

BİR ŞOFBEN EŞANJÖRÜNÜN BORU İÇ YÜZEYLERİNE ELİPS BOŞALTMALI KANATLI TÜRBÜLATÖR EKLENMESİNİN ŞOFBEN VERİMİNE OLAN ETKİSİ

Efficiency Affection Of Involving Finned Turbulators With Elliptical Formed Holes To Pipe Inlet Surfaces Of A Gas Water Heater Heat Exchanger

Hamdi Selçuk ÇELİK
Mehmet UÇAR
L. Berrin ERBAY

ÖZET

Bu çalışma kapsamında, hermetik şofbende kullanılan bakır malzemeden üretilmiş kanatlı gövde borulu, su soğutmalı bir eşanjöre ait boruların iç yüzeyine, elips form boşaltmalı ve patlatma kanatlı borular boyunca uzanan türbülator görevi üstlenen bakır plakaların, sisteme eklenmesinin, tüm eşanjör sisteminde akışkanın sistemi terk etme hızı, ısı transferi, basınç ve sıcaklık dağılımı üzerine olan etkileri CFD-Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği yaklaşımı yardımıyla şofben çalışma şartlarında su ve baca gazı için hesaplama açısından bağımsız olacak şekilde ticari kod kullanılarak analiz edilmiştir. Sayısal analizler iki aşamalı olarak yapılmıştır. İlk aşamada, eşanjör boruları içinde türbülator plakalar kullanılmadan iç akış analitik yöntemle analiz edilerek suyun borudan çıkış hızı, boru iç yüzey sürtünme katsayısı ve enerjinin korunumu ilkesi kullanılarak, tüm sistemde oluşan basınç kaybı hesaplanmıştır. Sonrasında aynı parametreler altında tüm eşanjör geometrisi Fluent programında, üç boyutlu olarak modellenerek, stabil ve optimum çözüm için seçilmesi gereken hücre sayısı belirlenmiştir. Çözüm sonrasında; analitik ve sayısal analiz sonuçları karşılaştırılmıştır. Sonuçlar arasında eşanjöre aynı hızla giren suyun sistemi terk etme hızları arasında %1.3, tüm sistemde iç akış basınç kaybı açısından da %3 fark olduğu hesaplanmıştır. İkinci aşamada, aynı parametre ve sınır şartları altında boruların iç yüzeyine türbülatorler dik şekilde yerleştirilmiş ve hesaplama açısından bağımsız olarak sistem analiz edilmiştir. Türbülatorlü sistemde, tüm eşanjör sistemi için, suyun sistemden çıkış hızı %2 azalma gösterirken, eşanjör boru giriş ve çıkışında oluşan basınç farkının %34 artış gösterdiği anlaşılmıştır. Tüm eşanjör boyunca sisteme türbülator eklenmesi sonucunda, eşanjör ısı transfer performansında yaklaşık %3 artış olduğu ve türbülator geometrisinin daha geliştirilmesi gerektiği sonucuna varılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Isı transfer performansı, Türbülatorler, Verimlilik

ABSTRACT

In this study, the turbulator affection on heat transfer performance, velocity and pressure loss of fluid which is located in the elliptical pipe inlet surface of the hermetic Gas Water Heater copper made heat exchanger is analysed and the results are investigated. Numerical analyses are made with Computational Fluid Dynamics approach which have independency of mesh numbers. Numerical analyses are completed in two steps. For the first step, the heat exchanger system is analysed without any turbulators and calculations are done by analytical analysis, water pressure loss and outlet velocity has been calculated with heat transfer and fluid mechanics principles. Accordingly, numerical analyses are completed with identical parameters and conditions. The results are compared and It is found that both numerical and analytical analyses are agreed with each other. Consequently, 1.3% difference is found about pressure loss and 3% for the fluid outlet velocity values. Once it is ensured the numerical analysis parameters are right, as the second step, four turbulators are involved the system and numerical analyses are made with 3D modelled. Eventhough, involving turbulators to the system makes water outlet velocity value about 2% less and higher the pressure

loss of the fluid about 34%, the heat transfer performance is increased about 3% heat transfer performance is found as a consequence that means the geometry is needed to improve for the getting more efficiency..

Key Words: Heat transfer performance, Turbulators, Efficiency.

1. GİRİŞ

Isı transferi, tüm dünyada yaşam ve canlılığın sürdürülebilmesi açısından büyük önem arz etmektedir. Özellikle tüm ısı cihazlarda ısı transferinin iyileştirilmesi yüksek verimliliğe sahip, çevreci cihazların kullanılmasına olanak sağlamaktadır.

Şofbenler; doğal veya likit gazların yakılması sonucunda oluşan ısının cihaz içinde bulunan su soğutmalı ve yanma odalı bir eşanjör içinden geçen suya transfer edilmesi sonucunda atık baca gazının sistemden atmosfere transferini sağlayan ısı cihazlardır. Bu cihazlarda esas amaç; yakılan doğalgazın veya likit gazın enerjisinin en verimli şekilde suya transferinin sağlanmasıdır. Bu tip ısı cihazlarda kullanılan eşanjörler için ısı transfer performansının artırılması doğrudan cihazların veriminin artırılmasını sağlamaktadır. Eşanjör veriminin artırılması için özellikle iç akış karakteristiğini türbülanslı yapıya çeviren türbülötörler kullanılmaktadır. Bu sayede ısı transfer performansı artırılmaktadır. Literatürde benzer çalışmalar geniş yer tutmaktadır.

Baysal ve Şahin; yapmış oldukları doktora tez çalışmasında eş merkezli borulu eşanjörlerde kullanılan borular içine helisel ve adım mesafeleri 20, 40, 60, 80 olan türbülötörler eklemişlerdir. Reynolds sayısı 3000 ve 14000 arasında kabul edilmiştir. Yapılan sayısal ve deneysel analizlerin uyum içinde olduğu ispatlanmış olup 20, 40, 60, 80 adım sayılarına göre sırasıyla ısı transfer performansında %291, %241, %218 ve %199 artış olduğu sonucuna varılmıştır. Bu çalışma sonucunda türbülötör modeli adım sayısına göre Nusselt sayısı ifadesinde Reynolds sayısı ile ilişkili olan korelasyonlar geliştirilmiştir. [1]

Kyner, Despande ve Wadley, yaptıkları akademik çalışmada, eğimli yüzeylerde hava akışının düz olanlara göre daha hızlı olduğunu ve dolayısıyla eğimlendirilmemiş yüzeylerde hava sürtünmesinin yükseldikçe hızın ve momentum transferinin azaldığı sonucuna varmışlardır. Yaptıkları deneysel analizde taban düzlemine paralel ve 53° eğim açılı iki farklı Alüminyum plaka üzerinden 350-500 m/s hızlarında sentetik bir kumun geçirilmesini sağlamış ve eğimli olan yüzeyde, düz olan yüzeye göre kumun ortalama hızının 55-70 m/sn aralığında artış gösterdiği sonucuna varılmıştır. [2]

Eiamsaard vd., yaptıkları deneysel çalışmalarda helezon şekilli türbülötörlerin; ısı transferi, sürtünme kaybı ve ısı performans faktörü özelliklerine etkilerini boru içerisinde incelemişlerdir. Dokuz farklı helezon şekilli türbülötör eğilme oranı, üç farklı derinlik oranı (0.11, 0.22 ve 0.33) ve üç farklı genişlik oranıyla (0.11, 0.22 ve 0.33) analiz edilmiştir. Deneysel analiz çalışmaları 1000 ila 20.000 aralığındaki Reynolds sayısı ile tekrar edilmiştir. Deney düzeneğinde akışkan olarak suyun kullanılması tercih edilmiştir. Deney sonuçlarına göre helezon türbülötör ilavesiyle hem ısı transfer oranı hem de sürtünme katsayısı özellikle laminar akış için, eğik boru ve düz boruya göre artış göstermiştir. Elde edilen sonuçlarda, derinlik oranının artırılıp, genişlik oranının azaldığı çalışmalarda, ısı aktarma performansının da arttığı gözlemlenmiştir. İncelenen aralıkta; helezon şekilli türbülötörde, Nusselt sayısının düz boruya göre türbülanslı akış şartlarında 2.6 kat artış gösterirken, laminar akışta 12.8 kat arttığı gözlemlenmiştir. Bu değerler türbülanslı akış için 1.29, laminar akış içinse 4.88 maksimum performans faktörüne karşılık gelmektedir. Bu çalışmadan özellikle sisteme türbülötör eklenmesinin ısı transfer performansına etkilerinin analizinin amaçlandığı nümerik analiz çalışmalarında laminar akış madelinin tercih edilebileceği ve iç akış karakteristiğinin türbülötörsüz olarak analitik yolla analiz edilmesinin faydalı olacağı anlaşılmıştır [3].

A.R. Anvari, R. Lotfi, A.M. Rashidi, S. Sattari, yatay borulara konik tip türbülötör eklenmesiyle zorlanmış taşınım şartlarında ısı transferine olan etkisi üzerine çalışma yapmışlardır. Deneyler için geçici akış rejimi kullanılmıştır. Deneysel sonuçlar, korelasyon bağıntıları ile doğrulanmıştır.

Türbülatorler sisteme iki farklı şekilde yerleştirilmiştir: Daralan konik tip (DR dizisi olarak) ve genişleyen konik tip (GR dizisi). Nusselt sayısı için deneye farklı olarak iki korelasyonla başlanmıştır. Türbülator eklenmesiyle basınç farkında belirgin bir artış olmasına rağmen GR dizisinde %521, DR dizisinde ise %355 oranında Nusselt sayısının artış gösterdiği gözlemlenmiştir [4].

V. Kongkaitpaiboon, K. Nanon, S. Eiamsaard, yaptıkları akademik çalışmada eşanjördeki bir boruda dairesel halka türbülatorü (DHT)'nin ısı transferi ve sıvı sürtünme karakteristikleri üzerindeki etkileri incelemişlerdir. Deneyler, DHT nin çeşitli geometrilerde; üç farklı çap oranı ($DR = d / D = 0.5, 0.6$ ve 0.7) ve üç farklı eğim oranı ($PR = p / D = 6, 8$ ve 12)'na göre tekrarlanmıştır. Deney sırasında hava 27°C 'deki üniform ısı akışı koşulları altında kontrol edilen deney borusundan geçirilmiştir. Reynolds sayısı 4000 ila 20.000 arasında değiştirilmiştir. Deney sonuçlarına göre, DHT ile donatılmış boruda, boru içinde ısı transfer oranlarının, çalışma koşullarına bağlı olarak, düz bir boruya göre %57 ila %195 arasında artış gösterdiği sonucuna varılmıştır. [5].

Bu çalışmanın amacı örnek bir hermetik şofbende kullanılan eşanjör boruları içine ısı transfer performansını arttırmak ve daha sonra uygulanacak karmaşık modellere esas teşkil etmesi için, elips form boşaltmalı ve patlatmalı kanatlı bakır türbülatorlerin dik konumda eklenmesinin ısı transfer performansına olan etkisinin sayısal yöntemlerle analiz edilmesidir. Belli parametrik veriler ve şartlar altında türbülatorsüz boruda akış analitik yöntemlerle analiz edilerek iç ortalama hızı ve boru içi basınç kaybı değerleri hesaplanmıştır. Aynı şartlar altında sayısal analizler yapılmıştır. Sonuçların birbiriyle uyumlu olduğu anlaşıldıktan sonra geometrisi belirlenmiş olan türbülator sisteme eklenerek yapılan sayısal yöntemle eş parametrelerde analiz edilerek sonuçlar değerlendirilmiş ve yapılan değişikliğin şofbenin ısı transfer performansına etkileri ile türbülator kaynaklı basınç kaybı yaşanması sonucu, çevrimin sirkülasyonunun sağlanabilmesi için ilave pompa gereksinimi olup olmayacağı yorumlanmıştır.

2. ŞOFBENLER

Şofbenler sıcak kullanım suyu ihtiyacının karşılanması amacıyla doğalgaz veya likit yakıtların yakılmasıyla, gerekli enerjinin elde edildiği cihazlardır. Şofbenler baca tiplerine göre aşağıdaki gibi sınıflandırılmaktadır.

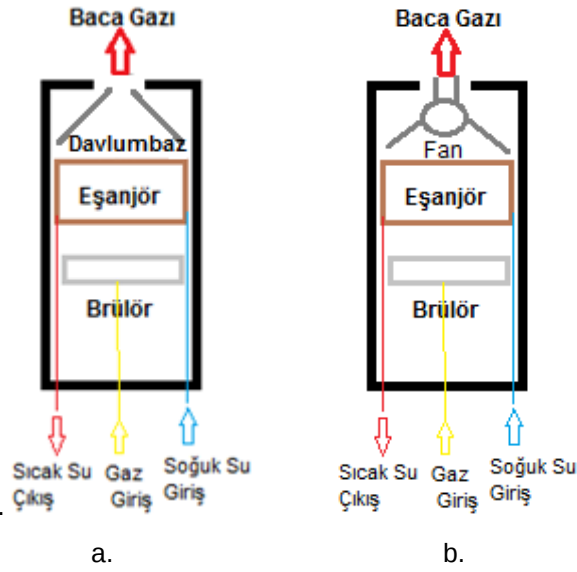
- 1- Bacalı (Atmosferik) Şofbenler
- 2- Hermetik Şofbenler

2.1. Bacalı Şofbenler

Bu tip şofbenlerde yanma sonucu sıcak gazlar, içinden su geçen eşanjörden geçtikten sonra suya enerjilerinin büyük bir kısmını aktararak davlumbaz olarak adlandırılan basınç farklılığına göre yanmış gaz akışı ile sisteme taze hava gönderimini sağlayan elemanı kullanarak sistemi terk ederler. Davlumbazın geometrik yapısı sayesinde basınç farklılığından ötürü yanmış gazlar atmosfere atılırken şofbenin bulunduğu ortamdan yakma havası yanma odasına alınır. Bacalı şofbenler bulunduğu ortamdan yalıtılmış bir yanma odasına sahip olmadığı ve yanmada ortam oksijenini kullandığı için son zamanlarda kullanımı güvenlik amacıyla azalmaktadır.

2.2. Hermetik Şofbenler

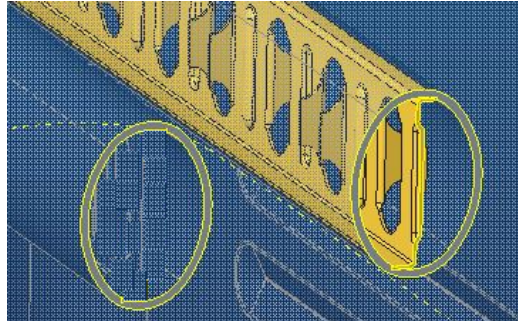
Bu tip şofbenlerde yanma odası gerekli sızdırmazlık şartlarını sağlayan kabin kapağıyla yalıtılmıştır. Yanmış gazlar bir fan yardımıyla sistemden uzaklaştırılır. Kullanılan atık gaz baca düzeneği çift cidarlı olup iç borudan yanmış gazlar, dış borunun iç boru ile arasından ise atmosferden yakma havası temin edilmektedir. Yanmada kullanılacak olan taze hava dış ortamdan alındığı ve yanma iç ortamdan yalıtılmış kabin içinde gerçekleştiğinden dolayı bacalı şofbene göre kullanıcı güvenliği açısından daha ileridirler. Şekil 1'de bacalı ve hermetik şofben çalışma prensip şeması verilmiştir.



Şekil 1. Şofben çalışma şematik görünümü (a. bacalı b. hermetik) [6]

2.3 Şofben Eşanjörü ve Düz Türbülötör Geometrisi

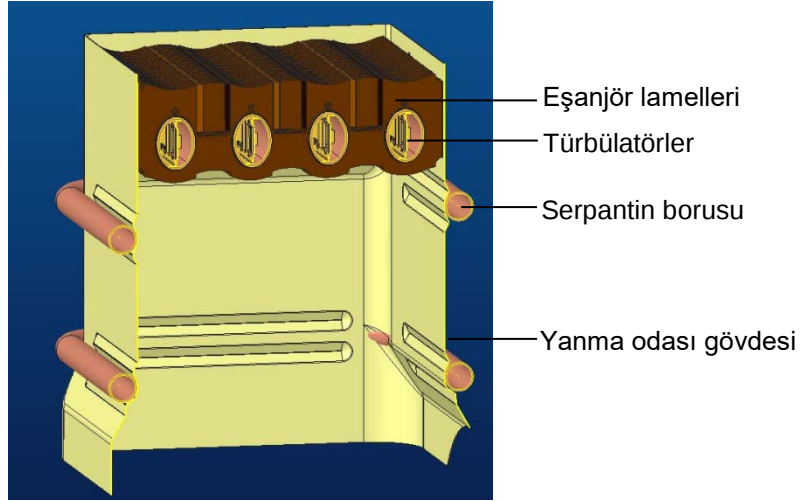
Analiz edilecek şofbenlerde yanma odası ve eşanjör tümleşiktir. Bu sayede bakır gövde etrafına sarılı serpantin borularından geçirilen su gövdeyi de soğutarak eşanjör içindeki borulara doğru yönlendirilir. Sonrasında ısınan su kullanıcıya gönderilmektedir. Şofben yanma odası içinde tüm parametreler sabit olacak şekilde eşanjör boru iç yüzeyi, türbülötörsüz ve türbülötörlü olarak analiz edilmiştir. Şekil 2'de her iki senaryo boru içi görünümü verilmiştir. Görüldüğü gibi düz yüzeyli ve elips form boşaltmalı ve patlatmalı kanatlı bakır türbülötör, dik şekilde konumlandırılmıştır.



Şekil 2. Türbülötörsüz ve türbülötörlü eşanjör borusu içi görseli [6]

Türbülötörlerin dik şekilde geometri içine yerleştirilmesiyle, eşanjör boruları içinde daralma görülmektedir. Bu türbülötörlerin iç akışta enerji ve momentum transferine olan etkileri sayısal yöntemle analiz edilmiştir. Şekil 3'de şofbene ait tüm eşanjör ve yanma odası komponentleri türbülötörlerle birlikte kesit şeklinde gösterilmiştir.

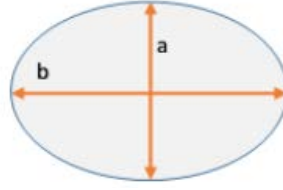
Serpantin boruları içinden ısıtılmak üzere eşanjör içine gönderilen soğuk su geçişi sağlanmaktadır. Bu sayede bakır yanma odası gövdesi soğutulmaktadır.



Şekil 3. Eşanjör dikey kesit görünümü [6]

3. TÜRBÜLATÖRSÜZ EŞANJÖR BORU İÇ AKIŞININ ANALİTİK YÖNTEMLE ANALİZ EDİLMESİ

Borular elips konstrüksiyona sahip olduğu için iç kesit alan ve çevre formülleri Denklem 1 ve 2'de gösterilmiştir. Şekil 4'de elips boru konstrüksiyonuna ait genişlik (b) ve yükseklik (a) boyutsal parametreleri gösterilmektedir.



Şekil 4. Örnek elips geometri yapısı

$$A = \frac{\pi ab}{4} \quad (1)$$

$$C = \pi \frac{(a + b)}{2} \quad (2)$$

Denklem 1'de suyun içinden geçtiği elips geometrili boru iç yüzey alanı (A) verilmiştir. Denklem 2'de ise boru iç yüzeyinin çevre hesap formülü (C) verilmiştir.

10 kW güç girdisinde olan şofbene ısıtılmak üzere giren yaklaşık 9 lt/dak debili su sıcaklığı ($T_{\text{sugiriş}}$), 10 °C kabul edilip çıkış sıcaklığı ($T_{\text{suçıkış}}$), yaklaşık olarak 25 °C olarak hesaplanmıştır. Ortalama su sıcaklığı,

$$T_{\text{ortalama}} = \frac{T_{\text{sugiriş}} + T_{\text{suçıkış}}}{2}$$

olarak hesaplanmaktadır. Ortalama su sıcaklığına (T_{ortalama}) bağlı kalınarak eşanjörde dolaşan su için Tablo 1'de gösterilen termofiziksel özellikler kullanılmıştır.

Tablo 1. Eşanjörde dolaşan suyun termofiziksel özellikleri [7]

T (°C) - sıcaklık	17.5
ρ (kg/m ³) - yoğunluk	998.5
c_p (kJ/kg°C) - sabit basınç özgül ısı	4.184
k_f (W/mK) - ısı iletim katsayısı	0.593
$M \cdot 10^{-3}$ (kg/ms) - dinamik viskozite	1.072×10^{-3}
$\vartheta \cdot 10^{-6}$ (m ² /s) - kinematik viskozite	$1,073 \times 10^{-6}$
Pr - Prandtl sayısı	7,56

İç yüzeyine türbülator yerleştirilmesi planlanan elips konstrüksiyonlu bakır su borusu için hesaplamalarda kullanılacak dizayn parametreleri Tablo 2'de verilmiştir.

Tablo 2. Eşanjör borusu dizayn parametreleri

a (m) - Genişlik	0.017
b (m) - Yükseklik	0.022
V_{su} (m ³ /s)- Debi	0.00043
A (m ²)- Akım Kesit Alanı	0.000297
C (m)- Islak Çevre	0.0061
D_h (m)-Hidrolik Çap	0.0191
V (m/s)- Hız	1.44
L (m) – Boru Uzunluğu	1.0

Reynolds sayısı (Re) ve hidrolik çapı (D_h) denklemleri Denklem 3 ve 4'de verilmiştir. [7]

$$Re = \frac{VD_h}{\vartheta} \quad (3)$$

$$D_h = \frac{4 \text{ Akım Kesit Alanı}}{\text{Islak Çevre}} \quad (4)$$

$$Re = \frac{1.44 \times 0.0191}{1.073 \times 10^{-6}} = 25632$$

$10^5 > Re > 2300$ ise iç akış geçiş bölgesindedir. Bu durumda Nu - Nusselt sayısının bulunması için aşağıda verilen Denklem 5'deki eşitlik kullanılmalıdır [7]

$$Nu = 0.116[Re^{2/3} - 125] \cdot Pr^{1/3} \quad (5)$$

$$Nu = 0.116 \times 25632^{2/3} \cdot 7.56^{1/3} = 170 \text{ olarak bulunur.}$$

Boru içinde oluşan sürtünme faktörü, iç akışın türbülanslı veya laminar akış olmasına göre aşağıda gösterilmiştir. Eğer iç akış laminar ise, f sürtünme faktörü Denklem 6'da verildiği gibi hesaplanmaktadır [8].

$$f = \frac{64}{Re} \quad (6)$$

Eğer iç akış, geçiş bölgesinde ise f sürtünme faktörü, Denklem 7 ve 8'de verildiği gibi değişken Reynolds sayılarına göre hesaplanmaktadır. [8].

$$f = 0.3164Re^{-\frac{1}{4}} (2320 < Re < 10^5) \quad (7)$$

$$f = 0.0032 + 0.221Re^{-0.237} (10^5 < Re < 10^8) \quad (8)$$

Reynolds sayısı 10^5 'den küçük olduğu için, Denklem 7 sürtünme faktörü bulunmasında kullanılabilir.

$$f = 0.3164 \times 25632^{-\frac{1}{4}} = 0.025$$

Denklem 9 akışta oluşan basınç kaybının hesaplanmasında kullanılmaktadır. f sürtünme katsayısı, L boru uzunluğu, ρ akışkan yoğunluğu, V_m boru kesiti içindeki ortalama hızdır [8].

$$\Delta P = f \times \frac{L}{D} \times \rho \frac{V_m^2}{2} \quad (9)$$

$$\Delta P = 0.025 \times \frac{1}{0.0191} \times 998.5 \times \frac{1.44^2}{2} = 1355 \text{ Pa}$$

Suyun giriş ve çıkış basınç farklılıklarını tanımlayarak Denklem 10'da gösterilen Bernoulli teorimi kullanılmış ve suyun eşanjörden çıkış hızı hesaplanmıştır. [8]

Eşanjöre suyun giriş yaptığı bölge ile çıkış yaptığı bölge arasında yaklaşık 0.3 m ($z_2 - z_1$) fark vardır.

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 \quad (10)$$

$V_2 = 1.55 \text{ m/s}$ olarak hesaplanmıştır.

4. TÜRBÜLATÖRSÜZ VE TÜRBÜLATÖRLÜ YAPININ SAYISAL YÖNTEMLE ANALİZ EDİLMESİ

Sayısal çözüm, üç boyutlu ve bu geometrideki kütle korunumu, momentum ve enerji korunumu denklemlerinin çözülmesinde kullanılan bir yöntemdir.

Süreklilik denklemi kütle korunumu prensibinden elde edilmektedir. Sabit bir kontrol hacmi için, kütle korunumu oluşturulursa, giren ve çıkan akışkan kütlelerin kontrol hacmindeki zamanla değişimi süreklilik denklemini verir.

Diferansiyel formda üç boyutlu olarak süreklilik denklemi ifadeleri sonuç olarak Denklem 11'de verilmiştir. [8]

$$\nabla(\rho \vec{V}) + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (11)$$

Momentumun korunumu ilkesi Newton'un ikinci yasasına dayanmaktadır. Momentumda zamanla oluşan değişiklik dışarıdan etki eden kuvvetlerin kontrol hacmine olan toplam etkisini göstermektedir.

Bir boru içinde laminar akış düşünüldüğünde vektörel formda momentum değişikliği Denklem 12'de verilmiştir.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho V) + \nabla (\rho V) = -\nabla P - \mu \nabla^2 V + S \quad (12)$$

V hız vektörü, S ise kullanıcı kaynaklı terimdir. [8]

Enerjinin korunumu eşitliği, ısı üretimi olmadığı durum dikkate alınarak, basınç ve dış kuvvetler ihmal edilerek türetilmiştir. Enerji korunumu denkleminin vektörel formu Denklem 13'de verilmiştir. [8]

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho VT) = \nabla \cdot (k \nabla T) \quad (13)$$

Enerji korunumu, Denklem 14'deki şekilde, sistem kontrol hacmi değişmedikçe sabittir. [8]

$$\frac{DT}{Dt} = \frac{k}{\rho c_p} \nabla \cdot (\nabla T) \quad (14)$$

Sayısal modellemede bir ticari kod olan ANSYS-FLUENT kullanılmıştır. Analizde kullanılan "Realizable κ - ϵ modeli" için FLUENT taşınım denklemleri çözmektedir. Bu modelde k , türbülans kinetik enerjisi ve ϵ yayılma oranını olup, Denklem 15 ve 16'da verilen kısmi diferansiyel denklemler ile temsil edilmektedir. Türbülans modeline ek olarak analizde gelişmiş duvar fonksiyonları yaklaşımı kullanılmıştır.

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \kappa u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\kappa} \right) \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (15)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \epsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\epsilon - \rho C_2 \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{\nu \epsilon_k}} + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} C_{3\epsilon} G_b + S_\epsilon \quad (16)$$

Bu denklemlerde G_k türbülans kinetik enerjisi oluşumunu, G_b kaldırma kuvveti nedeniyle türbülans kinetik enerjisi oluşumunu, Y_M toplam yayılma oranı için sıkıştırılabilir türbülans dalgalandıran genişlemenin katkısını temsil etmektedirler. C_1 , $C_{1\epsilon}$, C_2 , $C_{3\epsilon}$ sabit değerlerdir. σ_κ ve σ_ϵ , k ve ϵ için türbülans Prandtl sayısıdır. S_k ve S_ϵ kullanıcı kaynaklı terimlerdir. [9]

4.1 Türbülatsız ve Türbülatslı Eşanjörün Sayısal Analizinin Yapılması

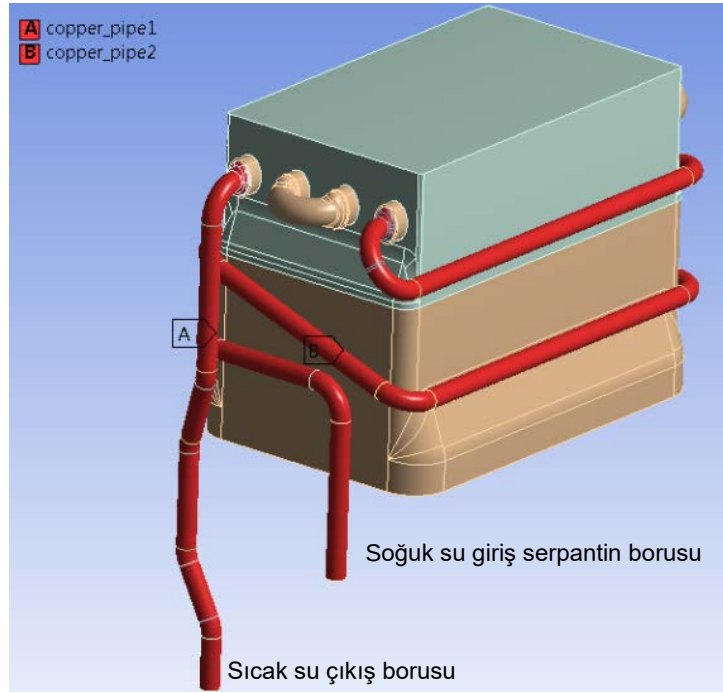
Sayısal çözüm yapılırken programın ısı eşanjörü modülü kullanılmamıştır. Basınç ve hız birleştirme yöntemiyle yerçekimi ivmesi $-y$ yönünde tanımlanmıştır. Sınır tabakalarda hücre sayısı optimizasyonu yapılarak, çözüme ulaşılmıştır. Sıvı akışkan olarak su tanımlaması yapılmıştır. Gaz akışkan ise yanma sonrası ölçülmüş emisyon çıktısı, kimyasal bileşimidir. Yanmış gazların ölçümü yüksek hassasiyetli emisyon ölçüm ve analiz cihazlarıyla yapılmaktadır. Bu kimyasal bileşimin yüzdesel şekilde programa tanımlaması yapılmıştır. Tablo 3'de sayısal analiz çalışması için sisteme tanımlanan akışkanların özellikleri belirtilmiştir

Tablo 3. Sayısal analiz eşanjör akışkan özellikleri

	Sıcaklık (°C)	V (m/s)	Kimyasal Bileşimi
Gaz	627	0.8	%15 H ₂ O, %4 O ₂ , %7 CO ₂ ve %74 N ₂
Su	10	1.44	%100 H ₂ O

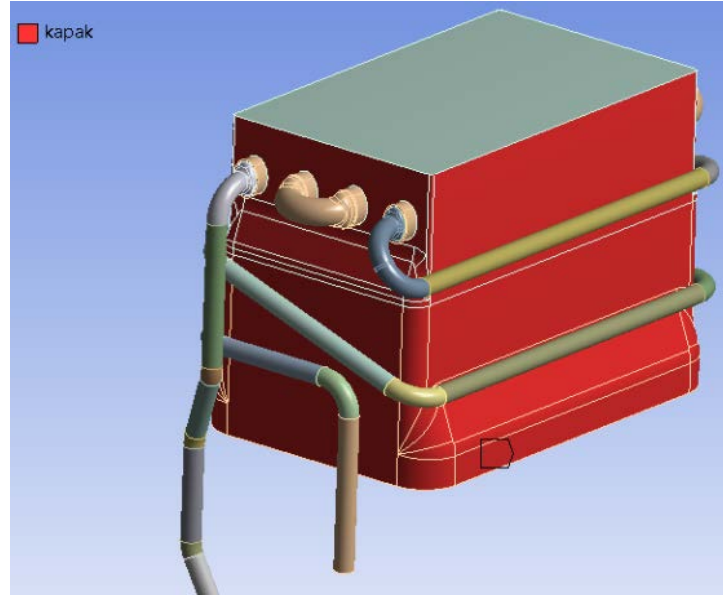
4.1.1. Akışkan Yüzeylerinin Tanımlanması

Eşanjöre suyun giriş ve çıkışını sağlayan borular bakır (CuSf22) malzeme olacak şekilde seçim yapılarak programa tanımlanmıştır. Tablo 3'de verilen su hızı ve sıcaklığı sınır şartlarında eşanjöre giriş tanımlanmıştır. Şekil 5'de borular gösterilmektedir.



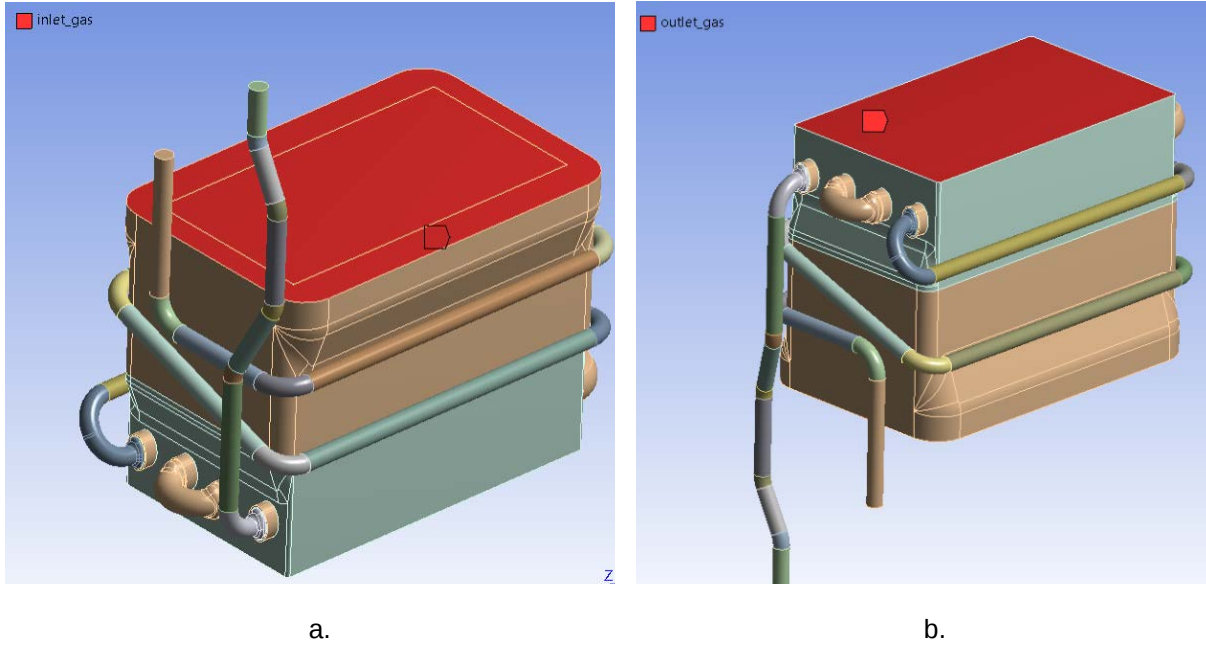
Şekil 5. Bakır su borularının tanımlanması

Baca gazlarının içinden geçtiği eşanjör dış gövdesi Şekil 6'da verildiği gibi eşanjör üzerinde tanımlanmıştır. Dış gövde malzemesi bakır (CuSf22) malzeme olarak seçilmiştir. Gövde içinden belirlenen hız ve sıcaklık sınır şartlarında baca gazı geçmektedir.



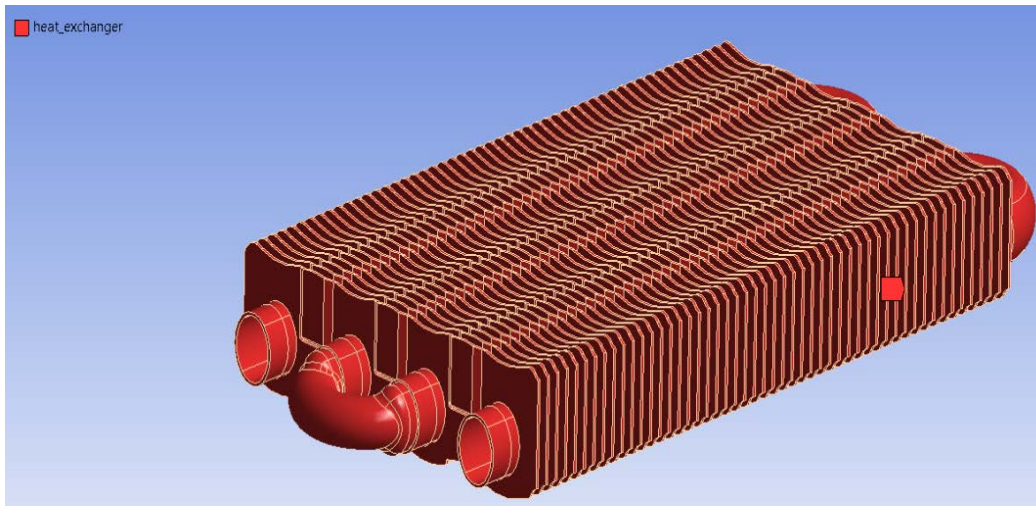
Şekil 6. Eşanjör dış gövdesinin tanımlanması

Kimyasal bileşim özellikleri programa tanımlanan baca gazının eşanjöre giriş ve eşanjörden çıkış yüzeyleri programa tanımlanmıştır. Şekil 7'de eşanjöre baca gazı giriş ve çıkış yüzey tanımlamaları gösterilmiştir.



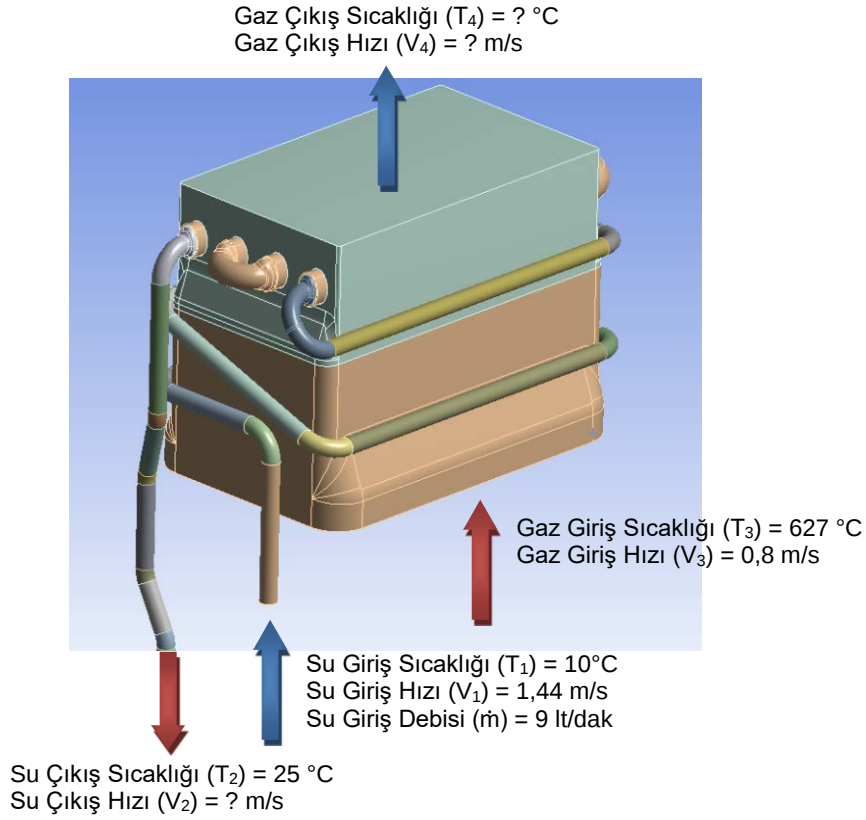
Şekil 7. Gaz akışan yüzeyleri a giriş b. çıkış

Eşanjör gövdesinin içinde bulunan kanatlı ve gövde borulu eşanjör bakır malzeme (CuSf22) olacak şekilde programa tanımlanmıştır. Sisteme giren su serpantin borularını dolaşır dış gövdeyi soğuttuktan sonra Şekil 8'de verilen eşanjörün içine girmekte iken kimyasal bileşimi verilen baca gazı da kanatların arasından geçerek iki akışkanın arasında ısı transferi sağlanmıştır. Türbülantörli senaryoda tek farklılık, bu eşanjör borularının iç yüzeyine, elips borulu ve patlatma yüzeyli 4 adet türbülantörün eklenerek aynı parametreler altında analiz edilmesi için tanımlama yapılmasıdır.



Şekil 8. Gövde içi su eşanjörünün tanımlanması

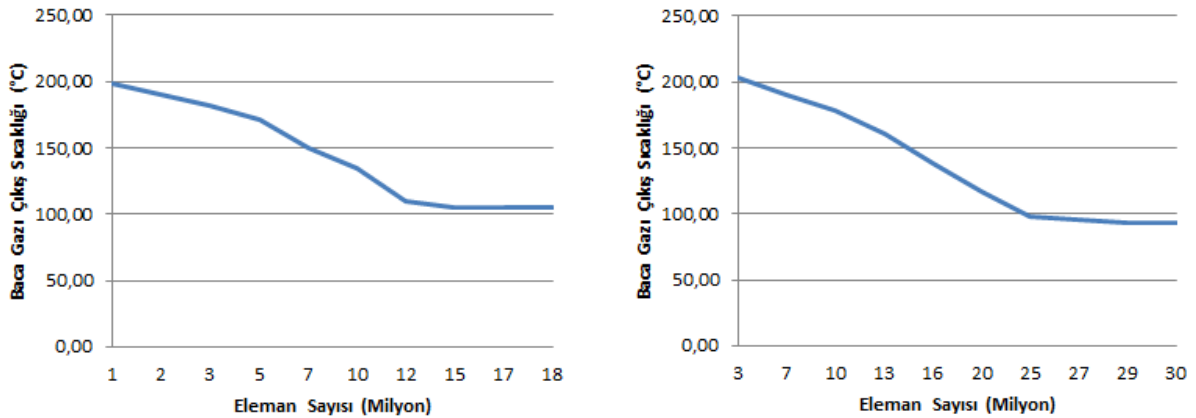
Mevcut eşanjörün türbülantörsüz ve türbülantörlü olarak sayısal analizi yapılarak türbülantörün eşanjör sisteminin verimliliğine etkisi yorumlanmıştır. Şekil 9'da tüm eşanjörün dahil edildiği model görünümü ve problemin sınır şartları verilmiştir.



Şekil 9. Sistem modelinin oluşturulması

4.1.2. Eşanjör Eleman Sayısının Belirlenmesi

Baca gazı ve su akışkanlarının kullanıldığı eşanjör modeli için hücre sayısı belirlenmiş ve yapılan deneme çalışmaları sonucunda çözümler hücre sayısından bağımsız olacak şekilde yapılmıştır. Şekil 10'da optimum hücre sayısı belirleme çalışma grafiği, baca gazı çıkış sıcaklığına bağlı olacak şekilde türbülantörlü ve türbülantörsüz durum için gösterilmiştir.



Şekil 10. Eleman sayısının belirlenmesi (a. Türbülantörsüz b. Türbülantörlü)

Türbülantörsüz eşanjör sistemi için 15 milyon hücre sayısı belirlenmiştir. Türbülantörlü eşanjör sisteminde ise tüm geometri aynı olarak tanımlanmış, sisteme sadece boru iç yüzeylerinde 4 adet türbülantör eklenmesi sonucunda optimum hücre sayısı 29 milyon adet olarak belirlenmiştir.

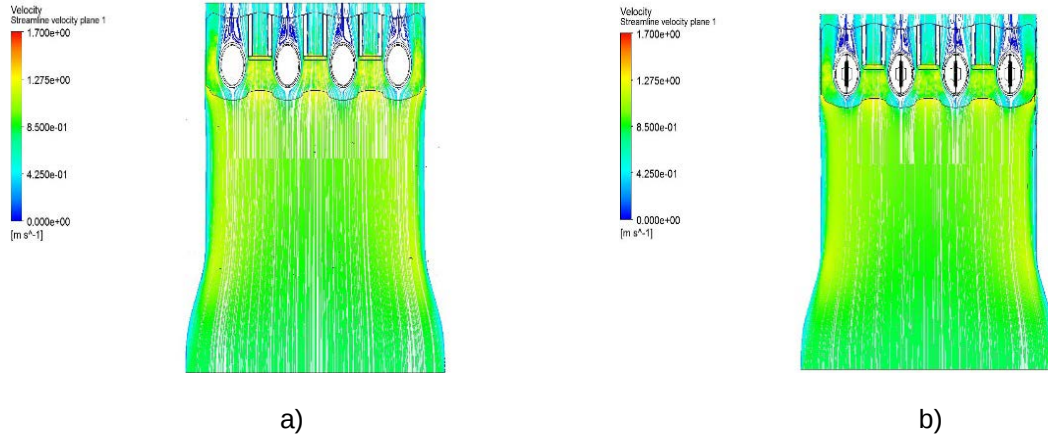
Hücre sayısı belirlendikten sonra sayısal analizde seçilen iterasyon yöntemi ve diğer parametreler belirlenerek Çizelge 4’de gösterildiği gibi verilmiştir.

Tablo 4. Sayısal çözüm parametreleri

Model	Ayarlar
Boyut	3D
Zaman	Sürekli
Viskoz	Realizable k- ϵ türbülans model
Isı Transferi	Etkin
Katılma ve Donma	Etkin değil
Radyasyon	Etkin değil
Dağıtılmış Faz	Etkin değil
NO _x Emisyonları	Etkin değil
SO _x Emisyonları	Etkin değil

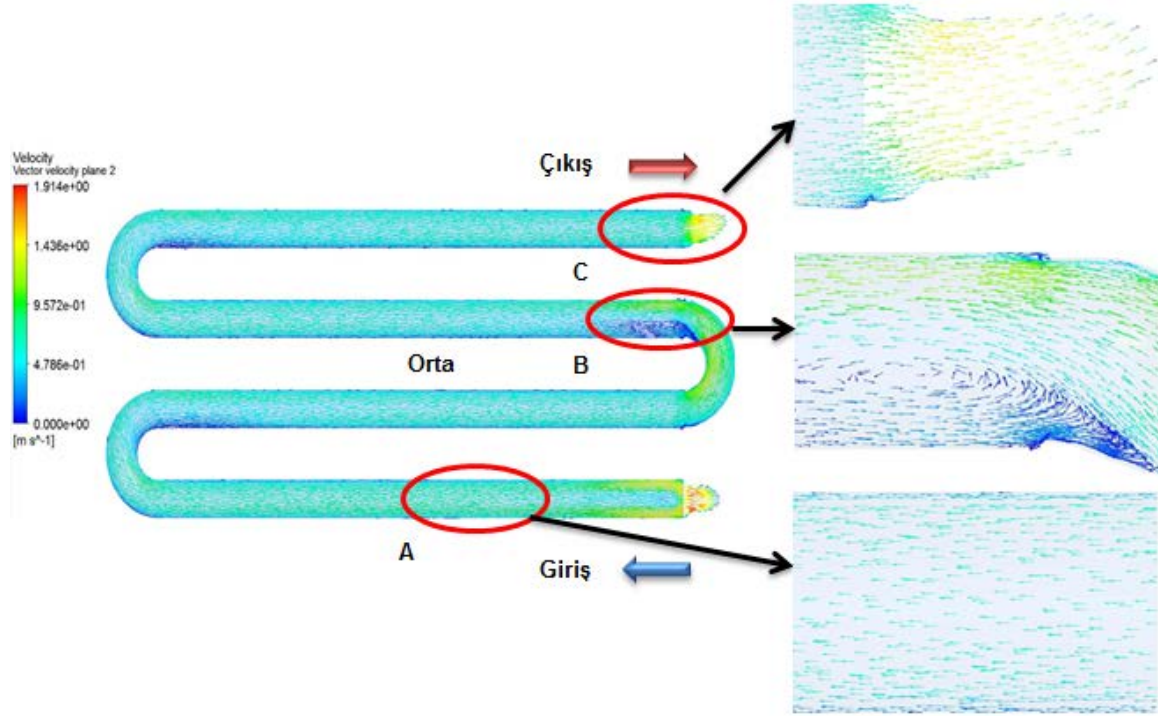
4.2. Çözümler

Sistem çözüme ulaştırılmış Şekil 11’de her iki durum eşanjörünün bütünsel olarak soldan ve üstten kesit görünümü verilmiştir. Analiz sonucunda baca gazı dış akış davranışı da incelenmiştir. Sisteme türbülator eklenmesinin baca gazı çıkış sıcaklığına etkisi incelenmiş ve iç akış karakteristiğine odaklanılmıştır. Şekil 12 ve 13’de sırasıyla hız vektörleri ve dağılımı her iki durum içinde verilmiştir. Şekil 14’de verilen basınç dağılımından türbülatorlü boru sistemlerinde basınç kaybının artış gösterdiği görülmekte, Şekil 15’de verilen sıcaklık dağılımında ise türbülatorlü senaryoda suyun daha önce türbülatorsüz senaryo ile aynı sıcaklığa ulaştığı anlaşılmıştır.

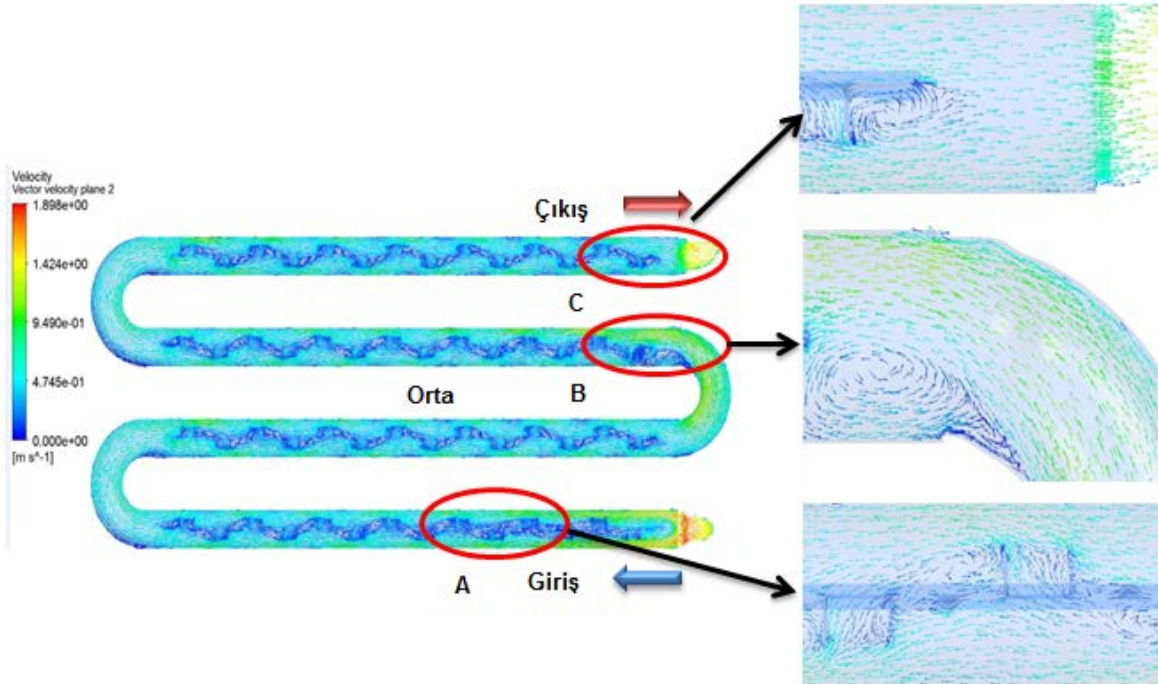


Şekil 11. Eşanjör sol yüzey kesit dış akış hız vektörleri görünümü a. Türbülatorsüz, b. Türbülatorlü

Şekil 11’de türbülatorlü ve türbülatorsüz eşanjör üzerinden, baca gazı hız akış vektörleri gösterilmiştir. Tasarımsal olarak aynı parametreler altında sadece boru içine türbülator eklemesi yapıldığı için dış akış hız dağılımı her iki durum içinde aynıdır. Boru kesitleri içinde türbülatorlerin kesit görünümü görülmektedir.



a.

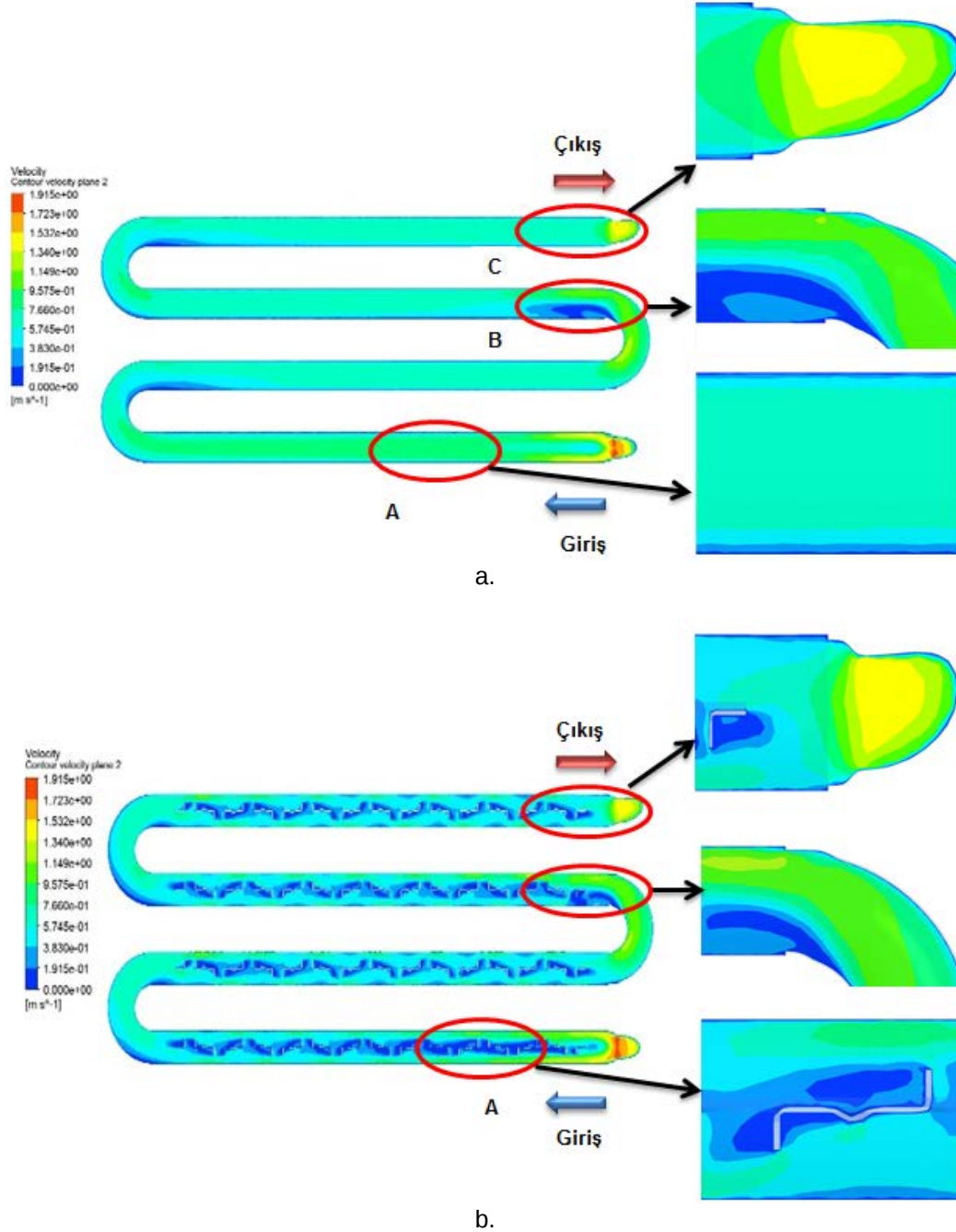


b.

Şekil 12. Hız vektörleri, a. Türbülatorsüz, b. Türbülatorlü

Şekil 12'de türbülatorlü ve türbülatorsüz duruma ait hız vektörleri -analiz görselleri suyun sisteme giriş ve çıkış yönleriyle birlikte verilmiştir. Her iki durumda geometri üzerinden aynı bölgeler A,B ve C olarak işaretlenerek akım vektörleri ve farklılıklar incelenmiştir. A bölgesinde suyun boru içine giriş yaptığı bölüm incelenmiştir. Akış incelendiğinde başlangıçta türbülatorsüz durumda homojen akım vektörleri

görüldüğünde, türbülantörli durumda türbülantör geometrisi etrafında akış vektörlerinin düzensiz rejimde olduğu yani türbülant edildiği anlaşılmıştır. Özellikle B bölgesinde boru dirseğinde meydana gelen düzensizlik karşılaştırmalı olarak gösterilmiştir. Her iki durumda da, aynı sınırlar altında boru içinde akışta, dirsek dönüşlerinde basınç kaybı kaynaklı akış hızında azalma olduğu anlaşılmaktadır. Bu kayıpların türbülantörlessenaryoda daha fazla olduğu görülmektedir. Bu durum sisteme türbülantörlerin eklenmesi sayesinde iç akış rejiminin düzensizleştiğinin ve bu sayede dirsek dönüşlerinde ortalama olarak daha az hız ve basınç kaybı yaşandığının göstergesidir. C bölgesinde ise suyun boruyu terk ederken hız akış vektörleri incelenmiştir. A bölgesiyle benzer şekilde türbülantörlerin etkisiyle akışkanın düzensiz bir akış rejiminde olduğu görülmüştür.

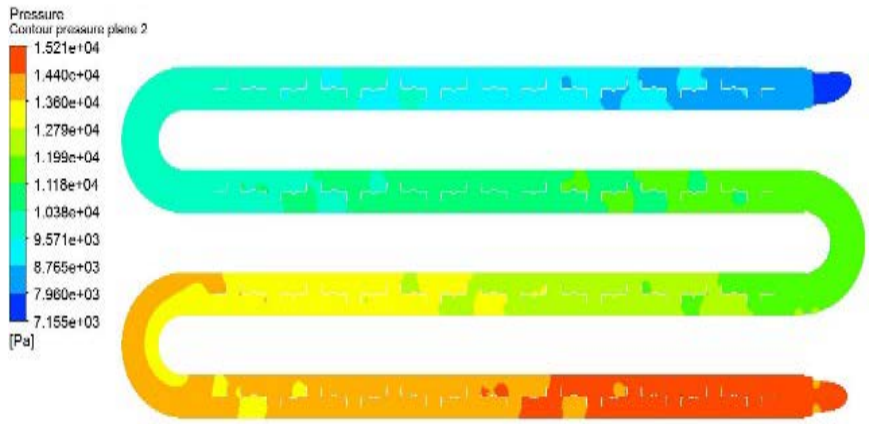


Şekil 13. Hız dağılımı, a. Türbülantörlessenaryo, b. Türbülantörli

Şekil 13'de her iki duruma ait türbülantörlü ve türbülantörsüz durum için hız dağılımları gösterilmiştir. Belirlenen A,B ve C bölgelerinde sırasıyla suyun boruya girişi, dirsek dönüşü ve suyun boruyu terk etme davranışı incelenmiştir. Her iki dağılımdan da görüldüğü gibi A ve C bölgesinde, türbülantörsüz durumda uniform bir akış gözlemlenirken, türbülantörlü durumda, türbülantör cidarları etrafında akışkanın düzensiz hız dağılımlı bölgelere sahip olduğu görülmektedir. B bölgesindeki dirsek dönüşünde ise türbülantörlü durumda daha az hız kaybı yaşayan bölge olduğu görülmektedir. Bu durum akış vektörlerinden de anlaşıldığı gibi sisteme türbülantörlerin eklenmesi sayesinde iç akış rejiminin düzensizleştiğinin ve bu sayede dirsek dönüşlerinde ortalama olarak daha az hız kaybı yaşandığının göstergesidir.



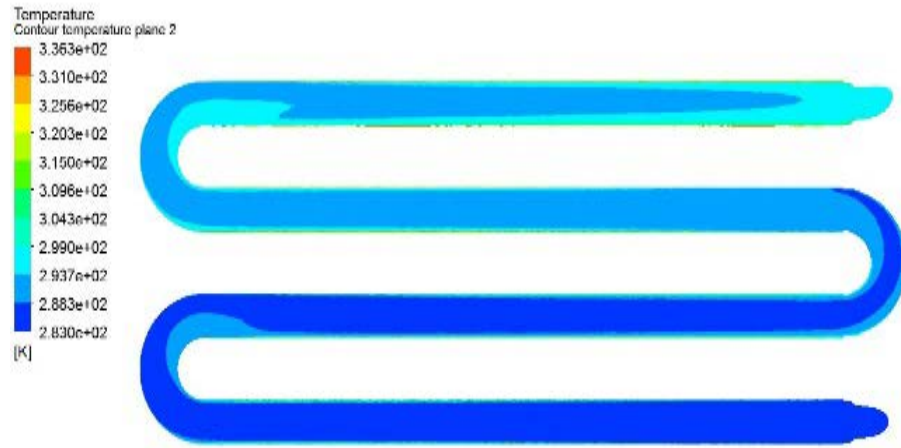
a)



b)

Şekil 14. Basınç dağılımı, a) Türbülantörsüz, b) Türbülantörlü

Şekil 14'de türbülantörlü ve türbülantörsüz durum için farklılığın basınç dağılımıyla net bir şekilde ayırt edilebilmesi için aynı limitler dahilinde basınç dağılımı görselleri verilmiştir. Türbülantörsüz senaryoda sadece son dirsek dönüşünde basınçta düşme yaşanırken, türbülantörlü senaryoda boru akışı boyunca basınç dağılımında değişiklikler olduğu ve uniform olmadığı anlaşılmıştır. Bu durum türbülantörler sayesinde akış rejiminde düzensizlikler oluştuğunun göstergesidir.



a)



b)

Şekil 15. Sıcaklık dağılımı, a) Türbülatorsüz, b) Türbülatorlü

Şekil 15’de her iki durum için aynı limitler dahilinde sıcaklık dağılımları verilmiştir. Türbülatorsüz durumda dirsek dönüşlerinde su sıcaklığında dağılımın düzensiz olduğu görülürken, türbülatorlü durumda suyun sıcaklığındaki artışın boru içinde akış boyunca daha düzenli bir rejim ve dağılımda olduğu görülmektedir. Yapılan sıcaklık dağılımı kıyaslamasından sisteme eklenen türbülatorler sayesinde ısı transfer performansında artış olacağı anlaşılmaktadır.

SONUÇ

Yapılan çalışma kapsamında türbülatorsüz senaryo için öncelikle analitik analiz yoluyla hesaplamalar yapılmıştır. Sonrasında hücre sayısından bağımsız olacak şekilde türbülatorsüz ve türbülörlü senaryo üzerinden aynı parametre ve şartlar altında sayısal analiz çalışmaları yapılmıştır.

Tablo 5 ve 6'da tüm analiz sonuçları karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Türbülatorsüz senaryo için analitik ve sayısal analizler arasında karşılaştırma yapıldığında su çıkış hızlarında %1,3'lük, suyun giriş ve çıkışta karşılaştığı basınç farkı arasında ise %7'lik bir fark olduğu görülmüştür. Yapılan analitik analizler ile sayısal analizlerin yakınsama da bulunduğu anlaşılmıştır. Sonuçların sadece ısı transfer performansı açısından değil, eşanjörde oluşan basınç kayıplarının da sistemin işletme şartlarına uygunluğu açısından da kontrol edilmesi gerekmektedir. Sisteme türbülötör eklenmesi sonucunda su giriş ve çıkış noktaları basınç kaybı değerinde yaklaşık %34 artış olduğu görülmüştür. Bu farklılık su çıkış basıncında yaklaşık olarak 0.05 bar azalma anlamına gelmektedir. Bu durumun su şebeke basınçları ve suyun iç tesisatta 1 m/s hızla dolaştığı düşünülerek, şofben ilave pompa gereksinimi olmadan kullanım için engel teşkil etmeyeceği anlaşılmaktadır.

Tablo 5. Su akışkanı için analiz sonuçları

Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması	Su Giriş Hızı V_1 (m/s)	Su Çıkış Hızı V_2 (m/s)	Su Giriş Basıncı P_1 (Pa)	Su Çıkış Basıncı P_2 (Pa)	Basınç Farkı (ΔP)	Su Giriş Sıcaklığı T_1 (°C)	Su Çıkış Sıcaklığı T_2 (°C)	Isı Transfer Değişimi
Türbülatorsüz Analitik Analiz	1.44	1.55	2600	1245	1355	10	25	-
Türbülatorsüz Sayısal Analiz	1.44	1.511	2600	1206	1394	10	25	+%3
Türbülörlü Sayısal Analiz	1.44	1.48	2928	1099	1869	10	25.48	

Tablo 6. Gaz akışkanı için analiz sonuçlarının karşılaştırılması

Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması	Gaz Giriş Hızı V_3 (m/s)	Gaz Çıkış Hızı V_4 (m/s)	Gaz Giriş Sıcaklığı T_3 (°C)	Gaz Çıkış Sıcaklığı T_4 (°C)	Isı Transfer Performans Artış Yüzdesi
Türbülatorsüz Sayısal Analiz	0.8	0.568	627	108	+%3
Türbülörlü Sayısal Analiz	0.8	0.568	627	93	

Yapılan çalışma sonucunda sisteme eklenen türbülötörlerin, eşanjörün ısı transfer performansını yaklaşık olarak %3 oranında artırdığı hesaplanmıştır. Sayısal analiz çalışmalarının başlatılmadan önce en sade geometrinin ilk aşamada mümkün olduğunca analitik analizlerle doğrulanmasının, parametrik denemeler öncesinde doğru sonuçlara ulaşılması için büyük önem arz etmekte olduğu ve programa tanımlanan hücre sayısı belirlenirken özel bir çalışma yapılması ile sonuçların istikrarlı olup olmadığının kontrolü doğru sonuç alma ve çözüm zamanının minimize edilmesi açısından gerekli olduğu hususunun bu konudaki çalışmacılara belirtilmesinin önemli olacağı anlaşılmıştır.

TEŞEKKÜR

Bu çalışma kapsamında kullanılan tüm parametrik veriler Türk DemirDöküm Fabrikaları AŞ. firmasına ait şofben üzerinden örnekleme yapılarak sağlanmıştır. Şofbene ait türbülantörlü yeni eşanjör modelinin tasarlanması ve sayısal analiz çalışmalarının yapılması DemirDöküm Ar-Ge Merkezi desteğiyle gerçekleştirilmiştir.

KAYNAKLAR

- [1] BAYSAL E., ŞAHİN M., “Eş Merkezli Borulu Isı Değiştiricilerinde Helisel Türbülantörlerin Etkilerinin Deneysel ve Sayısal Olarak İncelenmesi”, Doktora tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 2009.
- [2] KYNER, A., DESPHANDE V., HAYDN W., “Momentum Transfer During The Impact of Granular Matter With Inclined Sliding Surfaces”, Journal of the Mechanics and Physics of Solids Volume 106, p.283-312, 2017.
- [3] EIAMSAARD S. and PROMVONGE P., “Thermal Characterization of Turbulent Tube Flows Over Diamond-Shaped Elements In Tandem”, International Journal of Thermal Sciences, 49: 1051-1062, 2010.
- [4] ANVARI A.R., LOTFI R., RASHIDI A.M. and SATTARI S., “Experimental Research on Heat Transfer of Water In Tubes With Conical Ring Inserts In Transient Regime, International Communications in Heat and Mass Transfer, 38: 668–671, 2011.
- [5] KONGKAITPAIBOON V., NANAN K. and EIAMSAARD S., “Experimental Investigation of Convective Heat Transfer and Pressure Loss in a Round Tube Fitted With Circular-Ring Turbulators”, International Communications in Heat and Mass Transfer, 37: 568–574, 2010.
- [6] Vaillant Grup, Türk Demirdöküm Fabrikaları Ar-Ge Arşivi, Bozüyük, Bilecik
- [7] ÇENGEL, Y., BOLES M., “Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik”, (Çev. T. Derbentli), Literatür Yayıncılık 2. baskı, İstanbul, 1996.
- [8] ÇENGEL, Y., CİMBALA J., “Akışkanlar Mekaniği Temelleri ve Uygulamaları”, (Çev. T. Engin), İzmir Güven Kitabevi, 1. Baskı, İzmir, 2008.
- [9] XIAOQIN L., JIANLIN Y., GANG Y., “A Numerical Study on The Air-side Heat Transfer Of Perforated Finned Tube Heat Exchangers With Large Fin Pitches”, International Journal of Heat and Mass Transfer, 100:199-207, 2016.
- [10] ALIMORADI, A., OLFATI M., and MAGHAREH M., “Numerical Investigation of Heat Transfer Intensification in Shell and Helically Coiled Finned Tube Heat Exchangers and Design Optimization”, Chemical Engineering Processing, Volume 121, p. 125-143, 2017.
- [11] KUCK, J., “Efficiency of Vapour-Pump-Equipped Condensing Boilers”, Applied Thermal Engineering, 16, p. 233-244, 1996.
- [12] KILIÇ, İ., BIYIKOĞLU A., “Bir Mikro Kanal Isı Alıcısında Gerçekleşen Isı Transferinin Sayısal Analizi, Yüksek lisans tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 2012.
- [13] INCROPERA, F.P., ve DEWITT D.P., “Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri”, (Çev. T. Derbentli vd.), Literatür Yayıncılık, 4. baskı, İstanbul, 2006.
- [14] HUTCHINSON, W., “Energy and Momentum Transfer in Air Shocks,” Journal of Applied Mechanics, volume,76 /051307-7 Harvard University, 2009.
- [15] BANKAR S., “Heat Transfer Enhancement By V-Nozzle Turbulators”, Journal of Information, Knowledge and Research in Mechanical Engineering, volume: 4 issue: 1, 2016.
- [16] BORAN K., DAŞTAN F., ŞAHİN M.,AKTAŞ M.,“Isı Eşanjörlerinde Isı Transferi İyileştirme Yöntemlerinin Sayısal ve Deneysel Olarak İncelenmesi”, Politeknik Dergisi, cilt 17 sayı:4 sf:183-191, 2014.
- [17] YILMAZ, O.T., “Doğalgazlı Isıtma Cihazlarında (Kombi) Atık Gazdan Enerji Kazanımı Sağlayan Yeni Nesil Plakalı Reküperatörün Simülasyon Tabanlı Geliştirilmesi”, Teskon 12. Simülasyon Tabanlı Ürün Geliştirme Sempozyumu, s. 593-614, İzmir, 2015

ÖZGEÇMİŞ

Hamdi Selçuk ÇELİK

1988 yılı Eskişehir doğumludur. 2011 yılında Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir. 2012-2018 yılları arasında Vaillant Grup, Türk Demirdöküm Fabrikaları AŞ'de, Duvar tipi cihazlar Kombi-Şofben bölümünde Ar-Ge Proje Mühendisi olarak çalışmış, eş zamanlı olarak Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü'nden 2016 yılında mezun olarak Makine Yüksek Mühendisi olmuştur. 2017 yılı bahar yarıyılı itibariyle aynı üniversite ve bölümde Doktora eğitimine devam etmektedir. Şu an Tusaş Motor Sanayii AŞ (TEI)'de, Kalite-Sistem Kıdemli Mühendisi olarak çalışmaya devam etmektedir.

Mehmet UÇAR

1987 yılı Konya doğumludur. 2010 yılında Erciyes Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü'nü bitirmiştir. 2013-2016 yılları arasında Konya Serin Treyler A.Ş. firmasının Ürün Geliştirme Departmanında Araç tasarım ve simülasyon mühendisi olarak çalışmıştır. 2016 yılından itibaren Vaillant Grup bünyesindeki Türk DemirDöküm Fabrikaları firmasının Ar-Ge Merkezinde Simülasyon mühendisi olarak çalışmaktadır. 2018 yılı ikinci yarısı itibariyle Şeyh Edebalı Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü'nde Yüksek Lisans eğitimine devam etmektedir.

L. Berrin ERBAY

1957 yılı Eskişehir doğumludur. 1978 yılında Eskişehir D.M.M.A Makina Bölümünü bitirmiştir. Boğaziçi Üniversitesi Nükleer Enerji Mühendisliğinden 1982 yılında Nükleer Yüksek Mühendisi ve İstanbul Teknik Üniversitesi Nükleer Enerji Enstitüsünden 1988 yılında Doktor ünvanını almıştır. Kocaeli Üniversitesi ve Anadolu Üniversitesi'nde akademik kadrolarda çalışmış 1997 yılından beri Eskişehir Osmangazi Üniversitesinde Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü Enerji Anabilim Dalı'nda Prof. Dr. Olarak görev yapmaktadır. Termodinamik ve Isı Transferi derslerini yürütmekte, nükleer reaktörlerde ve HVAC-R sistemlerinde ısı değiştiricilerin geliştirilmesi konularında çalışmaktadır.