



# Özgün Bir Baca Gazı Kondenserinin Geliştirilmesi ve Deneysel Olarak İncelenmesi

Karani Kurtulus<sup>1</sup>

## ÖZ

Dünyada ihtiyaç olan enerjinin büyük kısmı halen fosil yakıtlarla sağlanmaktadır. Küresel salgın, savaşlar, doğal afetler vb. sebeplerden dolayı enerji maliyetleri her geçen gün artmaktadır. Bundan dolayı enerji verimli sistemlere rağbet artmaktadır. Bu çalışmada, doğal gaz kaynaklı bir kazanın atık baca gazı ısısı kondenserle geri kazanılmıştır. Öncelikle analitik hesaplamalar ile kondenser boyutlandırılmıştır. Daha verimli ısı geri kazanımı için gövde ve boru tarafında homojen akışkan dağılımı amaçlanmıştır ve bunun için HAD analizleri yürütülerek nihai tasarım, analiz sonuçlarına göre belirlenmiştir. Sonrasında kondenser üzerinde performans deneyleri gerçekleştirilmiş olup, analitik hesaplar ile %94 oranında doğrulanmıştır. Ayrıca nihai tasarımda gövde tarafındaki akışın homojen olduğu termal kamerayla ispatlanmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Kondenser, atık ısı geri kazanımı, HAD analizi, baca gazı, homojen akış

## Design and Experimental Investigation of Novel Flue Gas Condenser

### ABSTRACT

Most of the energy needed by the world has still been provided by fossil fuels. Energy costs are increasing day by day due to pandemics, wars, natural disasters, etc. Therefore, the need for energy-efficient systems is increasing. This study recovered the waste heat of a natural gas-fired boiler with a flue gas condenser. First, the condenser heat transfer surface area was determined by analytical calculations. Then, the final design was obtained by CFD analysis to make homogeneous fluid distribution on the shell and tube sides. Finally, performance tests were carried out on the condenser. According to the test results, the analytical calculations were confirmed by 94%. In addition, in the final design, the homogeneity of the flow on the shell side has been proven by the thermal camera images.

**Keywords:** Condenser, waster heat recovery, CFD analysis, flue gas, homogeneous flow

Geliş/Received : 01.06.2022  
Kabul/Accepted : 04.10.2022

<sup>1</sup> Süleyman Demirel Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Isparta  
karanikurtulus@sdu.edu.tr, ORCID: 0000-0002-2608-3065



## EXTENDED ABSTRACT

### Introduction

Energy is the basic element in the economic and social development of countries [1]. Most of the energy needed by the world is still been provided by fossil fuels. 81% of the energy needed worldwide is provided by fossil fuels [3]. In Turkey, the rate of fossil fuel-based energy is 86.3% [4]. On the other hand, there is a foreign dependency on energy due to insufficient fossil energy resources [5]. 72.8 % of fossil fuel-based energy is provided by imports [4].

Natural gas is an environmentally friendly fuel with fewer emissions than other fossil fuels. Therefore, today, natural gas-based fossil fuels have become widespread, especially for environmental reasons. Worldwide natural gas use is 22.86%, while it is 28.65% in Turkey. These values show that the usage rate is quite high [3,4]. Compared to fossil fuels such as oil and coal, natural gas contains more hydrogen and less carbon. As a result of this, more water vapor is formed in the flue gas as a result of combustion. Therefore, there is more latent heat in natural gas flue gas than in other fossil fuels [6]. Stoichiometrically combusted natural gas contains 1.5 kg of water vapor in 1 m<sup>3</sup> of flue gas [6]. In other words, the moisture value in the flue gas is 108-150 g/kg of dry gas [8]. Approximately 20% of the heat energy generated as a result of combustion in natural gas-fired boilers is released into the atmosphere from the chimney [9]. A large amount of heat energy is lost in the flue gas released without condensation in natural gas-fired boilers. If both latent and sensible heat is recovered with the flue gas condenser, it is possible to recover more than half of the lost waste heat. This means about a 12% improvement in system efficiency [7,10-11]. For this purpose, the use of a condenser and the combined recovery of the latent and sensible heat of the flue gas were first introduced in the 1970s. Today, flue gas condensers are widely used in natural gas-fired boilers in many countries [12].

### Objectives

In this study, water vapor in the boiler's flue gas used for greenhouse heating was condensed using a shell and tube heat exchanger. For this purpose, the condenser was dimensioned using the analytical method with process parameters such as shell and tube side fluid flow rates and temperatures. Then, computational fluid dynamics (CFD) analyzes were carried out to increase the condenser efficiency. After the final novel condenser design was obtained. Performance measurements of the condenser during the operation were made and calculations were verified.

### Methods

The fluid on the shell side was flue gas, and the fluid on the tube side was process water used for greenhouse heating. The waste flue gas heat heated the boiler cycle process water with the condenser. The water vapor in the flue gas content condensed and the flue gas outlet temperature dropped to 50 C. Calculations were made with the Engineering Equation Solver (EES) software [16]. The humid air was assumed to be flue gas. The condenser was produced with 12 tubes horizontally and 8 tubes vertically finned pipes and 2 passes.

Analytical calculations assumed that the heat transfer fluids are homogeneously in contact with all surfaces on the condenser shell and tube sides. However, in reality, the flow in these regions does not occur homogeneously. In this study, a design was developed with CFD analysis to distribute the fluids homogeneously at the flue gas and process water inlets. CFD analyzes were carried out in 3D using ANSYS-Fluent software [25].



The final design flue gas condenser was produced. Process water inlet and outlet temperatures were measured from the manifold inlet and collector outlet pipe surface with a Testo 871 thermal imager. The flue gas inlet and outlet temperatures were measured with the Testo 350 flue gas analyzer. Condensed water was collected in the water tank depending on the time. Then, the weight of water collected with a precision balance was measured. Thus, the mass flow rate of the condensed water was determined.

## Results

Shell side numerical analyzes were carried out for different values of flue gas guide plate angle ( $\theta$ ), length (L1), and shell base length (L2). When the angle of the flue gas plate angle  $\theta$  was 40 degrees it was observed that the fluid distribution was more homogeneous compared to 25, 30, and 35 degrees.

According to the analysis without a distributor plate in the manifold, it was observed that the water distribution was nonhomogeneous. The distributor plate was designed to solve this problem. According to the analysis carried out with the distributor plate, the flow distribution was homogeneous.

Analytical calculations were repeated according to the values obtained with the flue gas analyzer. The results and the measured values were found to be similar at a rate of 94%.

## Discussion and Conclusions

This study recovered the waste heat of a natural gas-fired boiler with a flue gas condenser. For this purpose, the final design was obtained by CFD analysis to obtain a homogeneous flow distribution. When the angle of the flue gas plate angle  $\theta$  was 40 degrees it was observed that the fluid distribution was more homogeneous compared to 25, 30, and 35 degrees. It was also found that the flue gas inlet duct should be at the bottom of the finned pipes. In addition, the shell base should have a long and parallel design.

According to the analysis without a distributor plate in the manifold, it was observed that the water distribution was nonhomogeneous. The homogeneous flow was achieved with the distributor plate with holes of different diameters. The results and the measured values were found to be similar at a rate of 94%. In the final design, the homogeneity of the flow on the shell side has been proven by the thermal camera images. The boiler efficiency was increased by 12% with the designed condenser.

## 1. GİRİŞ

Enerjinin çok önem kazandığı ve küresel ısınmaya bağlı olarak iklim değişikliğinin öne çıktığı günümüzde yenilenebilir enerjiye olan talep gittikçe artmaktadır. Yenilenebilir enerji kaynakları içinde öne çıkan enerji türü ise güneş enerjisidir. Güneş enerjisi üzerinde yapılan çalışmalar hızla artarken güneş enerjisi yatırımları da giderek artmaktadır. Birçok ülke önümüzdeki yıllar içinde karbon emisyon değerlerini düşürmek için, güneş enerjisi ile ilgili planlama ve yatırımlar yapmaktadır. Paris anlaşmasına imza atan birçok ülke içinde yer alan ülkemizde de bu konuda önemli yatırım ve Ar-Ge faaliyetleri yapılmaktadır. Günümüzde ağırlıklı olarak güneş PV sistemleri üzerinde yatırımlar artmaktadır. Ancak güneşten elektrik üretmenin en çok öne çıkan diğer yolu ise parabolik toplayıcılarla buhar üretilmesi ve bu buharın Rankin çevriminde kullanılması ile elektrik üretilmesidir.

Ülkelerin ekonomik ve sosyal olarak kalkınmasında enerji temel unsurdur [1]. Nükleer, biyoyakıtlar ve yenilenebilir enerji kaynaklarının enerji üretimindeki payları her geçen gün artsa da enerji üretiminde fosil yakıtların kullanımı yaygın olarak devam etmektedir ve günümüzde halen dünya genelinde enerji, fosil yakıtların yakılması ile elde edilmektedir [2]. Fosil yakıtlardan dünya genelinde ihtiyaç olan enerjinin %81' i sağlanmaktadır [3]. Türkiye'de ise fosil yakıt kaynaklı enerjinin oranı %86.3'dür [4]. Öte yandan fosil kaynaklarının yetersiz oluşundan dolayı enerji alanında dışarıya bağımlı hale gelindiği görülmüştür [5]. Fosil yakıt kaynaklı sağlanan enerjinin %72.8' si ithalat ile sağlanmaktadır [6].

Doğalgaz, diğer fosil yakıtlara göre daha temiz ve çevreci bir yakıttır. Bundan dolayı günümüzde özellikle çevresel nedenlerden dolayı doğalgaz kaynaklı fosil yakıtların kullanımı yaygınlaşmıştır. Dünya genelinde fosil yakıt olarak doğalgaz kullanımı %22.86, ülkemizde ise bu değer %28.65 gibi oldukça büyük miktarlardadır [3,4]. Doğalgaz, petrol ve kömür gibi fosil yakıtlara nazaran daha fazla hidrojen daha az karbon içermektedir. Bu durumda yanma sonucu baca gazında (BG) daha fazla su buharı oluşur dolayısıyla doğalgaz yandığında baca gazında diğer fosil yakıtlara göre daha fazla gizli ısı içerir [6]. Teorik olarak tam yanma veriminde yakılan doğalgazın 1 Nm<sup>3</sup> baca gazında 1.5 kg su buharı bulunmaktadır [7]. Diğer bir şekilde ifade etmek gerekirse baca gazındaki nem değeri 108-150 g /kg<sub>kurugaz</sub>'dır [8]. Kazanlarda yanma sonucu açığa çıkan ısı enerjisinin yaklaşık olarak %20' si bacadan atılmaktadır [9]. Bu durumda doğalgazlı kazanlarda yoğunlaşma olmadan salınan baca gazında oldukça yüksek miktardaki ısı enerjisi kaybedildiği söylenebilir. Eğer baca gazı kondenseri ile gizli ve duyulur ısının birlikte geri kazanımı sağlarsa atılan bu kayıp atık ısının yarısından fazlasının geri kazanımı mümkündür. Bu da sistem veriminde yaklaşık %12 iyileşme anlamına gelmektedir [7,10-11]. Bu amaçla kondenser kullanımı ile baca gazı gizli ve duyulur ısısının birlikte geri kazanımı ilk olarak 1970' li yıllarda ortaya



konmuştur ve günümüzde birçok ülkede doğalgaz kazanlarında baca gazı kondenseleri yaygın olarak kullanılmaktadır [12]. Özellikle yoğuşma kaynaklı gizli ısı ile geri kazanılan enerjinin kayda değer olduğu söylenmiştir [13]. Tokgöz ve Özgün [14], çalışmalarında BG atık ısısının geri kazanımındaki önemini vurgulamışlardır.

Bu çalışmada, sera ısıtma için kullanılan bir doğalgaz yakıtlı sıcak su kazanının baca gazındaki su buharı, gövde borulu ısı değiştirici kullanılarak yoğuşturulmuştur. Bu amaçla; gövde ve boru tarafı akışkan debileri ile sıcaklıkları gibi proses parametreleri ile analitik yöntem kullanılarak kondenserdeki ısı transfer yüzey alanları bulunmuştur. Daha sonra kondenser veriminin artırılması için hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) analizleri ile tasarım iyileştirmeleri yapılmıştır. Nihai kondenser tasarımı elde edildikten sonra özgün tasarımın üretimi yapılmıştır. Kondenserin çalışma sırasında performans ölçümleri yapılarak hesaplamalar doğrulanmıştır.

## 2. MATERYAL VE METOT

Endüstriyel uygulamalarda oldukça sık rastlanan ısı değiştirici tipi gövde-borulu ısı değiştiricidir. Gövde-borulu ısı değiştiriciler, gövde eksenine paralel olarak yerleştirilmiş çok sayıda boru içerirler. Bir akışkan gövde, diğer akışkan ise boru boyunca akarken ısı transferi gerçekleşir [15]. Bu çalışmada gövde tarafındaki akışkan yanma sonucu açığa çıkan atık baca gazı, boru tarafındaki akışkan ise sera ısıtması amaçlı kullanılan çevrim suyudur. Atık baca gazı ısısı gövde-borulu ısı değiştirici ile kazan geri dönüş suyunu ısıtacaktır. Bu esnada baca gazı muhteviyatında bulunan su buharı yoğuşacak ve baca gazı çıkış sıcaklığı 50 °C'ye düşürülecektir.

### 2.1 Analitik Hesaplamalar

Baca gazı kondenseri gövde-borulu ısı değiştirici olup hesaplamalar gövde ve boru tarafı olarak iki kısımda yürütülmüştür. Hesaplamalar Engineering Equation Solver (EES) [16] programı ile yapılmış olup, su ve baca gazı özellikleri program arka planından elde edilmiştir. Baca gazı için nemli hava kabulü yapılmıştır.

#### 2.1.1 Boru tarafı hesaplamaları:

Geri dönüş suyu sıcaklığı ısı geri kazanım sistemlerinin verimi etkileyen başlıca faktörlerden birisidir [17]. Baca gazı yoğuşma sıcaklığının (55 °C) üzerindeki sıcaklıklarda gizli ısı geri kazanımı söz konusu olamayacağından kondenser, ekonomizer gibi çalışarak sadece duyulur ısının geri kazanımı sağlanacaktır. Dolayısıyla baca gazı kondenseri tasarımı yapılırken ilk olarak düşünülmesi gereken tasarım parametresi de geri dönüş suyu sıcaklığıdır.

Gövde-borulu ısı değiştiricide baca gazı ısısı boru tarafına transfer olmaktadır. Hesaplamalar, kondenser gövdesinin yalıtımlı olduğu varsayılarak adyabatik kabul söz



konusudur. Bu durumda termodinamiği 1. yasası gereğince Denklem 1' de görüldüğü gibi baca gazı ısısının tamamı suya aktarılmaktadır.

$$\dot{Q}_{su} = \dot{Q}_{BG} \quad (1)$$

Burada  $\dot{Q}_{su}$  su boru içerisinde akan suyun,  $\dot{Q}_{BG}$  ise gaz tarafındaki akışkanın ısıdır (kW). Aynı zamanda boru tarafında akan suyun ısısı Denklem 2' de yazıldığı gibi ifade edilebilir.

$$\dot{Q}_{su} = \dot{m}_{su}(h_2 - h_1) \quad (2)$$

Denklemdaki h entalpi olup kJ/kg' dır. Su entalpisindeki 1 ile gösterilen alt indis giren akışkanın, 2 ile gösterilen ise çıkan akışkanın belirtmektedir.  $\dot{m}_{su}$ , boru içerisinde akan suyun kütleli debisini ifade etmekte olup birimi kg/s'dir. Kütleli debi, Denklem 3'ten hesaplanmıştır.

$$\dot{m}_{su} = \delta V_{su} A_c n_b \quad (3)$$

Burada  $\delta$ , akışkanın yoğunluğunu ( $\text{kg/m}^3$ ),  $V_{su}$ , boru içerisinde akan akışkanın ortalama hızını (m/s),  $n_b$ , bir geçişteki boru sayısını ve  $A_c$ , boru kesit alanını ( $\text{m}^2$ ) ifade etmektedir. Boru kesit alanı aşağıdaki gibi hesaplanabilir. Denklemdaki  $D_b$ , boru iç çapıdır (m).

$$A_c = \frac{\pi D_b^2}{4} \quad (4)$$

Türbülanslı akışta daha yüksek ısı transfer katsayısına çıktığı için uygulamada türbülanslı akış tercih edilir. Bir kanal veya boruda akışın laminar veya türbülanslı olup olmadığı Reynolds boyutsuz sayısı belirlemektedir. Reynolds sayısı aşağıdaki eşitlikten hesaplanmıştır. Burada  $\nu$ , kinematik viskozitedir ( $\text{m}^2/\text{s}$ ).

$$Re_{su} = \frac{V_{su} D_b}{\nu} \quad (5)$$

Tam gelişmiş ve türbülanslı akışlarda Nusselt sayısı, Colburn denkleminin daha duyarlı hali olan Dittus ve Boelter denklemi [18] ile hesaplanmıştır (Eşitlik 6).

$$Nu_{su} = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (6)$$

Burada boruda akan akışkanın ısıtılması durumunda  $n=0.4$ , soğutulması durumunda  $n=0.3$  olarak alınır [18]. Bu çalışmada baca gazı ile boru içindeki akışkan ısıtıldığından dolayı  $n=0.4$  alınmıştır. Aynı zamanda boyutsuz Nusselt sayısı Eşitlik 7' deki gibi ifade edilebilir ve Eşitlik 6 ve 7 kullanılarak boru tarafındaki ısı taşınım katsayısı bulunur.

$$Nu_{su} = \frac{h_{su} D_b}{k_{su}} \quad (7)$$



### 2.1.2 Gövde tarafı hesaplamaları:

Gövde tarafında akan baca gazı özellikleri baca gazı giriş ve çıkış sıcaklığının aritmetik ortalaması alınarak hesaplamalarda kullanılmıştır. Baca gazı tarafında duyulur ve gizli ısılar sırasıyla Eşitlik 8 ve 9' daki gibi yazılabilir. Baca gazı kondenserinden suya aktarılan ısı miktarı duyulur ve gizli ısıların toplamıdır (Eşitlik 10).

$$\dot{Q}_{BG,D} = \dot{m}_{BG}(h_3 - h_4) \quad (8)$$

$$\dot{Q}_{BG,G} = \dot{m}_{su,BG}h_{fg} \quad (9)$$

$$\dot{Q}_{BG} = \dot{Q}_{BG,D} + \dot{Q}_{BG,G} \quad (10)$$

Burada  $\dot{Q}_{BG,D}$ , gövde tarafındaki baca gazının duyulur ısısı (kW),  $\dot{Q}_{BG,G}$  ise gizli ısıdır (kW). Eşitlik 8' deki entalpide 3 ile gösterilen alt indis gövdeye giren baca gazını, 4 ile gösterilen alt indis ise çıkan baca gazını belirtmektedir. Eşitlik 9' daki  $h_{fg}$ , baca gazı içerisindeki suyun yoğuşma entalpisidir.  $\dot{m}_{BG}$ , baca gazındaki kuru havanın,  $\dot{m}_{su,BG}$  ise yoğuşan suyun kütleli debisini ifade etmekte olup birimi kg/s'dir. Baca gazı 180 °C sıcaklıkta ( $T_3$ ) kondensere girmekte olup, 50 °C sıcaklıkta çıkacak ( $T_4$ ) koşulda hesaplamalar yürütülmüştür.

Yanma sonu gazının muhteviyatındaki su buharı miktarı yanma havasının özellikleri ve kazan yanma verimine göre değişiklik göstermektedir [19]. Bu çalışmada kazan yanma verimi % 92 ve yanma havasının hava fazlalık katsayısı 1.1, sıcaklığı ve bağlı nemi sırasıyla 22 °C ve % 50 kabul edilmiştir. Bu özelliklerdeki yanma sonu oluşan baca gazı mutlak nem miktarı ( $w$ ), 127 g/kg olarak alınmıştır. Eşitlik 11'den baca gazından yoğuşan suyun kütleli debisi bulunur.

$$\dot{m}_{su,BG} = \frac{\dot{m}_{BG}w}{1000} \quad (11)$$

Boru demetine kanatlı borulara dik akış, zorlanmış ısı taşınım bağıntıları kullanılarak hesaplamalar yapılmıştır. Baca gazı kondenserine giren sıcak yanma sonu gazlarının sıcaklığı yoğuşma sıcaklığına kadar soğuma durumunda olması halindeki (gazın ısı taşınım katsayısını bulmak amacıyla) Nusselt sayısı Eşitlik 12' den bulunabilir [20].

$$Nu_{BG} = 0.134 \left( \frac{w_{max} D_{b,dış}}{v_{BG}} \right) Pr^{\frac{1}{3}} \left( \frac{s}{l} \right)^{0.2} \left( \frac{s}{b} \right)^{0.113} \quad (12)$$

Burada  $w_{max}$ , kanatlı boru demetleri arasında meydana gelen maksimum hızdır (m/s) ve Eşitlik 13' ten bulunabilir [21].  $D_{b,dış}$ , borunun dış çapı (m),  $v_{BG}$  baca gazı kinematik viskozitesi (m/s<sup>2</sup>),  $Pr$ , Prandtl sayısı,  $s$ ,  $l$  ve  $b$  sırasıyla kanat hatvesi, kanat genişliği ve kanat kalınlığıdır (m).

$$w_{max} = w_{\infty} \frac{s_1}{s_1 - D_{kanatlı}} \quad (13)$$

Eşitlik 13'teki  $w_\infty$  boru demetine dik gelen ortalama baca gazı hızıdır (m/s).  $S_1$ , iki kanatlı borunun merkezleri arasındaki uzaklıktır. Kanatlı borunun kanat dahil çapı  $D_{kanatlı}$  ile ifade edilmiştir (m).

Gövde tarafında baca gazının ısı taşınım katsayısını bulmak için Eşitlik 14' teki bağıntı kullanılır. Eşitlikteki  $k_{BG}$ , baca gazının ortalama sıcaklıktaki ısı iletim katsayısı olup birimi  $W/m^2C$ ' dir.

$$Nu_{BG} = \frac{h_{BG} D_b d_{ts}}{k_{BG}} \quad (14)$$

Yoğuşma halinde kanatlı boru etrafında yoğuşan suyun ısı taşınım katsayısı  $h_{BG,S}$  Eşitlik 15' ten bulunmuştur [22].

$$h_{BG,S} = 0.926 k_s \left[ \frac{\rho_s (\rho_s - \rho_b) g}{\mu_s - \Gamma_d} \right]^{1/3} \quad (15)$$

Eşitlikteki  $k_s$ , baca gazında yoğuşan sıvının ısı iletim katsayısı ( $W/m^2C$ ),  $\rho_s$ , yoğuşan sıvının yoğunluğu ( $kg/m^3$ ),  $\rho_b$ , yoğuşan buharın yoğunluğu ( $kg/m^3$ ),  $\mu_s$ , sıvının dinamik viskozitesi ( $kg/ms$ ),  $g$  yerçekimi ivmesi ( $m/s^2$ ) ve  $\Gamma_d$  birim düşey boru boyunda yoğuşan sıvıdır miktarıdır ve Eşitlik 16' dan hesaplanır.

$$\Gamma_d = \frac{\dot{m}_{su,BG}}{n_b \pi D_b} \quad (16)$$

Baca gazı kondenserinde kullanılan standart boruların et kalınlığı küçük ve boru malzemesinin ısıl iletkenliği yüksek olduğu zaman ki genellikle duru böyledir, borunun ısı direnci ihmal edilebilir. Bu durumda toplam ısı transfer katsayısı  $U_T$  ( $W/m^2C$ ) Eşitlik 17' deki gibi yazılabilir.

$$\frac{1}{U_T} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \quad (17)$$

Burada  $h_i$  borunun iç tarafındaki akan suyun ısı taşınım katsayısı olup Eşitlik 7' den hesaplanan  $h_{su}$ 'ya eşittir.  $h_o$  ise gövde tarafındaki ortalama ısı taşınım katsayısıdır ve Eşitlik 14 ile Eşitlik 15'te hesaplanan  $h_{BG}$  ile  $h_{BG,S}$ 'nin aritmetik ortalamaları alınarak bulunmuştur. Böylece, baca gazı kondenseri için tasarım parametrelerine göre gerekli olan boru yüzey alanı  $A_s$ , Eşitlik 18'den bulunabilir.

$$\dot{Q}_{su} = \dot{Q}_{BG} = F U_T A_s \Delta T_{lm} \quad (18)$$

Eşitlikteki  $F$  düzeltme faktörü olup, ısı değiştiricisinin geometrisine, sıcak ve soğuk akışkanın giriş ve çıkış sıcaklığına bağlı değişiklik gösterir. Yoğuşma ve kaynama durumunda  $F=1$ ' dir [23]. Düzeltme faktörü diğer durumda çapraz akışlı ve çok geçişli gövde borulu ısı değiştiriciler için EES programı kullanılarak bulunmuştur. Burada gerekli olan kanatlı boru yüzey alanı yoğuşma halinde ve yoğuşma olmadan olmak



üzere iki ayrı kısımda hesaplanmıştır. Eşitlikteki  $\Delta T_{lm}$ , logaritmik ortalama sıcaklık farkıdır.

Baca gazı kondenserindeki birim boruda yüzey alanını arttırmak için kanatlı borular kullanılmaktadır. Bu çalışmada St-37 çelik malzeme üzerine alüminyum alaşımından imal edilmiş dikdörtgen profilili dairesel kanatlar kullanılmıştır. Kanat yüzey alanı  $A_k$ , Eşitlik 19' daki gibi yazılabilir.

$$A_k = 2\pi(r_{2c}^2 - r_1^2) \quad (19)$$

Burada  $r_{2c}$  düzeltilmiş kanat uzunluğudur ve  $r_2 + b/2$ 'den bulunur. Birim boy kanatlı boru yüzey alanı hesaplanırken kanatların her iki yüzeyinde bulunan alanlar ve kanatsız boru alanları da hesaplamalara dahil edilmiştir. Kanat verimi EES programı ile bulunmuştur.

## 2.2 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Analizleri

Bu çalışmada, ısı değiştiricideki akış analizleri ile boru ve gövde tarafında basınç ve hızlar hesaplanmıştır. Akış için enerjinin korunumu aşağıdaki gibi gösterilmektedir;

$$\rho \left[ \frac{\partial(C_p T)}{\partial t} + \frac{\partial(C_p u T)}{\partial x} + \frac{\partial(C_p v T)}{\partial y} + \frac{\partial(C_p w T)}{\partial z} \right] = \frac{\partial}{\partial x} \left( k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad (20)$$

Burada  $u$ ,  $v$ ,  $w$  sırasıyla  $x$ ,  $y$  ve  $z$  yönündeki hızları (m/s),  $c_p$  özgül ısıyı (J/kgK),  $g$  kontrol hacimdeki akışkana etkiyen dış kuvvetteki yer çekimini (m/s<sup>2</sup>),  $t$  zamanı (s) ifade etmektedir.

Türbülans kinetik enerjisi  $k$  ve dağılım oranı  $\varepsilon$  aşağıdaki taşıma denklemlerinden elde edilmektedir [23].

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \& \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (21)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (22)$$

Denklem 21 ve Denklem 22'de  $G_k$ , ortalama hız gradyanlarına bağlı olarak türbülans kinetik enerjisinin oluşumunu temsil etmektedir.  $G_b$  kaldırma kuvveti sebebiyle oluşan türbülans kinetik enerji üretimidir.  $Y_M$ , sıkıştırılabilir türbülans içinde dalgalanan genişlemenin, genel genişleme oranına katkısıdır.  $C_{1\varepsilon}$ ,  $C_{2\varepsilon}$  ve  $C_\mu$  sabittirler.  $\sigma_k$  ve  $\sigma_\varepsilon$  sırasıyla ve  $k$  için  $\varepsilon$  türbülanslı Prandtl sayılarıdır.  $S_k$  ve  $S_\varepsilon$  da kullanıcı tanımlı

kaynak terimleridir. Model sabitleri  $C_{1\epsilon}$ ,  $C_{2\epsilon}$ ,  $C_\mu$ ,  $\sigma_k$  ve  $\sigma_\epsilon$  sırasıyla 1.44, 1.92, 0.09, 1.0 ve 1.3 kabul edilen değerlerdedir [24, 25].

Türbülans (Eddy) viskozitesi,  $\mu_t$ , aşağıdaki denklemdeki gibi  $k$  ve  $\epsilon$  birleştirilerek hesaplanmaktadır.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (23)$$

### 2.2.1 Kondenser katı model tasarımı ve HAD analizleri için uygulanan sınır koşulları

Analitik hesaplamalar neticesinde proses parametreleri (Tablo 1) baz alınarak hesaplanan kondenser tasarım hesaplama sonuçları ve özellikleri Tablo 2’ de verilmiştir. Kondenser yatayda 12, düşeyde 8 sıra kanatlı su borulu ve 2 geçişli olarak üretilmiştir (Şekil 1). Akış hacimleri ve ağ yapıları sırasıyla ANSYS-Design Modeler ve Meshing programlarıyla oluşturulmuştur.

Analitik hesaplamalar, kondenser gövde ve boru tarafında ısı transfer akışkanlarının homojen olarak tüm yüzeylere eşit hız ve debide temas etmesi kabulünü içermektedir. Fakat gerçek koşullarda bahsi geçen bölgelerde akış homojen olarak meydana gelmemektedir. Bu çalışmada, BG girişi ve işletme suyu kollektör girişinde ısı transfer akışkanlarının homojen olarak dağıtılması amacıyla HAD analizleri ile tasarım geliştirilmiştir. HAD analizleri ANSYS Fluent [25] yazılımı kullanılarak 3 boyutlu olarak yürütülmüştür. Ağ yapısı bağımsızlık analizlerine istinaden BG dağılım analizlerindeki sayısal ağ eleman adeti 1608309, işletme suyu dağılımı analizlerinde ise 658789 olarak belirlenmiştir. Her iki model için seçilen ağ yapısı eleman adetinin daha fazla

**Tablo 1.** Kondenser Tasarım Parametreleri

Kazan kapasitesi, (kW)	6000
Kondenser kapasitesi, (kW)	1013
BG giriş sıcaklığı, $T_{BG,g}$ (°C)	180
BG çıkış sıcaklığı, $T_{BG,\phi}$ (°C)	50
Su giriş sıcaklığı, $T_{su,g}$ (°C)	35
Su çıkış sıcaklığı, $T_{su,\phi}$ (°C)	80
BG kütleli debisi, (kg/s)	2.674
Su kütleli debisi, (kg/s)	5.38
Yoğuşan su debisi, (kg/s)	0.2888

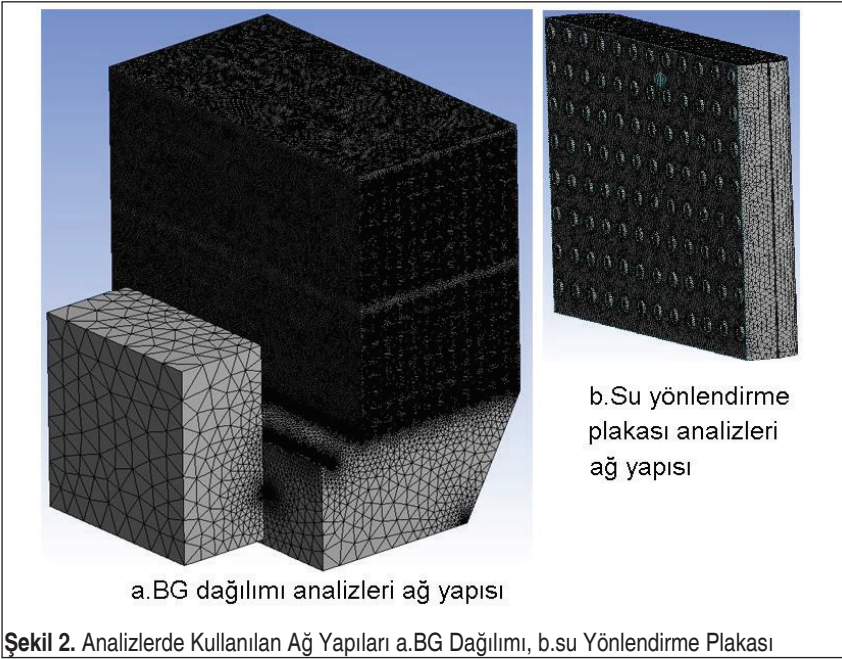
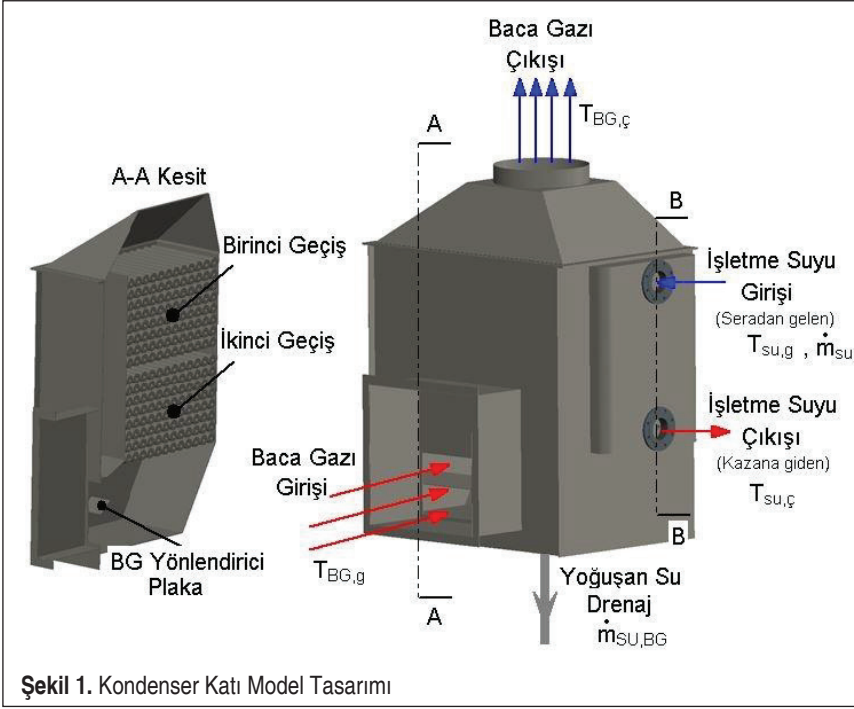
**Tablo 2.** Kondenser Analitik Hesaplama Sonuçları ve İmalat Özellikleri

<b>Analitik hesaplama sonucu elde edilen değerler</b>	
Boru içi ısı taşınım katsayısı, $h_c$ ( $W/m^2\text{°C}$ )	1326
Boru içi su hızı, (m/s)	0.1628
Yoğuşmasız yüzeylerdeki birleşik ısı taşınım katsayısı, ( $W/m^2\text{°C}$ )	114.9
Yoğuşmalı yüzeylerdeki birleşik ısı taşınım katsayısı, ( $W/m^2\text{°C}$ )	1037
Yoğuşma öncesi ort. BG hızı, (m/s)	3.168
Yoğuşma sonrası ort. BG hızı, (m/s)	2.376
Yoğuşma öncesi maks. BG hızı, (m/s)	34.85
Yoğuşma sonrası maks. BG hızı, (m/s)	26.14
Gerekli toplam boru yüzey alanı, ( $m^2$ )	243.6
Toplam boru uzunluğu, (m)	230.2
<b>İmalat edilen kondenser özellikleri</b>	
Boru iç çapı, (m)	0.0211
Boru dış çapı, (m)	0.0269
Yataydaki boru sayısı	12
Düşeydeki boru sayısı	8
Geçiş sayısı	2
Toplam boru yüzey alanı, ( $m^2$ )	258.1
Toplam boru uzunluğu, (m)	243.8

sayıda uygulanması sonuçları kayda değer olmayan oranlarda değiştirdiği görülmüştür. Analizlerde kullanılan ağ yapılarının özellikleri Tablo 3’te verilmiştir. Şekil 2’de ise analizlerde kullanılan ağ yapılarının örnek görüntüleri yer almaktadır.

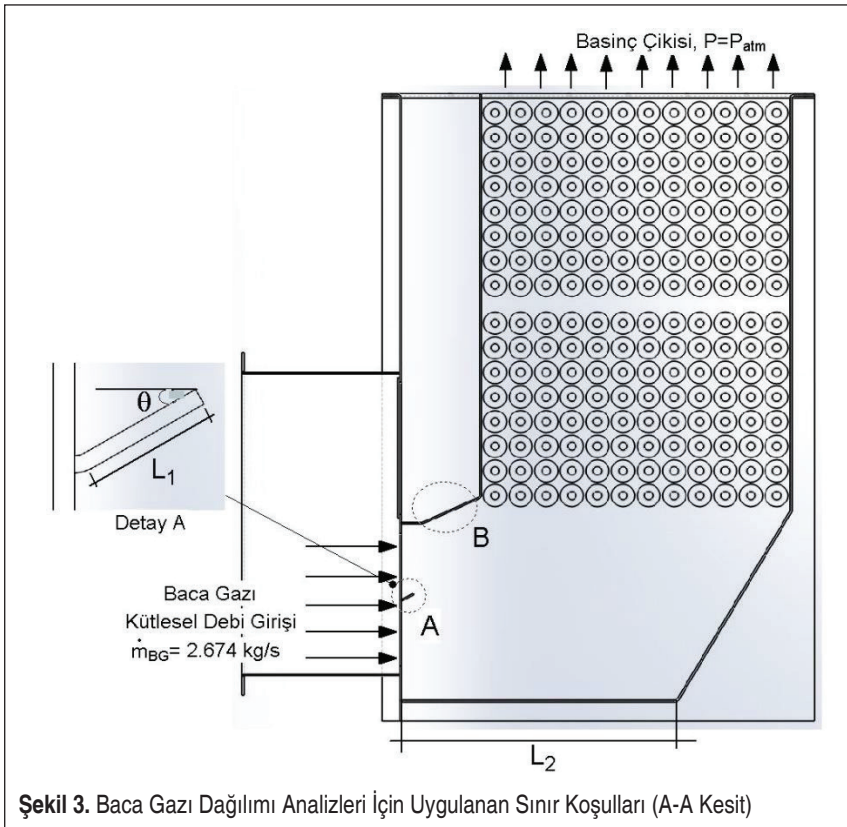
**Tablo 3.** Analizlerde Kullanılan Ağ Yapılarının Özellikleri

<b>Ağ özellikleri</b>	<b>Baca gazı dağılımı analizleri</b>		<b>Su yönlendirme plakası analizleri</b>	
	<b>Ortalama</b>	<b>Maksimum</b>	<b>Ortalama</b>	<b>Maksimum</b>
Aspect oranı	1.88	18.039	1.86	2.011
Jacobian oranı	1	1	1	1
Skewness	0.242	0.91	0.23	0.947
Ağ curvature min. değeri (m) ve açısı (°)	0.28 ve 18°		0.0001 ve 18°	
Ağ eleman sayısı	1608309		658789	

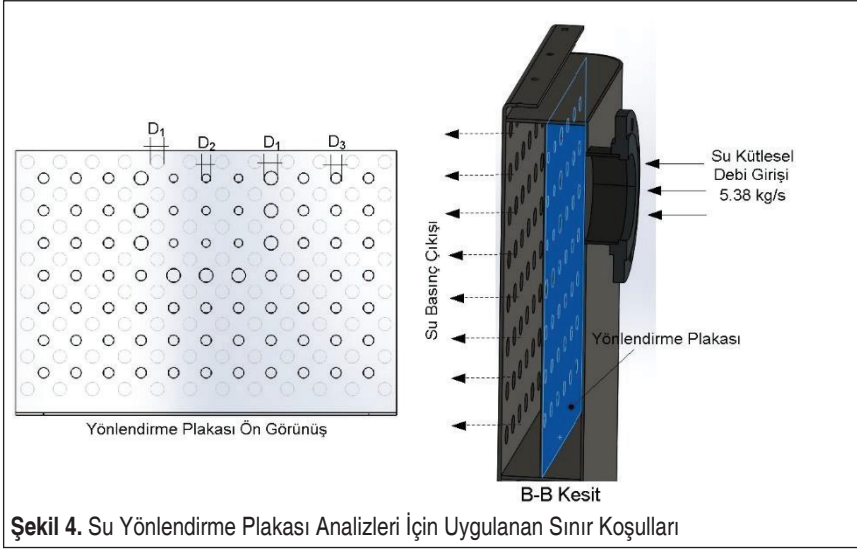


Kondenser girişinde baca gazının homojen olarak dağıtılması amacıyla giriş kanalına Şekil 3 Detay A' daki gibi yönlendirme plakası konulmuştur. Burada " $\theta$ " açısı  $25^\circ$ ,  $30^\circ$ ,  $35^\circ$  ve  $40^\circ$  olacak şekilde değiştirilerek 4 farklı tasarım için analizler tekrar edilmiştir. Plakadaki " $L_1$ " uzunluğu' da akışkanın homojen biçimde dağıtılması için önem arz etmektedir ve 25 ve 100 mm uzunluklar için incelenmiştir. Bununla birlikte Şekil 3' de B ile vurgulanan bölgede kondenser duvarının kanatlı boruların hemen bitişiğinde ve 20 mm üzerinde olması durumu için tasarım değiştirilmiştir. Daha sonra " $L_2$ " uzunluğu 500 ve 700 mm ölçüleri için analizler yürütülmüştür. Baca gazı, nemli hava kabulü ile 2.674 kg/s kütleli debi ile şekilde gösterildiği gibi debi akış sınır koşulu ile analizlere girilmiştir. Analizler tek fazlı olarak gerçekleştirilmiştir ve çıkış olarak ise basınç çıkışı deniz seviyesi atmosfer basıncı (101.325 kPa) analizlerde uygulanmıştır.

İşletme suyunun kollektör girişinden sonra birinci geçiş borularına eşit debi ve hızlarda dağılım yapabilmesi kondenser verimi açısından önem arz etmektedir. Bu amaçla Şekil 4' te görüldüğü gibi kollektör orta düzlemine birinci geçiş borularına suyun eşit dağıtılabilmesi için yönlendirme plakası yerleştirilmiştir. Plakadaki su geçiş delikleri



Şekil 3. Baca Gazı Dağılımı Analizleri İçin Uygulanan Sınır Koşulları (A-A Kesit)



Şekil 4. Su Yönlendirme Plakası Analizleri İçin Uygulanan Sınır Koşulları

1. geçiş borularının çaprazında olacak şekilde tasarım yapılmış olup, kollektör girişine yakın olan delik çaplarının ölçüleri farklıdır. Burada D1, D2 ve D3 çapları sırasıyla 27.5, 17, 21.1 mm'dir. Yönlendirme plakalı ve plakasız halde hidrodinamik HAD analizleri yürütülmüş ve su dağılımı incelenmiştir.

### 2.3 Kondenserin Performans Deneilerinin Gerçekleştirilmesi

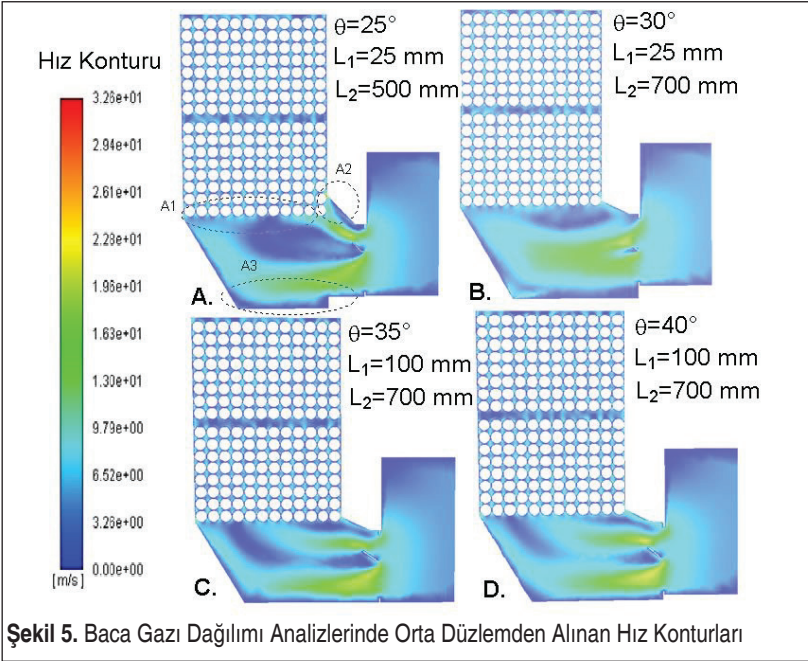
Analitik hesaplamalar ve HAD analizleri ile nihai tasarıma ulaşan baca gazı kondenserinin üretimi yapılmıştır. Kondenser performans deneyleri Mart ayında Antalya'nın Kumluca ilçesinde bulunan bir serada gerçekleştirilmiştir. İşletme suyu giriş ve çıkış sıcaklıkları Testo 871 marka termal kamera ile manifold giriş ve kollektör çıkış boru yüzeyinden ölçülmüştür. Baca gazı giriş ve çıkış sıcaklıkları ise Testo 350 baca gazı analizörü ile ölçülmüştür. Bir su haznesinde zamana bağlı olarak yoğunlaşan su biriktirilmiş ve daha sonra hassas terazi ile belirlenen zaman içerisinde biriken su ölçülerek yoğunlaşan suyun kütleli debisi de bulunmuştur.

## 3. ARAŞTIRMA BULGULARI

### 3.1 Nümerik Analiz Sonuçları

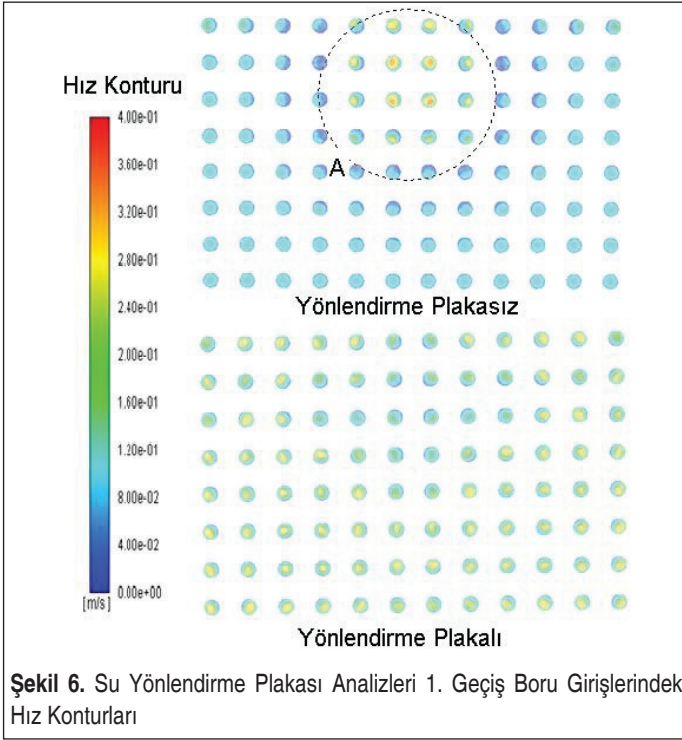
Gövde tarafında baca gazının kanatlı boru yüzeylerindeki dağılımı görebilmek amacıyla baca gazı dağılımı analizleri yapılmıştır. Şekil 5' te baca gazı dağılımı analizlerinde orta düzlemden alınan hız dağılımı konturları verilmiştir. Burada A, B, C ve D ile gösterilen konturlar farklı yönlendirici plaka açısı ( $\theta$ ), plaka uzunluğu ( $L_1$ ) ve





gövde tabanı uzunluğu ( $L_2$ ) için yürütülen analizleri ifade etmektedir. Tasarımlarda A1 bölgelerindeki hız dağılımları esas alındığından A, B ve C tasarımları için baca gazı dağılımının homojen olmadığı açıkça görülmektedir.  $\theta$  açısının 40 derece olduğu durumda bu bölgedeki akışkan dağılımı 25°, 30° ve 35°'ye göre daha homojendir. A2 bölgesinde ise A tasarımında bu bölgede birikmeler olduğu görülmekte olup, bu durumun önlenmesi için giriş kanal boğazının kanatlı boruların hemen başlangıcında olması (B, C ve D' deki gibi) gerektiği söylenebilir. Son olarak gövde tabanına bakıldığında (A3 bölgesi) gövde tabanının uzun ve akışla paralel tasarıma sahip olması gerektiği 4 farklı tasarım değerlendirildiğinde anlaşılmaktadır. Baca gazı dağılımı analizleri, D tasarımında en homojen akış dağılımının meydana geldiğini göstermiştir. Üretimi yapılan gövde tasarımı D tasarımı geometrisinde seçilmiştir.

Su yönlendirme plakası analizleri 1. geçiş boru girişleri hız konturları Şekil 6'da verilmiştir. İşletme suyu manifold içinde yönlendirme plakası olmadan yapılan analizlere göre su dağılımının düzensiz olduğu açıkça görülmektedir. Burada A bölgesindeki borulardaki giriş hızları ortalama 0.35 m/s değerinde iken diğer bölgelerdeki hızlar ise 0.01 m/s değerindedir. Bunun sebebi işletme suyu giriş borusunun karşısında bulunan geçiş borularında akışkanın kısa yolu seçerek ilerlemesidir. Yönlendirme plakası bu problemi çözmek amacıyla tasarlanmış olup, analiz sonuçları akışın istenilen homojenlikte dağıldığını göstermektedir. Yönlendirme plakalı analize göre geçiş borularına akışkan ortalama 0.18 m/s hızda girmektedir. İşletme suyu giriş borularına yakın geçiş



borularında bu değer ortalama 0.14 m/s'ye kadar düşmektedir. Bu durum plakasız duruma göre kabul edilebilir bir aralıktadır.

### 3.2 Performans Denei Sonuçları

Baca gazı kondenser deneyi ölçüm sonuçları Tablo 4' te verilmiştir. Şekil 7'de görüleceği üzere sera sektörlerinden gelen su sıcaklığı kondenser manifold girişinde 32 °C, kondenser kollektör çıkışında 35.6 °C ölçülmüştür. Ayrıca kondenser için kullanılan

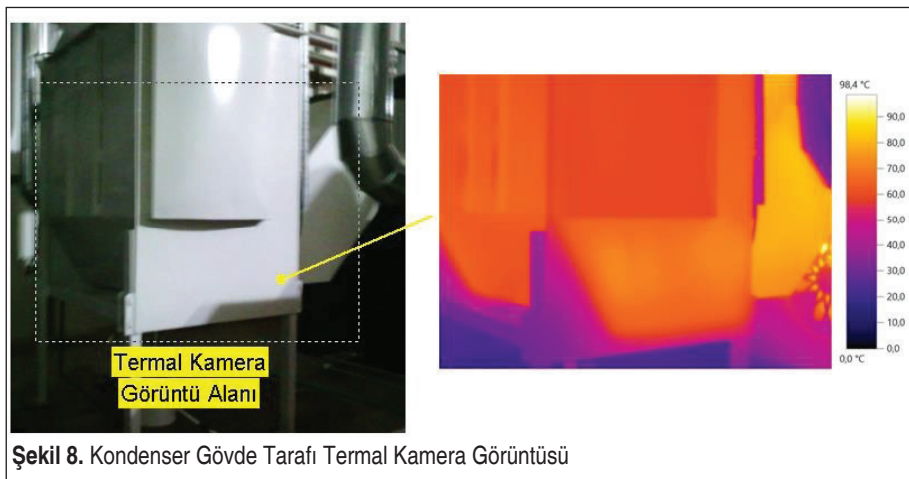
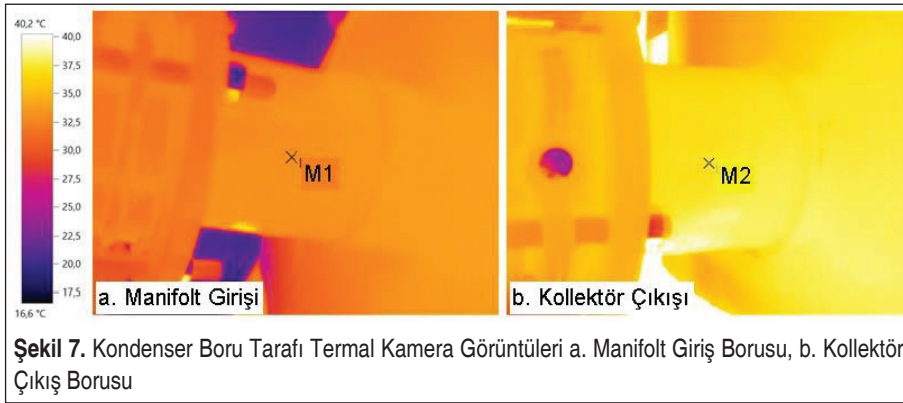
**Tablo 4.** Kondenser Performans Denei Ölçüm Sonuçları

Parametre	Ölçülen Değer	Hesaplanan Değer
BG giriş sıcaklığı, (°C)	132	-
BG çıkış sıcaklığı, (°C)	50	-
BG kütleli debisi, (kg/s)	0.9	-
Su giriş sıcaklığı, (°C)	32	-
Su çıkış sıcaklığı, (°C)	35.6	-
Su kütleli debisi, (kg/s)	19.44	20.28
Yoğuşan su debisi, (kg/dk)	5.785	6.138



su pompası 70 m<sup>3</sup>/h hacimsel debide ve tam açık olarak çalışmaktadır. Baca gazı verileri baca gazı analizörü ile elde edilmiştir. Ölçülen değerlere göre EES programında hesaplamalar tekrar edilmiş ve sonuçların, ölçülen değerler ile %94 oranında benzer olduğu görülmüştür.

Şekil 8’de kondenser gövde tarafından elde edilen termal kamera görüntüsü verilmiştir. Sıcaklık dağılımları gövde de homojendir. Kondenser gövdesinde baca gazı akışının homojen olması amacıyla yapılan HAD analizleri ile elde edilen nihai tasarımda bu amaca ulaşıldığı söylenebilir.





## 4. SONUÇLAR

Çalışmada sera ısıtma için kullanılan bir doğalgaz yakıtlı sıcak su kazanının baca gazı atık duyulur ve gizli ısıyı kondenser ile geri kazanılmıştır. Bu amaçla su ve gövde tarafında homojen akışın sağlanması için HAD analizleri ile nihai tasarım elde edilmiştir. Nihai tasarımda  $\theta$  açısının  $40^\circ$  olduğu durumda kanatlı boru baca gazı girişindeki akışkan dağılımı  $25^\circ$ ,  $30^\circ$  ve  $35^\circ$ 'ye göre daha homojen olduğu bulunmuştur. Ayrıca baca gazı girişi kanal boğazının kanatlı boruların hemen başlangıcında olması ve gövde tabanının uzun ve akışla paralel tasarıma sahip olması gerektiği anlaşılmıştır. Baca gazı dağılımı analizler ile incelenmiş ve D tasarımında en homojen akış dağılımının meydana geldiği görülmüştür. Üretimi yapılan kondenser gövde tasarımı D tasarımı geometrisinde seçilmiştir.

İşletme suyu manifold içinde yönlendirme plakası olmadan yapılan analizlere göre su dağılımının düzensiz olduğu görülmüştür. Borulardaki giriş hızları ortalama 0.35 m/s değerinde iken diğer bölgelerdeki hızlar ise 0.01 m/s değerindedir. Farklı çaplarda deliklere sahip bir yönlendirme plakası ile akışkan ortalama hızı 0.14-0.18 m/s değerleri arasına getirilmiş ve daha homojen akış hızları sağlanarak düzensizlik giderilmiştir. Yapılan deneyler ile tasarım iyileştirmelerinin olumlu sonuçları gözlemlenmiştir. Buna paralel olarak analitik hesaplamalar %94 oranında deney sonuçları ile benzerlik göstermiştir. Ek olarak tasarım iyileştirmeleri sayesinde gövde tarafındaki akışın homojen olduğu termal kamera görüntüleri ile de ispatlanmıştır. Literatürde daha önceki çalışmalarda belirtilen oranda ısı geri kazanımını elde edilmiş olup, tasarlanan bu kondenser ile kazan verimi %12 oranında arttırılmıştır [7,10-11]. Dolayısıyla baca gazından geri kazanılabilecek olan enerji büyük oranda sağlanmıştır.

## TEŞEKKÜR

Enorpa San. Tic. Ltd. Şti' ye çalışmaya vermiş olduğu desteklerinden dolayı teşekkür ederim.

## KAYNAKÇA

1. **Chiou-Wei, S.Z., Zhu, Z., Chen, S.H., Hsueh, S.P.** 2016. "Controlling for relevant variables: energy consumption and economic growth nexus revisited in an EGARCH-M (Exponential GARCH-in-Mean) model", *Energy*, 109, 391–399.
2. **Kılıç, A. E., Arcaklıoğlu, E.** 2022. "Doğalgaz Yakıtlı Bir Kombine Çevrim Santralinin Enerji ve Ekserji Analizi: Parametrik Çalışma". *Politeknik Dergisi*, 1-1. DOI: 10.2339/politeknik.1038817
3. **Cozzi, L., Gould, T.** 2020. "World Energy Outlook 2020", 2050, 1-461.
4. **Özen, E.** 2020. "Doğalgaz Sektör Görünümü", Türkiye'nin Enerji Görünümü 2020 Oda Raporu, MMO Makine Mühendisleri Odası.



5. **Yılankırkan, N., Doğan, H.** 2020. “Türkiye’nin Enerji Görünümü ve 2023 Yılı Birincil Enerji Arz Projeksiyonu”, *Batman Üniversitesi Yaşam Bilimleri Dergisi*, 10(2), 77-92.
6. **Osakabe, M., Ishida, K., Yagi, K., Itoh, T., Ohmasa, K.** 2001. “Condensation heat transfer on tubes in actual flue gas”, *Heat Transfer-Asian Res*, 30 (2), 139–151.
7. **Wang, Y., Zhao, Q., Zhou, Q., Kang, Z., Tao, W.** 2013. “Experimental and numerical studies on actual flue gas condensation heat transfer in a left–right symmetric internally finned tube”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 64, 10-20.
8. **Bespalov, V., Beljaev, L., Melnikov, D.** 2015. “Using air for increasing the depth of the flue gas heat recovery”, In *MATEC Web of Conferences, EDP Sciences*, 37, 01009.
9. **Çomaklı, K., Terhan, M.** 2015. “Doğalgaz Yakıtlı Kazandan Çıkan Atık Baca Gazının Ekserji Analizi”, *Mühendis ve Makina*, 56, 670, 58-64.
10. **Terhan, M., Comaklı, K.** 2016. “Design and economic analysis of a flue gas condenser to recover latent heat from exhaust flue gas”, *Applied Thermal Engineering*, 100, 1007-1015.
11. **Cortina, M.** 2006. “Flue gas condenser for biomass boilers”, MSc Thesis, Lulea University of Technology, Sweden.
12. **Comaklı, K.** 2008. “Economic and environmental comparison of natural gas firedconventional and condensing combi boilers”, *J. Energy Inst.*, 81, 4, 242–246.
13. **Cortina, M.** 2006. “Flue Gas Condenser for Biomass Boilers, Lulea University of Technology Department of Applied Physics and Mechanical Engineering”, Master’s Thesis, Sweden, 1-76.
14. **Tokgöz, N., Özgün, Ö.** 2019. “Atık Isı Geri Kazanım Sistemlerine Yönelik Literatür Araştırması ve Sanayiden Örnek Vaka İncelemesi”. *Çukurova Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 34(2), 57-72.
15. **Çengel, Y.A., Boles, M.A.** 2008. *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik*, Literatür Yayıncılık, 867s, İstanbul.
16. **Klein, S. A.** 2008. “Engineering Equation Solver (EES)”, Academic Commercial V8.208. F-Chart Software, ABD.
17. **Boston, MA.** 2001. “A market assessment for condensing boilers in commercial heating applications”, Consortium for Energy Efficiency (CEE).
18. **Dittus, F.W., Boelter. L.M.K.** 1930. “University of California Publications on Engineering 2”, p. 433.
19. **Okan, KON., Yüksel, B.** 2015. “Binaların Isı Merkezlerinde Bulunan Kalorifer Kazanlarının Yanma Havası ve Hava Fazlalık Katsayılarına Göre Yanma Gazlarının Özelliklerindeki Değişim”, *Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 17,2, 15-27.
20. **Genceli, O. F.** 2005. *Isı değiştiricileri*. Birsen Yayınevi, İstanbul.



21. **Zukauskas, A.** 1972. “Heat Transfer From Tubes in Cross Flow”, Advanced Heat Transfer, vol. 8, s.93.
22. **Nusselt, W.** 1916. “Die Oberflaechenkondensation des wasserdampfes”, VDIZ, 60, s.541.
23. **Çengel, Y. A., Tanyıldızı, V., Dağtekin, İ.** 2011. Isı ve kütle transferi, Güven Kitabevi, İzmir.
24. **Lauder, B. E., Spalding, D. B.** 1972. “Lectures in mathematical models of turbulence”.
25. ANSYS-Fluent. 2013. Version 14.5, User’s Guide, Fluent Inc., Lebanon (NH).