

**T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**GÖVDE BORULU TİP ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN
OPTİMİZASYONU VE CFD ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Ahmet AYDIN

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ
Tez Danışmanı : Prof. Dr. Tahsin ENGİN

Temmuz 2014

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**GÖVDE BORULU TİP ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN
OPTİMİZASYONU VE CFD ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Ahmet AYDIN

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ

Bu tez ... / ... /.... tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Oybirliği ile kabul edilmiştir.

.....
Jüri Başkanı

.....
Üye

.....
Üye

ÖNSÖZ

Günümüzde, AR-GE çalışmalarının büyük bir bölümü kalitenin artırılması ve maliyetlerin minimize edilmesi üzerine kuruludur. Bu faktörler göz önüne alındığında optimizasyon, firmalar için önemli bir parametre oluşturmaktadır. Özellikle seri üretim yapmayan sektörlerde optimal tasarım yapmak spesifik ürünler için mümkün olmamakta ya da belirli ampirik hesaplamalara dayanmaktadır. Bunun için her türlü şarta uyum sağlayacak hızlı çözüm bulma yolları araştırılmakta ve bunun için ampirik hesaplama tabanlı yazılımlara ihtiyaç duyulmaktadır. Bu yazılımlarla hızlı çözüm bulunmasının yanında insan hata faktörünün minimize edilmesi amaçlanmaktadır. Yazılımların oluşturulması için yoğun ve maliyetli deneysel çalışmalara ihtiyaç duyulmaktadır. Bu çalışmada, deneysel çalışma maliyetlerini minimize etmek için CFD analizleri kullanılarak ampirik hesaplamaların doğrulama çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Bu doğrulama çalışmaları, belirlenen giriş şartları dahilinde (tek geometrik şart için) deneysel verilerle karşılaştırılmış ve uygulanabilir olduğu kanıtlanmıştır.

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ	ii
ŞİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ.....	vi
ŞEKİLLER LİSTESİ	viii
ÖZET.....	xi
SUMMARY	xii
BÖLÜM 1.	
GİRİŞ	1
1.1. Amaç	2
1.2. Kapsam	2
1.3. Literatür Taraması	2
BÖLÜM 2.	
ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ	5
2.1. Genel Kavramlar	5
2.2. Isı Değiştirgeçlerinin Kullanım Alanları	5
2.3. Isı Değiştiricilerinin Sınıflandırılması	5
2.3.1. Isı değişim şekline göre sınıflandırma	5
2.3.1.1. Akışkanların doğrudan temasta olduğu ısı değiştiricileri..	6
2.3.2. Isı geçiş yüzeyinin ısı geçiş hacmine oranına göre sınıflandırma...	6
2.3.3. Akıma göre sınıflandırma	6
2.3.3.1. Paralel akımlı ısı değiştiricileri.....	7
2.3.3.2. Ters akımlı ısı değiştiricileri.....	7
2.3.3.3. Çapraz akımlı ısı değiştiricileri.....	7
2.4. Isı Değiştiricilerinde Kirlenme	7
2.4.1. Isı değiştiricilerinde birikinti.....	7

2.4.2. Kirlenme eğilimleri	8
2.4.3. Muayene, temizleme, tamir ve ilave	9
2.5. Gövde Borulu Isı Değiştiricileri.....	11
2.5.1. Gövde borulu tip ısı değiştiricinin çalışma prensibi	11
2.6. T.E.M.A Standartları	11
BÖLÜM 3.	
OPTİMİZASYON METODUNUN OLUŞTURULMASI	12
3.1. Kabuller.....	12
3.2. Problemin Matematiksel İfadesi	12
3.2.1. Isı yükü.....	12
3.2.2. Basınç kayıpları	13
3.2.2.1. Boru tarafındaki basınç kaybı	13
3.2.2.2. Gövde tarafındaki basınç kaybı	16
3.3. Amaç Fonksiyonu	18
3.3.1. Isı değiştiricinin ilk yatırım maliyeti.....	18
3.3.2. Enerji tüketim maliyeti.....	20
3.4. Optimizasyon	22
3.5. JAVA Tabanlı Yazılımın Oluşturulması.....	22
3.6. Perde Desenli Saptırıcı Modelinin Geliştirilmesi	24
BÖLÜM 4.	
ÖRNEK UYGULAMA TABANLI CFD AKIŞ ANALİZİ VE TASARIM	
DOĞRULAMA ÇALIŞMALARI.....	26
4.1. Durum Çalışması	26
4.2. CFD Analizleri	29
4.2.1. Model detayları	29
4.2.2. Çözüm ağı (Mesh).....	30
4.2.3. CFD sınır şartlarının belirlenmesi.....	30
4.2.4. Sonuçların değerlendirilmesi	30

BÖLÜM 5.

DENEYSEL ÇALIŞMALAR	35
5.1. Giriş.....	35
5.2. Tasarım Çalışması	35
5.3. İmalat Aşamasının Oluşturulması	37
5.4. Deneylein Yapılması ve CFD Analizleri ile karşılaştırılması	39
5.4.1. Parametrelerin belirlenmesi	39
5.4.2. Deneysel sonuçların CFD sonuçları ile karşılaştırılması	41

BÖLÜM 6.

SONUÇLAR VE ÖNERİLER	44
KAYNAKLAR.....	46
EKLER.....	48
ÖZGEÇMİŞ	66

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

A	: Isı transfer yüzey alanı [m^2]
C, C _{1a}	: Sabit
C _{he}	: Isı değiştirici maliyeti [\$/yıl]
C _k	: Sabit [k=0, 1, 2,...8]
C _n	: Boru yerleşim katsayısı [-]
C _{op}	: İşletme maliyeti [\$/yıl]
C _p	: Özgöl ısı [J/kg.K]
C _T	: Toplam maliyet [\$/Yıl]
D	: Boru çapı [m]
D _e	: Eş değer boru demeti çapı [m]
f	: Sürtünme faktörü [-]
F	: Enerji birim maliyeti [\$/kW.h]
h	: Isı taşınım katsayısı [W/m ² .K]
i	: Yıllık faiz oranı [%]
k	: Isı iletim katsayısı [W/m.K]
K	: Toplam ısı transfer katsayısı [W/m ² .K]
L	: Isı değiştirici boyu [m]
L _b	: Enine perdeler arası mesafe [m]
m	: Kütlesel debi [kg/s]
n	: Isı değiştirici ekonomik ömrü [yıl]
N _t	: Boru sayısı
Pr	: Prandtl sayısı
P _T	: Boru eksenleri arası mesafe [m]
Q	: Isı yükü [W]
Re	: Reynolds Sayısı
R _f	: Kirlilik ısı direnci [m ² .K/W]

T	: Sıcaklık [K]
t	: Yıllık çalışma zamanı [saat]
u	: Borudaki ortalama akışkan hızı [m/s]
v	: Gövdeden geçen akışkanın ortalama hızı [m/s]
V	: Hacimsel debi [m ³ /s]
μ	: Dinamik viskozite [N/m.s]
η	: Pompa genel verimi [%]
ρ	: Yoğunluk [kg/m ³]
ΔP	: Gövde Tarafı Basınç Kaybı [kPa]
ΔT	: Sıcaklık Farkı [°C, K]
ΔT_{lm}	: Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı [°C, K]
c	: Soğuk akışkana ait özellik
h	: Sıcak akışkana ait özellik
s	: Gövde Tarafı
t	: Boru tarafı
i	: Kirlilik direnci boru iç tarafı
e	: Kirlilik direnci boru dış tarafı

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 2.1. Gövde borulu tip ısı değiştiricinin i görüntüsü	9
Şekil 2.2. Gövde borulu tip çift geçişli bir ısı değiştiricinin yan görüntüsü	10
Şekil 3.1. Inohex yazılım arayüzü	24
Şekil 3.2. Perde desenli saptırıcıların ısı değiştirici için yerleştirilmesi	25
Şekil 3.3. Akışın saptırıcılar ile yaptığı kırılmalar	25
Şekil 4.1. Java Tabanlı Optimal Isı Değiştirici Tasarımı Yazılımı Ara Yüzü	27
Şekil 4.2. Yazılımdan ıktı alınan ayna görüntüsü	28
Şekil 4.3. Yazılımdan ıktı alınan iki tip perde desenli saptırıcı görüntüsü.....	28
Şekil 4.4. Isı değiştirici genel görüntüsü	29
Şekil 4.5. Perde desenli saptırıcı modeli	29
Şekil 4.6. Düz saptırıcı modeli	30
Şekil 4.7. Perde desenli saptırıcı için akım çizgileri	31
Şekil 4.8. Düz saptırıcı modeli için akım çizgileri	31
Şekil 4.9. Perde desenli saptırıcı boru yüzeyi sıcaklık dağılımı	32
Şekil 4.10. Düz saptırıcı modeli boru yüzeyi sıcaklık dağılımı	32
Şekil 4.11. Perde desenli saptırıcı hız vektörleri.....	33
Şekil 4.12. Düz saptırıcı hız vektörleri.....	33
Şekil 4.13. Isı değiştirici boyuna bağlı basınç dağılımı grafiği.....	34
Şekil 4.14. Isı değiştirici içi noktasal sıcaklık dağılımı	34
Şekil 5.1. Deney düzeneği 3 boyutlu görüntüsü	36
Şekil 5.2. Isı değiştirici 3 boyutlu görüntüsü	36
Şekil 5.3. Isı değiştirici 3 boyutlu görüntüsü saptırıcı yerleşimi.....	37
Şekil 5.4. İmalat resimleri (Isı değiştirici)	37
Şekil 5.5. Deney düzeneği resmi	38
Şekil 5.6. Sıcak su tankı	38
Şekil 5.7. Pano resmi.....	39
Şekil 5.8. Boru tarafı sıcaklık farkı karşılaştırması	41

Şekil 5.9. Gövde tarafı sıcaklık farkının deneysel ve CFD sonuçları ile karşılaştırılması	42
Şekil 5.10. Farklı debilerde boru tarafı basınç kaybı karşılaştırılması.....	43

TABLULAR LİSTESİ

Tablo 2.1. Çeşitli ısı değiştiricilerinin muayene, temizleme, tamir ve ilave bakımı	10
Tablo 4.1. Akışkan özellikleri	26
Tablo 4.2. Yazılım çıktışı olarak alınan geometrik şartlar ve nitelikler.....	27
Tablo 5.1. 4 farklı durum için deney düzeneği giriş parametreleri	40
Tablo 5.2. 6 farklı durum için boru tarafı deney düzeneği debi giriş parametreleri	40
Tablo 5.3. Ölçüm cihazlarının teknik özellikleri	40
Tablo 5.4. Deneysel sonuçlar ile CFD sonuçlarının karşılaştırılması	41
Tablo 5.5. Farklı debilerde boru tarafı basınç kaybı karşılaştırılması.....	42
Tablo 6.1. Ampirik hesaplamalar ile CFD sonuçlarının karşılaştırılması.....	45

ÖZET

Anahtar Kelime: Isı Değiştirici, Optimizasyon, Perde Desenli Saptırıcı, Gövde Borulu Tip

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, minimum maliyet esasına göre (ilk yatırım + işletme maliyetleri) bir optimizasyon işlemi incelenmiştir. Daha sonra optimize edilmiş ısı değiştirici uygulamalı akışkanlar mekaniği (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.

SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER OPTIMIZATION AND CFD ANALYSIS

SUMMARY

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

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 plus 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 JAWA.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

Isı değiştirici tasarımında kabul edilebilir basınç dūřümlerinin doğru olarak belirlenmesi, çeşitli denemelerin birçok defa tekrar edilmesiyle mümkün olmakla beraber çoęu zaman da mümkün değildir. Bununla birlikte endüstride yaygın uygulama alanı bulunan ısı değiştiricilerinin en ekonomik koşullarda çalıştırılabilmesi, öncelikle basınç dūřümlerinin objektif olarak belirlenmiş olmasına bağlıdır.

Farklı sıcaklıktaki iki akışkan arasında istenilen ısı enerjisini transfer edebilecek birçok ısı değiştirici geliştirilebilir. Ancak bu ısı değiştirgeçlerinden yalnız bir tanesi amaca en ekonomik biçimde hizmet verebilir. Isı değiştirgeci projelendirilmesinde termik verilere ek olarak genellikle, sistemde izin verilen maksimum basınç dūřümü de verilir. Her iki akışkan için verilen bu basınç dūřümü, akışkanları sirküle ettirmek için gerekli pompa veya kompresörün ilk yatırım maliyeti ile enerji tüketim maliyetlerini belirlediği gibi ısı değiştiricinin de ilk yatırım maliyetini belirler. Ancak birçok uygulamada; ısı değiştirici tasarımı için verilen basınç dūřümü değerleri genellikle objektif olarak belirlenememektedir.

Isı değiştirici tasarımında müsaade edilen basınç dūřümlerini tecrübelerle bağlı olarak belirlemek hem zor hem de risklidir. Ayrıca tecrübelerle göre belirlenen basınç dūřümlerinin optimum değerlerde olması beklenemez. Optimum basınç dūřümü değerleri, sistemdeki ikinci akışkana da bağlı olduğundan her sistem için farklılık gösterecektir. Tasarımda müsaade edilen maksimum basınç dūřümü değerleri mümkün olduğunca büyük tercih edilmelidir. Ayrıca, optimum ısı transfer yüzey alanı elde edebilmek için izin verilen maksimum basınç dūřümünün tamamının kullanılması son derece önemlidir. Maalesef klasik ısı değiştirgeci tasarımlarında bu iki hedefe aynı anda ulaşılması oldukça zordur.

1.1. Amaç

Bu tez kapsamında gövde borulu tip ısı değiştiricilerinin (Shell-And-Tube Heat Exchangers) optimum tasarımı, CFD analizi ve deneysel çalışmaları ele alınmıştır. Optimizasyon işleminde, amaç fonksiyonu (Objective Function) olarak, Türkiye Őartlarına göre tanımlanan borulu tip ısı değiştiricilerinin, maliyet fonksiyonunun kullanımı amaçlanmıştır. Bu maliyet fonksiyonu yardımıyla bir ısı değiştirici sisteminde, akışkanların basınç dūřümlerinin tasarım değişkeni olarak alınması durumunda, optimum ısı transfer yüzey alanının nasıl tanımlanabileceği gösterilmiştir. Aktif kullanım ömrü dahilinde sistemin kirlilik direnci ve bakım maliyetlerinin minimize edilmesi için optimizasyona yeni saptırıcı modelizasyonu dahil edilmiştir. CFD analizi ile düz saptırıcı modeli ve perde desenli saptırıcı için çıkan sonuçlar karşılaştırılmıştır. Bu sonuçlar deneysel verilerle karşılaştırılmış ve incelenmiştir.

1.2. Kapsam

Bu tez, altı bölümden oluşmaktadır. İlk bölümde tezin amaç ve kapsamına yer verilmekte ardından ikinci bölümde ısı değiştiricileri genel olarak tanıtılmaktadır. Üçüncü bölümde, ısı değiştirici optimizasyonu ile ilgili ampirik hesaplamalar gerçekteşirilmış ve örnek problem oluşturulmuştur. Dördüncü bölümde CFD ile akış analizi gerçekteşirilmış ve ampirik hesaplamalarla karşılaştırılması sağlanmıştır. Beşinci bölümde deney düzeneği oluşturulmuş ve deneysel sonuçlar incelenmiştir. Yapılan çalışmalar CFD sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Son olarak altıncı bölümde teze ilgili çıkarılan sonuçlara ve önerilere yer verilmiştir.

1.3. Literatür Taraması

Farklı sıcaklıkta ve birbirinden katı cidar ile ayrılan iki akışkan arasındaki ısı geçişi mühendislik uygulamalarının en önemli ve en çok karşılaşılan işlemlerindedir. Bu tür ısı geçişini gerçekteşirmek için kullanılan cihazlara 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. Bu şekilde en ekonomik olan optimum tasarıma ulaşılır. Ulaşılan tasarımının veriminin 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 gerçekleştirmiştir [3]. Markosvska vd. (1996) gövde borulu ısı değiştiricilerinin optimum tasarımını bir yazılım paketi kullanarak denklemlerin eş zamanlı çözümünü sağlayarak yapmıştır [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 çözmüştür [7]. Azad ve Amidpour (2011) yapısal teoreminin yeni yaklaşımını gövde borulu tip ısı değiştiricilerinin optimal tasarımının ekonomik olarak gerçekleşmesi için kullanmıştır [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 çözmüştür [9].

Jegede 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 aynı 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.

BÖLÜM 2. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ

2.1. Genel Kavramlar

Isı enerjisini gaz veya sıvı bir ortamdan diğer bir ortama iletmek amacıyla geliştirilen ünitelere ısı değıştirici adı verilir. Isı değıştiricide ısı, sıcak bir ortamdan soğuk bir ortama iletim ve taşınım vasıtasıyla bazen de gazlarda olduğu gibi ışımaya ile transfer edilir .

2.2. Isı Değıştirgeçlerinin Kullanım Alanları

Isı değıştirgeçleri sanayinin hemen hemen bütün dallarında yaygın olarak kullanılmaktadır. Bilhassa ısıtma-soğutma tesisleri, kuvvet makinaları, termik santraller, kimya tesisleri, petrol rafinerileri ve makine mühendisliğı ile kimya mühendisliğinin ortak uygulama alanı olan ısıl işlem tekniğinde çok önemli yer tutarlar. Su ile soğutmalı motorlardaki radyatörleri, soğutma tesislerindeki buharlaştırıcı ve yoğuşturucuları birer ısı değıştirgeci olarak örnek gösterebiliriz.

2.3. Isı Değıştiricilerinin Sınıflandırılması

Isı değıştiriciler ısı değışim şekline, ısı geçiş yüzeyinin ısı geçiş hacmine oranına, akıma bağılı olarak sınıflandırılır.

2.3.1. Isı değışim şekline göre sınıflandırma

Isı değışim şekline göre ısı değıştiricileri, akışkanların doğrudan temasta olduğu ısı değıştiricileri, doğrudan temasın olmadığı ısı değıştiricileri olarak sınıflandırılmaktadır.

2.3.1.1. Akışkanların doğrudan temasta olduğu ısı değiştiricileri

Bu tip ısı değiştiricilerinde farklı sıcaklıklardaki akışkanlar veya bir akışkan ile katı maddeler birbirleriyle doğrudan doğruya karıştırılır veya temasa geçirilir. Endüstriyel işlemler sonucu ortaya çıkan ısının atılması için pratikte çok kullanılan soğutma kuleleri bu tip ısı değiştiricilerine iyi bir örnektir.

2.3.1.2. Akışkanlar arası doğrudan temasın olmadığı ısı değiştiricileri

Bu tiplerde ısı, önce sıcak akışkandan iki akışkana ayıran bir yüzeye veya bir kütleye geçer. Daha sonra bu ısı bu yüzeyden veya kütleden soğuk akışkana iletilir. Yüzeyli, dolgu maddeli ve akışkan yataklı olmak üzere 3 grupta incelenebilir.

2.3.2. Isı geçiş yüzeyinin ısı geçiş hacmine oranına göre sınıflandırma

Bu sınıflama için ısı değiştiricilerinde β şeklinde yüzey alanı/yoğunluğu adı verilen bir büyüklük ile tanımlanır. (Denklem 2.1.)

$$\beta = \text{Isı geçiş Yüzeyi } m^2 / \text{IsıDeğiştirici Hacmi}(m^3) \quad (2.1)$$

Bu tanıma göre literatürde $\beta > 700 \text{ m}^2 / \text{m}^3$ olan ısı değiştiricileri kompakt , $\beta \leq 700 \text{ m}^2 / \text{m}^3$ olan ısı değiştiriciler ise kompakt olmayan ısı değiştiriciler olarak göz önüne alınır. Kompakt ısı değiştiricileri ağırlıktan, hacimden kazanç sağladığı ve daha esnek bir projelendirmeye olanak sağladığı için kompakt olmayan ısı değiştiricilerine göre tercih edilir. Buna karşılık akışkanlardan en az birinin gaz olması, yüzeyi kirleten, korozif olan akışkanların kullanılamaması ve akış esnasında oluşan aşırı yük kayıplarını yenebilmek için ilave vantilatör veya pompa gücüne ihtiyaç duyulması bu tip ısı değiştiricilerinin başlıca sakıncalarıdır [12].

2.3.3. Akıma göre sınıflandırma

İki akışkanın ısı değiştirici içinde birbirine göre sadece bir kere karşılaştığı tiplerdir. Paralel, ters ve çapraz akımlı olmak üzere üç grupta incelenebilir.

2.3.3.1. Paralel akımlı ısı değiştiricileri

Bu düzenlemede ısı değiştirici içindeki iki akışkan değiştiricinin aynı ucundan girip, birbirlerine paralel olarak akarlar ve değiştiricinin diğer ucundan çıkarlar. Isı değiştirici boyunca akışkan sıcaklığının değişimi tek boyutludur. Isı değiştiricinin ısı geçişi olan cidar sıcaklığı fazla değişmediğinden, ısıl gerilmelerinin istenmediği yerlerde tercih edilir.

2.3.3.2. Ters akımlı ısı değiştiricileri

Bu tipte akışkanlar ısı değiştirici içinde birbirine göre aksenel olarak paralel, fakat ters yönde akarlar. Ters akımlı ısı değiştiricilerinde, değiştiricideki ortalama sıcaklık farkı ve etkenlik, diğer bütün akış düzenlemelerine göre daha büyüktür. Bu üstünlüğünden dolayı bu tip ısı değiştiricileri pratikte tercih edilir. Fakat ısı geçişi olan malzeme sıcaklığının değiştirici boyunca fazla değişmesi, bunun sonucu ısıl gerilmelerin artması ve imalattaki konstrüksiyon gerekleri sebebiyle bu düzenleme bazen tercih edilmeyebilir.

2.3.3.3. Çapraz akımlı ısı değiştiricileri

Bu düzenlemede ısı değiştirici içindeki akışkanlar birbirlerine dik olarak akarlar. Yapılan konstrüksiyona göre, kanatlar veya şaşırtma levhaları yardımıyla, akışkanlar değiştirici içinde ilerlerken kendi kendileri karşılaşabilir veya karşılaşmayabilir. Akışkan değiştirici içinde borular içinde akıyorsa ve bitişik kanal içindeki akışkan ile karışmıyorsa, bu akışkana karışmayan adı verilir. Ters durumda ise karışan akışkan adı verilir.

2.4. Isı Değiştiricilerinde Kirlenme

2.4.1. Isı değiştiricilerinde birikinti

Birikinti, ısı transferi ve akışkanın akışına karşı direnci artıran ısı transfer yüzeyindeki istenmeyen tortulardır. Birikinti; yatırım, enerji, bakım ve arıza

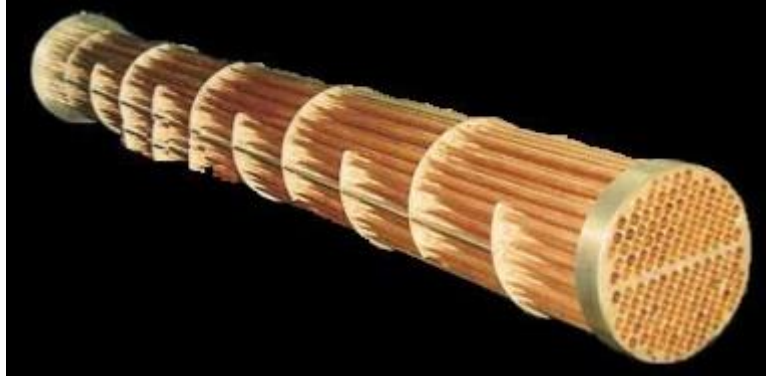
maliyetlerinde küçümsenemeyecek kadar ekstra maliyet oluşturmaktadır. Sık sık temizlenmesinden kaçınılmak isteniliyorsa, ısı değıştirciler dizayn edilirken birikinti koşulları dikkate alınmak zorundadır.

2.4.2. Kirlenme eğilimleri

Kirlenme, sıvıların içinde bulunabilen katı cisimler ve kireçlenme, ısı değıştirici seçiminde dikkate alınması gereken önemli faktörlerdir. Bir akışkanın belirli bir yüzey tipine göre kirlenme karakteristiklerine etki eden faktörler şunlardır:

- a- Akışkanın hızı: Isı değıştirici kanal sistemindeki en düşük hız, en önemli etkendir.
- b- Akışkan hızının kayma kuvveti: Türbülans ve laminer-tabaka kalınlığına etkisi
- c- Yüzey civarında kalma süresi
- d- Kanallardaki hız veya akım dağılımı: Tüm kanal bölümlerinde iyi bir hız veya akım dağılımı olmalıdır. Eğer birden fazla kanal var ise çeşitli kanallar arasındaki akım dağılımının da iyi olması gerekir [13].

Diğer tip ısı değıştiricilerinin kirlenme faktörleri gövde borulu ısı değıştiricilerine göre daha azdır. Kirli bir akışkanda ısı geçişinin en iyi karşılandığı ısı değıştirici tipi spiral plakalı ısı değıştiricisidir. Plakalı ısı değıştiricileri ve lamelli ısı değıştiricileri de kanallarda ve kanal aralarında iyi bir akım dağılımı olduğundan ve akımın tümünün türbülanslı olmasından dolayı kirli akışlara iyi uyum sağlarlar. Süspansiyon halinde elyaf içeren sıvılar için genellikle spiral plakalı ısı değıştiricileri en uygun ısı değıştirici tipidir.



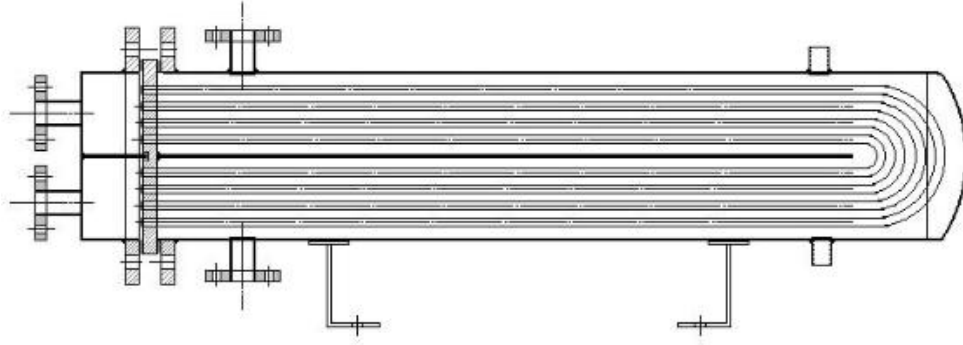
Şekil 2.1. Gövde borulu tip ısı değıştiricinin iç görüntüsü

2.4.3. Muayene, temizleme, tamir ve ilave

Proses akımlarının karakteristikleri, temizleme (mekanik veya kimyasal) ve ünitenin tümünün veya bir kısmının periyodik değıştirilmesi için gereksinimleri karşılayacak şekilde dikkatlice incelenmelidir. Eğer gövde borulu ısı değıştiricisindeki boru demeti, temizleme veya değıştirilme için sökülecek ise, yeterli yer hacmi mevcut olmalı ve gerekli cihazların ısı değıştiricisine girişı ve çıkışı göz önüne alınmalıdır. Eğer proses koşullarının değışimleri olasıysa, modifikasyon kolaylığı, ayrıca önemli faktör olabilir.

Göz önüne alınması gereken diğer bir faktör, arıza sonucu akışkanların birbirine karışması ve/veya sızıntı yapmasıdır. Çok zehirleyici ve tutuşabilir akışkanlar için, arıza çok fazla önemli olabilir ve bu ısı değıştirici tipini seçmeye karar verirken genellikle önemli faktör olabilir. Lamelli ve spiral ısı değıştiriciler akışkanların birbirine karışma olasılığını minimize eder. Zehirli akışkanların kullanılacağı yerlerde, dış bağlantılara özel dikkat gösterilmelidir, çünkü bu bağlantıların yüksek bütünlük sağlaması gerekir.

Tablo 2.1`de çeşitli ısı değıştiricilerinin muayene, temizleme, tamir ve ilave bakımından uygunluk dereceleri karşılaştırmalı olarak gösterilmiştir. Bu karşılaştırma izafi ve yaklaşıktır; çünkü bazı ısı değıştiricileri dizayn bakımından oldukça esneklik gösterirler. Örneğin, spiral ısı değıştiricileri, kanal genişliği 5-25 mm aralığında ayrıca sapslamalı veya sapslamasız olarak imal edilebilir.



Şekil 2.2. Gövde borulu tip çift geçişli bir ısı değiştiricinin yan görünüşü

Tablo 2.1. Çeşitli ısı değiştiricilerinin muayene, temizleme, tamir ve ilave bakımı

	ISI DEĞİŞTİRİCİ TİPİ			
	PLAKALI	SPİRAL	LAMELLİ	BORUSAL
Bir tarafta	Çİ	KE	KE	KE
İki tarafta	Çİ	KE-İMKSZ	ZYF	KE-İMKSZ
Bir tarafta	KE	Çİ-KE	Çİ	Çİ
İki tarafta	KE	Çİ-KE	Çİ	Çİ
Bir tarafta	Çİ	Çİ-ZYF	KE	KE
İki tarafta	Çİ	KE-İMKSZ	İMKSZ	KE-İMKSZ
Bir tarafta	Çİ	Çİ	KE	KE
İki tarafta	Çİ	Çİ	KE	KE-ZYF
Bir tarafta	Çİ	KE-ZYF	KE	KE
İki tarafta	Çİ	KE-İMKSZ	İMKSZ	KE-İMKSZ
İlave	Çİ	İMKSZ	İMKSZ	İMKSZ
Tamir	Çİ	ZYF	ZYF	KE

Çİ: Çok İyi. KE: Kabul Edilebilir. ZYF: Zayıf. İMKSZ: İmkânsız

2.4.4. Akışkanların kirlenme eğilimleri

Burada esas önemli olan, akışkan ve konstrüksiyon malzemeleri arasındaki uyumdur. Eğer akışkanların korozyon karakteristikleri özellikle önemliyse, grafit, cam veya teflon gibi korozyon direnci yüksek ısı değiştiricilerini tercih etmek düşünülmelidir. Bu ısı değiştiricilerin basınç, sıcaklık ve kapasite sınırlamaları olduğu için yüksek korozyon karakteristikleri nedeniyle bu ısı değiştiricileri seçerken bu sınırlamalara dikkat etmek gereklidir. Örneğin contalı plakalı ısı değiştiricilerinde, akışkanla uyum sağlayacak conta malzemesi bulmak mümkün olmayabilir. Eğer uygun plaka ve conta malzemeleri var ise ayrıca contalı-plakalı tip ısı değiştiricilerini kullanmak da düşünülebilir.

Seçilen ısı değiştiricisinin konstrüksiyon malzemeleri, akışkanlarla aşırı korozyon oluşturmamalıdır. Kirlenmeye olan eğilim oldukça dikkatli bir şekilde değerlendirilmeli ve ısı değiştiricisi kirlenmeyi dikkate alarak, gerekli süre alışabilecek kapasitede olacak şekilde seçilmelidir. Isı değiştiricisi, akışkan basınç ve sıcaklık farkları (ısıl gerilmeler) nedeniyle oluşacak gerilmelere dayanacak şekilde dizayn ve imal edilme kapasitesinde olmalıdır.

2.5. Gövde Borulu Isı Değiştiricileri

Gövde borulu ısı değiştirgeci en çok kullanılan tip olup karakteristiklerinin büyük bir kısmı genellikle iyi bilinmektedir. Bu konuda nispeten çok sayıda literatür bulunduğundan burada sadece genel bilgiler verilecektir. Gövde borulu ısı değiştirici, endüstride en çok kullanılan ısı değiştiricilerinden biridir. Isıtma yüzeyi, birbirinden belirli aralıklarda yerleştirilmiş çok sayıda borudan ibarettir. Akışkanlardan biri borulardan diğeri ise boruların etrafında akar. Boruların uçları iki kapak saçındaki deliklere bağlanmış ve kapak saçları kıvrılmış veya kaynaklanmıştır. Borular dış taraflarında genellikle ara perdeler vasıtasıyla yerlerinde tutulur.

2.5.1. Gövde borulu tip ısı değiştiricinin çalışma prensibi

Boruların dışında çapraz akım sağlayacak şekilde yapılırlar. Gövdeye paralel olarak, belirli bir çap için boru sayısı, boru tarafındaki akımla tayin edilir. Belirli bir boru uzunluğunda geçiş sayısı ise gerekli ısı transfer yüzey alanı ile tespit edilir. Gövde tarafı için hesaplanan çapraz akım hızı da perdeler arasındaki bölme sayısını verir.

2.6. T.E.M.A Standartları

Isı değiştirgeçleri belirli standart şekillerde imal edilmektedir. Bu standartlar T.E.M.A (Tubular Exchangers Manufacturers Association) tarafından belirlenmiş olup TSE tarafından da kabul edilmiştir [14].

BÖLÜM 3. OPTİMİZASYON METODUNUN OLUŞTURULMASI

Bu çalışmada, ilk defa Jegede ve Polley (1992) tarafından geliştirilen optimizasyon metodu kullanılmıştır. Metodun Türkiye için önerilen maliyet fonksiyonlarının kullanımı ile gövde borulu ısı değiştiricilerine uygulaması yapılacaktır [15].

3.1. 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 , p] 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.

3.2. Problemin Matematiksel İfadesi

3.2.1. Isı yükü

Bir ısı değiştiricinin ısı yükü yani sıcak akışkandan soğuk akışkana geçen ısı miktarı Denklem 3.1`de olduğu gibi formülize edilir [16].

$$Q_h = (mC_p)_h (\Delta T)_h; \quad Q_c = (mC_p)_c (\Delta T)_c; \quad Q_h = Q_c \quad (3.1)$$

Gövde ve boru tarafı akışın incelenmesi için Denklem 3.2. oluşturulur.

(3.2)

$$Q = KA\Delta T_m$$

Isı taşınım katsayısı Denklem 3,3.`de olduğu gibi boru tarafı ve gövde tarafı akışkan, ısı taşınım katsayısına ve kirlilik direnci bağlı olarak hesaplanır. $R_{fe} + R_{fi}$ değerlerine malzeme özelliğine bağlı direnç de eklenmiştir.

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_s} + \frac{1}{h_t} + R_{fe} + R_{fi}} \quad (3.3)$$

ΔT_{lm} ise logaritmik ısı değişimini göstermekte olup ters akış durumu için hesaplanır. (Denklem 3.4, 3.5)

$$\Delta T_1 = T_{g1} - T_{b2}; \quad \Delta T_2 = T_{g2} - T_{b1} \quad (3.4)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\log\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (3.5)$$

3.2.2. Basınç kayıpları

Basınç kayıpları iki ayrı kontrol hacmi için ayrı ayrı hesaplanır. Bu kontrol hacimleri boru tarafı ve gövde tarafını teşkil eder [17].

3.2.2.1. Boru tarafındaki basınç kaybı

Akışkanların sıcaklıkla birlikte fiziksel özelliklerinin değişmediği kabul edilirse borudaki basınç kaybı laminar ve türbülanslı akışta kullanılabilen Fanning eşitliğine bağlı olarak hesaplanır [18]. (Denklem 3.6)

$$\Delta P_L = 2f \frac{L}{D_i} u^2 \rho n_{tp} \quad (3.6)$$

Denklem 3.6`da kullanılan Darcy sürtünme faktörü basınç kaybının hesaplanması için ele alınır. (Denklem 3.7)

$$f = \frac{0.046}{Re^{0.2}} \quad Re = \frac{\rho U D_i}{\mu} \quad (3.7)$$

Denklem 3.6, Denklem 3.7`ye göre tekrar düzenlenir. (Denklem 3.8)

$$\Delta P_L = 2 \frac{0.046}{\left(\frac{\rho u D_i}{\mu}\right)^{0.2}} \frac{L}{D_i} u^2 \rho n_{tp} = 0.092 \frac{\rho}{D_i} \left(\frac{\rho D_i}{\mu}\right)^{-0.2} L u^{1.8} n_{tp} \quad (3.8)$$

Denklem 3.8`de yer alan sabitler C_{1t} altında toplanır. (Denklem 3.9)

$$C_{1t} = 0.092 \frac{\rho}{D_i} \left(\frac{\rho D_i}{\mu}\right)^{-0.2} \gg \gg \Delta P_L = C_{1t} L n_{tp} u^{1.8} \quad (3.9)$$

Türbülanslı tam gelişmiş akış için $n=0.3$ alınabilir.

$$Nu_D = 0.023 Re_d^{0.8} Pr^{0.3} \quad (3.10)$$

Reynolds sayısı yerine yazılarak Denklem 3.10 güncelleştirilir. (Denklem 3.11)

$$Nu_D = 0.023 \left(\rho u \frac{D_i}{\mu}\right)^{0.8} Pr^{0.3} \quad (3.11)$$

Akışkanın niteliğine bağlı ve optimizasyon öncesi hesaplanabilir niteliği olanlar bir arada bulundurulmuş işlemde basitleştirmeye gidilir ve C_{2t} sabiti altında toplanır. (Denklem 3.12)

$$C_{2t} = 0.023 \left(\frac{\rho}{\mu} \right)^{0.8} Pr^{0.3} \quad (3.12)$$

Denklem 3.11., Denklem 3.12`ye göre düzenlenir. (Denklem 3.13)

$$Nu_D = C_{2t} u^{0.8} \frac{D_i}{k} \quad (3.13)$$

Isı taşınım katsayısının Nusselt sayısına bağlı ifadesi oluşturulur. (Denklem 3.14)

$$h = \frac{k Nu_d}{D_i} \quad (3.14)$$

Boru tarafı ısı taşınım katsayısı ve hızı oluşturulur. (Denklem 3.15)

$$h_t = C_{2t} u^{0.8} \quad u = \left(\frac{h_t}{C_{2t}} \right)^{1.25} \quad (3.15)$$

Hacimsel debinin alana bağlı incelenmesi sonucu ısı transferi yüzey uzunluğu hesaplanır. (Denklem 3.16)

$$\frac{V_t}{A} = \frac{\pi D_i^2 N_t}{4 \pi N_t D_o L} \frac{N_t}{n_{tp}} u \gggg L = \frac{D_i^2 Au}{4 V_o D_o n_{tp}} \quad (m) \quad (3.16)$$

Boru tarafı basınç kaybı yapılan işlemlerle düzenlenir. (Denklem 3.17)

$$\Delta P_t = C_{1t} L n_{tp} u^{1.8} = C_{1t} \frac{D_i^2 Au}{4 V_t D_o n_{tp}} n_{tp} u^{1.8} = \frac{C_{1t} D_i^2 A h_t^{3.5}}{4 V_t D_o C_{2t}^{3.5}} \quad (3.17)$$

Optimizasyon için nihai denklem bu şekilde oluşturulmuş olur. (Denklem 3.18)

$$C_t = \frac{C_{1t}D_i^2}{4V_tD_oC_{2t}^{3.5}} \gggg \Delta P_t = C_tAh_t^{3.5} \quad (3.18)$$

3.2.2.2. Gövde tarafındaki basınç kaybı

%25 enine perde kesiklik oranı için gövde tarafındaki basınç kaybı Kern metoduna göre, Denklem 3.19 ile verilmektedir.

Boru demeti eşdeğer çapı için boruların aynaya üçgen tarzında yerleştirildiği kabul edildiğinde Denklem 3.20 ile verilmektedir.

$$D_e = \frac{3.464Pt^2 - \pi D_o^2}{\pi D_o} \quad f = \frac{1.79\mu^{0.19}}{(\rho V D_e)^{0.19}} \quad (3.20)$$

Denklem 3.19, Denklem 3.20 ile düzenlendiğinde Denklem 3.21 oluşturulmaktadır.

$$\Delta P_s = \frac{\frac{1.79\mu^{0.19}}{(\rho V D_e)^{0.19}} D_s(N_b - 1)\rho v^2}{2D_e} = \frac{1.79 \left(\frac{\mu}{D_e}\right)^{0.19} \rho^{0.81} D_s(N_b - 1)v^{1.81}}{2D_e} \quad (3.21)$$

Denklemden başlangıç şartlarına göre hesaplanabilen nicelikler tek bir denklem altında toplanır. (Denklem 3.22)

$$C_{1s} = \frac{1.79 \left(\frac{\mu}{D_e}\right)^{0.19} \rho^{0.81}}{2D_e} \quad (3.22)$$

Boru sayısı da yaklaşık olarak hesaplanır. (Denklem 3.23)

$$N_t = \frac{\pi D_s^2}{4P_t^2 C_n} \quad (3.23)$$

Saptırıcılar arası mesafe boru uzunluğuna bağlı olarak hesaplanır. (Denklem 3.24)

$$L = (N_b + 1)L_b ; \quad \frac{A}{\pi N_t D_s} = \frac{A}{\pi \frac{\pi D_s^2}{4 P t^2 C_n} D_o} = (N_b + 1)L_b \quad (3.24)$$

Denklem 3.24'e göre gövde tarafı hızı hesaplanır. (Denklem 3.25)

$$\frac{P t V_s}{D_s L_b (P t - D_s)} = v \quad (3.25)$$

Gövde tarafı taşınım katsayısı tam gelişmiş türbülanslı akış için ele alınmıştır. (Denklem 3.26)

$$h_s = C_{3s} v^{0.55} \quad C_{3s} = 0.36 \left(\frac{k}{D_e} \right) Pr^{1/3} \left(\frac{\rho D_e}{\mu} \right)^{0.55} \quad (3.26)$$

(Nusselt Fonksiyonundan)

Gövde tarafı ısı taşınım katsayısı ile gövde tarafı hız arasındaki ilişkiden Denklem 3.27'deki sonuca ulaşılır.

$$v = (h_s / C_{3s})^{1.8} \quad (3.27)$$

Gövde tarafı basınç kaybı güncellenerek oluşturulur [18]. (Denklem 3.28, 3.29, 3.30,)

$$\Delta P_s = C_{1s} D_s (N_b + 1) v^{1.81} \quad (3.28)$$

$$\Delta P_s = C_{1s} \frac{4 A P t^2 C_n}{\pi^2 D_s^2 L_b D_o} \left(\frac{h_s}{C_{3s}} \right)^{5.1} \quad (3.29)$$

$$\Delta P_s = C_s A h_s^{5.1} \quad C_s = \frac{C_{1s} C_{2s}}{C_{3s}^{5.1}} \quad (3.30)$$

3.3. Amaç Fonksiyonu

Bir optimizasyon işleminde ilk olarak amaç fonksiyonları belirlenmelidir. Sistemin maliyeti optimizasyon işleminde temel kriter olarak alınır.

Bir ısı değiştirici sisteminin optimizasyonda esas alınacak olan maliyet bileşenleri ilk maliyeti ve işletme maliyetidir.

C_{he} ısı değiştiricinin ilk yatırım maliyeti C_{op} sistemin enerji tüketim maliyeti olmak üzere Denklem 3.37`de olduğu gibi hesaplanır.

$$C_t = C_{he} + C_{op} \quad (3.31)$$

3.3.1. Isı değiştiricinin ilk yatırım maliyeti

Isı değiştiricinin ilk yatırım maliyeti ısı transfer yüzey alanına bağlı olarak Bayındırlık ve İskan Bakanlığı Eşanjör birim fiyatları üzerinden oluşturulan denklemle elde edilir [19].

$$C_t = C_{he} + C_{op} \quad (3.32)$$

$$C_{he} = (C_1) + (C_{1a})A \quad [\text{\$}] \quad (3.33)$$

Denklem 3.34`da ısı transfer yüzey alanı ısı yüküne bağlı olarak oluşturulur.

$$A = \frac{Q}{K\Delta T_m} \quad (3.34)$$

Denklem 3.35`de boru tarafı, gövde tarafı ısı taşınım katsayılarına ve kirlilik direncine bağlı olarak ısı transfer katsayısı oluşturulur.

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_s} + \frac{1}{h_t} + R_{fe} + R_{fi}} \quad (3.35)$$

Boru içi ve dışı kirlilik direnci C_3 adı altında sabit bir katsayı altında toplanır. (Denklem 3.36)

$$C_3 = R_{fe} + R_{fi} \quad (3.36)$$

Toplam ısı yük Denklem 3.35, 36, ve 37'e bağlı olarak oluşturulur. (Denklem 3.37)

$$Q = KA\Delta T_m \quad (3.37)$$

Denklem 3.37, Denklem 3.38'e göre düzenlenip Denklem 3.39 elde edilir.

$$C_{he} = C_1 + C_{1a} \frac{Q}{KA\Delta T_m} \quad (3.37)$$

$$C_{he} = C_1 + C_{1a} \frac{Q}{KA\Delta T_m} \quad (3.38)$$

$$C_{he} = C_1 + C_{1a} \frac{Q(\frac{1}{h_s} + \frac{1}{h_t} + C_3)}{\Delta T_m} \quad (3.39) \quad C_2 = C_{1a} \frac{Q}{\Delta T_m}$$

Isı değiştirici ilk yatırım maliyeti C_{he} [\$/yıl], bu şekilde oluşturulmuş olur. (Denklem 3.40)

$$C_{he} = C_1 + C_2 \left(\frac{1}{h_s} + \frac{1}{h_t} + C_3 \right) \quad (3.40)$$

3.3.2. Enerji tüketim maliyeti

Enerji tüketim maliyeti pompanın basınç kaybını yenmesi için gerekli olan pompanın enerji maliyetidir. Buna göre düşündüğümüzde pompanın enerji tüketim maliyeti basınca ve maliyete göre ifade edilebilir [20]. (Denklem 3.41)

$$C_{op} = \left[\frac{\Delta P_s}{\eta_s} + \frac{\Delta P_t}{\eta_t} \right] \frac{t F}{1000} \left[\frac{\$}{Yıl} \right] \quad \eta_s = \eta_t = \eta \quad (3.41)$$

Denklem 3.41.'de giriş parametrelerine bağlı olarak belirlenen değerler C_4 altında toplanırsa yıllık işletme maliyeti C_{op} [\$/yıl], Denklem 3.42 ile hesaplanarak elde edilir.

$$C_{op} = C_4 (\Delta P_s V_s + \Delta P_t V_t) \quad C_4 = \frac{t F}{1000 \eta} \quad (3.42)$$

Basınç değeri ısı geçişine bağlı olarak düzenlenir. (Denklem 3.43)

$$\Delta P_s = C_s \frac{Q \left(\frac{1}{h_s} + \frac{1}{h_t} + C_3 \right)}{\Delta T_m} h_s^{5.1} \quad C_5 = C_s \frac{Q}{\Delta T_m} \text{ dir.} \quad (3.43)$$

Denklem 3.48 nihai hali oluşturulur. (Denklem 3.44)

$$\Delta P_s = C_5 \left(\frac{h_s^{5.1}}{h_t} + h_s^{4.1} + C_3 h_s^{5.1} \right) \quad (3.44)$$

Boru tarafı basınç kaybı ısı transfer yüzey alanına düzenlenir ve boru tarafı basınç kaybı nihai halini alır. (Denklem 3.45, 3.46)

$$\Delta P_t = C_t \frac{Q \left(\frac{1}{h_s} + \frac{1}{h_t} + C_3 \right)}{\Delta T_m} h_t^{3.5} \quad C_6 = C_t \frac{Q}{\Delta T_m} \quad (3.45)$$

$$\Delta P_t = C_6 \left(\frac{h_t^{3.5}}{h_s} + h_t^{2.5} + C_3 h_t^{3.5} \right) \quad (3.46)$$

Enerji tüketim maliyeti gövde tarafı basınç kaybı ile boru tarafı basınç kaybının toplamından elde edilir ve nihai halini alır. (Denklem 3.47, 3.48, 3.49)

$$C_{op} = C_4 \left(C_5 \left(\frac{h_s^{5.1}}{h_t} + h_t^{4.1} + C_3 h_s^{5.1} \right) V_s + \left(\frac{h_t^{3.5}}{h_s} + h_t^{2.5} + C_3 h_t^{3.5} \right) C_6 V_t \right) \quad (3.47)$$

$$C_7 = C_4 C_5 V_s \quad C_8 = C_4 C_6 V_t \quad (3.48)$$

$$C_{op} = \left(C_7 \left(\frac{h_s^{5.1}}{h_t} + h_t^{4.1} + C_3 h_s^{5.1} \right) + \left(\frac{h_t^{3.5}}{h_s} + h_t^{2.5} + C_3 h_t^{3.5} \right) C_8 \right) \quad (3.49)$$

Buradan yıllık enerji tüketim maliyeti elde edildiğinden [\$/Yıl] ısı değiştirici maliyetinin aynı birimle ifade edilmesi gerekir. Sistemin hurda miktarı sıfır kabul edilirse yıllık reel faiz oranının dolar bazında sermaye telafi faktörü hesaplanarak elektrik fiyatının zam oranına göre düzenlenmesi sağlanmaktadır ve sermaye telafi faktörü C_{op} ile çarpılarak maliyet hesaplanmış olur. (Denklem 3.50)

$$C_o = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (3.50)$$

i yıllık faiz oranı olarak n sistemin ekonomik ömrüdür. Buradan C_t ısı değiştiricinin ün ilk yatırım ve işletme maliyetinin toplamı olarak formülize edilir. (Denklem 3.51)

$$\begin{aligned}
C_t = C_0 & \left(C_1 + C_2 \left(\frac{1}{h_s} + \frac{1}{h_t} + C_3 \right) \right) \\
& + \left(C_7 \left(\frac{h_s^{5.1}}{h_t} + h_t^{4.1} + C_3 h_s^{5.1} \right) \right) \\
& + \left(\frac{h_t^{3.5}}{h_s} + h_t^{2.5} \right. \\
& \left. + C_3 h_t^{3.5} \right) C_8
\end{aligned} \tag{3.51}$$

3.4. Optimizasyon

Yukarıdaki denklemin minimize edilmesi maliyeti optimize edecektir. Bu yüzden h_s ve h_t 'ye göre ayrı ayrı türev alınıp sıfıra eşitlenerek ayrı iki ifade elde edilir. (Denklem 3.52, 3.53)

$$f_1 = (h_s, h_t) = \frac{\partial C_t}{\partial h_s} = 0 \tag{3.52}$$

$$f_2 = (h_s, h_t) = \frac{\partial C_t}{\partial h_t} = 0 \tag{3.53}$$

Buradan denklem kökleri h_s ve h_t hesaplanır. Lineer olmayan iki bilinmeyen iki denklemin bulunması için MATLAB üzerinde oluşturulan algoritma ile denklemin çözümünün oluşturulması sağlanmıştır.

3.5. JAVA Tabanlı Yazılımın Oluşturulması

JAVA tabanlı yazılımın birçok avantajı bulunmaktadır. Bu avantajlar şu şekilde sıralanabilmektedir.

1. Nesne Yönelimli & Dağınık

JAVA nesne yönelimli (object-oriented) bir programlama dilidir. İhtiyaç halinde

gerekli modüllere ağ üzerinden erişilmesi mantığına dayandığından, modüllerinin tamamının lokal bilgisayarda bulunması gerekli değildir.

2. Sağlam & Güvenilir

JAVA, güçlü hafıza yönetimi yeteneği sayesinde programcı hatalarını yakalayabilir ve her nesne için güvenli bir çalışma ortamı sağlar.

Uygulama geliştiricilerin en büyük kabusu programların farklı işlemcilerde ve işletim sistemlerindeki çıkardığı problemlerdir; uygulama birisinde çalışırken diğerinde çalışmayabilir. JAVA derleyicisi burada devreye girer ve programı "bytecode"a çevirir. Bu kod tamamen platform bağımsız olduğundan tüm işlemcilerde çalışır.

3. Open Source-Açık Kaynak

JAVA'nın en büyük avantajlarından bir tanesi ise açık kaynak (open source) kod kullanımı olmasıdır. Bu özelliği ile gereksiz yazılım maliyetlerinin önüne geçilmektedir ve esnek kullanım alanı sağlamaktadır.

Bu avantajlarla birlikte Bilgisayar Mühendisi Emre KARAKOÇ ile beraber, MATLAB kodlarına bağlı olarak yapılan doğrulama çalışmalarından sonra piyasa ihtiyaçlarına karşılayabilecek, dilediğinde optimizasyonda kısıtlamalara gidebilecek, teknik resim alabilen JAVA tabanlı bir yazılım geliştirilmiştir. (Şekil 3.1)

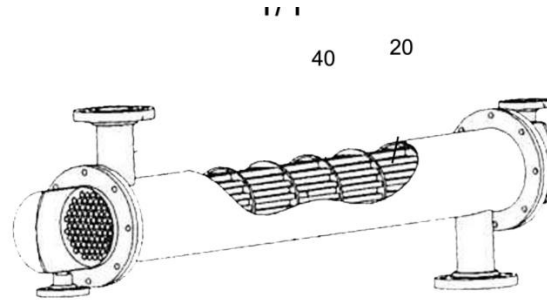
Şekil 3.1. Inohex yazılım arayüzü

3.6. Perde Desenli Saptırıcı Modelinin Geliştirilmesi

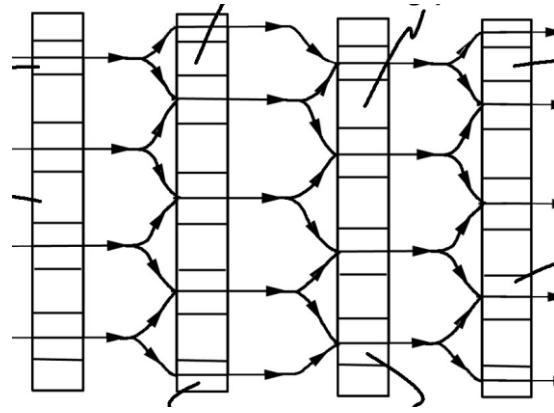
Piyasada yapılan araştırmalar neticesinde lokal türbülans bölgelerinin oluşturulduğu, ısı geçişinin artırıldığı bir saptırıcı modeli geliştirilmiştir.

Bu proje kapsamında Türk Patent Enstitüsü'ne yapılan başvuruda Prof. Dr. Tahsin ENGİN ve Ahmet AYDIN buluş sahibi olarak bulunmaktadır. Buluşun 2013/15549 no'lu başvurusu fiili olarak yapılmıştır.

Bölüm 4'de düz saptırıcı ile arasındaki karşılaştırmalar yapılacak ve avantajları açık bir şekilde ortaya konulacaktır. (Şekil 3.2, 3.3)



Şekil 3.2. Perde desenli sapırcıların ısı değiştirici için yerleştirilmesi



Şekil 3.3. Akışın sapırcıclar ile yaptığı kırılmalar

BÖLÜM 4. ÖRNEK UYGULAMA TABANLI CFD AKIŞ ANALİZİ VE TASARIM DOĞRULAMA ÇALIŞMALARI

4.1. Durum Çalışması

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. Bir gövde borulu tip ısı değiştiricisi ele alalım. İç borulardan $m_1 = 3.3$ kg/s ve gövde tarafından $m_2 = 2.51$ kg/s su geçirilmektedir. Gövde tarafından 10 °C giren su 30 °C ile çıkmaktadır. Boru tarafından 130 °C ile giren su 115 °C ile çıkmaktadır. (Tablo 4.1)

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 4.1. Akışkan özellikleri

Nitelikler	Su (boru tarafı) (ort 122.5 ⁰ C)	Su (gövde tarafı) (ort 20 ⁰ C)
m (kg/s)	3.3	2.51
ρ (kg/m³)	941.2	998
Cp (kJ/kg)	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) Girilen parametreler ışığında optimal

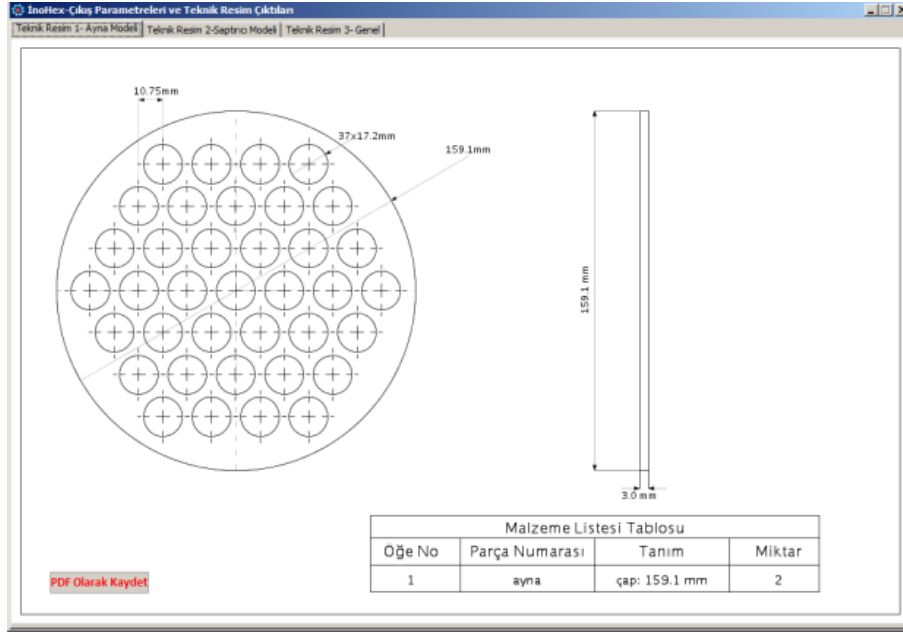
geometrik şartlar, teknik resimler program çıktısı olarak alınmıştır. (Şekil 4.1, 4.2, 4.3, 4.4)

Şekil 4.1. Java Tabanlı Optimal Isı Değiştirici Tasarımı Yazılımı Ara Yüzü

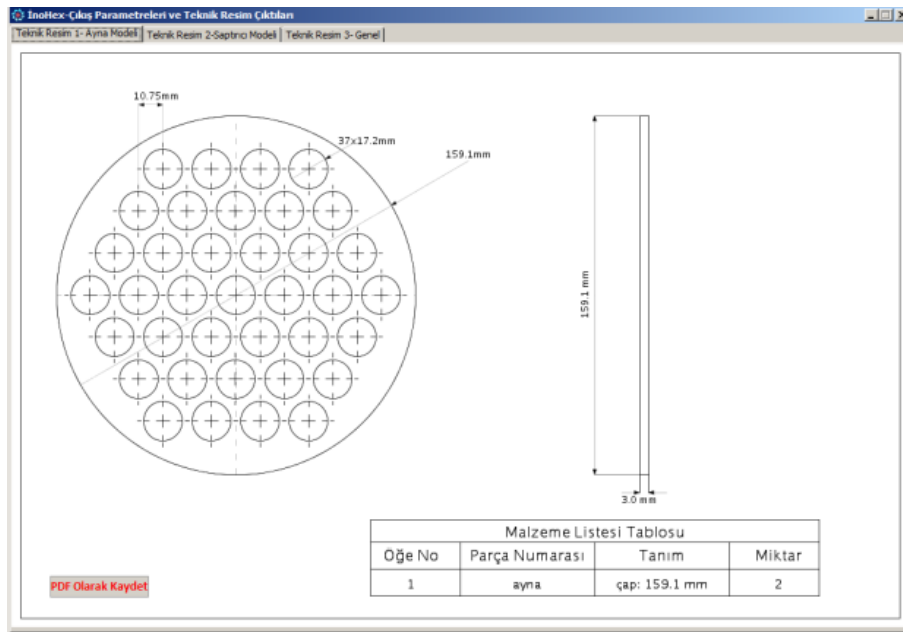
Tablo 4.2`de optimizasyon sonucu ortaya çıkan ısı değiştirici geometrik şartları belirtilmiştir.

Tablo 4.2. Yazılım çıktısı olarak alınan geometrik şartlar ve nitelikler

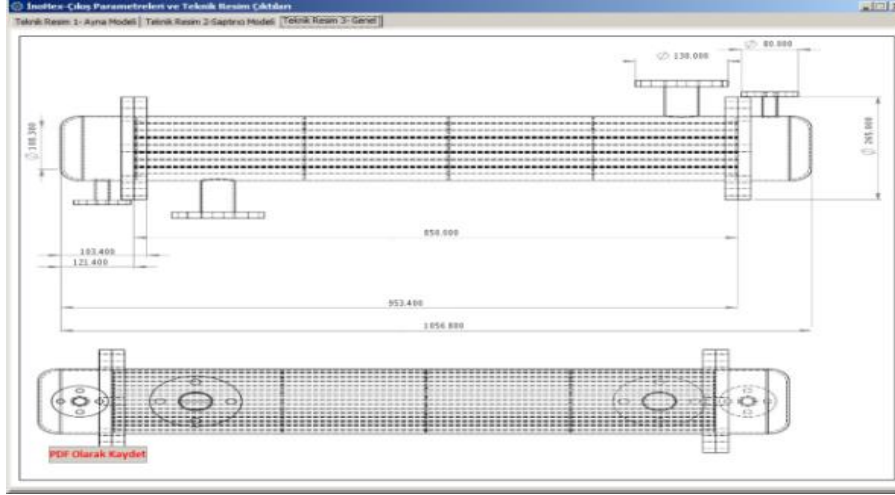
Boru Tarafı		Gövde Tarafı	
Ht=6817 W/m ² · K		Hs=3240 W/m ² · K	
Hız	0.8 m/s	Hız	0.38 m/s
Boru Sayısı	37 adet	Gövde Çapı	0.161 m
Yüzey Alanı	2.8 m ²	Saptırıcılar Arası Mesafe	0.193 m
Isı değiştirici boyu	1.4 m	Saptırıcı Sayısı	6 adet
Basınç düşümü	736 Pa	Basınç Düşümü	5.5x10 ³ Pa



Şekil 4.2. Yazılımdan çıktı alınan ayna görüntüsü



Şekil 4.3. Yazılımdan çıktı alınan iki tip perde desenli saptırıcı görüntüsü

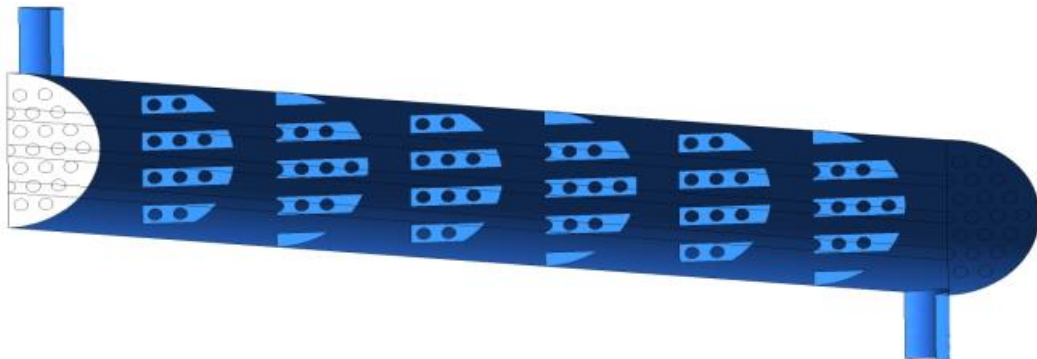


Şekil 4.4. Isı değiştirici genel görüntüsü

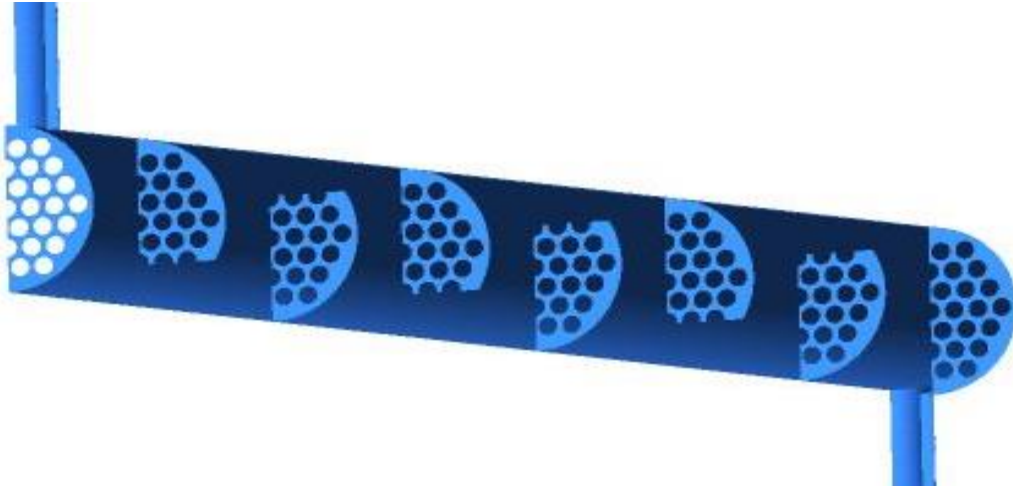
4.2. CFD Analizleri

4.2.1. 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. zm kolaylığı açısından simetri özelliği gösteren modelin simetrisi alınarak çözüm ağı sayısı yarıya indirilmiştir. (Şekil 4.5, 4.6)



Şekil 4.5. Perde desenli saptırıcı modeli



Şekil 4.6. Düz saptırıcı modeli

4.2.2. Çözüm ağı (Mesh)

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

4.2.3. CFD sınır şartlarının belirlenmesi

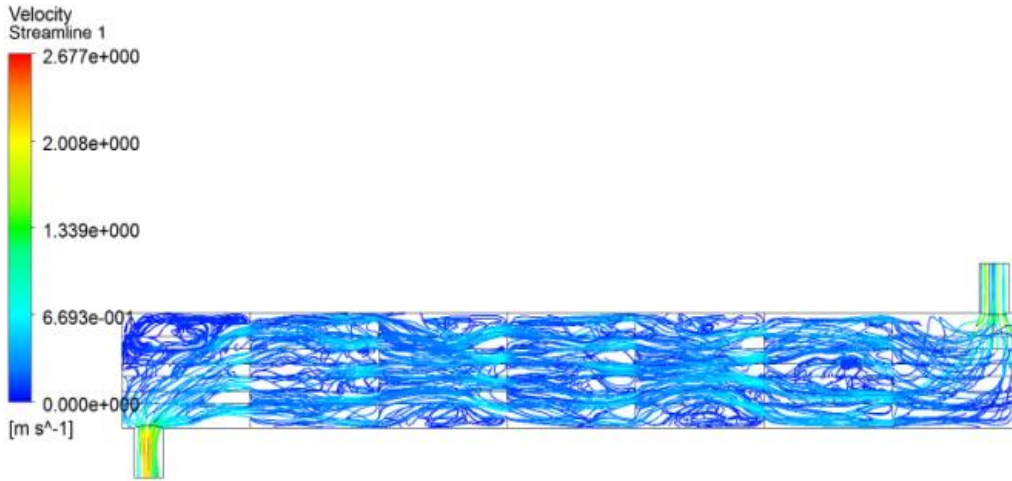
Fluent`de Türbülans Model olarak k- ϵ realizable modeli seçilmiştir. İki ayrı akışkan için akışkan özellikleri girilmiştir. Giriş şartları olarak “mass flow inlet”, çıkış şartı olarak “pressure outlet” belirlenmiştir. Boru yüzeyi kirlilik direncinin modellenebilmesi için ara yüzeye 3.36 W/m.k için “thermal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

4.2.4. Sonuçların değerlendirilmesi

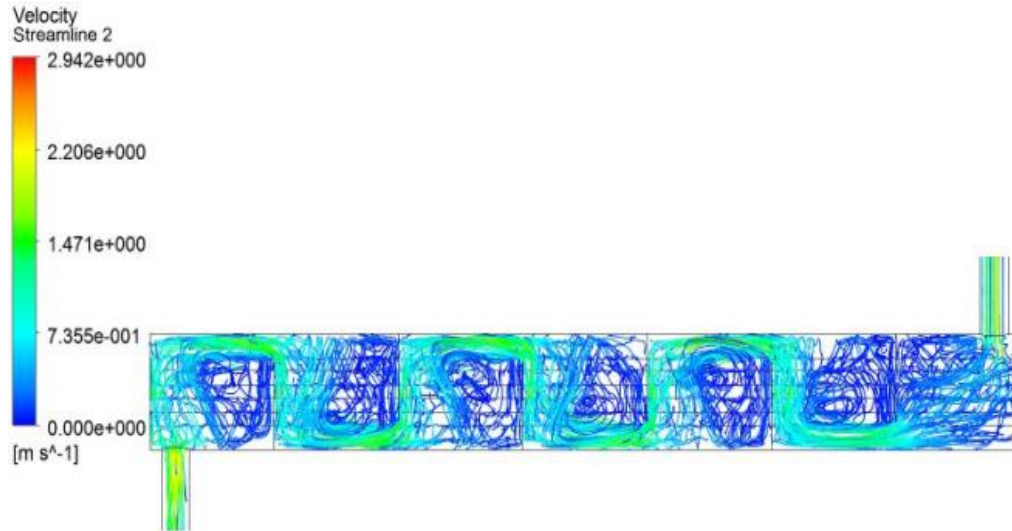
Analiz sonucunda çıktılar ANSYS CFD-Post aracılığıyla alınmıştır.

Şekil 4.7 ve 4.8`de iki tip modelin akım çizgileri ele alınmıştır. Şekil 4.7`de kullanılan perde desenlerinin akışta gerekli homojenliği sağladığı görülmüştür. Nitekim Şekil 4.8`de görülen akışta büyük döngü bölgeleri oluşmaktadır. Bu durum, optimizasyon sonucu elde edilen geometrik çıktıların uzun süreli kullanımlarda

kirlilik direncini artıracakını 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 ısı verimini düşürmektedir.



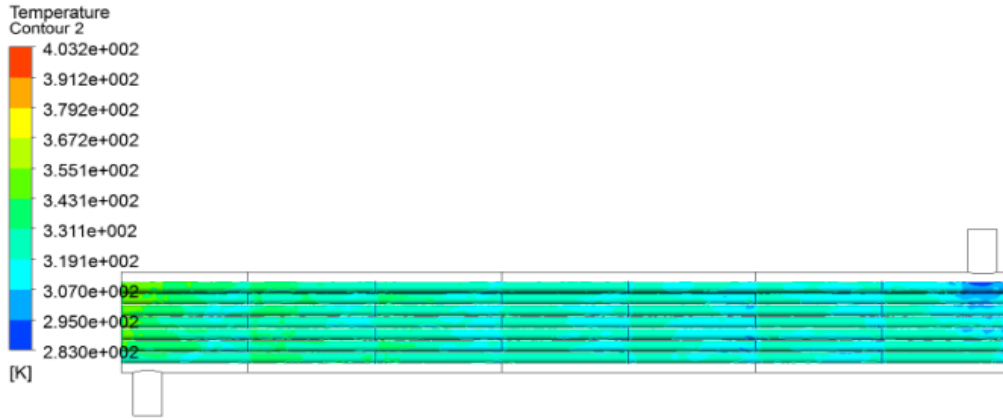
şekil 4.7. Perde desenli saptırıcı için akım çizgileri



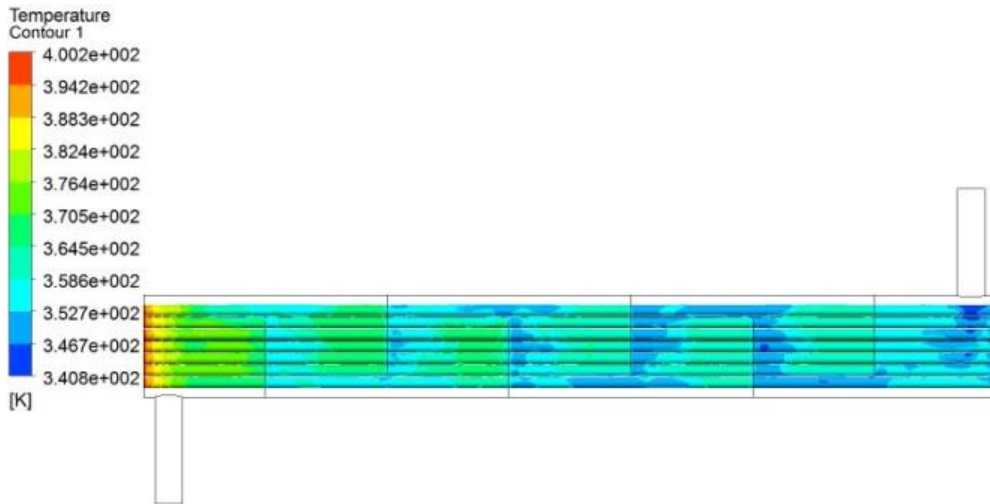
şekil 4.8. Düz saptırıcı modeli için akım çizgileri

şekil 4.9 ve 4.10`da boru yüzeyi sıcaklık dağılımı gözükmektedir. şekil 4.9`da, perde desenli saptırıcıların boru yüzeyindeki sıcaklık dağılımında büyük oranda homojen dağılımın sağlandığı grlmektedir. Fakat düz saptırıcı modelinde sıcaklık

dağılımının gösterildiği Şekil 4.10`da bu homojen dağılım sağlanamamıştır. Bu durum ısı değıştiricinin ısı geçiş verimliliğinin düşük olduğunu ortaya koymaktadır.

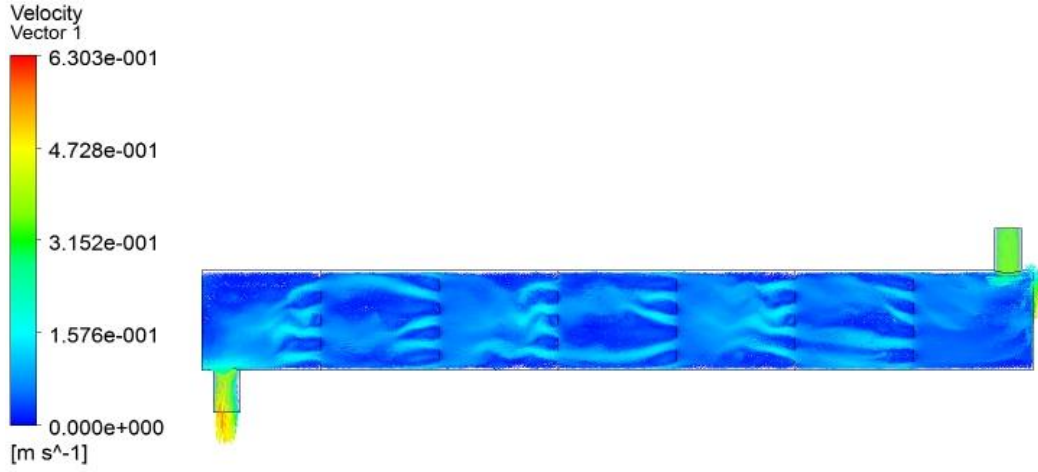


Şekil 4.9. Perde desenli saptırıcı boru yüzeyi sıcaklık dağılımı

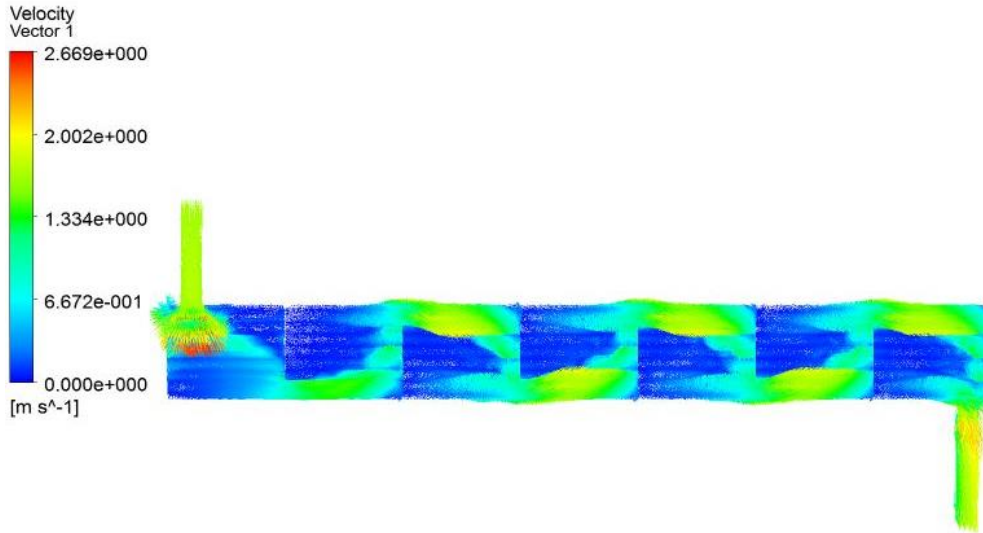


Şekil 4.10. Düz saptırıcı modeli boru yüzeyi sıcaklık dağılımı

Şekil 4.11 ve 4.12`de hız vektörleri gösterilmektedir. Şekil 4.11, perde desenli saptırıcı için oluşan lokal türbülans bölgeleri açıkça gözükmemektedir ve hız dağılımı Şekil 4.12`de düz saptırıcıya göre çok daha homojendir. Şekil 4.12`de 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.

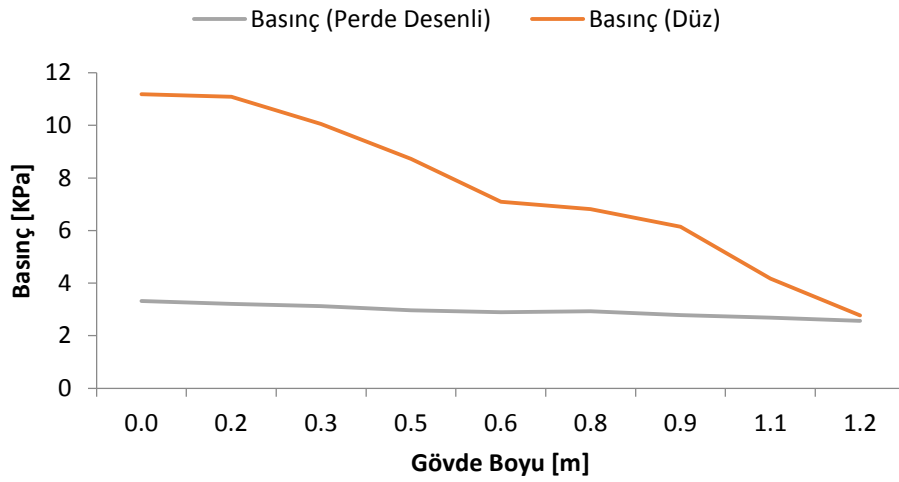


Şekil 4.11. Perde desenli saptırıcı hız vektörleri



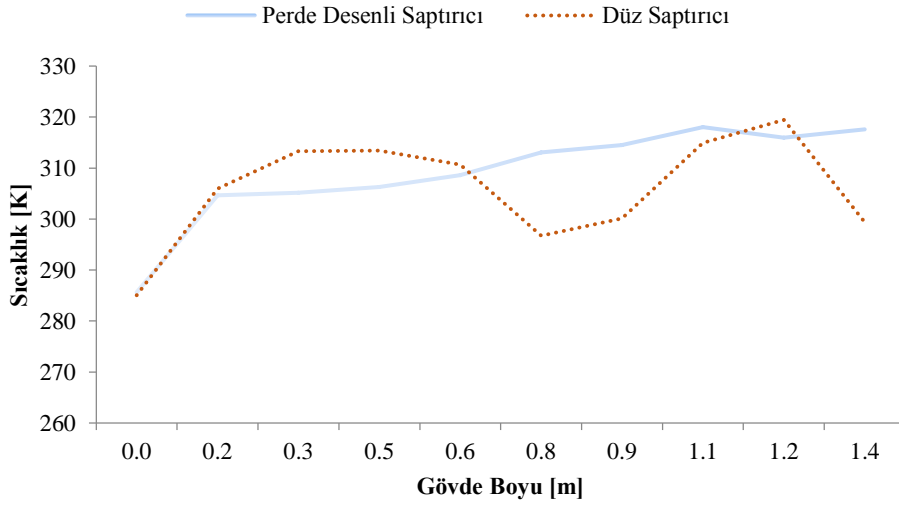
Şekil 4.12. Düz saptırıcı hız vektörleri

Şekil 4.13`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 4.13. Isı değiştirici boyuna bağlı basınç dağılımı grafiği

Şekil 4.14'de gövde boyunca boru yüzeyindeki sıcaklık değişimi görölmektedir. Boru yüzeyindeki sıcaklık değişiminin ısı verime bağlı olduğu düşünölürse perde desenli ısı değiştiricide daha düzenli bir ısı geçişi olduğu açıkça gözükmemektedir.



Şekil 4.14. Isı değiştirici içi noktasal sıcaklık dağılımı

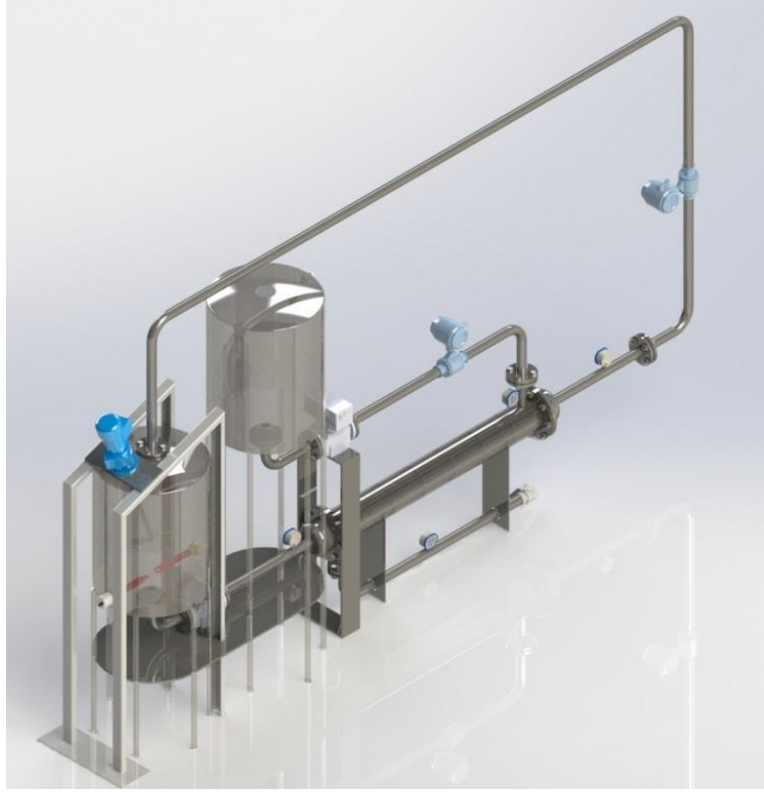
BÖLÜM 5. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

5.1. 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.

5.2. Tasarım Çalışması

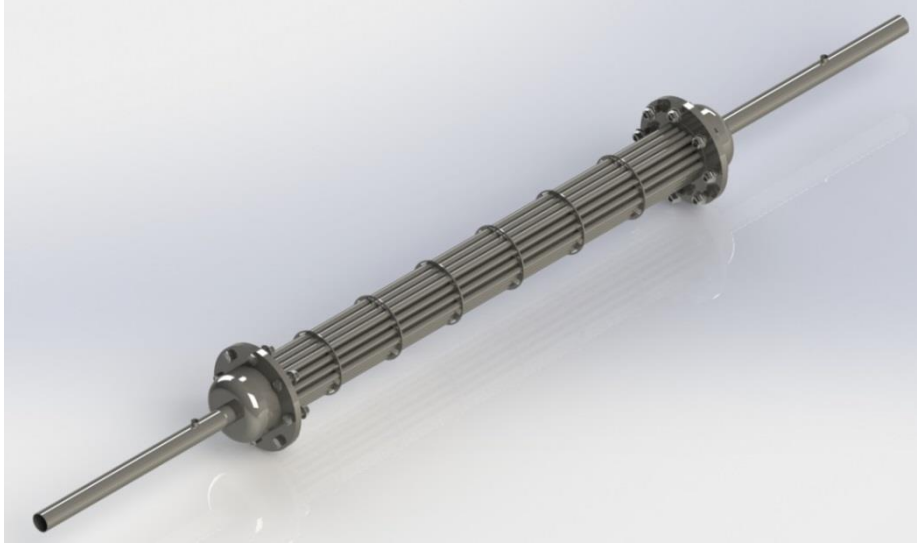
Tasarım çalışması optimal tasarım sonucu ortaya çıkan geometrik ölçüler ekseninde gerçekleştirilmiştir. Isı değiştirici ve deney düzeneğinin tasarımı 3 boyutlu olarak oluşturulmuştur. Bu tasarımda boru tarafı akışı kapalı döngü olacak şekilde frekans konvertörlü pompa ile desteklenmiş ve sıcak su tankında 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 5.1, 5.2, 5.3)



Şekil 5.1. Deney düzeneği 3 boyutlu görüntüsü



Şekil 5.2. Isı değiştirici 3 boyutlu görüntüsü



Şekil 5.3. Isı değiştirici 3 boyutlu görüntüsü saptrıcı yerleşimi

5.3. İmalat Aşamasının Oluşturulması

Tasarım aşamasında oluşturulan teknik resimlerde imal edilebilirlik denetimi yapılarak imalat gerçekleştirilmiştir.

Şekil 5.4.`de imalat aşamasındaki ısı değiştiricisi görünmektedir



Şekil 5.4. İmalat resimleri (Isı değiştirici)

Şekil 5.5`de deney düzeneği resmi görülmektedir. Sağ taraftaki pano ile debi ayarı ve sıcaklık kontrolü yapılmakta, ısıtıcı kontrolleri sağlanmaktadır.



Şekil 5.5. Deney düzeneği resmi

Şekil 5.6`da sıcak su tankı görülmektedir. Sıcaklığın homojen bir şekilde dağılması için tank içinde karıştırıcı kullanılmaktadır.



Şekil 5.6. Sıcak su tankı

Şekil 5.7`de sıcaklık ve debi kontrolünün sağlanacağı pano gözükmektedir.



Şekil 5.7. Pano resmi

5.4. DeneYlerin Yapılması ve CFD Analizleri ile karşılaştırılması

5.4.1. Parametrelerin belirlenmesi

DeneYler 5 farklı giriş şartı için gerçekleştirilmiş ve karşılaştırmalar yapılmıştır. Isıtıcı kapasiteleri 15 kW olduğundan dolayı sıcaklığın stabilitesini sağlamak amacıyla düşük debi değerleri için analizler gerçekleştirilmiştir. (Tablo 5.1) Isı transferinden bağımsız olarak ayrıca farklı debi değerleri için boru tarafı basınç kaybı incelenmiştir. (Tablo 5.2)

Tablo 5.1. 4 farklı durum için deney düzeneği giriş parametreleri

Durum	Boru Tarafı		Gövde Tarafı	
	Kütleli Debi (kg/s)	Giriş Sıcaklığı (K)	Kütleli Debi (kg/s)	Giriş Sıcaklığı (K)
1	0.7	323	0.6	295
2	0.3	313	0.4	294
3	0.4	313	0.4	295
4	2.1	325	1	295

Tablo 5.2. 6 farklı durum için boru tarafı deney düzeneği debi giriş parametreleri

Durum	Debi (kg/s)
1	2
2	3
3	4
4	5
5	6
6	6,5

Tablo 5.3`de deney düzeneğinde kullanılan ölçüm cihazlarının ölçüm aralığı ve hassasiyeti belirtilmiştir.

Tablo 5.3. 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

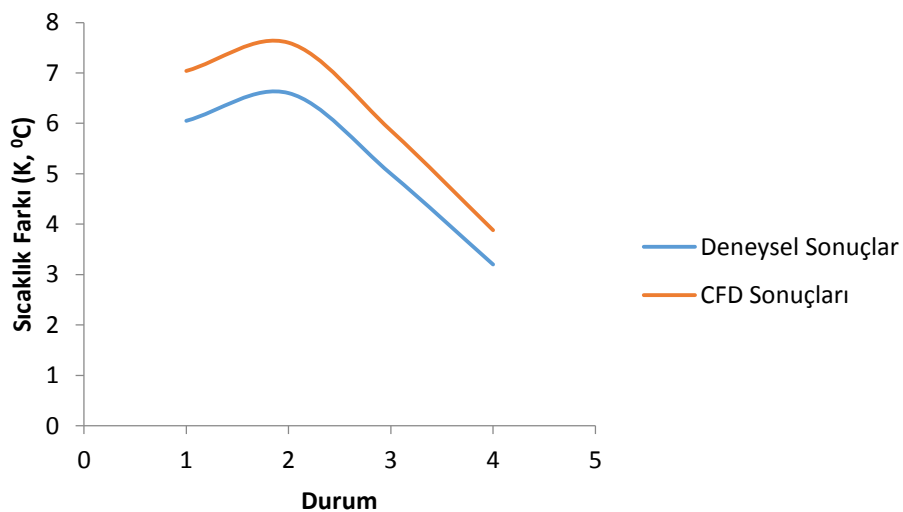
5.4.2. Deneysel sonuçların CFD sonuçları ile karşılaştırılması

Deneysel sonuçlar CFD sonuçları ile karşılaştırılarak ampirik hesaplamaların ne denli uygulanabilir olduğunun tespiti sağlanmıştır. (Tablo 5.4)

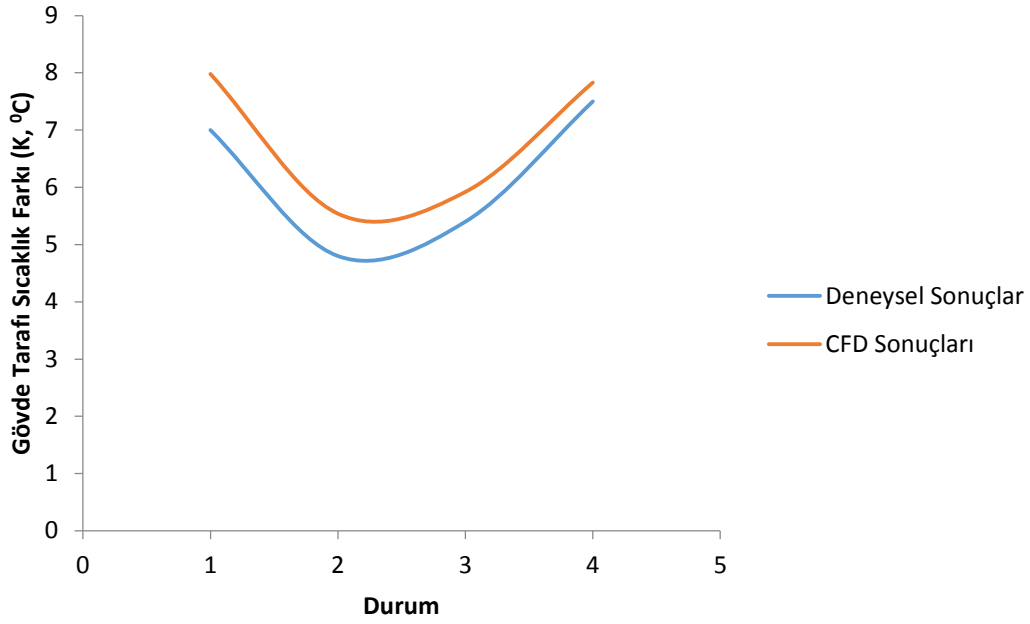
Tablo 5.4. Deneysel sonuçlar ile CFD sonuçlarının karşılaştırılması

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 Çıkış Sıcaklık Farkı (K)	Basınç Farkı (kPa)	Giriş Çıkış Sıcaklık Farkı	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 5.7, 5.8)



Şekil 5.8. Boru tarafı sıcaklık farkı karşılaştırması

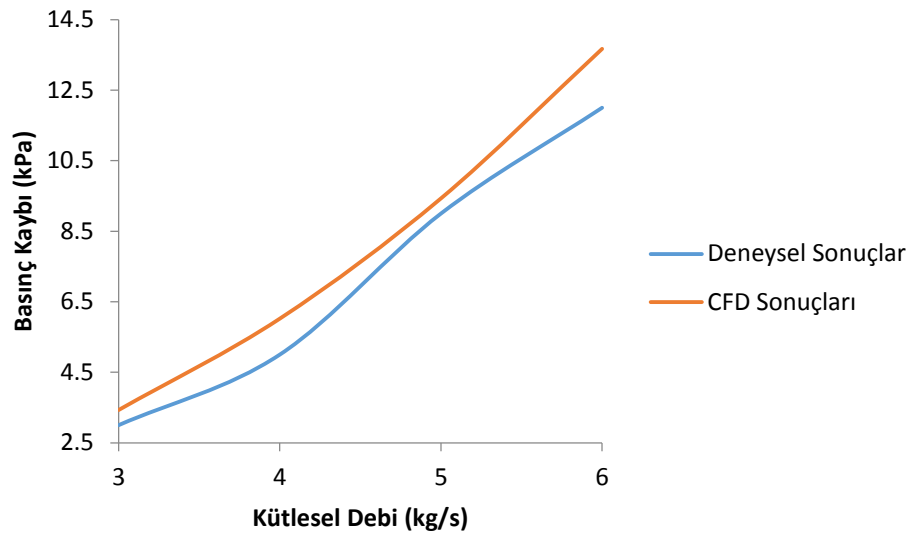


Şekil 5.9. Gövde tarafı sıcaklık farkının deneysel ve CFD sonuçları ile karşılaştırılması

Tablo 5.5`de boru tarafı basınç kaybı için deneysel Sonuçlar ile CFD sonuçları karşılaştırılmış ve ne denli uyumlu olduğu gözlemlenmiş ve grafik haline getirilmiştir. (Tablo 5.5) (Şekil 5.9)

Tablo 5.5. Farklı debilerde boru tarafı basınç kaybı karşılaştırılması

Debi (kg/s)	Deneysel Sonuçlar	CFD Sonuçlar
	Basınç (kPa)	Basınç (kPa)
3	3	3.4
4	5	6.02
5	9	9.45
6	12	13.670



Şekil 5.10. Farklı debilerde boru tarafı basınç kaybı karşılaştırılması

BÖLÜM 6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

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 yaklaşılabilirliği 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 6.1. Ampirik hesaplamalar ile CFD sonuçlarının karşılaştırılması

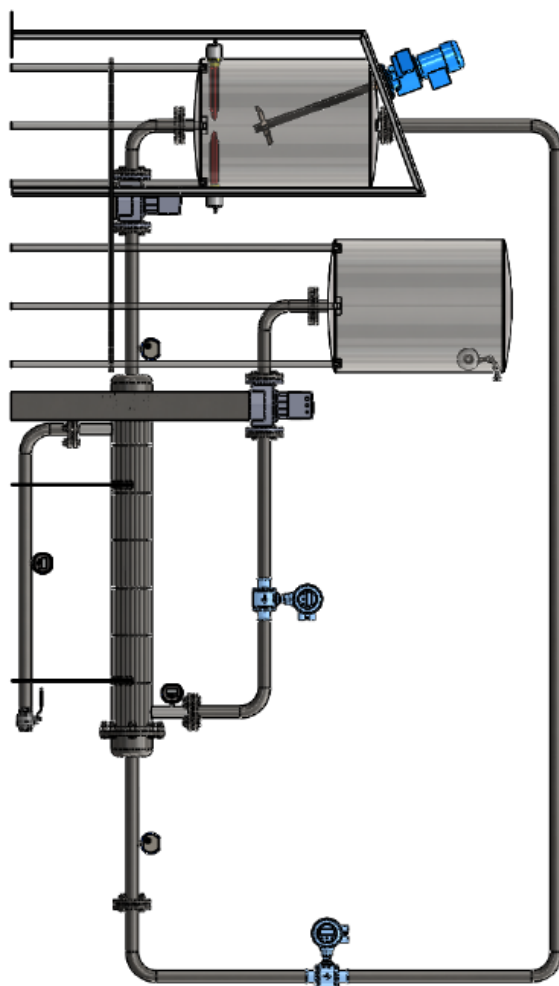
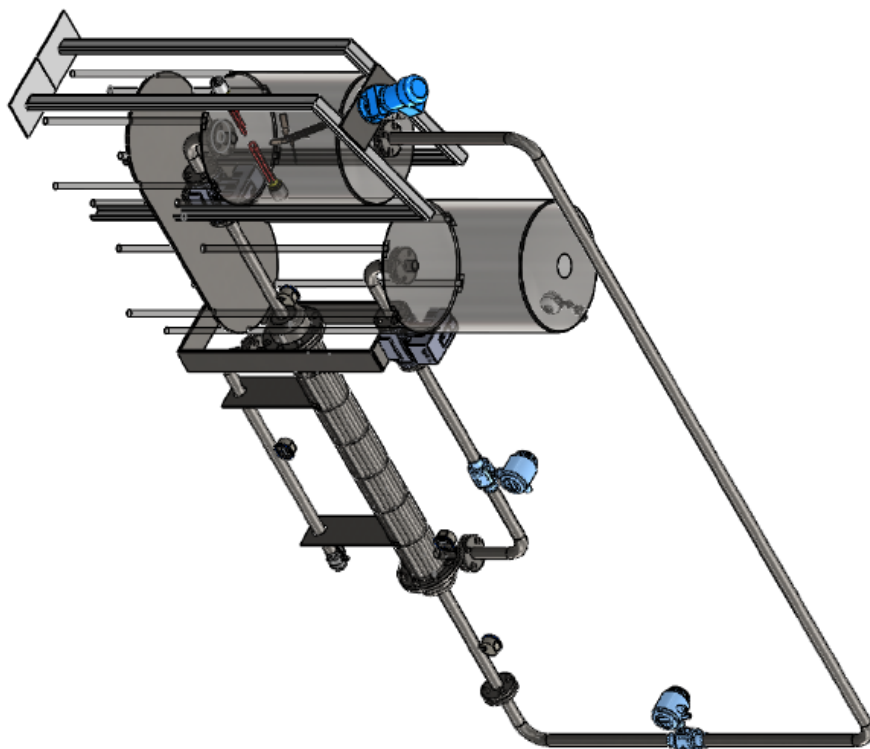
Parametreler	Ampirik Hesap Kern Metodu Sonuçları	Perde Desenli Saptırıcı	Düz Saptırıcı
Isı	210.3 kW	196.3 kW	189.3kW
Sıcaklık (Boru-Çıkış)	388 K	389 K	389.5 K
Sıcaklık (Gövde Çıkış)	303 K	302 K	301.1 K
Basınç Kaybı (Gövde Tarafı)	4.1 kPa	4.03 kPa	12 kPa
Basınç Kaybı (Boru Tarafı)	736 Pa	720 Pa	732 Pa

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 kaldırılacağı 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.

- [12] Kern D.Q., Process heat transfer, McGraw-Hill, New York, 1950.
- [13] Y.A. ÇENGEL, Heat Transfer A practical approach 2nd. cd., MC Graw-Hill, 2013.
- [14] RAVAGNANI, M.A.S.S., SILVA, A.P., BISCAIA, E.C., JR., CABALLERO, J.A. , Optimal Design of Shell-and-Tube Heat Exchangers Using Particle Swarm Optimization, Industrial & Engineering Chemistry Research, 48(6), 2927–2935, 2009.
- [15] SANAYE, S., HAJABDOLLAHI, H., Multi-objective optimization of shell and tube heat exchangers, Applied Thermal Engineering 30 (14-15) 1937-1945, 2010.
- [16] PARLAK Z. ENGIN T. AYDIN A. SAÇLI H. ÇIFTECI E. “Optimum Gövde Borulu Isı Değişirici Tasarımı ve Analizi” ULIBTK’11 18. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Zonguldak, 2011.
- [17] H. LI, V., Kottke, Effect of baffle spacing on pressure drop and local heat transfer in shell-and-tube heat exchangers for staggered tube arrangement, Int. J. Heat Mass Transfer 41 (10) 1303–1311, 1998.
- [18] ENGIN T., TOPUZ, A., ELIEYIOĞLU, K., Merkezi Isıtma Sistemlerinde Kullanılan Enine Perdeli Sıvıdan Sıvıya Gövde-Boru Tipi Eşanjörlerin Optimum Tasarımı, Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, 19, 3-4, 1998.
- [19] Tesisat ve Tesisat Birim Fiyatları, Bayındırlık ve İskan Bakanlığı, 2011.
- [20] KAKAÇ S., BERGLES AE, MAYINGER F; Bell KJ. Delaware method for shell side design., Heat exchangers: thermal–hydraulic fundamentals and design, New York: Hemisphere, 581–618, 1981.



(2)

PATENT BAŞVURU DOSYASI**TARİFNAME****GÖVDE BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİ****TEKNİK ALAN**

Buluş, akışkanlar arasında ısı transferi için kullanılan gövde borulu ısı değıştiriciler ile ilgilidir.

ÖNCEKİ TEKNİK

Gövde borulu ısı değıştiriciler temel olarak bir gövde borusu ve bahsedilen gövde borusu içerisinde konumlanan çoklu sayıda iç borudan meydana gelmektedir. Gövde borulu ısı değıştiricilerin kullanımı sırasında iç borular içerisinde bir yönde akış gerçekleşirken gövde borusu ile iç borular arasında kalan boşluklarda da tersi veya paralel yönde bir akışkan geçişi olmaktadır. Bahsedilen akışkanların geçişleri sırasında aralarındaki sıcaklık farkları sebebi ile ısı transferi olmaktadır.

Gövde borulu ısı değıştiricilerin verimlerini artırmak üzere gövde borusu ile iç boru arasında hareket eden akışkanın hızının artırılması hedeflenmektedir. Bunun için gövde borunun iç kesitini düşürecek saptırıcılar kullanılmaktadır. Bahsedilen saptırıcılar yaklaşık olarak gövde borusunun akış kesitinin yarısını kapatmaktadır.

Ayrıca saptırıcıların çoklu sayıda ve çapraz bir şekilde konumlanmaları ile akışkanın girdap oluşturması ve yön değiştirmesi sağlanmaktadır. Ancak bahsedilen yapılanmada saptırıcıların bulunduğu bölgelerde çok büyük girdaplar oluşması sebebi ile akış durma noktasına gelmektedir. Bu sebeple de bu bölgelerde iç boruların dış çeperlerinde kir birikmeleri ve ısı taşınım yeteneğinde azalmalar meydana gelmektedir.

US8540011 referans numaralı başvuruda ifşa edilen gövde borulu ısı değiştiricide gövde borusu boyunca helis şeklinde uzanan bir engelden bahsedilmektedir. Bahsedilen yapıda bölgesel girdaplar oluşmadığı için basınç kayıpları ve kirlenme problemleri oluşması engellenmektedir. Ancak bahsedilen yapının oluşturulması çok yüksek ilk yatırım maliyetleri ortaya çıkartmaktadır.

Sonuç olarak, yukarıda bahsedilen tüm sorunlar, ilgili teknik alanda bir yenilik yapmayı zorunlu hale getirmiştir.

BULUŞUN KISA AÇIKLAMASI

Mevcut buluş yukarıda bahsedilen dezavantajları ortadan kaldırmak ve ilgili teknik alana yeni avantajlar getirmek üzere, bir gövde borulu ısı değiştirici ile ilgilidir.

Buluşun ana amacı, yüksek basınç kayıplarını ve kirlilik problemlerini engellemek üzere bir gövde borulu ısı değiştirici ortaya koymaktır.

Buluşun diğer bir amacı maliyeti düşürülen ve kullanım ömrü uzatılan bir gövde borulu ısı değiştirici ortaya koymaktır.

Yukarıda bahsedilen ve aşağıdaki detaylı anlatımdan ortaya çıkacak tüm amaçları gerçekleştirmek üzere mevcut buluş, bir gövde borusu içerisinde konumlanan çoklu sayıda iç boruya ve bahsedilen gövde borusu ile iç borular arasındaki sıvı akışının yön değiştirmesini sağlamak üzere en az bir birinci saptırıcıya sahip bir gövde borulu ısı değiştiricidir. Buna göre bahsedilen birinci saptırıcı üzerinde çoklu sayıda sağlanan birinci geçiş kısımları doğrultusunda sağlanan çoklu sayıda ikinci kapalı kısım ve birinci saptırıcı üzerinde çoklu sayıda sağlanan birinci kapalı kısımlar doğrultusunda sağlanan çoklu sayıda ikinci geçiş kısmına sahip en az bir ikinci saptırıcı içermesidir.

Buluşun tercih edilen bir yapılanması, birinci saptırıcı üzerinde birinci geçiş kısımları ve birinci kapalı kısımların ardışık olarak sağlanmış olmalarıdır.

Buluşun tercih edilen bir diğer yapılanması, birinci kapalı kısımlar üzerinde çoklu sayıda birinci boru deliği içermesidir.

Buluşun tercih edilen bir diğer yapılanması, ikinci saptırıcı üzerinde ikinci geçiş kısımları ve ikinci kapalı kısımların ardışık olarak sağlanmış olmalarıdır.

Buluşun tercih edilen bir diğer yapılanması, ikinci kapalı kısımlar üzerinde çoklu sayıda ikinci boru deliği içermesidir.

Buluşun tercih edilen bir diğer yapılanması, birinci geçiş kısmının ve ikinci geçiş kısmının içerisinde iç borunun geçebileceği boyutlarda sağlanmış olmasıdır.

ŐEKİLİN KISA AÇIKLAMASI

Şekil 1' de buluş konusu gövde borulu ısı değiştiricinin temsili bir genel görünümü verilmiŐtir.

Şekil 2' de buluş konusu gövde borulu ısı değiştiriciye ait saptırcıların temsili görünümleri verilmiŐtir.

Şekil 3' de buluş konusu gövde borulu ısı deęiŐtiricideki sıvı akışının temsili bir görünümü verilmiŐtir.

ŞEKİLDE VERİLEN REFERANS NUMARALARI

10 Gövde borusu

20 İç boru

30 Birinci saptırcı

31 Birinci Kapalı kısım

32 Birinci Boru deliği

33 Birinci Geçiş kısmı

40 İkinci saptırcı

41 İkinci Kapalı kısım

42 İkinci Boru deliği

43 İkinci Geçiş kısmı

BULUŞUN DETAYLI AÇIKLAMASI

Bu detaylı açıklamada buluş konusu gövde borulu ısı değiştirici sadece konunun daha iyi anlaşılmasına yönelik hiçbir sınırlayıcı etki oluşturmayacak örneklerle açıklanmaktadır.

Şekil 1’de görüleceği üzere buluş konusu gövde borulu ısı değiştirici; bir gövde borusu (10) ve bahsedilen gövde borusu (10) içerisinde sağlanan çoklu sayıda iç borudan (20) meydana gelmektedir. Ayrıca gövde borusu (10) içerisinde sağlanan çoklu sayıda birinci saptırıcı (30) ve ikinci saptırıcı (40) bulunmaktadır. Bahsedilen yapıda birinci saptırıcılar (30) birbirleriyle yan yana gelmemektedir. Aynı şekilde ikinci saptırıcılarda (40) birbirleri ile yan yana gelmemektedir. Diğer bir deyişle önce bir birinci saptırıcı (30) sonra bir ikinci saptırıcı (40) ardından da tekrar bir birinci saptırıcı (30) olacak şekilde tekrarlı bir yerleşim olmaktadır.

Şekil 2a’da görüleceği üzere birinci saptırıcı (30) üzerinde çoklu sayıda birinci kapalı kısımlar (31) ve çoklu sayıda birinci geçiş kısımları (33) bulunmaktadır. Benzer şekilde şekil 2b’de görüleceği üzere ikinci saptırıcı (40) üzerinde de çoklu sayıda ikinci geçiş kısımları (43) ve çoklu sayıda ikinci kapalı kısımlar (41) bulunmaktadır. Bahsedilen birinci geçiş kısımları (33) ve ikinci geçiş kısımları (43) açıklık şeklinde sağlanmaktadır. Buna göre birinci saptırıcı (30) ve ikinci saptırıcı (40) üzerinde sağlanan birinci geçiş kısımları (33) ve ikinci geçiş kısımları (43) aynı doğrultuda olmayacak şekilde açılmaktadır. Yani birinci saptırıcı (30) üzerindeki birinci geçiş kısmının (33) hizasında ikinci saptırıcının (40) birinci kapalı kısmı (31) bulunmaktadır. Aynı şekilde birinci saptırıcı (30) üzerindeki birinci kapalı kısmın (31) doğrultusunda ikinci saptırıcının (40) ikinci geçiş kısmı (43) bulunmaktadır. Ayrıca birinci kapalı kısım (31) ve ikinci kapalı kısımlar (41) üzerinde iç borunun (20) apına uygun şekilde açılan çoklu sayıda birinci boru delikleri (32) ve ikinci boru delikleri (42) bulunmaktadır. Bununla birlikte birinci geçiş kısmı (33) ve ikinci geçiş kısmı (43) içerisinden iç borunun (20) geçebileceği boyutlarda sağlanmaktadır. Bahsedilen bu yapılanma sayesinde birinci saptırıcıda (30) birinci boru deliklerinden

(32) geçen iç boru (20) ikinci saptırıcı (40) üzerinde ikinci geçiş kısmından (43) geçmektedir. Aynı şekilde birinci saptırıcıda (30) birinci geçiş kısmından (33) geçen iç borular (20) ikinci saptırıcıda (40) ikinci boru deliklerinden (42) geçmektedir.

Tüm bu yapısal detaylar ışığında buluş konusu gövde borulu ısı değiştirici aşağıdaki şekilde kullanılmaktadır.

Tüm gövde borulu ısı değiştiricilerde olduğu gibi buluş konusu gövde borulu ısı değiştiricide de iç boru (20) içerisinde ve gövde borusu (10) ile iç borular (20) arasında kalan boşluklarda farklı sıcaklıklara sahip sıvıların akışı olmaktadır. Ayrıca iç borular (20) içerisindeki akış ve gövde borusu (10) ile iç borular (20) arasındaki akış zıt yönlerde gerçekleşmektedir. Şekil 3'te görüleceği üzere buluş konusu gövde borulu ısı değiştiricide gövde borusu (10) ile iç borular (20) arasında akan sıvı yalnızca birinci geçiş kısmı (33) ve ikinci geçiş kısmından (43) geçebilmektedir. Detaylı bir anlatımla birinci saptırıcıda (30) birinci geçiş kısmından (33) geçen sıvı ikinci saptırıcıda (40) ikinci kapalı kısma (41) çarparak yön değiştirmekte ve hemen yanında sağlanan ikinci geçiş kısmından (43) geçmektedir. Sonrasında akışına devam eden sıvı bu kez karşısına çıkan birinci saptırıcıdaki (30) birinci kapalı kısma (31) çarpmakta ve tekrar yön değiştirerek hemen yanında sağlanan birinci geçiş kısmından (33) geçmektedir. Birinci saptırıcı (30) ve ikinci saptırıcıların (40) ardışık olarak çoklu sayıda konumlanmaları sayesinde akış sırasında oluşan bu yön değişiklikleri sürekli olarak tekrarlanmaktadır. Böylece daha etkin bir ısı transferi gerçekleşmiş olmaktadır.

Oluşan küçük ancak tekrarlı yön değiştirmeler sayesinde akış sırasında basınç düşmesi en aza indirgenmiş olmaktadır. Ayrıca akış sırasında durmalar olmadığı için kirlilik oluşması da engellenmiş olmaktadır.

Buluşun koruma kapsamı ekte verilen istemlerde belirtilmiş olup kesinlikle bu detaylı anlatımda örnekleme amacıyla anlatılanlarla sınırlı tutulamaz. Zira teknikte

uzman bir kişinin, buluşun ana temasından ayrılmadan yukarıda anlatılanlar ışığında benzer yapılanmalar ortaya koyabileceği açıktır.

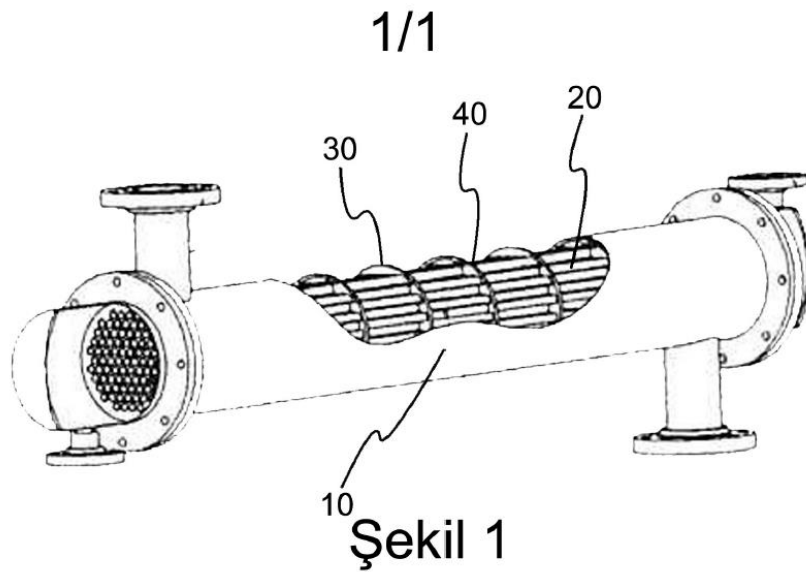
İSTEMLER

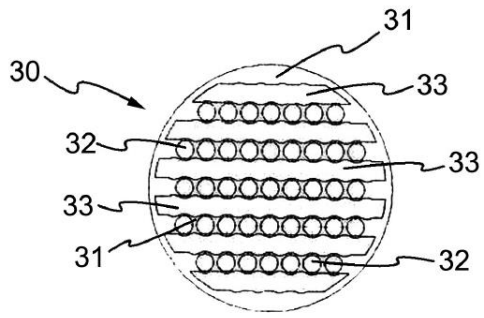
1. Bir gövde borusu (10) içerisinde konumlanan çoklu sayıda iç boruya (20) ve bahsedilen gövde borusu (10) ile iç borular (20) arasındaki sıvı akışının yön değiştirmesini sağlamak üzere en az bir birinci saptırıcıya (30) sahip bir gövde borulu ısı değiştirici olup **özelliği**; bahsedilen birinci saptırıcı (30) üzerinde çoklu sayıda sağlanan birinci geçiş kısımları (33) doğrultusunda sağlanan çoklu sayıda ikinci kapalı kısım (41) ve birinci saptırıcı (30) üzerinde çoklu sayıda sağlanan birinci kapalı kısımlar (32) doğrultusunda sağlanan çoklu sayıda ikinci geçiş kısmına (43) sahip en az bir ikinci saptırıcı (40) içermesidir.
2. İstem 1'e göre bir gövde borulu ısı değiştirici olup **özelliği**; birinci saptırıcı (30) üzerinde birinci geçiş kısımları (33) ve birinci kapalı kısımların (31) ardışık olarak sağlanmış olmalarıdır.
3. İstem 1'e göre bir gövde borulu ısı değiştirici olup **özelliği**; birinci kapalı kısımlar (31) üzerinde çoklu sayıda birinci boru deliği (32) içermesidir.
4. İstem 1'e göre bir gövde borulu ısı değiştirici olup **özelliği**; ikinci saptırıcı (40) üzerinde ikinci geçiş kısımları (43) ve ikinci kapalı kısımların (41) ardışık olarak sağlanmış olmalarıdır.
5. İstem 1'e göre bir gövde borulu ısı değiştirici olup **özelliği**; ikinci kapalı kısımlar (41) üzerinde çoklu sayıda ikinci boru deliği (42) içermesidir.
6. İstem 1'e göre bir gövde borulu ısı değiştirici olup **özelliği**; birinci geçiş kısmının (33) ve ikinci geçiş kısmının (33) içerisinde iç borunun (20) geçebileceği boyutlarda sağlanmış olmasıdır.

ÖZET

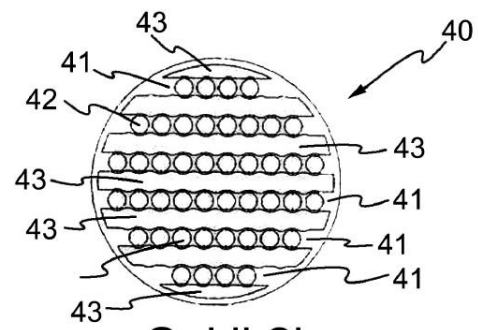
GÖVDE BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİ

Bir gövde borusu (10) içerisinde konumlanan çoklu sayıda iç boruya (20) ve bahsedilen gövde borusu (10) ile iç borular (20) arasındaki sıvı akışının yön değiştirmesini sağlamak üzere en az bir birinci saptırıcıya (30) sahip bir gövde borulu ısı değiştirici olup **özelliği**; bahsedilen birinci saptırıcı (30) üzerinde çoklu sayıda sağlanan birinci geçiş kısımları (33) doğrultusunda sağlanan çoklu sayıda ikinci kapalı kısım (41) ve birinci saptırıcı (30) üzerinde çoklu sayıda sağlanan birinci kapalı kısımlar (32) doğrultusunda sağlanan çoklu sayıda ikinci geçiş kısmına (43) sahip en az bir ikinci saptırıcı (40) içermesidir.

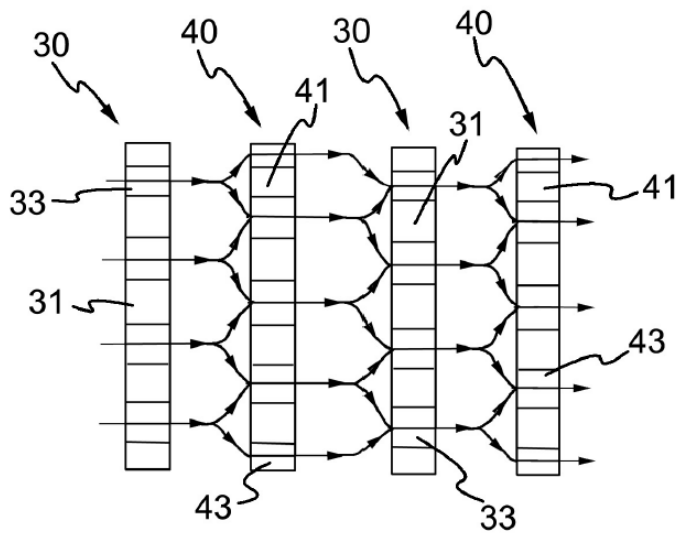




Şekil 2a



Şekil 2b



Şekil 3

3

MATLAB KODLARI

```

Cp1=input('Boru tarafındaki akışkanın özgül ısısı, Kj/Kg*sn Cp1=');
Cp2=input('Gövde tarafındaki akışkanın özgül ısısı, Kj/Kg*sn Cp2=');
n1=input('Boru tarafındaki akışkanın kinematik viskozitesi, kg/m*sn^2 n1=) ;
n2=input('Gövde tarafındaki akışkanın kinematik viskozitesi, kg/m*sn^2 n2=');
p1=input('Boru tarafındaki akışkanın özkütlesi, kg/m^3 p1=');
p2=input('Gövde tarafındaki akışkanın özkütlesi, kg/m^3 p2=');
k1=input('Boru tarafındaki akışkanın ısı iletim katsayısı, W/m*K k1=');
k2=input('Gövde tarafındaki akışkanın ısı iletim katsayısı, W/m*K k2=');
P1=input('Boru tarafındaki akışkanın prandlt sayısı P1=');
P2=input('Gövde tarafındaki akışkanın prandlt sayısı P2=');
m1=input('Boru tarafındaki kütleli debi, kg/sn m1=');
m2=input('Gövde tarafındaki kütleli debi, kg/sn m2=');
Di=input('Borunun iç çapı,(m) Di= ');
D0=input('borunun dış çapı,(m) Do= ');
R=input('Kirlilik ısı direnci,(m^2*K/W) Rf1+Rf2= ');
Pt=input('Boru eksenleri arası mesafe,(m) Pt= ');
Cn=input('Boru yerleşim katsayısı Cn= ');
F=input('Enerji Birim maliyeti,($/KWh) F= ');
t=input('Yıl içinde çalışma saati t= ');
n=input('Ekonomik ömür, yıl n=');
ng=input('Boru geçiş sayısı ng=');
nv=input('Pompa verimi nv=');
Tb1=input('Boru tarafında akışkan giriş sıcaklığı,(K) Tb1= ');
Tb2=input('Boru tarafındaki akışkanın çıkış sıcaklığı,(K)Tb2= ');
Tg1=input('Gövde tarafındaki akışkanın giriş sıcaklığı,(K)Tg1= ');
Tg2=input('Gövde tarafındaki akışkanın çıkış sıcaklığı,(K)Tg2= ');
i=input('Dolar bazında yıllık reel faiz oranı i= ');
Vt=m1/p1;
Vs=m2/p2;

```

$$DT1=Tb1-Tg2;$$

$$DT2=Tb2-Tg1;$$

% DT=logaritmik ortalama sıcaklık farkı;

$$DT=(DT1-DT2)/\log(DT1/DT2);$$

%Q=Isı yükü W;

$$Q=m1 * Cp1 * (Tb2-Tb1) * 1000;$$

$$C0=i * ((1+i)^n) / (((1+i)^n) - 1);$$

C1=450; % \$, pompa veya kompresörün enerji tüketim maliyeti

C1a=202; %\$/m² eşanjör birim fiyatı

$$C1t=0.092 * (p1/Di) * ((p1 * Di)/n1)^{-0.2};$$

$$C2t=0.023 * (k1/Di) * (P1^{1/3}) * ((p1 * Di)/n1)^{0.8};$$

$$Ct=C1t * (Di^2) / (4 * Vt * D0 * (C2t^{3.5}));$$

$$De=(3.464 * (Pt^2) - (\pi * (D0^2))) / (\pi * D0);$$

$$C1s=(1.79 * ((n2/De)^{0.19}) * (p2^{0.81})) / (2 * De);$$

$$C2s=(4 * Cn * Pt * (Pt - D0)) / ((\pi^2) * D0 * Vs);$$

$$C3s=0.36 * (k2/De) * (P2^{1/3}) * ((p2 * De)/n2)^{0.55};$$

$$C3=0.0007$$

$$Cs=(C1s * C2s) / (C3s^{5.1});$$

$$C2=(C1a * Q) / DT;$$

$$C4=(t * F) / (1000 * nv);$$

$$C5=(Cs * Q) / DT;$$

$$C6=Ct * (Q / (DT));$$

$$C7=C4 * C5 * Vs;$$

$$C8=C4 * C6 * Vt;$$

$$CT=C0 * (C1 + C2 * ((1/Hs) + (1/Ht) + C3)) + C7 * (Hs^{4.1} + ((Hs^{5.1})/Ht) + C3 * (Hs^{5.1})) + C8 * (((Ht^{3.5})/Hs) + (Ht^{2.5}) + C3 * (Ht^{3.5}));$$

$$F1=\text{diff}(CT, Hs);$$

$$F2=\text{diff}(CT, Ht);$$

$$\% \text{ jf} = @ (Hs, Ht) [-C0 * C2 / Hs^2 + C7 * (4.1 * Hs^{3.1} + 5.1 * Hs^{4.1} / Ht + 5.1 * C3 * Hs^{4.1}) - C8 * Ht^{3.5} / Hs^2];$$

$$\% \quad -C0 * C2 / Ht^2 - C7 * Hs^{5.1} / Ht^2 + C8 * (3.5 * Ht^{2.5} / Hs + 2.5 * Ht^{1.5} + 3.5 * C3 * Ht^{2.5});$$

```

%
% F1 = -C0 * C2 / Hs^2 + C7 * (4.1 * Hs^3.1 + 5.1 * Hs^4.1 / Ht + 5.1 * C3 *
Hs^4.1) - C8 * Ht^3.5 / Hs^2;
% F2 = -C0 * C2 / Ht^2 - C7 * Hs^5.1 / Ht^2 + C8 * (3.5 * Ht^2.5 / Hs + 2.5 *
Ht^1.5 + 3.5 * C3 * Ht^2.5);

xo=[1;1];
fname=[F1;F2];
f_ilk=jacobian(fname); %bir denklemin bilinmeyen parametreleri için türev
alınacaksa jacobian matrisi şeklinde oluşturmak gerekiyor
epsilon=1.e-10;
maxiter = 30;
iter = 1;
f=inline(fname); %fonksiyon tanımlanıyor inline komutu ile
jf=inline(f_ilk);
error=norm(f(xo(1),xo(2)),2); %norm bir vektor uzayından pozitif reel sayılara
tanımlanmış bir fonksiyondur error-- iterasyon için hata payı
% fprintf('error=%12.8f\n', error);
while error >= epsilon
    fxo=f(xo(1),xo(2));
    fpxo=jf(xo(1),xo(2));
    x1=xo-inv(fpxo)*fxo; %matrisin tersini buluyoruz inv komutu ile
    fx1=f(x1(1),x1(2));
    error =norm((fx1),2);%abs(x1-xo);
    if iter > maxiter
        fprintf('İterasyon sayısı üst sınırı aştı \n');
    return;
end
xo=x1;
iter=iter+1;
end
Hs=x1(1);
Ht=x1(2);

```

% u=Boru içindeki hız m/sn

$$u=(Ht/C2t)^{(1/0.8)}$$

$$Nt=Vt*ng/((\pi/4)*(Di^2)*u)$$

$$K=1/(1/Hs+1/Ht+R);$$

$$A=Q/(K*DT)$$

$$L=A/(\pi*Nt*D0)$$

$$DPt=Ct*A*(Ht^{(3.5)})$$

% v=gövde tarafındaki hız

$$v=(Hs/C3s)^{(1.82)}$$

$$Ds=(((Nt*4*(Pt^2)*Cn)/\pi))^{(0.5)}$$

$$Lb=(Pt*Vs)/(Ds*v*(Pt-D0))$$

$$Nb=(L/Lb)-1$$

$$DPs=Cs*A*(Hs^{(5.1)})$$

$$Cop=C4*((DPs*Vs)+(DPt*Vt))$$

$$Che=C0*(C1+C2*((1/Hs)+(1/Ht)+C3))$$

ÖZGEÇMİŞ

Ahmet AYDIN, 09.04.1989 Çorum`da doğdu. İlk eğitimini Yozgat`ta Orta ve lise eğitimini Sivas`ta tamamladı. 2007 yılında Cumhuriyet Anadolu Lisesi`nden mezun oldu. 2007`de başladığı Sakarya Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Bölümünü 2011 yılında bitirdi. 2011-2012 yılları arasında Çemsan A.Ş`de makine mühendisi olarak çalıştı. Şu anda Sakarya Teknokent A.Ş. bünyesinde bulunan İnotek Müh.LTD. ŞTİ.`nde AR-GE Mühendisi olarak görev almaktadır.