

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

Ahmet Aydın**

Sakarya Üniversitesi,
Karasu Meslek Yüksekokulu, Sakarya
ahmetaydin@sakarya.edu.tr

Tahsin Engin

Prof. Dr.,
Sakarya Üniversitesi,
Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Bölümü, Sakarya
engin@sakarya.edu.tr

Serdar Yurduseven

serdaryurduseven@hotmail.com

Gülcan Özel

Bilecik Şeyh Edebali Üniversitesi,
Makine ve İmalat Mühendisliği Bölümü,
Bilecik
gulcan.ozel@bilecik.edu.tr

PATTERN BAFFLE SHELL AND TUBE TYPE HEAT EXCHANGER OPTIMIZATION, CFD ANALYSIS AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION

ÖZ

Gövde borulu tip ısı değiştiricileri tasarımı, imalatı ve bakımı kolay olduğundan sanayinin birçok alanında yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu nedenle, ısı değiştiricilerin termal ve ekonomik açılardan optimizasyonu önemlidir. Bu çalışmada, ilk olarak, minimum maliyet esasına göre (ilk yatırım + işletme maliyetleri) gövde borulu bir ısı değiştiricisinin optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Daha sonra, optimize edilmiş ısı değiştirici 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 saptırıcıların önemli bir rol oynadığı sonucuna varılmıştır. Yeni saptırıcı geometrisinin, gövde tarafında ısı performansında bir azalmaya neden olmadığı görülmüştür. Bu yüzden yeni saptırıcı modeli önerilmiştir. Sonunda, hesaplamaların tümü JAVA kodları kullanılarak bilgisayar kodu haline getirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Isı değiştirici, 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.

Keywords: Heat exchanger, optimization, shell and tube type, pattern baffle

** İletişim Yazarı

Geliş tarihi : 11.07.2015

Kabul tarihi : 31.06.2015

* 8-11 Nisan 2015 tarihlerinde Makina Mühendisleri Odası tarafından İzmir'de düzenlenen 12. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi'nde sunulan bildiri, dergimiz için yazarlarınca makale olarak yeniden düzenlenmiştir.

Aydın, A., Engin, T., Yurduseven, S., Özel, G. 2015. "Perde Desenli Gövde Borulu Tip Isı Değiştiricilerinin Optimizasyonu, CFD Analizi ve Deneysel İncelenmesi," Mühendis ve Makina, cilt 56, sayı 667, s. 32-40.

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 cihazlar, ısı değiştiricisi 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. En ekonomik olan optimum tasarıma bu şekilde 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 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 üretmiştir. 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 ifadelerle ihtiyaç duyulmuştur. Babu ve Munawar (2007), gövde borulu tip ısı değiştiricilerinin optimal tasarımını, Diferansiyel Evrim (DE) metodunda on farklı strateji kullanarak gerçekleştirmişlerdir [3]. Markosvska ve arkadaşları (1996), gövde borulu ısı değiştiricilerinin optimum tasarımını bir yazılım paketi kullanılarak denklemlerin eş zamanlı çözümünü sağlayarak yapmışlardır [4]. Ravagani ve arkadaşları (2009), gövde borulu bir ısı değiştirici tasarımını, amaç fonksiyonu maliyetlerini en aza indirmek olan bir optimizasyon problemi ile formüle etmiştir. Bunu da parçacık sürü optimizasyonu (PSO) metodunu kullanarak çözmüşlerdir [5]. Edwards (2008) çalışmasında, gövde borulu ısı değiştiricilerinin termal tasarımındaki temel hususları değerlendirmiştir [6]. Ponce ve arkadaşları

(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 Habdollahi (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].

Jegede ve Polley (1992), ısı değiştiricisi optimizasyonu için son derece kullanışlı ve basit bir yöntem inovasyonuna gitmişlerdir [10]. Engin ve Gungör (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 JAVA tabanlı optimizasyon yazılımı geliştirilmiştir.

2. OPTİMİZASYON METODUNUN OLUŞTURULMASI

Bir ısı değiştiricinin ısı yükü ifadesi aşağıdaki gibidir:

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

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

Boru tarafındaki ısı geçişi gövde tarafındaki ısı geçisine eşittir. Aynı zamanda ısı taşınım katsayısına bağlı olarak ısı geçişi şu şekildedir:

$$Q = K A \Delta T_m \quad (3)$$

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 şu şekilde gösterilir:

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

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 $Re > 10.000$ 'dir.
5. Akışkan özelliklerinin $[C_p, \mu, k, \rho]$ 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 ve rilerinden elde edilen $C_1 = 450$ \$ ve $C_{1a} = 202$ \$/m²'dir.

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

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

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 edilir;

$$C_i = C_0 \left[C_1 + C_2 \left(\frac{1}{h_s} + \frac{1}{h_t} + C_3 \right) \right] + C_4 \left[h_s^{4.1} + \frac{h_s^{5.1}}{h_t} + C_3 h_s^{5.1} \right] + C_8 \left[h_t^{2.5} + \frac{h_t^{3.5}}{h_s} + C_3 h_t^{3.5} \right] \quad (12)$$

oluşur. Buradaki katsayılar, Engin ve arkadaşlarının (1998) çalışmalarında da ayrı ayrı gösterilmiştir.

Denklem 12'nin, gövde ve boru tarafı ısı taşınım katsayısına bağlı olarak optimum noktasını bulmak için kullanılan denklem 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 denklem kökleri bulunup, lineer olmayan iki bilinmeyenli denklem, MATLAB aracılığı ile çözülmüştür.

3. DURUM ÇALIŞMASI

Durum çalışmasında, özellikle karakteristik farklılıkların 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).

Tablo 1. Akışkan Özellikleri

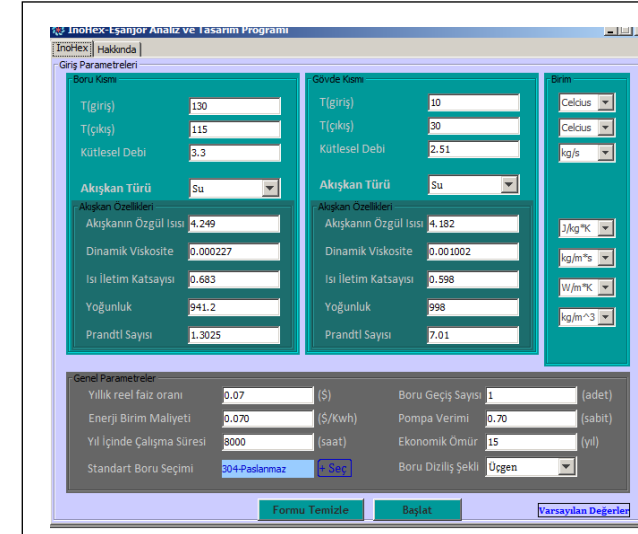
Nitelikler	Su (Boru Tarafı) (Ortalama 122,5°C)	Su (Gövde Tarafı) (Ortalama 20 °C)
m (kg/s)	3,3	2,51
ρ (kg/m ³)	941,2	998
Cp (kJ/kg.K)	4,249	4,182
μ (kg/ms)	0,227x10 ⁻³	1,002x10 ⁻³
k (W/m.K)	0,683	0,598
Pr	1,3025	7,01

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.

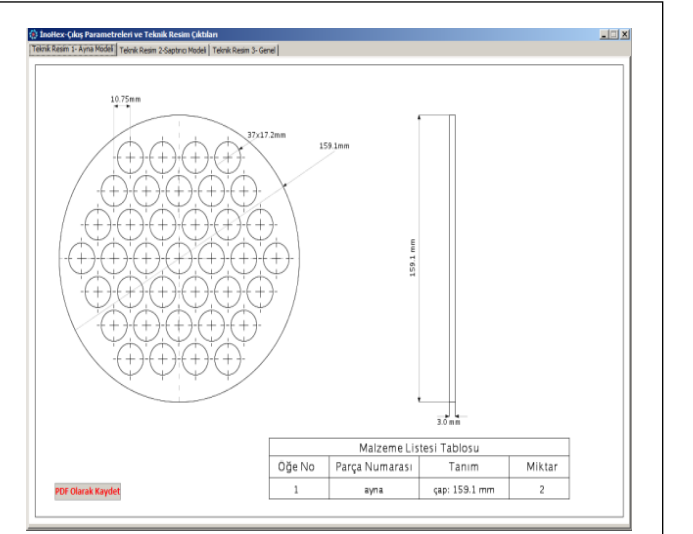
Isı değiştiriciye ait giriş parametreleri, optimal ısı değiştirici tasarımına uygun olarak geliştirilen yazılıma girilmiştir

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

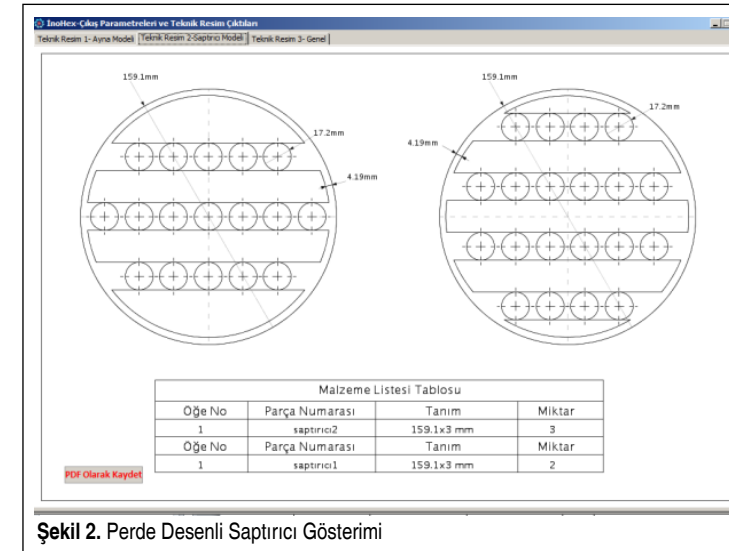


(a)

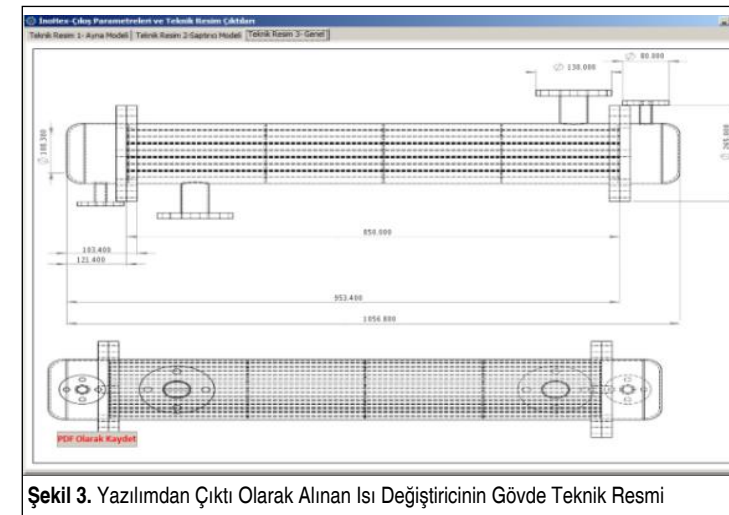


(b)

Şekil 1. a) Oluşturulan Yazılımın Arayüzü, b) Ayna Boru Yerleşimi



Şekil 2. Perde Desenli Saptırıcı Gösterimi



Şekil 3. Yazılımdan Çıktı Olarak Alınan Isı Değiştiricinin Gövde Teknik Resmi

(Şekil 1a). Girilen parametreler ışığında, optimal geometrik şartlar, teknik resimler program çıktısı olarak alınmıştır (Şekil 1, 2, 3). Yazılım çıktısı olarak alınan geometrik şartlar ve niteliklere ait değerler Tablo 2'de gösterilmiştir.

3.1 CFD ile Akış Analizi

3.1.1 Model Detayları

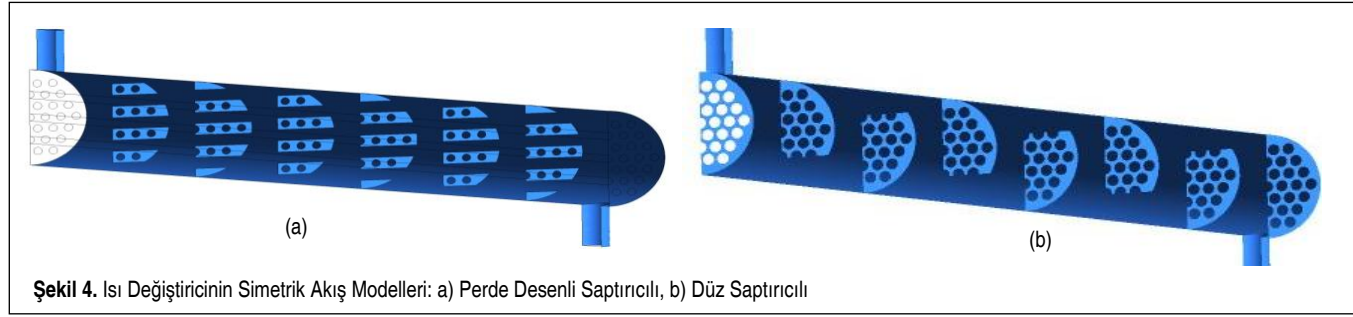
ANSYS Fluent programı ile geliştirilen CFD analizinde, ilk olarak, elde edilen optimizasyon sonuçlarına göre akış geometrisi, düz saptırıcı ve perde desenli saptırıcı modeli için ayrı ayrı Design Modeler ile modellenmiştir. Bu modellerde, gövde tarafı ve boru tarafı akışları inceleyebilmek için iki ayrı kontrol hacmi modellenmiştir. Çözüm kolaylığı açısından, simetri özelliği gösteren modelin simetrisi alınarak çözüm ağı sayısı yarıya indirilmiştir (Şekil 4).

3.1.2 Çözüm Ağı (Mesh)

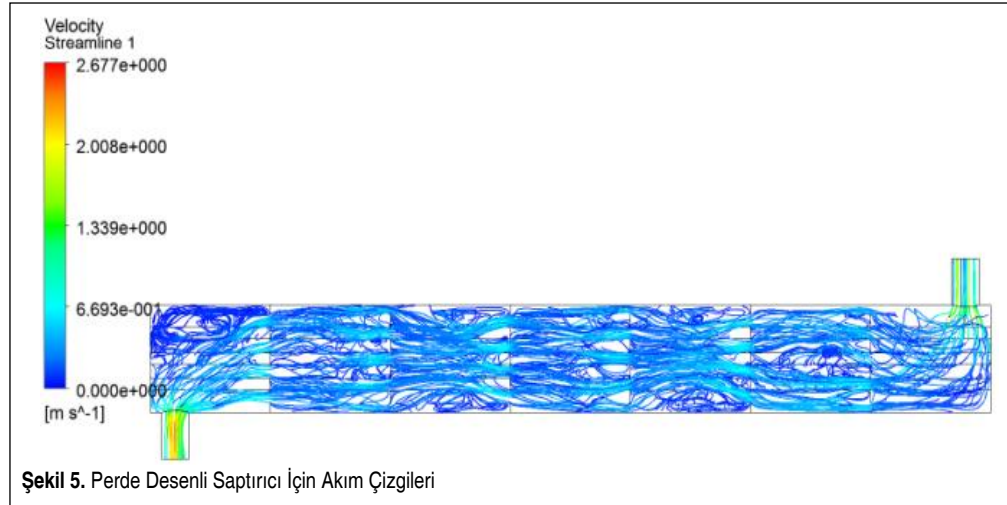
Dört yüzeyle (Tetrahedral) elemanlar kullanılan çözüm ağına düz saptırıcılar için 3530171 eleman ve perde desenli saptırıcılar için ise 10096426 eleman kullanılmıştır.

3.1.3 CFD Sınır Şartlarının Belirlenmesi

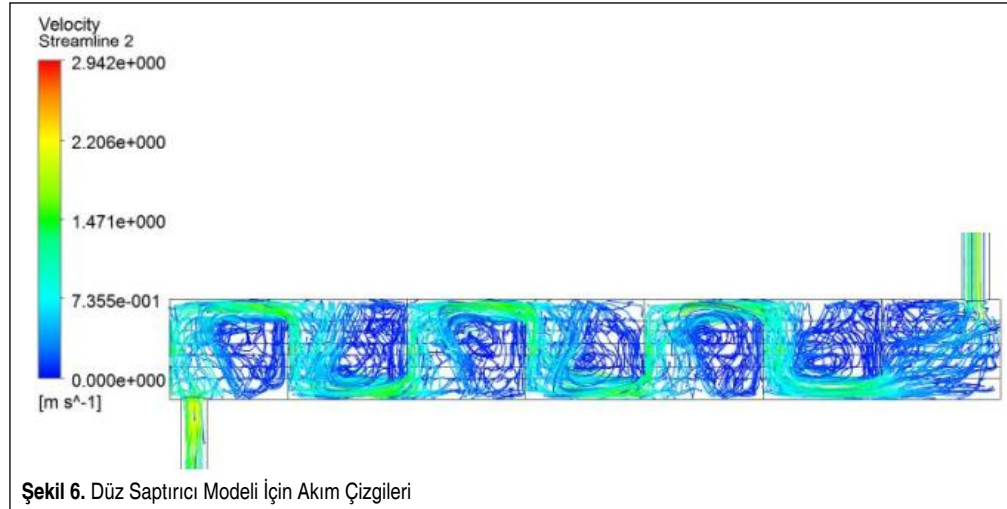
Fluent'de, Türbülans Model olarak k-ε realizable modeli seçilmiştir. İki ayrı akışkan için akışkan özellikleri girilmiştir. Giriş şartları olarak "mass flow inlet", çıkış şartı olarak "pressure outlet" belirlenmiştir. Boru yüzeyi kirlilik direncinin modellenebilmesi için ara yüzeye 3.36 W/m.k için "thermal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



Şekil 4. Isı Değiştiricinin Simetrik Akış Modelleri: a) Perde Desenli Saptırcılı, b) Düz Saptırcılı



Şekil 5. Perde Desenli Saptırcı İçin Akım Çizgileri



Şekil 6. Düz Saptırcı Modeli İçin Akım Çizgileri

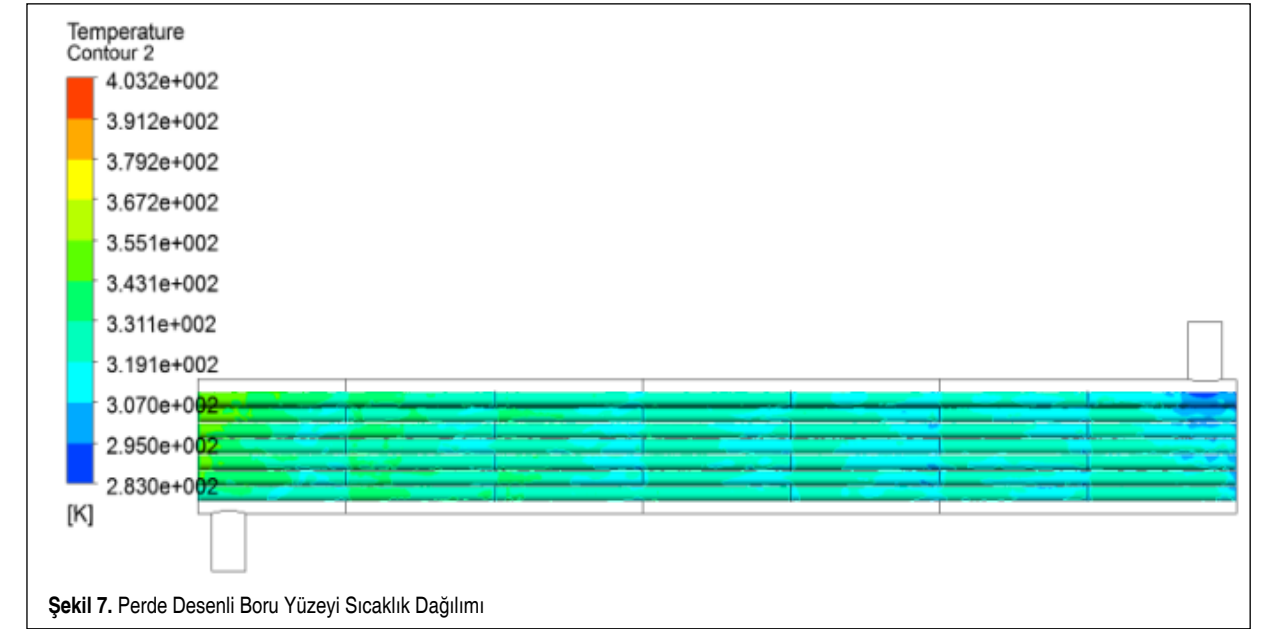
tadır. Kirlilik direncinin artması, ısı değiştirici kullanım ömrünü düşürürken, işletme, bakım maliyetlerini yükseltmektedir. Bunun yanında, döngü bölgesinde ısı geçişi zamana bağlı olarak düşmekte ve ısı değiştirici ısı verimini düşürmektedir.

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

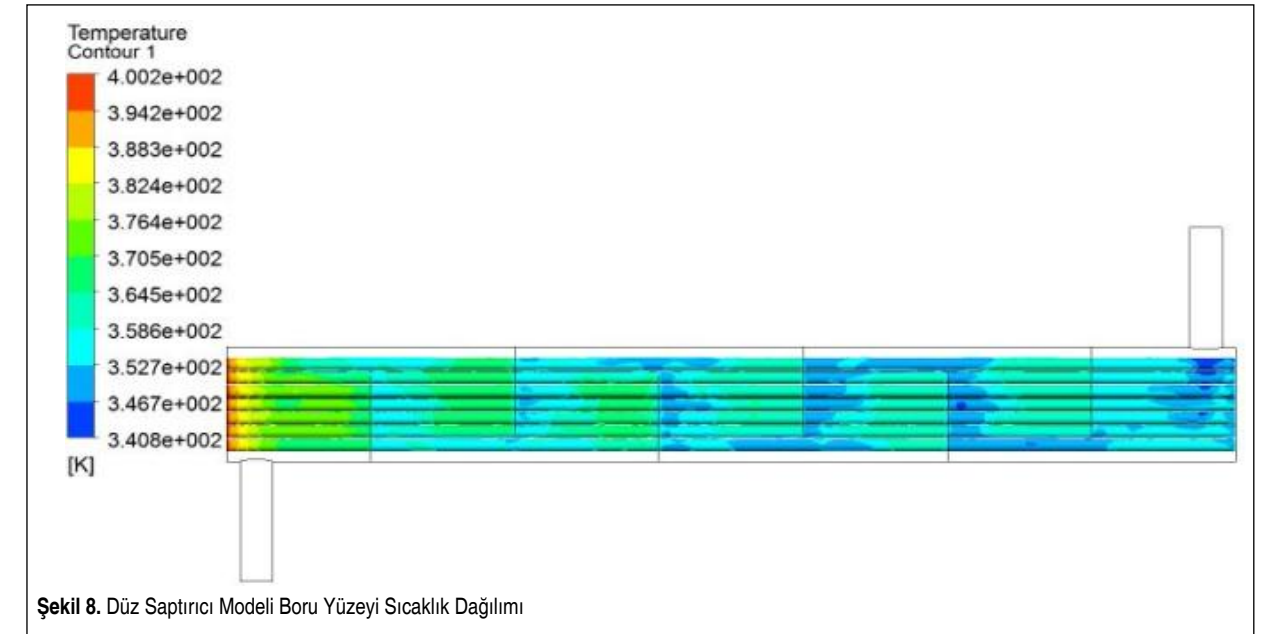
Şekil 9 ve 10'da hız vektörleri gösterilmektedir. Şekil 9, perde desenli saptırcı için oluşan lokal türbülans bölgeleri açıkça gözükmektedir ve hız dağılımı Şekil 10'daki düz saptırcıya göre çok daha homojendir. Şekil 10'da görüldüğü gibi, düz saptırcının arka kısımlarında ölü bölgeler oluşmaktadır. 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 11'de gövde boyu boyunca basınç değişimi görülmektedir. Bu basınç değişimi esnasında perde desenli saptırcıların basınç düşümünün düz olduğu, bunun yanında, düz saptırcılarda ise keskin olduğu görülmektedir. Bu durum,

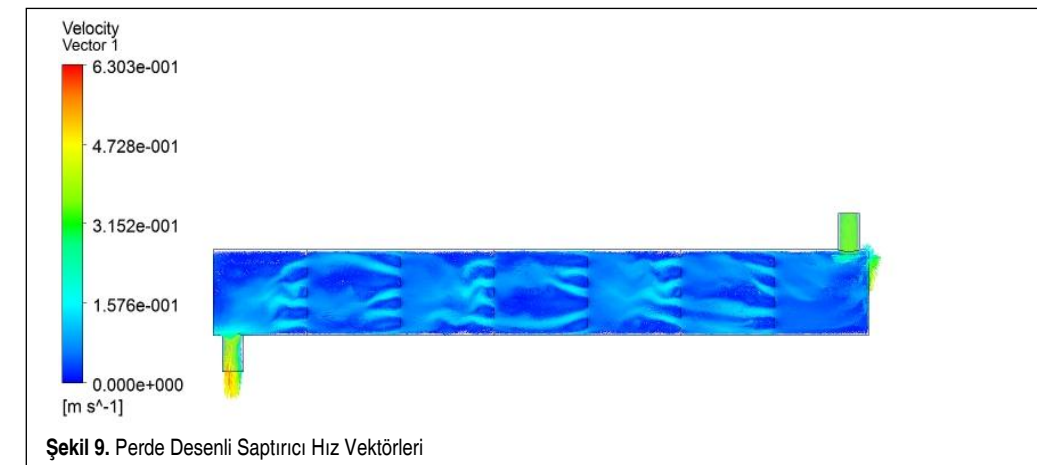
Şekil 11'de gövde boyu boyunca basınç değişimi görülmektedir. Bu basınç değişimi esnasında perde desenli saptırcıların basınç düşümünün düz olduğu, bunun yanında, düz saptırcılarda ise keskin olduğu görülmektedir. Bu durum,



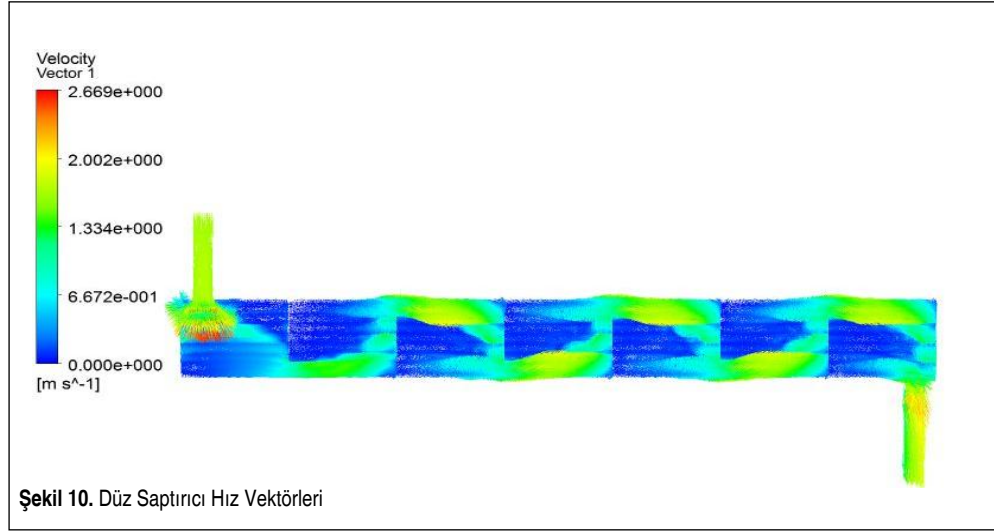
Şekil 7. Perde Desenli Boru Yüzeyi Sıcaklık Dağılımı



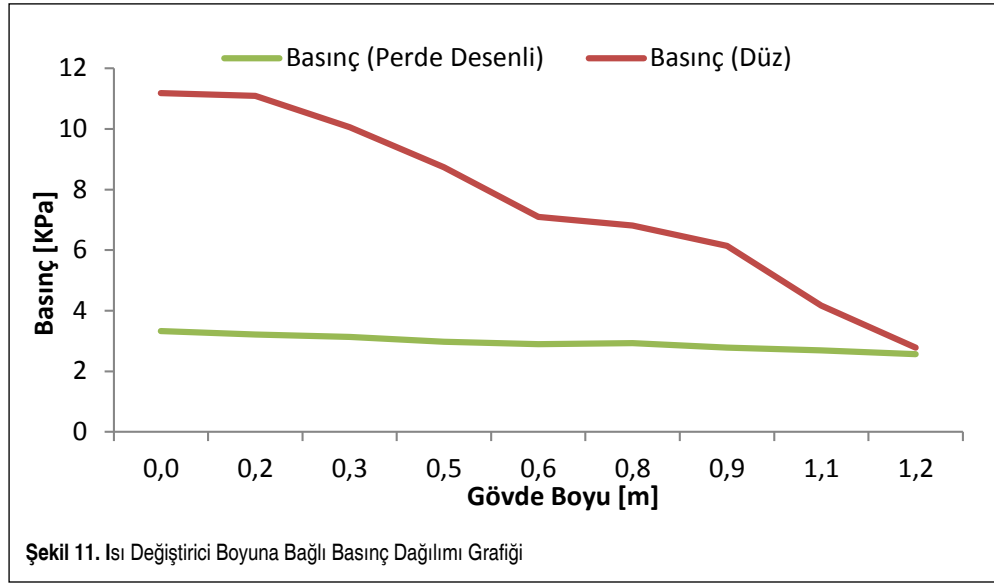
Şekil 8. Düz Saptırcı Modeli Boru Yüzeyi Sıcaklık Dağılımı



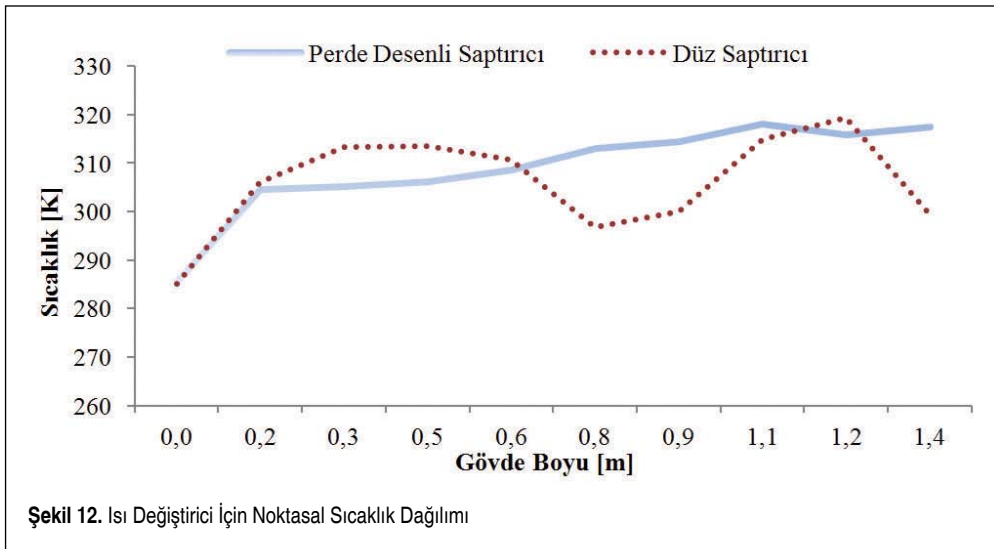
Şekil 9. Perde Desenli Saptırcı Hız Vektörleri



Şekil 10. Düz Saptırıcı Hız Vektörleri



Şekil 11. Isı Değiştirici Boyuna Bağlı Basınç Dağılımı Grafiği



Şekil 12. Isı Değiştirici İçin Noktasal Sıcaklık Dağılımı

iki tür saptırıcının basınç düşümüne etkisini göstermektedir.

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.

3.2 Deneysel Çalışmalar

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.

3.2.1 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 sıcaklığın sürekli olarak stabil kalabilmesi için ısıtıcılarla ısıtılmıştır. Gövde tarafı soğuk su için ise tek bir tankta toplanan suyun 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).

Tablo 3'te, deney düzeneğinde kullanılan ölçüm cihazlarının ölçüm aralığı ve hassasiyeti belirtilmiştir.



Şekil 13. Deney Sisteminin 3 Boyutlu Görüntüsü

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

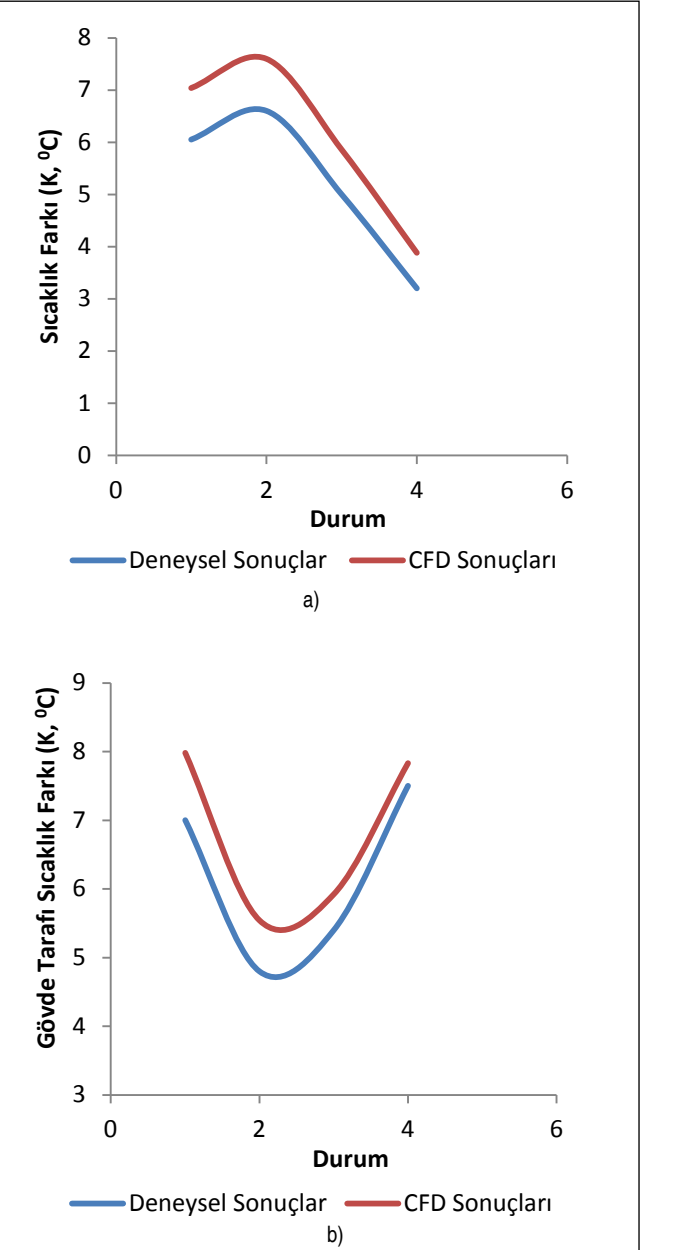
3.2.2 Deneysel Sonuçların CFD Sonuçları ile Karşılaştırılması

Deneysel sonuçlar CFD sonuçları ile karşılaştırılarak ampirik hesaplamaların ne denli uygulanabilir olduğunun tespiti sağlanmıştır (Tablo 4).

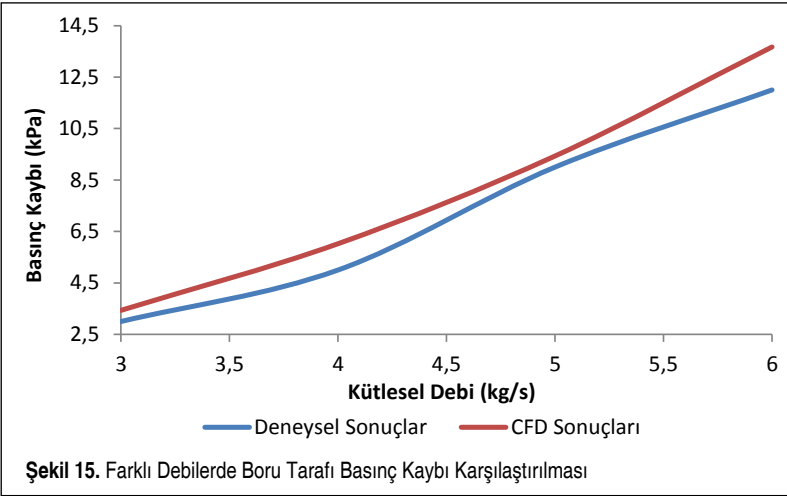
Öncelikle, boru tarafı sıcaklık farkı karşılaştırılması 4 farklı durum için gerçekleştirilmiş, deneysel sonuçların CFD sonuçları ile ne denli uygunluk gösterdiği karşılaştırılmıştır. Enerji korunumundan dolayı, gövde tarafı sıcaklık farkı da benzer karakteristik göstermektedir (Şekil 14).

Tablo 4. Deneysel Sonuçlar ile CFD Sonuçlarının Karşılaştırılması

Deneysel Sonuçlar					CFD Sonuçları			
Kütleli Debi (kg/s)	Boru Tarafı		Gövde Tarafı		Boru Tarafı		Gövde Tarafı	
	Giriş Çıkış Sıcaklık Farkı (K)	Basınç Farkı (kPa)	Kütleli Debi (kg/s)	Giriş Çıkış Sıcaklık Farkı (K)	Giriş 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



Şekil 14. a) Boru Tarafı Sıcaklık Farkı Karşılaştırması, b) Gövde Tarafındaki Sıcaklık Farkının Deneysel ve CFD Çalışmaları ile Karşılaştırılması



Şekil 15. Farklı Debilerde Boru Tarafı Basınç Kaybı Karşılaştırılması

Şekil 15'te, boru tarafı basınç kaybı için deneysel sonuçlar ile CFD sonuçları karşılaştırılmış ve ne denli uyumlu olduğu gözlemlenmiş ve grafik haline getirilmiştir.

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 ise 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 5).

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

CFD sonuçlarının deneysel sonuçlarla karşılaştırılması ile perde desenli saptırıcıların optimizasyon ekseninde kullanılabileceği 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

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

boyunun gövde çapından 3 kat olduğu, maksimum 15 kat olduğu bir aralıkta kabul edilebilir olduğu tespit edilmiştir. Bu oran, yazılıma adapte edilmiştir [1].

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 kaldırılabilceği ve düşük pompalama maliyetleri sayesinde işletme maliyetinin minimize edileceği görülmüştür.

KAYNAKÇA

1. Kakac, S., Liu, H. 2002. Heat Exchangers Selection, Rating and Thermal Design, CRC Press, Washington D.C., p. 320-335.
2. McAdams, W. H. 1954. Heat Transmission, McGraw-Hill, New York.
3. Markovska, L., Mesko, V., Kiprijanova, R., Grizo, A. 1996. "Optimum Design of Shell and Tube Heat Exchanger," Bulletin of the Chemists and Technologists of Macedonia, vol. 15 (1), p. 39-44.
4. Ponce, J. M., Serna, M., Rico, V., Jimenez, A. 2006. "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, vol. 21, Elsevier, Amsterdam, The Netherlands, p. 985-990.
5. Babu, B. V., Munawar, S. A. 2007. "Differential Evolution Strategies for Optimal Design of Shell and Tube Heat Exchangers," Chemical Engineering Science, vol. 62 (14), p. 3720-3739.
6. Tema. 2007. Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association, Tarrytown, New York.
7. Azad, A. V., Amidpour, M. 2011. "Economic Optimization of Shell and Tube Heat Exchanger Based on Constructal Theory," Energy, vol. 36 (2), p. 1087-1096.
8. Caputo, A. C., Pelagagge, P. M., Salini, P. 2008. "Heat Exchanger Design Based on Economic Optimisation," Applied Thermal Engineering, vol. 28 (10), p. 1151-1159.
9. Edwards, J. E. 2008. Design and Rating Shell and Tube Heat Exchanger, Teesside, UK.
10. Engin, T., Güngör, K. E. 1996. "Gövde-Boru Tipi Isı Değiştiricilerinin Tasarım ve Maliyet Parametrelerine Göre Optimizasyonu," TÜBİTAK-Türk Mühendislik ve Çevre Bilimleri Dergisi, cilt 20 (6), p. 313-322.
11. Jegede, F. O., Polley, G. T. 1992. Optimum Heat-Exchanger Design, Chemical Engineering Research & Design, vol. 70 (2), p. 133-141.