



**Bu bir MMO
yayıdır**

MMO bu yayındaki ifadelerden, fikirlerden, toplantıda çıkan sonuçlardan, teknik bilgi ve basım hatalarından sorumlu değildir.

PERDE DESENİ GÖVDE BORULU TİP İSİ DEĞİŞTİRİCİLERİNİN OPTİMİZASYONU, CFD ANALİZİ VE DENEYSEL İNCELENMESİ

**AHMET AYDIN
SERDAR YURDUSEVEN
TAHSİN ENGİN
GÜLCAN ÖZEL
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ**

PERDE DESENLİ GÖVDE BORULU TİP ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN OPTİMİZASYONU, CFD ANALİZİ VE DENEYSEL İNCELENMESİ

Ahmet AYDIN
Serdar YURDUSEVEN
Tahsin ENGİN
Gülcan ÖZEL

ÖZET

Gövde borulu tip ısı değıştircileri tasarımı, imalatı ve bakımı kolay olduğundan sanayinin birçok alanında yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu nedenle ısı değıştircilerin termal ve ekonomik açılardan optimizasyonu önemlidir. Bu çalışmada ilk olarak, minimum maliyet esasına göre (ilk yatırım + işletme maliyetleri) gövde borulu bir ısı değıştircisinin optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Daha sonra optimize edilmiş ısı değıştirci uygulamalı akışkanlar dinamiği (CFD) kullanılarak ekipman içinde sıcaklık dağılımı ve akış alanı ortaya çıkarılmıştır. Deney düzeneği oluşturulmuş ve CFD sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Analiz sonucunda gövde tarafı akış alanında saptırcıların önemli bir rol oynadığı sonucuna varılmıştır. Yeni saptırcı geometrisinin, gövde tarafında ısı performansında bir azalmaya neden olmadığı görülmüştür. Bu yüzden yeni saptırcı modeli önerilmiştir. Sonunda hesaplamaların tümü JAVA kodları kullanılarak bilgisayar kodu haline getirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Isı Değıştirci, Optimizasyon, Gövde Borulu Tip, Perde Desenli

ABSTRACT

The shell-and-tube type heat exchangers are widely used in many fields of industry in order to be easy to design, manufacturing and maintenance. Therefore the optimization of such heat exchangers from thermal and economical points of view is of particular interest. In this paper, an optimization procedure based on the minimum total cost (initial investment + operational costs) has been applied. Then the flow analysis of the optimized heat exchanger has been carried out to reveal possible flow field and temperature distribution inside the equipment using computational fluid dynamics (CFD). The experimental setup has made and results has compared with CFD results. It has been concluded that the baffles play an important role in the development of the shell-side flow field. This prompted us to investigate new baffle geometries without any reduction in the thermal performance, and hence a new baffle geometry has been proposed. Finally, the whole procedure of the calculations has been converted into a computer code using JAVA.

Key Words: Heat Exchanger, Optimization, Shell and Tube Type, Pattern Baffle

1. GİRİŞ

Farklı sıcaklıkta ve birbirinden katı cidar ile ayrılan iki akışkan arasındaki ısı geçişi mühendislik uygulamalarının en önemli ve en çok karşılaşılan işlemlerindendir. Bu tür ısı geçişini gerçekleştirmek için kullanılan cihazlara ısı değıştircisi olarak adlandırılır. Bu cihazlar soğutma, iklimlendirme, ısıtma,

güç üretimi, kimyasal proseslerde, taşıtlarda, elektronik cihazlarda alternatif enerji kaynaklarından ısı depolanması gibi birçok alanda yer bulmaktadır [1].

Bu çalışmada, kullanılan gövde borulu tip ısı değiştiricisi, endüstriyel sistemlerde sıkça kullanılan bir sistemdir. Bu sistem içerisinde ısı geçişi, boruların yerleşimi, saptırıcı sayısı, boru sayısı ve uzunluğu gibi birçok parametreye bağlıdır. Bu parametrelerin birbirleriyle olan kombinasyonlarının verimli bir ısı geçişi için doğru bir şekilde tespiti gereklidir. Bu şekilde en ekonomik olan optimum tasarıma ulaşılır. Ulaşılan tasarımda verimin ısı değiştirici kullanım ömrüne bağlı olarak azaldığı ve bunun en büyük etkeninin kirlilik direnci olduğu bilinmektedir. Bu durum yapılan optimizasyon işlemlerinin yanında ısı değiştiricilerde akışın gövde tarafındaki ısı geçişi verimini artırmak için kullanılan saptırıcıların tasarımını da önemli bir parametre olarak ortaya çıkarmıştır. Bakım maliyetleri ve işletme maliyetleri düşünülerek yeni geliştirilen perde desenli saptırıcıların optimizasyona adapte edilmesiyle beraber optimizasyon tam olarak amacına ulaşmaktadır.

JAVA tabanlı olarak geliştirilen optimizasyona bağlı yazılımla beraber teknik resim ve geometrik şartlar gibi çıktılara hızlı bir şekilde ulaşılmaktadır.

Gövde borulu tip ısı değiştiricilerinin optimizasyonu için çeşitli çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Isı değiştirici içerisinde basınç kayıplarını dikkate alarak araştırmalar yapılmıştır. Bunların başında da McAdams (1954) gelmektedir [2]. Bu araştırmacı birim ısı enerjisi için optimum ısı akısını veren iki ifade türetmiştir. Isı değiştirici maliyeti optimizasyonunda araştırmacıların bir kısmı Lagrange çarpanları ve geometrik programlama tekniğini kullanmışlardır. Bu metotların uygulanabilmesi için sınır fonksiyonlarını ve amaç fonksiyonlarını doğru bir şekilde ifade eden cebirsel ifadelere ihtiyaç duyulmuştur. Babu ve Munawar (2007) gövde borulu tip ısı değiştiricilerinin optimal tasarımını, Diferansiyel Evrim (DE) metodunda on farklı strateji kullanarak gerçekleştirmişlerdir [3]. Markosvska vd. (1996) gövde borulu ısı değiştiricilerinin optimum tasarımını bir yazılım paketi kullanarak denklemlerin eş zamanlı çözümünü sağlayarak yapmışlardır [4]. Ravagani vd. (2009) gövde borulu bir ısı değiştirici tasarımını, amaç fonksiyonu maliyetlerini en aza indirmek olan bir optimizasyon problemi formülize etmiş ve bunu parçacık sürü optimizasyonu (PSO) metodunu kullanarak çözmüştür [5]. Edwards (2008) çalışmasında gövde borulu ısı değiştiricilerinin termal tasarımındaki temel hususları değerlendirmiştir [6]. Ponce vd. (2006) optimal gövde borulu tip ısı değiştirici tasarımı için önerdiği Bell-Delaware metodunun kompakt bir formülasyonunu genetik algoritma kullanarak çözmüşlerdir [7]. Azad ve Amidpour (2011) yapısal teoreminin yeni yaklaşımını gövde borulu tip ısı değiştiricilerinin optimal tasarımının ekonomik olarak gerçekleşmesi için kullanmışlardır [8]. Sanaye ve Hajabdollahi (2010) genetik algoritma kullanarak, gövde boru tipli ısı değiştiricilerinin yüksek verimlilik ve en düşük maliyeti olmak üzere amaç fonksiyonlu optimizasyonunu genetik algoritma kullanarak çözmüşlerdir [9].

Jegade ve Polley (1992) ısı değiştiricisi optimizasyonu için son derece kullanışlı ve basit bir yöntem inovasyonuna gitmişlerdir [10]. Engin ve Güngör (1996) farklı tipteki ısı değiştiricilerinde de uygulanan bu yöntemin gövde boru tipli ısı değiştiricilerde uygulamasını gerçekleştirmişlerdir [11].

Bu çalışmada Jegede ve Polley tarafından geliştirilen yöntem kullanılarak bir gövde boru tipindeki ısı değiştiricinin perde desenli saptırıcı modeliyle optimum tasarımı ele alınmıştır. Bu tasarım klasik saptırıcı modelleri ile karşılaştırılmıştır. ANSYS CFD ile optimal tasarıma bağlı geometrik şartlar referans alınarak akış analizi gerçekleştirilmiş ve elde edilen sonuçlar ampirik hesaplamalarla karşılaştırılmıştır. Aynı zamanda bu çalışmayla beraber JAVA tabanlı optimizasyon yazılımı geliştirilmiştir.

2. OPTİMİZASYON METODUNUN OLUŞTURULMASI

Bir ısı değiştiricinin ısı yükü ifadesi;

$$Q_h = (mc_p)_h (\Delta T)_h \quad (1)$$

$$Q_c = (mc_p)_c (\Delta T)_c \quad (2)$$



Boru tarafındaki ısı geçişi gövde tarafındaki ısı geçişine eşittir. Aynı zamanda ısı taşınım katsayısına bağlı olarak ısı geçişi;

$$Q = KA\Delta T_m \quad (3)$$

ile ifade edilebilir.

$$K = \frac{1}{1/h_s + 1/h_t + R_{fo} + R_{fi}} \quad (4)$$

Gövde borulu tip ısı değiştiricilerinin basınç kayıpları boru tarafı için;

$$\Delta P_t = C_t A h_t^{3.5} \quad (5)$$

Gövde tarafı için;

$$\Delta P_s = C_s A h_s^{5.1} \quad (6)$$

Olarak verilmektedir.

Burada C_t ve C_s akışkan özellikleri ve giriş parametrelerine bağlı değişkenlerdir [10].

2.1. Kabuller

1. Sürekli rejim şartları dikkate alınmakta ve çevreye olan ısı kaybı ihmal edilmektedir.
2. Enerji değişiminde potansiyel ve kinetik enerji değişimleri ihmal edilmektedir.
3. Akışkan ısı değiştirici içerisinde faz değiştirmemektedir.
4. Borular içerisinde tam gelişmiş türbülanslı akım vardır. Yani $Re > 10000$
5. Akışkan özelliklerinin [C_p , μ , k , ρ] sıcaklıkla değişimi ihmal edilmektedir. Giriş ve çıkış sıcaklıklarının ortalaması alınarak bu özellikler belirlenmektedir.
6. Isı değiştiricinin giriş ve çıkış flanşlarındaki basınç kayıpları ihmal edilmektedir.
7. Logaritmik ortalama sıcaklık düzeltme faktörü 1 alınmıştır.

2.2. Optimizasyon

Bir ısı değiştiricisinin optimizasyonunda amaç fonksiyonunu oluşturacak ilk yatırım maliyeti ve işletme maliyeti olmak üzere iki farklı maliyet bileşeni vardır.

$$C_T = C_{he} + C_{op} \quad (7)$$

Burada C_{he} ısı transfer yüzey alanına bağlı bir fonksiyondur.

$$C_{he} = C_1 + C_{1a}A \quad (8)$$

Burada Bayındırlık Bakanlığı ısı değiştirici birim fiyatları verilerinden elde edilen $C_1 = 450\$$ ve $C_{1a} = 202\$/m^2$ dir.

Denklem 3, 7 ve 8 birleştirilerek 9 numaralı denklem aşağıdaki gibi oluşturulmuştur.

$$C_{he} = C_1 + C_2(1/h_s + 1/h_t + C_3) \quad (9)$$

Isı değiştirici işletme maliyetini oluşturan enerji tüketim maliyeti basınç kayıplarını yenmek için gerekli pompalama maliyetini ifade etmektedir.

$$C_{op} = C_4[\Delta P_s V_s + \Delta P_t V_t] \quad (10)$$

Denklem 3, 4, 5 ve 6 birleştirilerek 10 ifadesinde yerine koyarsak

$$C_{op} = C_7 \left[h_s^{4.1} + \frac{h_s^{5.1}}{h_t} + C_3 h_s^{5.1} \right] + C_8 \left[h_t^{2.5} + \frac{h_t^{3.5}}{h_s} + C_3 h_t^{3.5} \right] \quad (11)$$

denklemleri elde edilir.

Sermaye telafi faktörü $C_0 = \frac{i(1+i)^n}{i(1+i)^n - 1}$ ile ifade edilirse;

$$C_t = C_0 \left[C_1 + C_2 \left(\frac{1}{h_s} + \frac{1}{h_t} + C_3 \right) \right] + C_7 \left[h_s^{4.1} + \frac{h_s^{5.1}}{h_t} + C_3 h_s^{3.5} \right] C_8 \left[h_t^{2.5} + \frac{h_t^{3.5}}{h_s} + C_3 h_t^{3.5} \right] \quad (12)$$

oluşur. Buradaki katsayılar Engin vd. (1998)'de ayrı ayrı gösterilmiştir.

Denklemler 12' nin gövde ve boru tarafı ısı taşınım katsayısına bağlı olarak optimum noktasını bulmak için kullanılan denklemler şu şekilde ifade edilir.

$$f_1 = (h_s, h_t) = \frac{\partial C_t}{\partial h_s} = 0 \quad (13)$$

$$f_2 = (h_s, h_t) = \frac{\partial C_t}{\partial h_t} = 0 \quad (14)$$

Buradan denklemlerin kökleri bulunup, lineer olmayan iki bilinmeyenli denklemler MATLAB aracılığı ile çözülmüştür.

3. DURUM ÇALIŞMASI

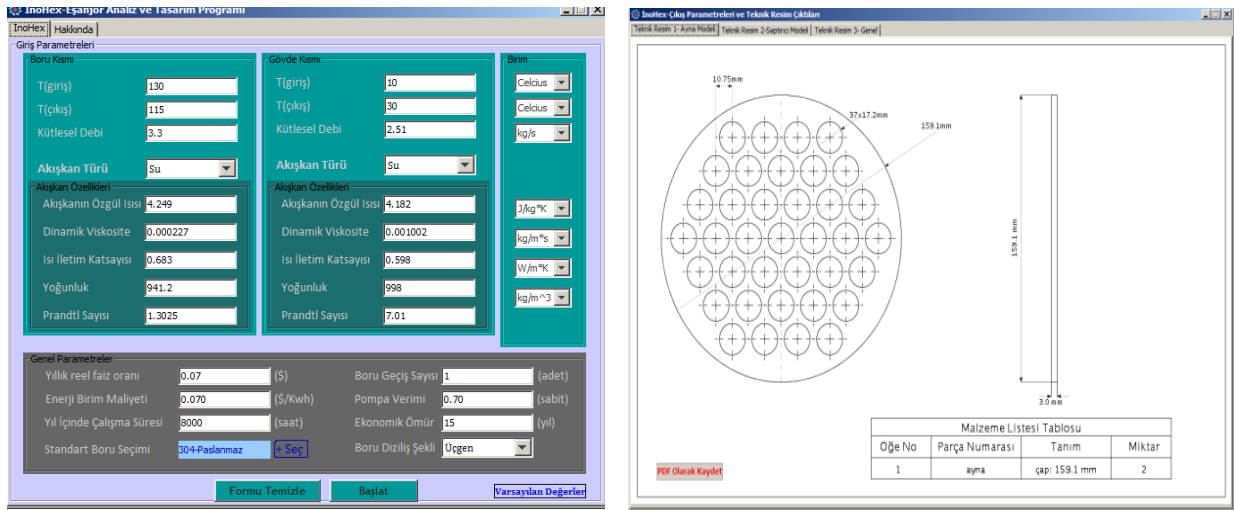
Bu durum çalışmasında, özellikle karakteristik farklılıkların en net görülebileceği, gövde tarafı ve boru tarafı için sıcaklık farkının en yüksek olduğu durum için bir analiz gerçekleştirilmiştir. İç borulardan $m_1=3.3$ kg/s ve gövde tarafından $m_2=2.51$ kg/s su geçen bir gövde borulu ısı değiştiricisi göz önüne alınmıştır. Bu ısı değiştiricisinde gövde tarafından 10 °C giren su 30 °C ile çıkmaktadır. Boru tarafından 130 °C ile giren su ise 115 °C ile çıkmaktadır. (Tablo 1)

Isı değiştiricinin ekonomik ömrü $N=15$ yıl, toplam çalışma saati $T=8000$ saat, pompa verimi %70, toplam kirlenme direnci 0.00036 kg/m.s, enerji birim maliyeti $F=0.070$ \$/kW.h ve yıllık reel faiz oranı dolar bazında %7 olarak belirlenmiştir.

Tablo 1. Akışkan Özellikleri

Nitelikler	Su (boru tarafı) (ort. 122.5°C)	Su (gövde tarafı) (ort. 20 °C)
m (kg/s)	3.3	2.51
ρ (kg/m ³)	941.2	998
Cp (kJ/kg.K)	4.249	4.182
μ (kg/ms)	0.227×10^{-3}	1.002×10^{-3}
k (W/m.K)	0.683	0.598
Pr	1.3025	7.01

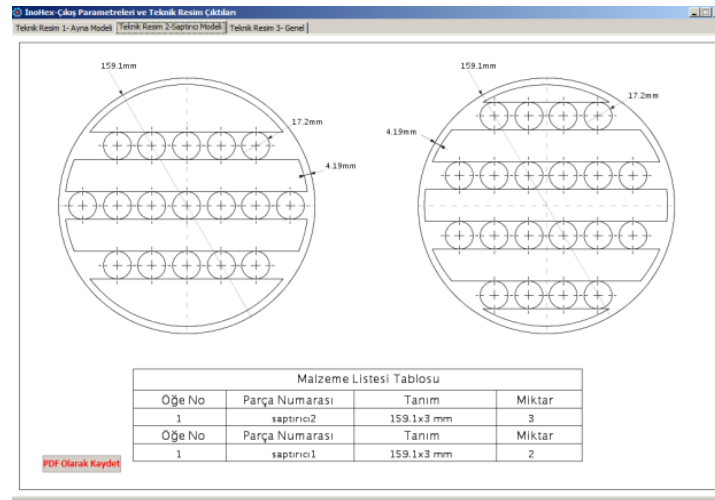
Isı değiştiriciye ait giriş parametreleri optimal ısı değiştirici tasarımına uygun olarak geliştirilen yazılıma girilmiştir.(Şekil 1.a) Girilen parametreler ışığında optimal geometrik şartlar, teknik resimler program çıktısı olarak



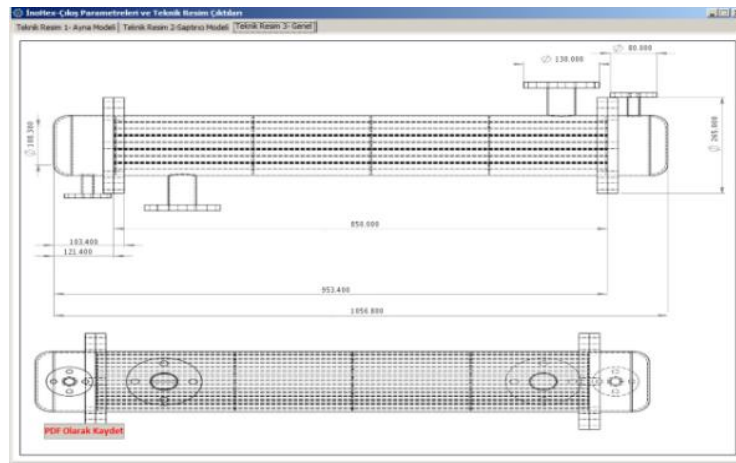
(a)

(b)

Şekil 1. (a) Oluşturulan yazılımın ara yüzü (b) Ayna boru yerleşimi



Şekil 2. Perde Desenli Saptırcı Gösterimi



Şekil 3. Yazılımdan çıktı olarak alınan ısı değıştircinin gövde teknik resmi

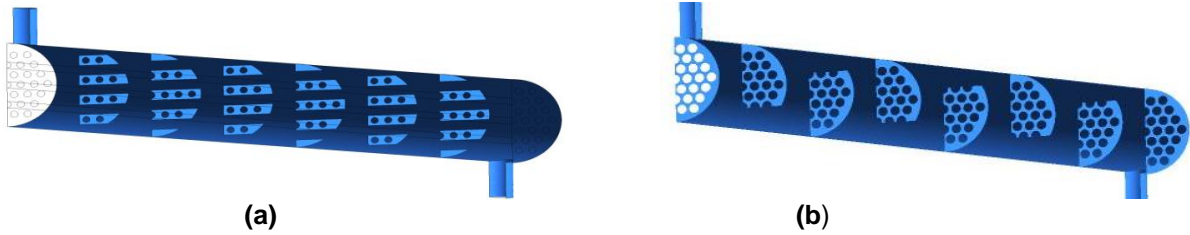
Tablo 2. Yazılım çıktısı olarak alınan geometrik şartlar ve nitelikler

Boru Tarafı		Gövde Tarafı	
Ht=6817 W/m ² · K		Hs=3240 W/m ² · K	
Hız	0.8 m/s	Hız	0.38 m/s
Boru Sayısı	37 adet	Gövde Çapı	0.161 m
Yüzey Alanı	2.8 m ²	Saptırıcılar Arası Mesafe	0.193 m
Isı değiştirici boyu	1.4 m	Saptırıcı Sayısı	6 adet
Basınç düşümü	736 Pa	Basınç Düşümü	5.5x10 ³ Pa

3.1. CFD İle Akış Analizi

3.1.1. Model Detayları

ANSYS Fluent programı ile geliştirilen CFD analizinde ilk olarak elde edilen optimizasyon sonuçlarına göre akış geometrisi düz saptırıcı ve perde desenli saptırıcı modeli için ayrı ayrı Design Modeler ile modellenmiştir. Bu modellerde gövde tarafı ve boru tarafı akışları inceleyebilmek için iki ayrı kontrol hacmi modellenmiştir. Çözüm kolaylığı açısından simetri özelliği gösteren modelin simetrisi alınarak çözüm ağı sayısı yarıya indirilmiştir.

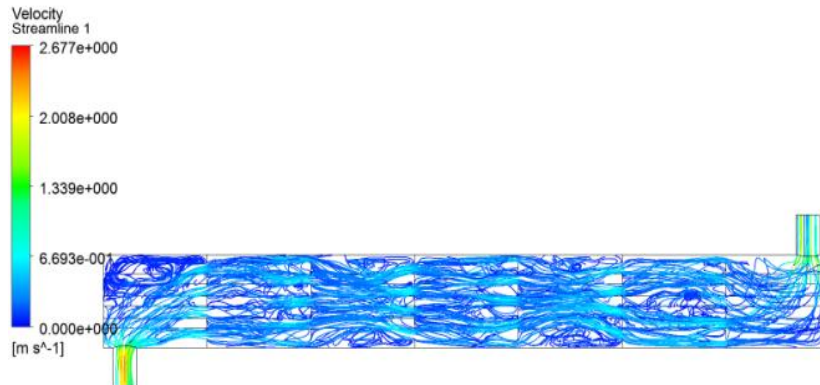
**Şekil 4.** Isı değiştiricinin perde desenli (a) ve düz (b) saptırıcılı simetrik akış modeli

3.1.2. Çözüm Ağı (Mesh)

Dört yüzeyle (Tetrahedral) elemanlar kullanılan çözüm ağına düz saptırıcılar için 3530171 eleman ve perde desenli saptırıcılar için ise 10096426 eleman kullanılmıştır.

3.1.3. CFD Sınır Şartlarının Belirlenmesi

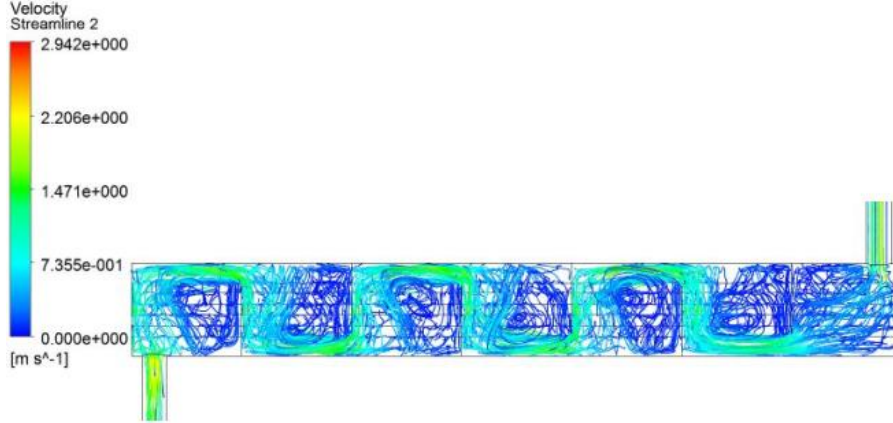
Fluent'de Türbülans Model olarak k-ε realizable modeli seçilmiştir. İki ayrı akışkan için akışkan özellikleri girilmiştir. Giriş şartları olarak "mass flow inlet", çıkış şartı olarak "pressure outlet" belirlenmiştir. Boru yüzeyi kirlilik direncinin modellenebilmesi için ara yüzeye 3.36 W/m.k için "thermal conductivity" belirlenmiştir ve analiz 10⁻³ hassasiyette gerçekleştirilmiştir.

**Şekil 5.** Perde desenli saptırıcı için akım çizgileri

3.1.4. Sonuçların Değerlendirilmesi

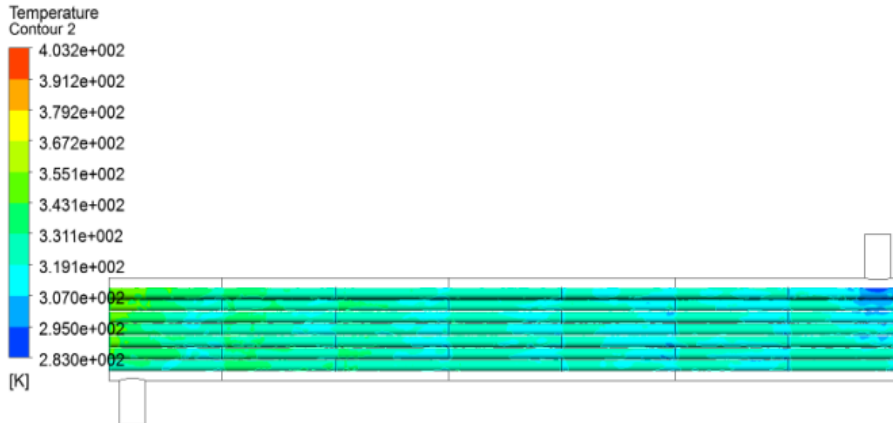
Analiz sonucunda çıktılar ANSYS CFD-Post aracılığıyla alınmıştır.

Şekil 5 ve 6'da iki tip modelin akım çizgileri ele alınmıştır. Şekil 5'de kullanılan perde desenlerinin akışta gerekli homojenliği sağladığı görülmüştür. Nitekim Şekil 6'da görülen akışta büyük döngü bölgeleri oluşmaktadır. Bu durum, optimizasyon sonucu elde edilen geometrik çıktıların uzun süreli kullanımlarda kirlilik direncini artıracaklarını ortaya koymaktadır. Kirlilik direncinin artması ısı değiştirici kullanım ömrünü düşürürken, işletme, bakım maliyetlerini yükseltmektedir. Bunun yanında döngü bölgesinde ısı geçişi zamana bağlı olarak düşmekte ve ısı değiştirici ısıl verimini düşürmektedir.

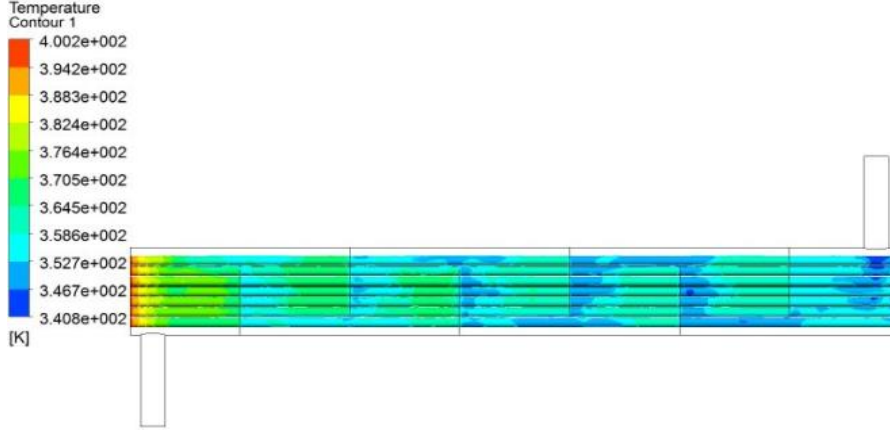


Şekil 6. Düz saptırıcı modeli için akım çizgileri

Şekil 7 ve 8'de boru yüzeyi sıcaklık dağılımı gözükmemektedir. Şekil 7'de, perde desenli saptırıcıların boru yüzeyindeki sıcaklık dağılımında büyük oranda homojen dağılımın sağlandığı görülmektedir. Fakat düz saptırıcı modelinde sıcaklık dağılımının gösterildiği Şekil 8'de bu homojen dağılım sağlanamamıştır. Bu durum ısı değiştiricinin ısı geçiş verimliliğinin düşük olduğunu ortaya koymaktadır.

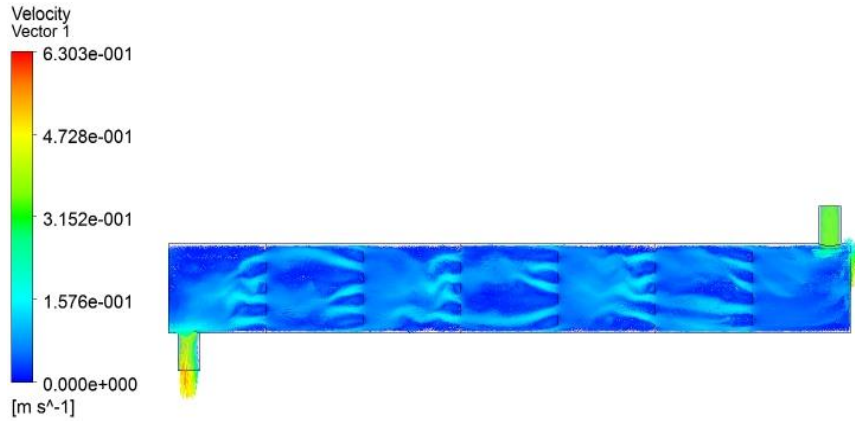


Şekil 7. Perde desenli boru yüzeyi sıcaklık dağılımı

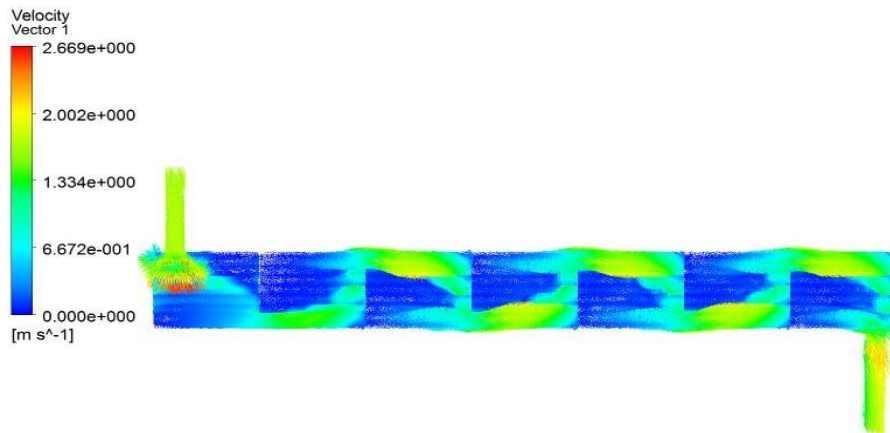


Şekil 8. Düz saptırıcı modeli boru yüzeyi sıcaklık dağılımı

Şekil 9 ve 10`da hız vektörleri gösterilmektedir. Şekil 9, perde desenli saptırıcı için oluşan lokal türbülans bölgeleri açıkça gözükmemektedir ve hız dağılımı Şekil 10`daki düz saptırıcıya göre çok daha homojendir. Şekil 10`da görüldüğü gibi düz saptırıcının arka kısımlarında ölü bölgeler oluşmaktadır. Bu bölgelerin belirli lokal alanlarında hız sıfır yani durağandır. Bu durum ısı geçişinin bu bölgelerde veriminin düştüğünü, kirlilik direncinin kullanım süresine bağlı olarak eğimin dikleştiğinin bir göstergesidir.



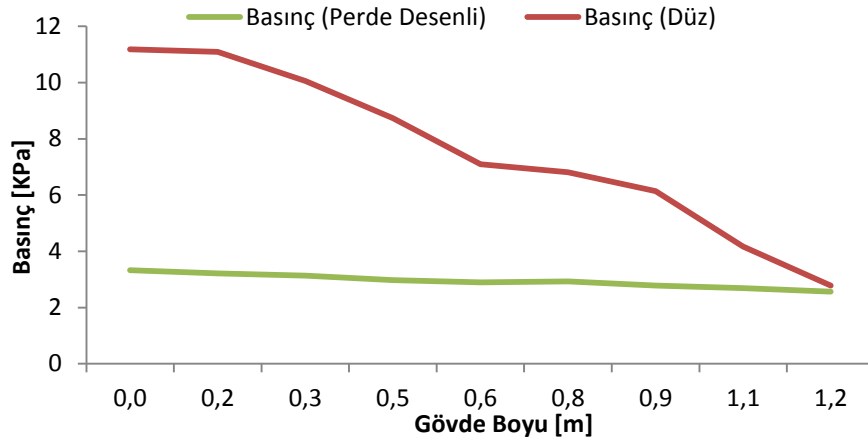
Şekil 9. Perde desenli saptırıcı hız vektörleri



Şekil 2. Düz saptırıcı hız vektörleri

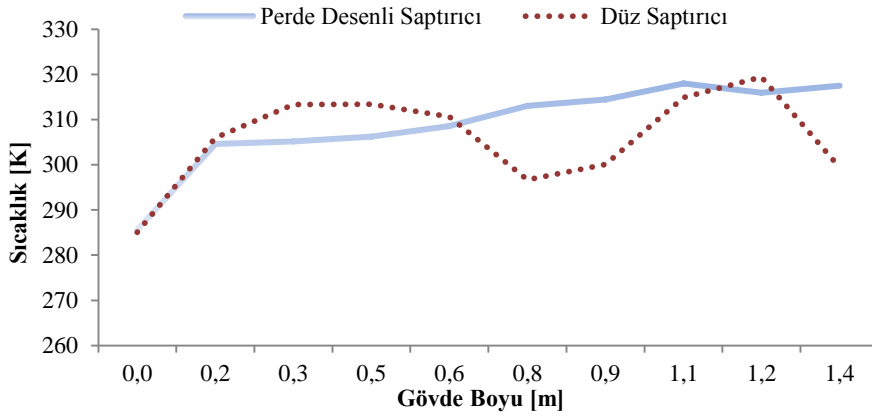
9

Şekil 11`de gövde boyu boyunca basınç değişimi görülmektedir. Bu basınç değişimi esnasında perde desenli saptırıcıların basınç düşümünün düzgün olduğu, bunun yanında düz saptırıcılarda ise keskin olduğu görülmektedir. Bu durum iki tür saptırıcının basınç düşümüne etkisini göstermektedir.



Şekil 3. Isı değiştirici boyuna bağlı basınç dağılımı grafiği

Şekil 12'de gövde boyunca boru yüzeyindeki sıcaklık değişimi görülmektedir. Boru yüzeyindeki sıcaklık değişiminin ısı verime bağlı olduğu düşünülürse perde desenli ısı değiştiricide daha düzenli bir ısı geçişi olduğu açıkça gözükmemektedir.



Şekil 4. Isı değiştirici için noktasal sıcaklık dağılımı

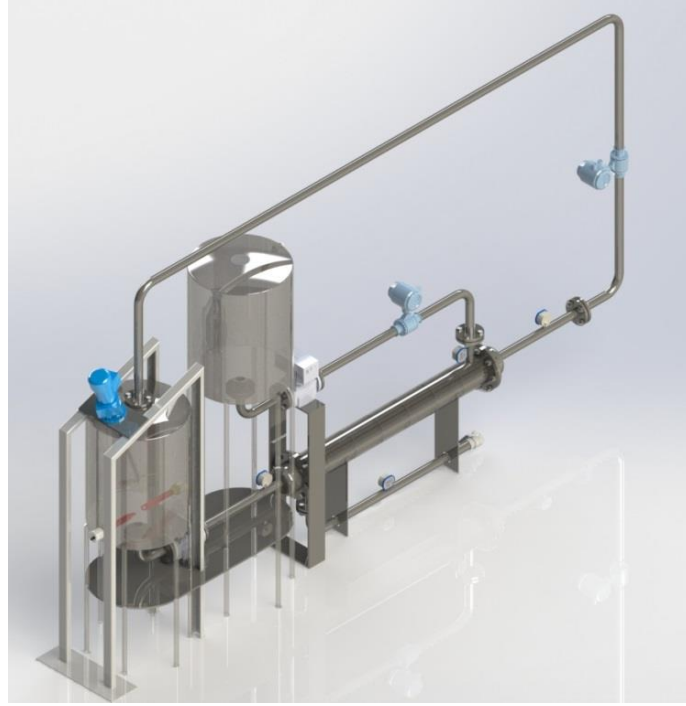
3.2. Deneysel Çalışmalar

3.2.1. Giriş

Deneysel çalışmalar, öncelikli olarak CFD sonuçlarının gerçek verilere ne denli uyum gösterdiğinin kanıtlanması için kullanılmıştır. Bu sayede oluşturulan JAVA tabanlı yazılımın uygulanabilirliği kanıtlanmış olacaktır. Fiili kullanıma uygun olduğu açıkça ortaya konacaktır.

3.2.2. Tasarım Çalışması

Tasarım çalışması optimal tasarım sonucu ortaya çıkan geometrik ölçüler ekseninde gerçekleştirilmiştir. Isı değiştirici ve deney düzeneğinin tasarımı 3 boyutlu olarak oluşturulmuştur. Bu tasarımda boru tarafı akışı kapalı döngü olacak şekilde frekans konvertörlü pompa ile desteklenmiş ve sıcak su tankında sürekli olarak sıcaklığın stabil kalabilmesi için ısıtıcılarla sürekli olarak ısıtılmıştır. Gövde tarafı soğuk su için ise tek bir tankta toplanan su, frekans konvertörlü pompa ile debi kontrolü sağlanarak, ısınan su dışarı tahliye edilmiştir. Isı değiştirici giriş ve çıkış noktalarında debi ve sıcaklık kontrolü gerçekleştirilmiştir. (Şekil 13)

**Şekil 5.** Deney sistemi 3 boyutlu görüntüsü

Tablo 3’de deney düzeneğinde kullanılan ölçüm cihazlarının ölçüm aralığı ve hassasiyeti belirtilmiştir.

Tablo 3. Ölçüm cihazlarının teknik özellikleri

Ölçüm Cihazı	Ölçüm Aralığı	Ölçüm Hassasiyeti
PT 100	0/100°C	-+1 °C
Manometre	0/100 mbar 0/2.5 bar	5 mbar 0.05 bar
Debi Ölçer	0/50 l/s	0.1 l/s

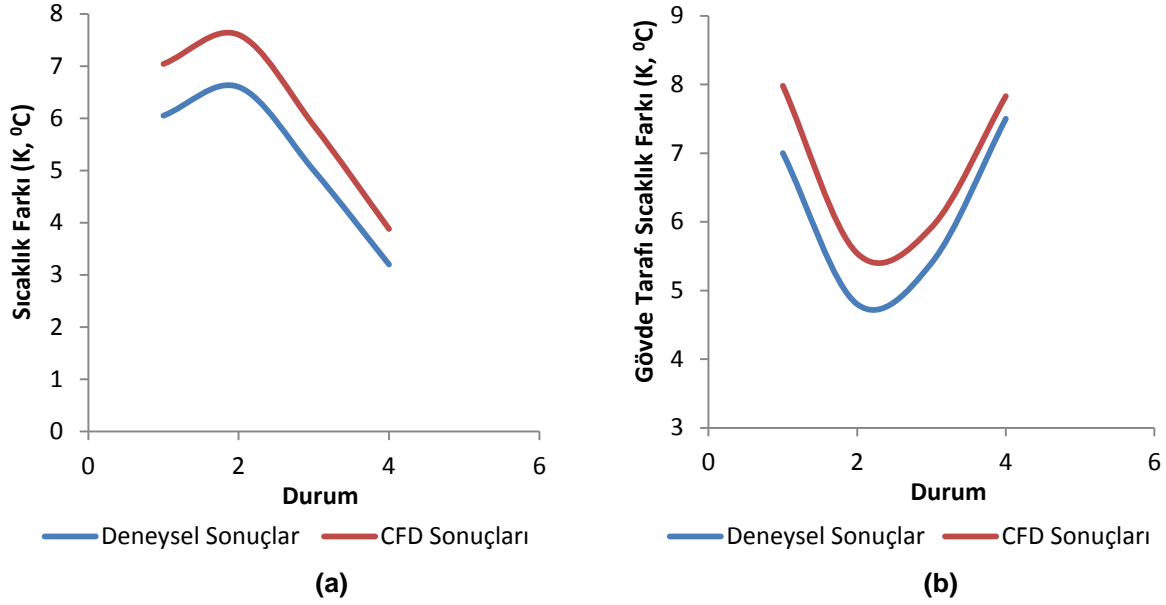
3.3. Deneysel Sonuçların CFD Sonuçları İle Karşılaştırılması

Deneysel sonuçlar CFD sonuçları ile karşılaştırılarak ampirik hesaplamaların ne denli uygulanabilir olduğunun tespiti sağlanmıştır.

Tablo 4. Deneysel Sonuçlar ile CFD Sonuçlarının Karşılaştırılması

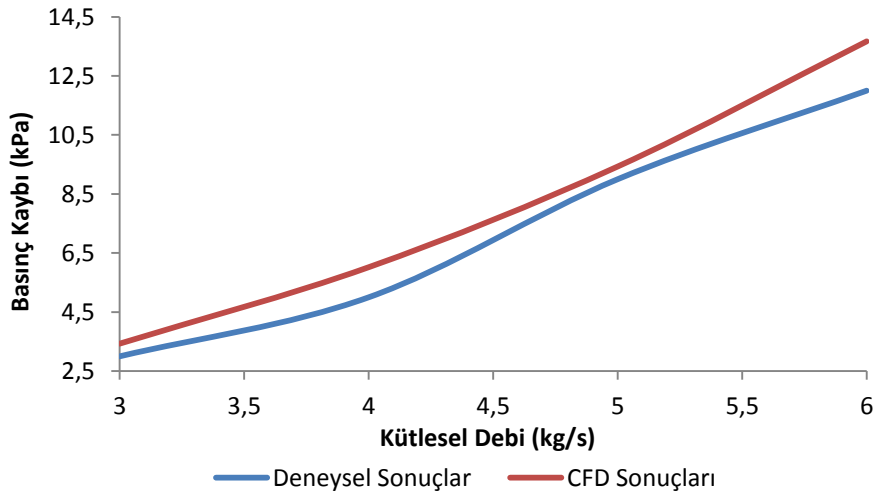
Deneysel Sonuçlar					CFD Sonuçları				
Boru Tarafı			Gövde Tarafı		Boru Tarafı			Gövde Tarafı	
Kütleli Debi (kg/s)	Giriş Çıkış Sıcaklık Farkı (K)	Basınç Farkı (kPa)	Kütleli Debi (kg/s)	Giriş Çıkış Sıcaklık Farkı (K)	Giriş Sıcaklık (K)	Çıkış Sıcaklık Farkı (K)	Basınç Farkı (kPa)	Giriş Çıkış Sıcaklık Farkı (K)	Basınç Farkı (kPa)
0.7	6.05	0.4	0.6	6.3	7.04	0.372	7.98	278	
0.3	6.6	0.1	0.4	6.1	7.6	0.09	5.54	131.8	
0.4	5	0.11	0.4	5.2	5.86	0.139	5.92	142.5	
2.1	3.2	2	1	7.5	3.88	2.686	7.83	725.8	

Öncelikle boru tarafı sıcaklık farkı karşılaştırılması 4 farklı durum için gerçekleştirilmiş, deneysel sonuçların CFD sonuçları ile ne denli uygunluk gösterdiği karşılaştırılmıştır. Enerji korunumundan dolayı gövde tarafı sıcaklık farkı da benzer karakteristik göstermektedir. (Şekil 14)



Şekil 14. (a) Boru tarafı sıcaklık farkı karşılaştırması, **(b)** Gövde tarafındaki sıcaklık farkının deneysel ve CFD çalışmaları ile karşılaştırılması

Şekil 18'de boru tarafı basınç kaybı için deneysel Sonuçlar ile CFD sonuçları karşılaştırılmış ve ne denli uyumlu olduğu gözlemlenmiş ve grafik haline getirilmiştir.



Şekil 6. Farklı debilerde boru tarafı basınç kaybı karşılaştırılması

4. SONUÇ

Bu bölümde ilk olarak mevcut düz saptırıcı modeli, perde desenli saptırıcı modeli ile karşılaştırılmıştır. Daha sonra Kern metodu tabanlı ampirik hesap sonuçları ile CFD analiz sonuçları karşılaştırılmıştır.

Bu karşılaştırmalarda öncelikle perde desenli saptırıcı modelinin aynı giriş şartlarında optimizasyon tabanlı olarak düşünüldüğünde çok daha verimli olduğu gözükmemektedir. Nitekim perde desenli saptırıcı modelinde 196.3 kW ısı geçişi sağlanırken, düz saptırıcı modelinde 189.3 kW ısı geçişi sağlanmıştır. Aynı ısı transfer yüzey alanı için %3.69'luk bir ısı geçiş miktarı artışı saptanmıştır. Bunun yanında basınç kaybı 12 kPa'dan 4.03 kPa'a düşürülmüş ve işletme maliyetleri %197 düşürülmüştür. (Tablo 6.1)

Diğer taraftan CFD ile yapılan analiz, ampirik hesaplamalarla uyumlu olduğu görülmüştür. Bu da optimizasyon sonuçlarının deneysel verilere ne kadar yaklaşabileceği hakkında bilgi vermektedir.

CFD sonuçlarının deneysel sonuçlarla karşılaştırılması ile perde desenli saptırıcıların optimizasyon ekseninde kullanılabilirliği ve CFD akış analiziyle oluşturulan yaklaşım tarzının doğru olduğu kanıtlanmıştır. Bu durum bu tabanda oluşturulan JAVA yazılımının uygulanabilir olduğunu ortaya koymuştur.

Bu çalışmada ayrıca JAVA'da kullanılan kabullerin kullanılabilir, olduğu boru ve gövde tarafı için oluşturulan yüksek ortalama sıcaklık farkıyla optimizasyonda kanıtlanmıştır.

JAVA tabanlı yazılımda, akışkan özellikleri çok farklı olan iki akışkan arasında optimizasyon tabanlı olarak ortaya çıkan geometrik şartlar kabul edilebilir olmaktan çıkmaktadır. Bu durum göz önüne alınarak ısı değiştiricilerin genel çalışma aralığı belirlenmiştir. Bu değer gövde çapının ısı değiştirici boyuna oranı olarak oluşturulmuş ve minimum ısı değiştirici boyunun gövde çapından 3 kat olduğu, maksimum 15 kat olduğu bir aralıkta kabul edilebilir olduğu tespit edilmiştir. Bu oran yazılıma adapte edilmiştir [1].

Tablo 5. Ampirik hesaplamalar ile CFD sonuçlarının karşılaştırılması

Parametreler	Ampirik Hesap Kern Metodu Sonuçları	Perde Desenli Saptırıcı	Düz Saptırıcı
Isı	210.3 kW	196.3 kW	189.3kW
Sıcaklık (Boru-Çıkış)	388 K	389 K	389.5 K
Sıcaklık (Gövde Çıkış)	303 K	302 K	301.1 K
Basınç Kaybı (Gövde Tarafı)	4.1 kPa	4.03 kPa	12 kPa
Basınç Kaybı (Boru Tarafı)	736 Pa	720 Pa	732 Pa

Düz saptırıcıların sırt bölmesinde oluşan akışın döngüde kalması ve o bölgeye sıkışmasından dolayı ısı geçişinde verimlilik düşmektedir. Bunun yanında döngülerin olduğu bölgelerde zamana bağlı olarak kirlilik direncinin artacağı, bunun da işletme ve bakım maliyetlerini artıracığı düşünülmektedir. Perde desenli saptırıcı modeli ile bu problemlerin ortadan kaldırılabilirliği ve düşük pompalama maliyetleri sayesinde işletme maliyetinin minimize edileceği görülmüştür.

KAYNAKLAR

- [1] S. KAKAC, H., LIU, Heat Exchangers Selection, Rating and Thermal Design, CRC press, Washington D.C. 320–335, 2002.
- [2] MCADAMS, W.H., Heat Transmission, McGraw-Hill, New York, 1954.
- [3] MARKOVSKA, L., MESKO, V., KIPRIJANOVA, R., GRIZO, A., Optimum Design of Shell-and-Tube Heat Exchanger, Bulletin of the Chemists and Technologists of Macedonia, 15(1), 39 – 44, 1996.



- [4] PONCE, J.M., SERNA, M. RICO, V., JIMENEZ, A., “Optimal design of shell-and-tube heat exchangers using genetic algorithms” 16th European Symposium on Computer Aided Process Engineering and 9th International Symposium on Process Systems Engineering, 21, 985-990, 2006.
- [5] BABU, B. V., MUNAWAR, S. A., Differential evolution strategies for optimal design of shell-and-tube heat exchangers, Chemical Engineering Science, 62(14), 3720-3739, 2007.
- [6] GADDIS D, EDITOR., Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association. Tarrytown (NY): TEMA Inc., 2007
- [7] AZAD, A.V., AMIDPOUR, M., Economic optimization of shell and tube heat exchanger based on constructal theory, Energy, 36(2), 1087-1096, 2011.
- [8] CAPUTO, A.C., PELAGAGGE, P.M., SALINI, P., Heat exchanger design based on economic optimisation, Applied Thermal Engineering 28 (10), 1151–1159, 2008.
- [9] EDWARDS, J.E., Design and Rating Shell and Tube Heat Exchanger, Prepared by J.E.Edwards of P & I Design Ltd, Teesside, UK, 2008.
- [10] ENGIN T., VE GÜNGÖR, K. E., Gövde-Boru Tipi Isı Değiştirgeçlerinin Tasarım ve Maliyet Parametrelerine Göre Optimizasyonu, TÜBİTAK-Türk Mühendislik ve Çevre Bilimleri Dergisi, 20(6), 313-322, 1996.
- [11] JEGEDE, F.O., POLLEY, G.T., Optimum Heat-Exchanger Design, Chemical Engineering Research & Design, 70(2), 133-141, 1992.

ÖZGEÇMİŞ

Ahmet AYDIN

1989 yılı Çorum doğumludur. 2011 yılından Sakarya Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Bölümünü bitirmiştir.2012 yılında Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalında başladığı yüksek lisans öğrenimini 2014 yılında bitirmiştir. Aynı yıl Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalında başladığı doktora öğrenimine devam etmektedir. 2012 yılından beri Sakarya Üniversitesi Teknoloji Geliştirme Bölgesi bünyesinde özel bir firmada Ar-Ge Mühendisi olarak görev yapmaktadır.

Serdar YURDUSEVEN

1990 yılı Ankara doğumludur. 2014 yılında Sakarya Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina bölümünü bitirmiştir. Sakarya Üniversitesinde 2015 yılında Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalında Enerji Bilim Dalına başlamıştır. Sakarya Üniversitesi Teknoloji Geliştirme Bölgesi bünyesinde özel bir firmada AR-GE mühendisi olarak görev yapmaktadır. Vidalı kompresörün rotor optimizasyonu üzerine çalışmaktadır.

Tahsin ENGİN

1968 yılı Samsun doğumludur.1984 yılında Hacettepe Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Bölümünü bitirmiştir. Zonguldak Karaelmas Üniversitesi'nden 1996 yılında Yüksek Mühendis, Sakarya Üniversitesi'nden 2000 yılında Doktor unvanını almıştır. 2002 yılında araştırma görevlisi olarak başladığı Sakarya Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümündeki görevine 2012 yılından beri Prof. Dr. olarak devam etmektedir. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği, Konvansiyonel Enerji Sistemleri, Termal/Akışkan Sistemlerinin Optimizasyonu konularında çalışmaktadır.

Gülcan ÖZEL

1989 yılı Kocaeli doğumludur. 2012 yılında Bilecik Şeyh Edebali Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine ve İmalat Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir. Aynı yıl Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği



Ana Bilim Dalında başladığı yüksek lisans öğrenimine devam etmektedir. 2013 yılında beri Bilecik Şeyh Edebali Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine ve İmalat Mühendisliği Bölümünün de Araştırma Görevlisi olarak görev yapmaktadır.