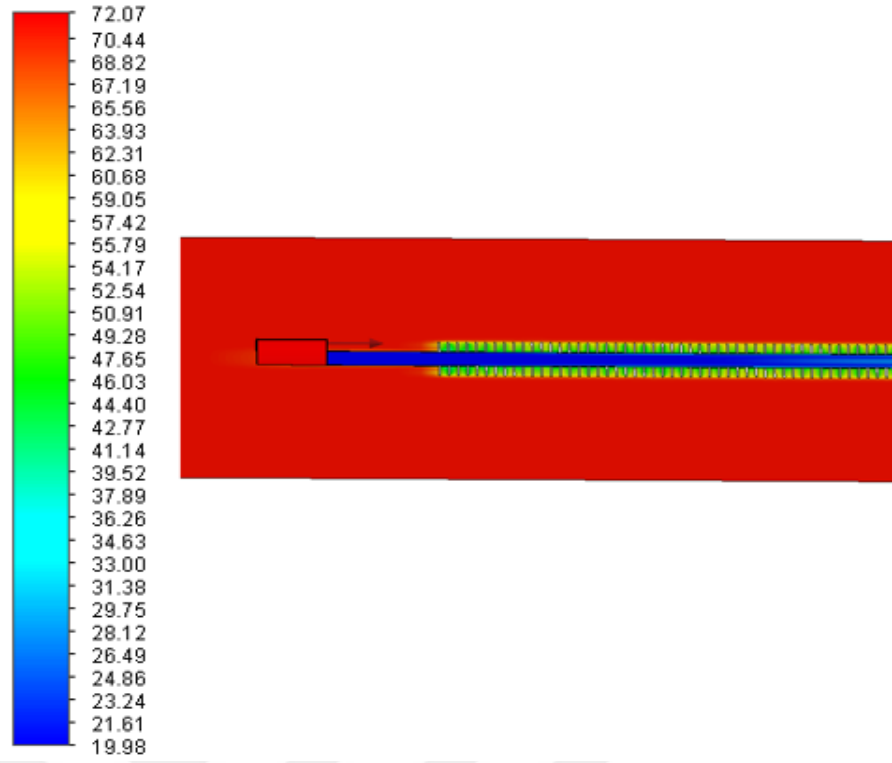
CFD analiz aşamalarındaki yapılan işlemlere ait unsur ağacı Şekil 4.11'de gösterilmiştir.



Şekil 4. 11. CFD analizine ait unsur ağacı.

Analiz sonucunda, bütün bir serpantine ait sıcaklık kontürleri **Ek-5** ve **Ek-6**'da detaylı bir şekilde gösterilmiştir. Analiz aşamasında, suyun giriş sıcaklığına ait ölçüm sonucu Şekil 4.12'de verilmiştir. 20°C sıcaklığındaki suyun yaklaşık 40°C'ye ulaşabildiği sonucu renk skalasında mavi renk ile birlikte takip edilebilmektedir. Şekil 4.13'de giriş suyu sıcaklığının yaklaşık 55°C'ye kadar ısındığı gözlemlenmiş olup renk skalasında bu artış yeşil renk ile takip edilebilmektedir. Tasarımdaki 20°C sıcaklığındaki giriş suyunun 60°C'ye kadar ısıtılması amaçlanmıştır. Yaklaşık 61°C'ye kadar ısınabildiğine ait analiz görüntüsü Şekil 4.14'de verilmiştir.

T (°C)

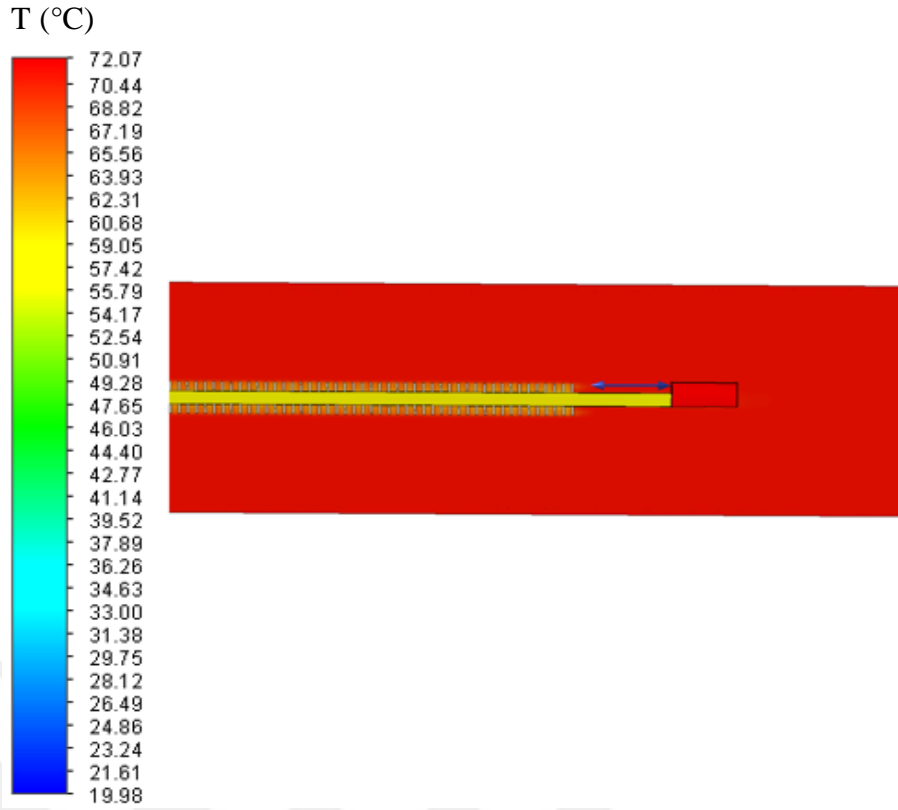


Şekil 4. 12. Su giriş sıcaklığına ait sıcaklık kontürü.

T (°C)



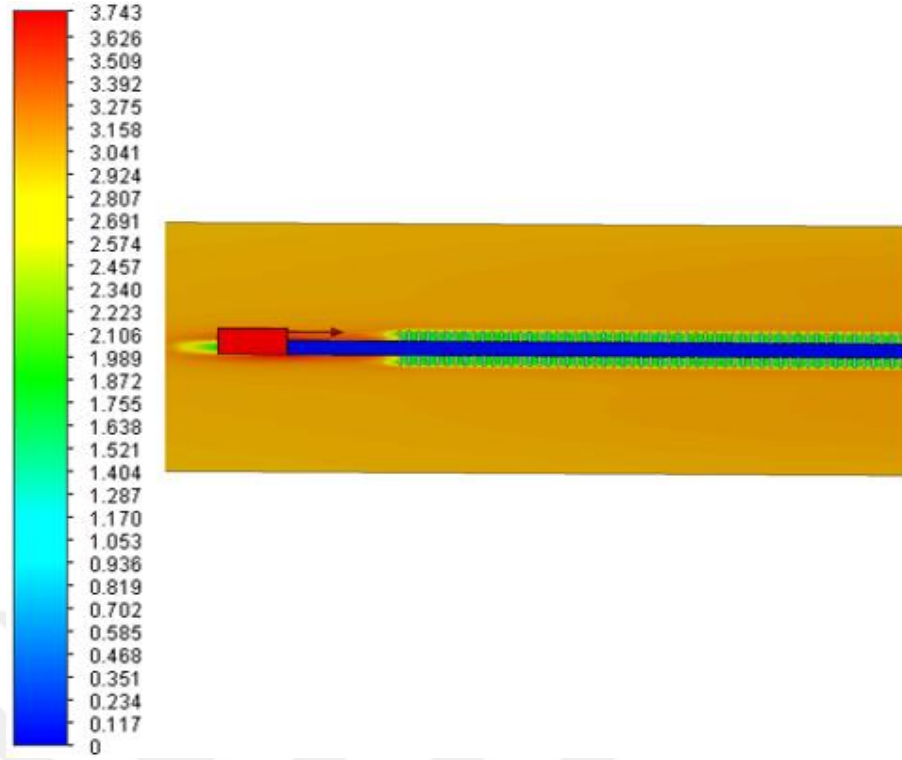
Şekil 4. 13. Su giriş sıcaklığının yükseldiğine ait sıcaklık kontürü.



Şekil 4. 14. Su çıkış sıcaklık değerine ait sıcaklık kontürü.

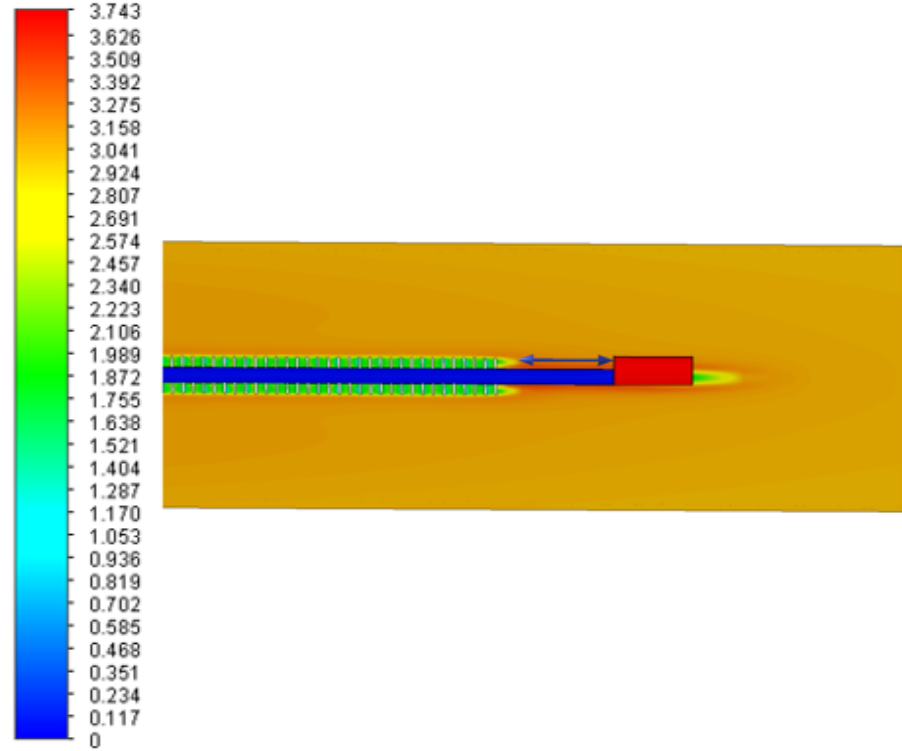
Analiz sonucunda, bütün bir serpantine ait hız kontürleri **Ek-7**'da detaylı bir şekilde gösterilmiştir. Suyun giriş hızına ait analiz sonucu Şekil 4.15'de verilmiştir. 0,049 m/s hız ile sisteme giriş yapan su hızının yaklaşık 0,700 m/s hıza yükseldiğine ait analiz sonucu Şekil 4.16'da verilmiştir. Yoğunluk, boru kesit alanı ve ortalama hızın çarpımı olan suyun kütleli debisi sabittir. Akış sırasında suyun yoğunluğu ve boru kesit alanının da değişmediği bilinmektedir. Boru içerisinde akış sırasında yüzeyde kaymama şartı nedeniyle, boru merkezinde 0,700 m/s olarak görülen maksimum hız değerinin, sisteme giriş hızı olarak verilen 0,049 m/s değerinden yüksek olması beklenen bir sonuçtur.

V (m/s)



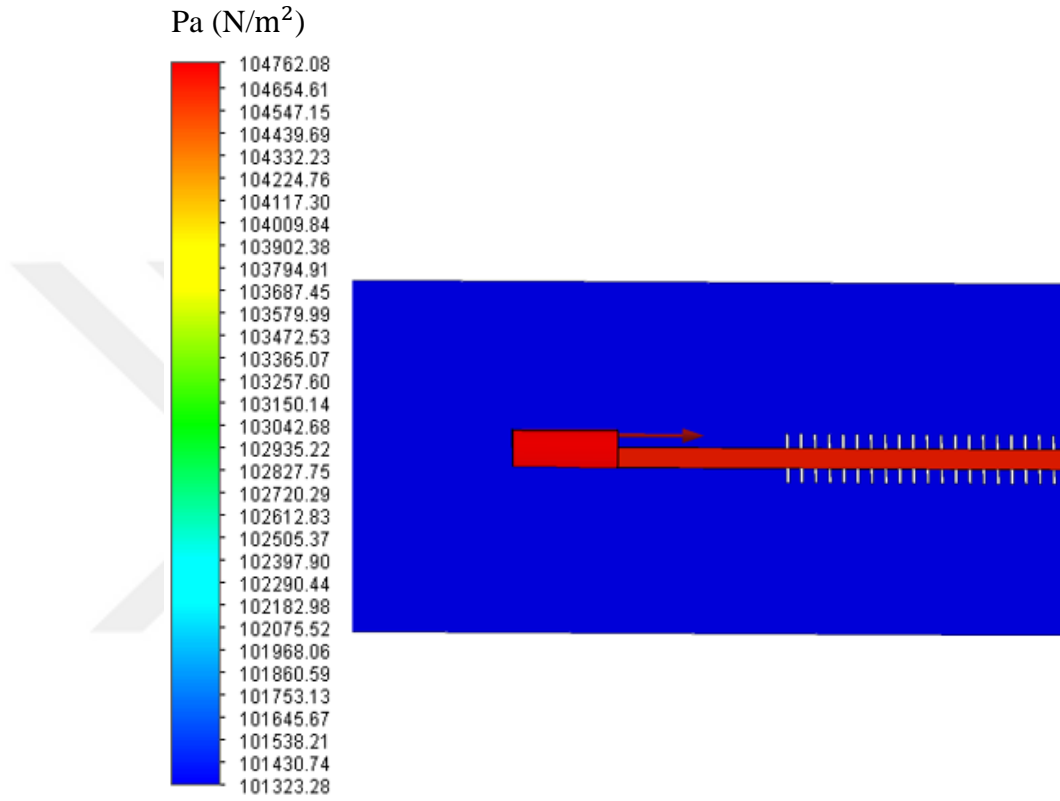
Şekil 4. 15. Su giriş hızına ait hız kontürü.

V (m/s)



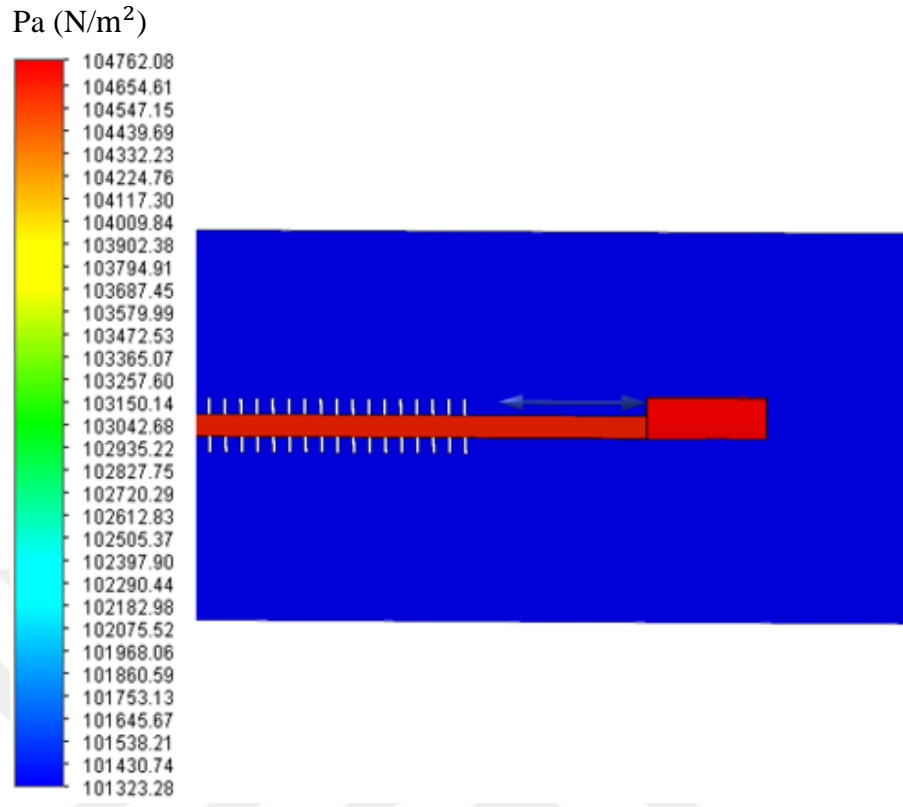
Şekil 4. 16. Su çıkış hızına ait hız kontürü.

Analizin tek bir serpantinli boruda gerçekleşmesi sebebi ile basınç kayıpları minimum seviyede gözlemlenmiştir. Su atmosfer basıncı ile sisteme girerek, yüksek bir kayba uğramadan sistemden çıkmıştır. Analizdeki basınca ait kontürler **Ek-8**'de detaylı bir şekilde verilmiştir. Giriş basıncına ait değerler Şekil 4.17'de görülebilmekte iken çıkış basıncına ait analiz sonucu Şekil 4.18'de gösterilmiştir.



Şekil 4. 17. Giriş basıncı kontürü.





Şekil 4. 18. Çıkış basıncı kontürü.

## 5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Enerji kaynaklarının sınırlı olması ve giderek tükenmekte oluşu, enerji tasarrufunu önemli bir ihtiyaç haline getirmektedir. Çeşitli nedenlerle temininde karşılaşılan zorluklar firmaları enerji tasarrufuna iten bir etken olsa da, enerji tasarrufunu oluşturan ana sebep enerji maliyetlerinin ulaştığı boyutlardır. Sanayide bir çok alanında kullanılan gaz ve sıvı, gerekli proses çevrimini bitirdikten sonra içerisinde bulunan yüksek miktarda enerji ile birlikte atık duruma gelmektedir. Bu atık ısının tekrar sisteme kazandırılması, ekonomik kazançların yanı sıra çevre kirliliği ve ekolojik denge hususlarında önemli bir rol oynamaktadır.

Bu çalışmada, atık ısının sisteme geri kazandırılmasını sağlayan sistemler ve örnek uygulamaları detaylı olarak incelenmiştir. Atık ısıdan elde edilen enerji ile birlikte, özellikle sanayide kullanılabilir olan verimlilik ve uygulama alanlarına değinilmiştir. Bir tesiste atık ısıdan faydalanılması isteniyorsa öncelikle atık ısının kullanım yerinin tespit edilmesi gerekmektedir. Kullanım yeri belirlenen atık ısının ne kadar verimli olacağı hakkında detaylı bir analiz yapılmalıdır. Yapılan hesaplamalar sonucunda, atık ısının sisteme geri kazandırılabilirliği bir ekonomizer tasarımı yapılmıştır.

Tez çalışmasında, kablo üretim tesisinde kullanılan yanma testi fırınına ait veriler ele alınmıştır. Materyal ve yöntem bölümünde yapılan ekonomizer tasarımı hesaplamaları sonucunda, **288,24 m<sup>2</sup>** yüzey alanına sahip ve kendinden kanatçıklı 120 adet serpantinden oluşan, 6 geçişli ve 5 sıralı bir ekonomizer tasarlanmıştır. Ekonomizer tasarımı hesaplamalarında, logaritmik ortalama sıcaklık farkı ve  $\epsilon$  - NTU metotlarından yararlanılmıştır. Duman gazından suya olan ısı transferinde, duman gazı tarafındaki ısı iletim katsayısı su tarafına göre çok düşük olması sebebi ile ekonomizer tasarımında, kendinden kanatçıklı serpantinler kullanılarak ısı geçiş miktarı artırılmıştır. Ekonomizer tasarımında boru ve kanatçıklarda kullanılan materyal, ısı iletim katsayısının yüksek olması sebebi ile bakır olarak seçilmiştir. Bakır borular, basıncın yüksek olmadığı fakat ısı transferinin verimli olması istenen su ve gaz gibi korozif olmayan akışkanların kullanıldığı sistemlerde kullanılmaktadırlar.

20°C’de sıcaklığında ve 500 litre boiler tankında bulunan su, tasarlanan ekonomizer ile birlikte 60°C sıcaklığa 435 saniyede ulaşmıştır. Yanma testi fırını, her bir kablo grubu için 25 dakika çalışmaktadır. Tasarımı özgün kılan noktalardan birisi, ekonomizer yardımı ile yaklaşık 7 dakikada ısının sisteme geri kazandırılmasıdır. Ekonomizer sisteme dâhil edildiğinde baca gazı sıcaklığının 71,2°C’den 50°C’ye azaldığı görülmektedir. Böylece, baca gazı soğutularak daha düşük bir sıcaklıkta atmosfere atılacaktır. Mevcut olan hava çıkış sıcaklığının düşük olması sebebi ile kompakt bir ekonomizer tasarımı yapılmaya çalışılmıştır. Kompaktlık değeri **627 m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup>**olan bir tasarım ortaya konmuştur. Ekonomizer içerisinde kullanılan ısı değiştiricisinin etkenliği 0,71 olarak hesaplanmıştır. Etkenlik hesabı ile birlikte sistemin ne kadar verimli çalışabileceği görülmüştür.

Tasarımı ve teorik hesabı yapılan ekonomizer, ANSYS CFD programında sonlu elemanlar yöntemi ile birlikte analiz edilmiştir. Teorik hesaplama sonuçlarına ait değerlerin nümerik analiz sonuçları ile uyum içerisinde olduğu görülmüştür. Tasarım özgün olup, imal edilmesi istenildiği takdirde kullanılan materyaller değiştirilerek revize edilebilmektedir. Aynı zamanda istenilen suyun sıcaklığı değiştiği takdirde, tasarımda kullanılan serpantinlerin de geometrisi değiştirilebilmektedir.

Bu çalışma, düşük bir sıcaklık ile birlikte atık ısının sisteme nasıl geri kazandırılabilirliği hakkında gelecek çalışmalara yol gösterici olacaktır. Farklı bir işletmede, atık ısı ne kadar düşük olur ise olsun, yapılan tasarımın sisteme uygun hale getirilebilir olduğunun önemi tüm detayları ile verilmiştir.

## KAYNAKLAR

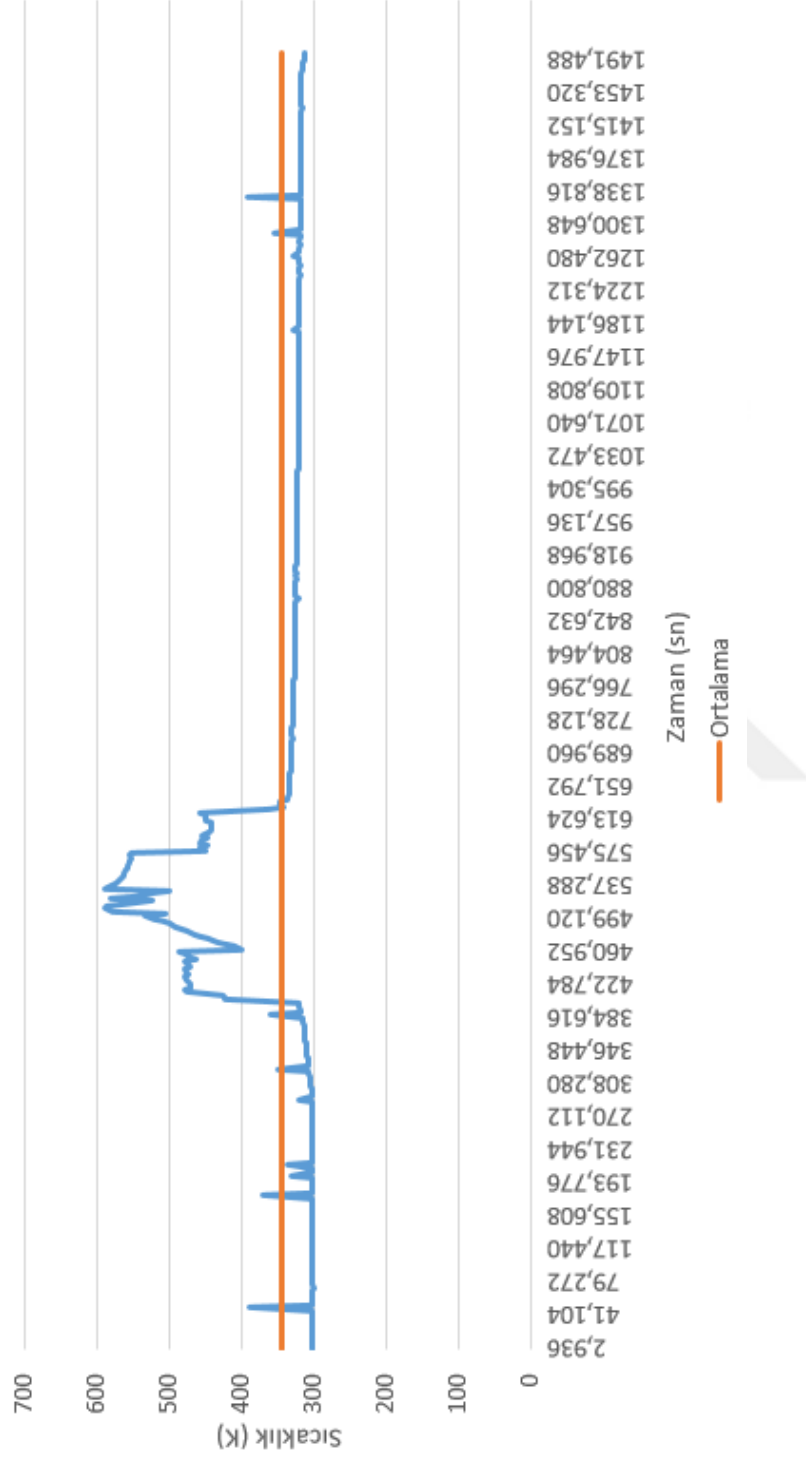
- Abeykoon C. (2020). Compact heat exchangers – Design and optimization with CFD. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 146 (2020), 118766. [www.elsevier.com/locate/ijhmt](http://www.elsevier.com/locate/ijhmt)
- Altuntaş Y. (2006). *Jet Motorlarında Kullanılan Tipik Kompakt Isı Kompakt Isı Değişiriciler İçin Sayısal Isıl-Hidrolik Analiz (Yüksek Lisans Tezi)*, Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Eskişehir.
- Arani A. A. A. ve Moradi R. (2019). Shell and tube heat exchanger optimization using new baffle and tube configuration. *Applied Thermal Engineering* 157 (2019), 113736. [www.elsevier.com/locate/apthermeng](http://www.elsevier.com/locate/apthermeng)
- Aravindkumar A. (2014). CFD Analysis Of Gas Flow Behavior In Varios Economizer Duct. *International Journal Of MC Square Scientific Research Vol.6, No.1 Nov 2014*, Mechanical Engineering, Mookambigai College of Engineering.
- Bardakcı A.T. (2018). *Dalga Kanatlı Isı Değişiricilerinin Isıl ve Hidrolik Performansının Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Yaklaşımı İle İncelenmesi (Yüksek Lisans Tezi)*, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Borgnakke C. ve Sonntag R. E. (1997). *Thermodynamic and Transport Properties*, Wiley, New York.
- Brueckner S., Miro L., Cabeza L., Pehnt M. Ve Laevemann. (2014). Methods to estimate the industrial waste heat potential of regions—A categorization and literature review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 38 (2014) 164–171, [www.elsevier.com/locate/rser](http://www.elsevier.com/locate/rser)
- Brumercik F., Sojcek D., Lukac M., Nieoczym A. ve Wierzbicki S. (2016). Modeling Flow and Temperature Field In An Economizer. *Applied Computer Science, vol. 12, no. 2, pp. 63-73*.
- Bulgurcu H. ve Konuk M. (2020). *Isı Değişiriciler*. Konuk Isı Teknik Yayınları No:1
- Canbolat A. S., Türkan B., Etemoğlu A. B., Can M. ve Avcı A. (2016). *Plaka, Gövde-Boru Ve Minyatür Boru Tip Isı Eşanjörlerinin Teknik Ve Ekonomik Açısından Karşılaştırılması*. Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Dergisi, Cilt 21, Sayı 2, 2016.
- Çelik Z. (2017). *Kompakt Isı Değişiricilerde Kanat Tasarım Parametrelerin Isı Değişirici Verimine Etkisi (Yüksek Lisans Tezi)*, Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Eskişehir.
- Çeteci Ö. M. (1999). *Bilgisayar Yardımıyla Isı Değişiricisi Tasarımı (Yüksek Lisans Tezi)*, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Çıtır H. (2013). *Endüstriyel Tav Fırınında Ekonomizer Tasarımı (Yüksek Lisans Tezi)*, Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Üniversitesi, Zonguldak.
- Demir K. C. (2017). *Baca Gazının Ekonomizere Giriş ve Çıkış Tasarımının Isı Geri Kazanımına Etkisinin İncelenmesi (Yüksek Lisans Tezi)*, Namık Kemal Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Tekirdağ.

- Durmaz M. (2007). *Isı Geri Kazanım Isı Değişiricilerinin Bilgisayar Yardımıyla Optimizasyonu (Yüksek Lisans Tezi)*, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Diğer İ. (1997). *Heat Transfer Food Cooling Applications*, Taylor&Francis, Washington, DC.
- Genceli O. F. (1999). *Isı Değişiricileri*. Birsen Yayınevi.
- Gözcü O. (2019). *Türkiye İklim Koşullarındaki Veri Merkezlerinin Soğutulmasında Ekonomizer Kullanımının Enerji Tasarrufu Ve Ekonomik Potansiyel Değerlendirmesi (Yüksek Lisans Tezi)*, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Güngör A. ve Özbalta N. (1988). *Bazı Isı Değişiricilerine Geri Kazanım Sistemleri* içinde s. 12.
- Hamillton I. G., Steadman P. J., Bruhns H., Summerfield A. J. ve Lowe R. (2013). *Energy efficiency in the british housing stock: Energy demand and the Homes Energy Efficiency Database*. Energy Policy 60 462–480. Erişim adresi: <http://www.elsevier.com/locate/enpol>
- Hamzaoğlu F. (2019). *Ramöz Makinelerinde Verim Arttırma Yöntemleri ve Ekonomizer Uygulaması (Yüksek Lisans Tezi)*, Trakya Üniversitesi Fen Bilimleri Üniversitesi, Edirne.
- Incropera F.P. ve Dewitt D.P. *Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri* (Yedinci Baskı).
- Jouhara H. ve Olabi A. G. (2018). Editorial: Industrial waste heat recovery. *Energy 160 (2018) 1-2*. [www.elsevier.com/locate/energy](http://www.elsevier.com/locate/energy)
- Judt W. ve Bartoszewicz (2018). Numerical Analysis of A Heat Transfer in Economizer Dedicated for 250 kW Power Solid Fuel Heating Boiler. *Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol. 25, No. 2 2018*.
- Kakaç S., Liu H. ve Pramuanjaroenkij (2012). *Heat Exchanger. Selection, Rating and Thermal Design* (Third Edition).
- Karanfil G., Ruşen S. E., Poyraz Ş. N. ve Can M. (2020). *Atık Isı Geri Kazanım Sistemleri ve Isıl Verim Parametrelerinin Deneysel İncelenmesi*. Karamanoğlu Mehmetbey Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölümü, Karaman, Avrupa Bilim ve Teknoloji Dergisi Sayı 19, S. 127-137.
- Koç E. ve Şenel M. C. (2013). *Dünyada ve Türkiye’de Enerji Durumu–Genel Değerlendirme* Erişim adresi: <https://www.researchgate.net/publication/314280679>
- Kukulka D. J. (1981). *Thermodynamic and Transport Properties of Pure and Saline Water (MSc Thesis)*, State University of New York at Buffalo.
- Kuvel A. (2005). *Baca Gazlarından Atık Isı Geri Kazanımının Deneysel Olarak İncelenmesi (Yüksek Lisans Tezi)*, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Li C. Z., Zhang L., Liang X., Xiao B., Tam V.W.Y., Lai X. ve Chen Z. (2022). Advances in the research of building energy saving. *Energy & Buildings 254 (2022) 111556*. [www.elsevier.com/locate/enb](http://www.elsevier.com/locate/enb)

- Madan E. (2014). *Seramik Fırınlarında Atık Baca Gazından Enerji Geri Kazanımı ve Bir Uygulama (Yüksek Lisans Tezi)*, Bilecik Şeyh Edebali Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Bilecik.
- Metin M. (2003). *Taşıtlarda Kullanılan Kompakt Isı Değiştiricisi Tasarımı (Yüksek Lisans Tezi)*, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Onan M. E. (2020). *Experimental Study Of An Economizer That Recovers Energy From The Waste Gas Of A Steam Generator (Yüksek Lisans Tezi)*, Yeditepe Üniversitesi, İstanbul.
- Özağdaş E. (2020). *Bölgesel Isıtma Sisteminde Ekonomizer Tasarımı İle Enerji Geri Kazanım Potansiyelinin Araştırılması (Yüksek Lisans Tezi)*, Kafkas Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kars.
- Parmaksızoğlu C. ve Çeteci Ö. (1999). Isı Değiştiricisi Tasarımı, IV. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi.
- Ranganayakulu C. ve Seetharamu K. N. (2018). *Compact Heat Exchangers, Analysis, Design and Optimization Using FEM and CFD Approach*.
- Saari J. (1981). Heat Exchanger Dimensioning. Lappeenranta University of Technology Faculty of Technology, LUT Energy.
- Shah R. K. ve Sekulic D. P. (2003). *Fundamentals of Heat Exchanger Design*.
- Taracıkıoğlu A. (2006). *Sanayide Atık Isıdan Yararlanma Yöntemleri (Yüksek Lisans Tezi)*, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Tokgöz N. ve Özgün Ö. (2019). *Atık Isı Geri Kazanım Sistemlerine Yönelik Literatür Araştırması ve Sanayiden Örnek Vaka İncelemesi*. Çukurova Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi, 34(2), ss. 57-72,
- Uysal H. L. (2019). *Endüstriyel Boyahane Tesislerinde Baca Gazı Atık Isısının Geri Kazanım Analizi ve Bir Uygulama (Yüksek Lisans Tezi)*, Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Balıkesir.
- Varga Z. ve Palotai B. (2017). Comparison of low temperature waste heat recovery methods. *Energy* 137 (2017) 1286-1292. [www.elsevier.com/locate/energy](http://www.elsevier.com/locate/energy)
- Zhang H., Li G., Xizhong A., Ye Xinglian Y., Wei G. ve Yu A. (2020). Numerical study on the erosion process of the low temperature economizer using computational fluid dynamics-discrete particle method. *Case Studies in Thermal Engineering* 28 (2021) 101632. <http://www.elsevier.com/locate/wear>
- Zhang X., Nie S., He M. ve Wang J. (2021). Energy-saving renovation of old urban buildings: A case study of Beijing. *Case Studies in Thermal Engineering* 28 (2021) 101632. [www.elsevier.com/locate/csite](http://www.elsevier.com/locate/csite)

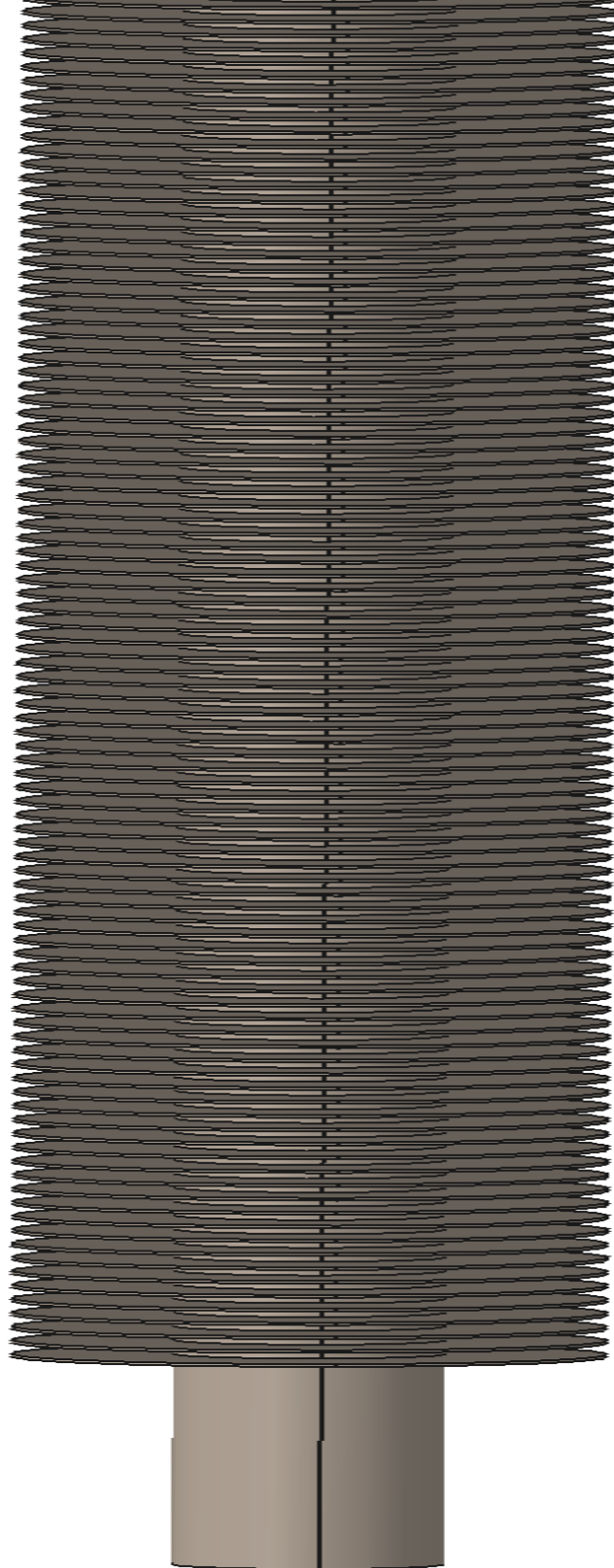
## EK-1. YANMA TESTİ RAPORU

CAT-6 U/UTP kablosu yanma testi raporu bu kısımda verilmiştir.



## EK-2. SERPANTİN DETAY GÖRÜNÜMÜ

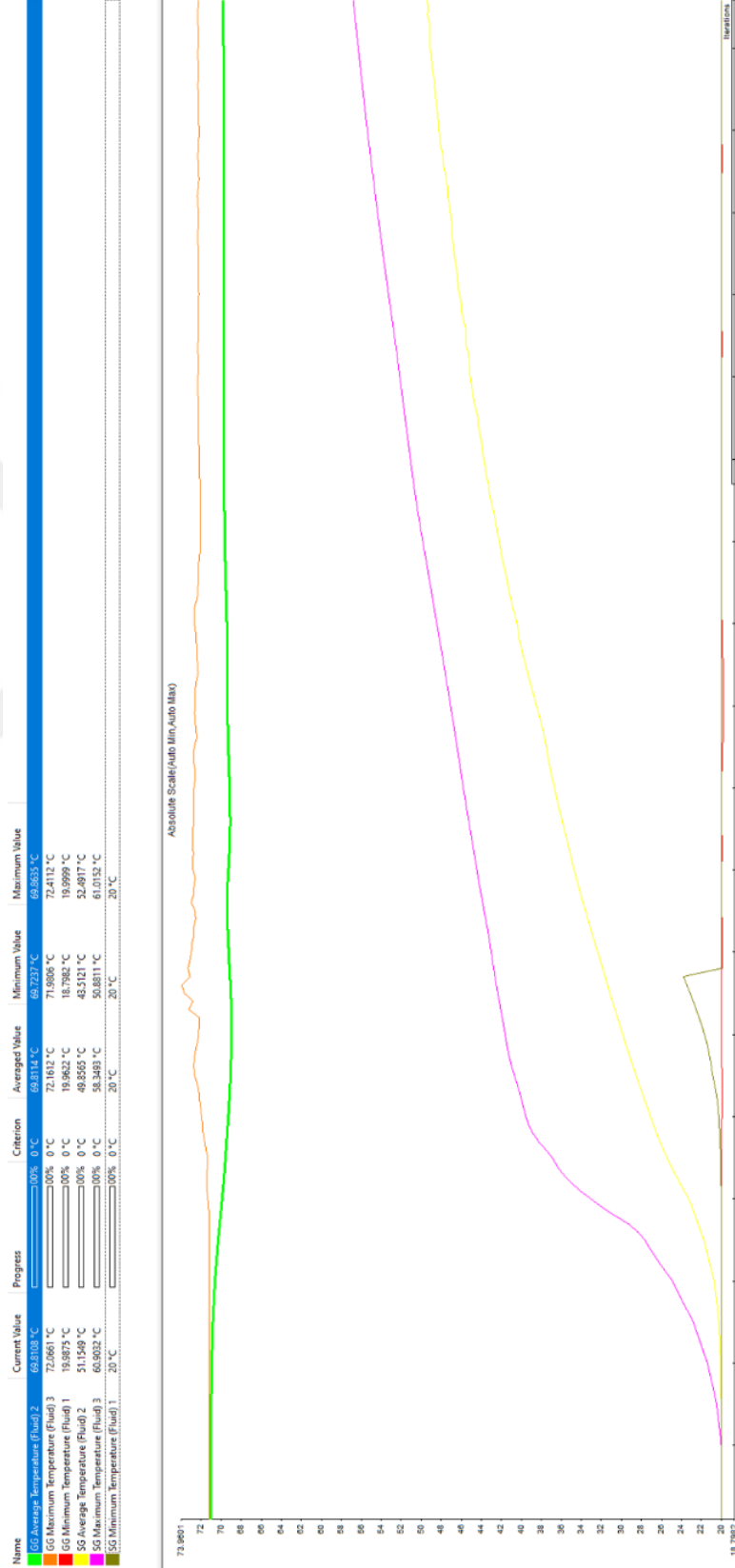
Ekonomizer tasarımında kullanılan kendinden kanatçıklı serpantine ait detaylı görünüm bu kısımda verilmiştir.





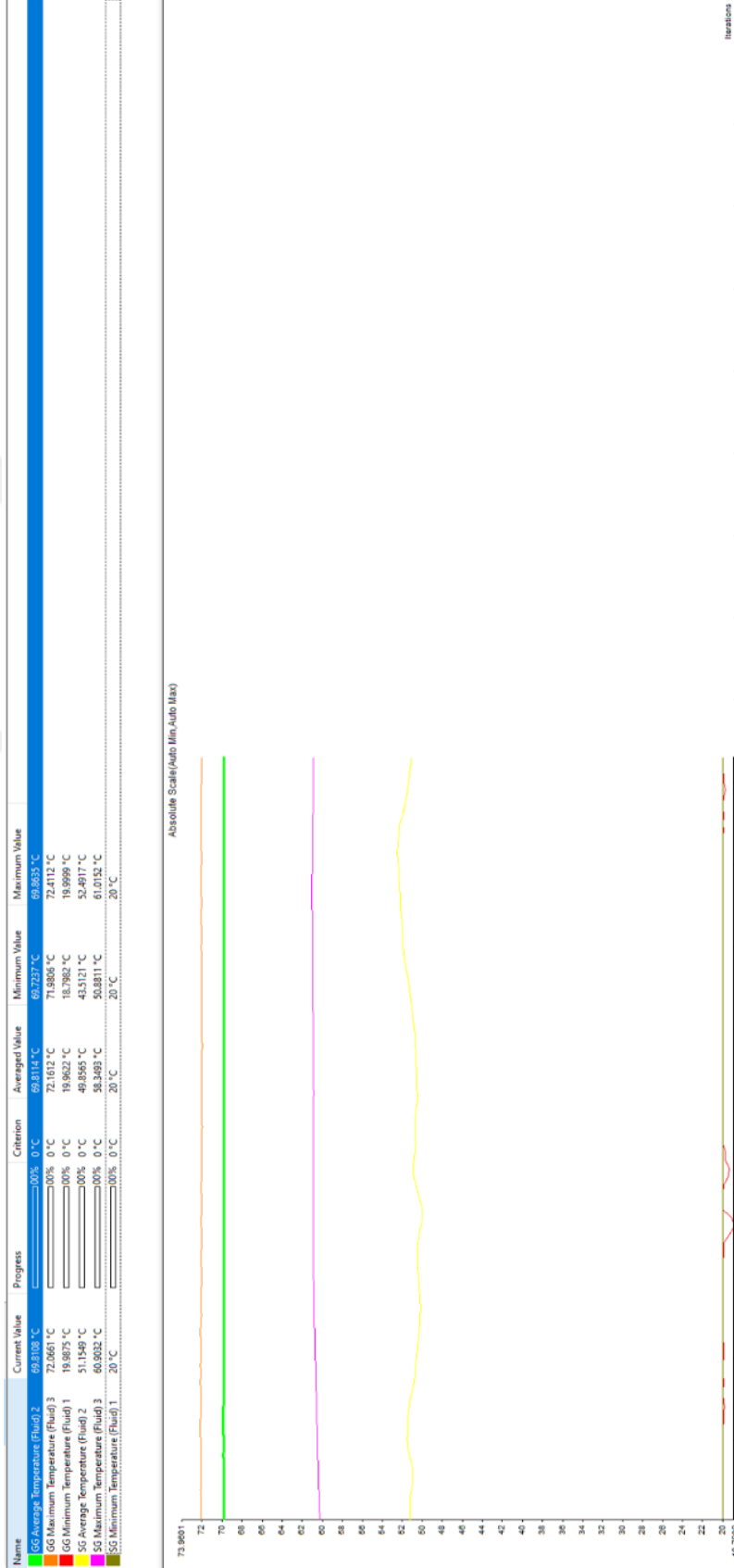
## EK-3. YAKINSAMA GRAFIĞİ 1

ANSYS CFD programında 1/1000 hata oranı ile kararlı hale gelen analize ait yakınsama grafiği bu kısımda gösterilmiştir.



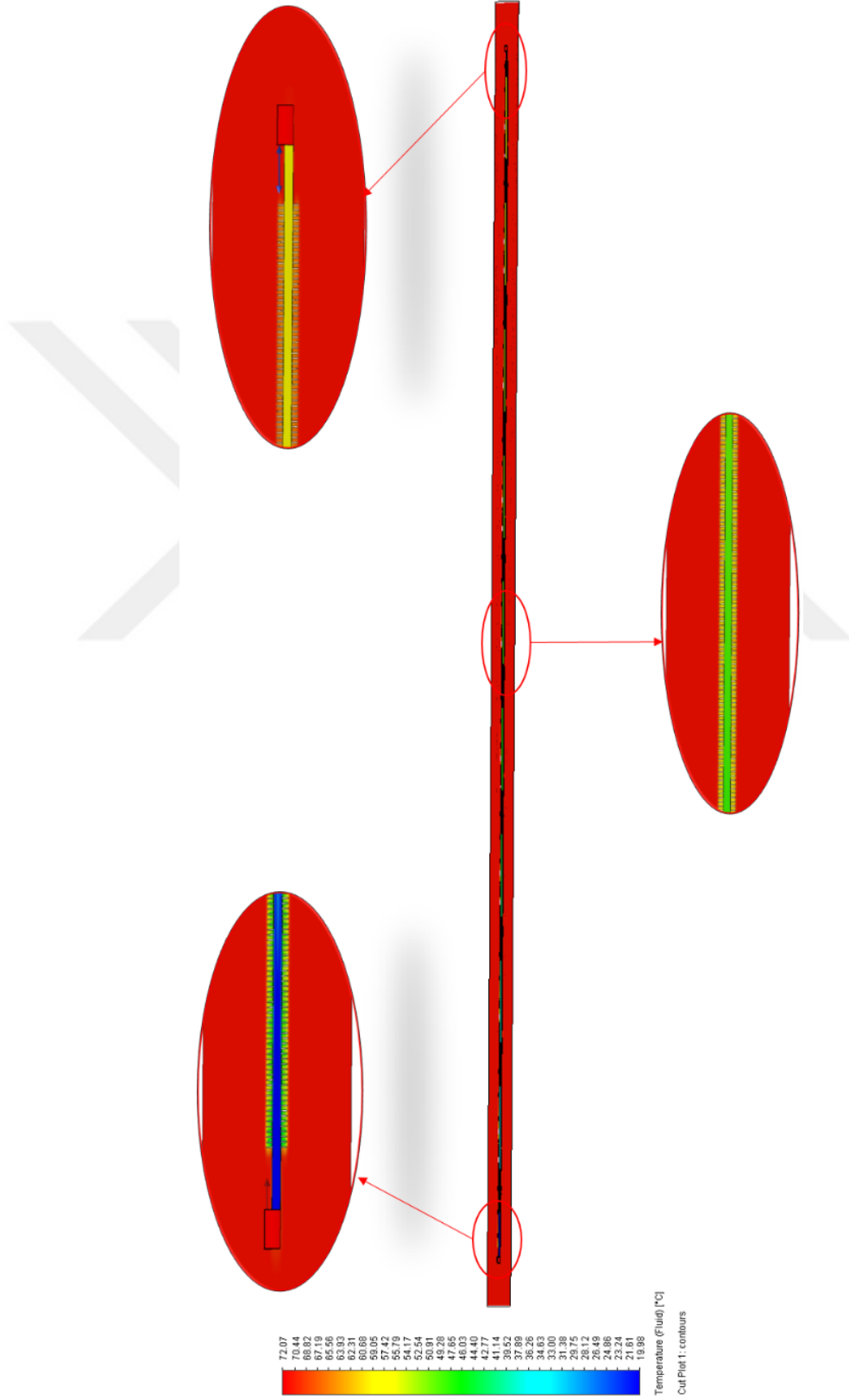
## EK-4. YAKINSAMA GRAFIĞİ 2

Yakınsama grafiğine ait ikinci görünüm bu kısımda verilmiştir.



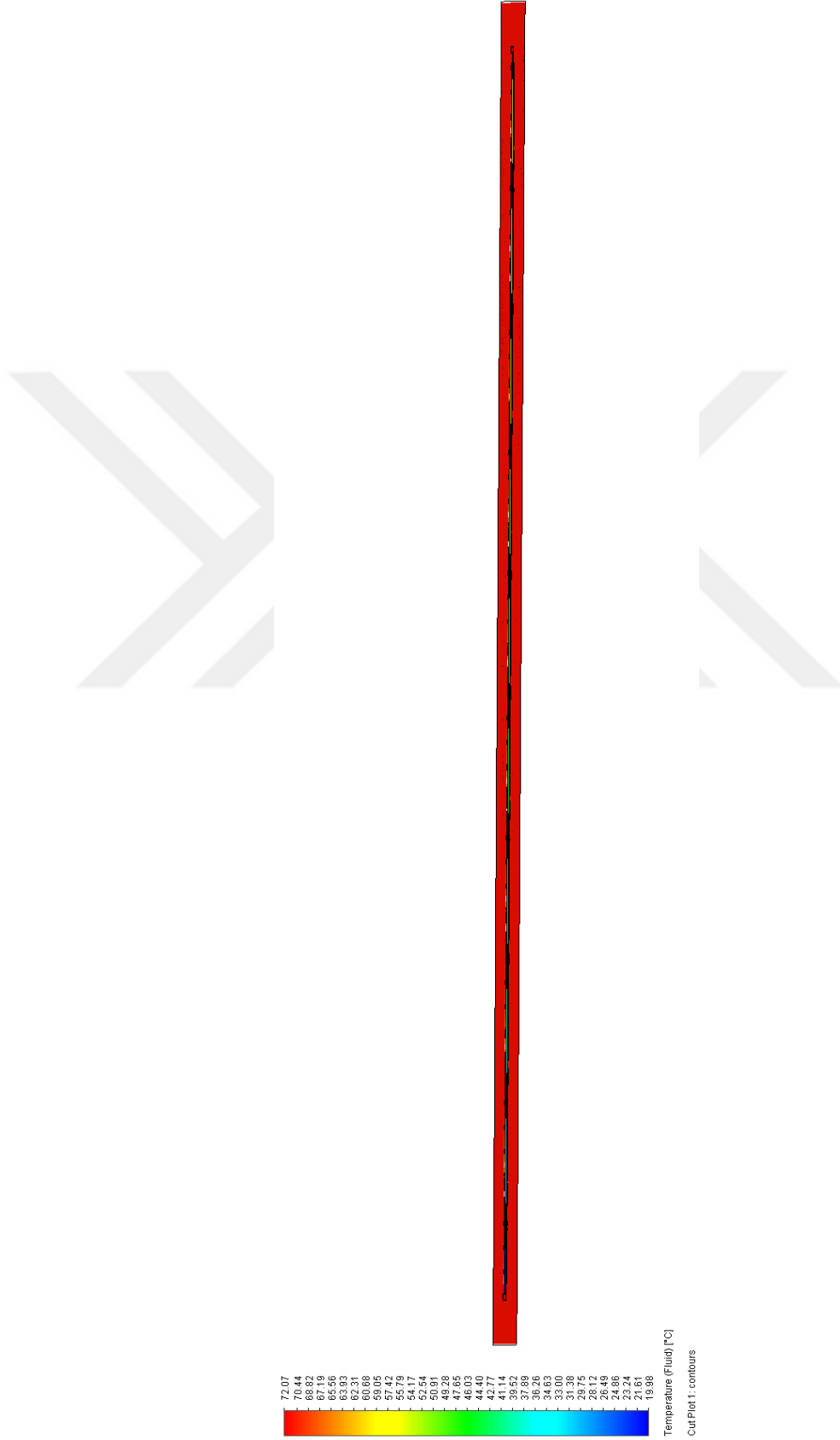
## EK-5. SICAKLIK KONTÜRÜ 1

Analiz sonucunda, bütün bir serpantine ait sıcaklık kontürü görünümü detaylı olarak bu kısımda verilmiştir.



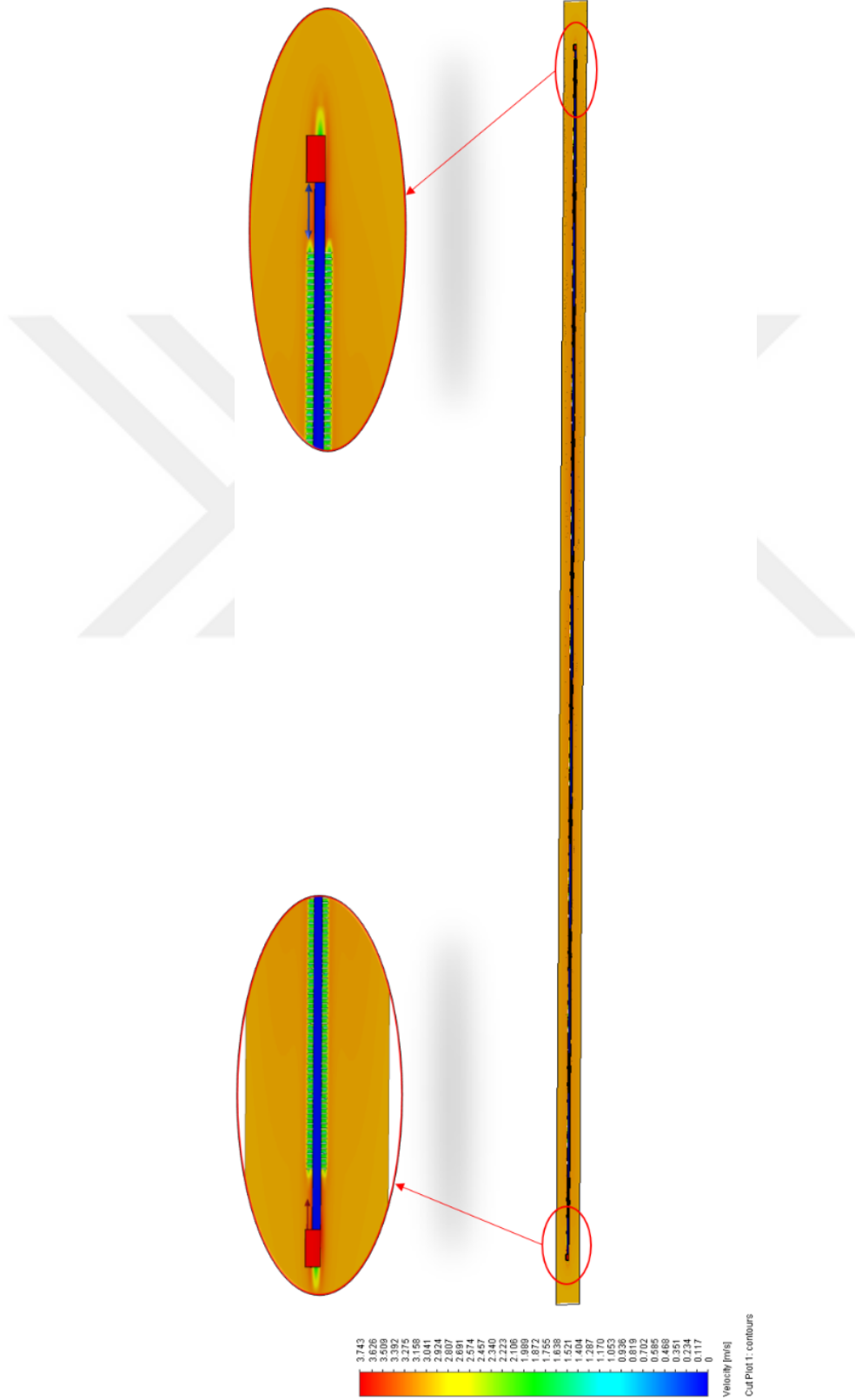
## EK-6. SICAKLIK KONTÜRÜ 2

Sıcaklık kontürüne ait ikinci görünüm bu kısım da verilmiştir.



## EK-7. HIZ KONTÜRÜ

Analiz sonucunda, bütün bir serpantine ait hız kontürü görünümü detaylı olarak bu kısımda verilmiştir.



## EK-8 BASINÇ KONTÜRÜ

Analiz sonucunda, bütün bir serpantine ait basınç kontürü görünümü detaylı olarak bu kısımda verilmiştir.

