

168384

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN İKİNCİ YASA ÇÖZÜMLEMESİ
VE OPTİMUM BOYUTLANDIRILMASI

Makina Müh. Serkan MENEMENCİOĞLU

FBE Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Isı-Proses Programında
Hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Doç. Dr. Galip TEMİR

Doc. Dr. Galip Temir

Prof. Dr. Olcay Kınay
Olman

Prof. Dr. Bahri SAHİN

İSTANBUL, 2005

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	iv
KISALTMA LİSTESİ	vi
ŞEKİL LİSTESİ.....	vii
ÇİZELGE LİSTESİ	viii
ÖNSÖZ	ix
ÖZET.....	x
ABSTRACT	xi
1. GİRİŞ.....	1
2. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ HAKKINDA GENEL BİLGİLER.....	3
2.1 Isı Değişticilerinin Tanımı ve Kullanım Amaçları	3
2.2 Isı Değişticilerinin Sınıflandırılması.....	3
2.2.1 Isı Değişim Şekline Göre Sınıflama	4
2.2.1.1 Doğrudan Temasın Olduğu Isı Değişticileri.....	4
2.2.1.2 Doğrudan Temasın Olmadığı Isı Değişticileri.....	4
2.2.2 Isı Geçişi Yüzeyinin Isı Geçişi Hacmine Oranına Göre Sınıflama (Kompaktlık).....	4
2.2.3 Farklı Akışkan Sayısına Göre Sınıflama.....	5
2.2.4 Konstrüksiyon Özelliklerine Göre Sınıflama	5
2.2.4.1 Borusal Isı Değişticileri	5
2.2.4.1.1 Gövde Borulu Isı Değişticileri.....	5
2.2.4.1.2 Çift Borulu Isı Değişticileri	7
2.2.4.1.3 Spiral Borulu Isı Değişticileri.....	8
2.2.4.2 Plakalı Isı Değişticileri	9
2.2.4.2.1 Contalı Plakalı Isı Değişticileri	9
2.2.4.2.2 Spiral Plakalı Isı Değişticileri.....	11
2.2.4.2.3 Lamelli Isı Değişticileri	13
2.2.4.2.4 Kaynaklı Plakalı Isı Değişticileri.....	14
2.2.4.3 Kanatlı Yüzeyle Isı Değişticileri	15
2.2.4.3.1 Plakalı Kanatlı Isı Değişticileri	15
2.2.4.3.2 Borulu Kanatlı Isı Değişticileri.....	17
2.2.5 Akış Düzenlemelerine Göre Sınıflama	19
2.2.5.1 Tek Geçişli Isı Değişticileri.....	19
2.2.5.1.1 Paralel Akımlı Isı Değişticileri	19
2.2.5.1.2 Ters Akımlı Isı Değişticileri.....	20
2.2.5.1.3 Çapraz Akımlı Isı Değişticileri.....	22
2.2.5.2 Çok Geçişli Isı Değişticileri	22

3.	ISI DEĞİŞTİRİCİSİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ	23
3.1	Termodinamiğin I. Kanununa Dayalı Yöntemler	23
3.1.1	Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı (LOSF).....	25
3.1.1.1	Ters ve Aynı Yönlü Paralel Akışlı Isı Değiştiricilerinde LOSF	26
3.1.1.2	Çok Geçişli ve Çapraz Akışlı Isı Değiştiricilerinde LOSF	29
3.1.2	Etkenlik – Transfer Birimi Sayısı (ϵ – NTU) Metodu	30
3.1.2.1	Akım Türlerine Göre (ϵ – NTU) Değişimlerinin Grafikselsel Analizi	32
3.2	Termodinamiğin II. Kanununa Dayalı Entropi Artış Birimi Yöntemi	35
3.2.1	Ters ve Paralel Akımlı Isı Değiştiricilerinde Tersinmezlik	38
3.2.1.1	İdeal Dengeli Ters Akımlı Isı Değiştiricilerinde Tersinmezlik	38
3.2.1.2	Dengesiz Ters Akımlı Isı Değiştiricilerinde Tersinmezlik	42
3.2.2	Çapraz Akımlı Isı Değiştiricilerinde Tersinmezlik.....	44
4.	ISI DEĞİŞTİRİCİSİNİN OPTİMUM BOYUTLANDIRILMASI.....	46
4.1	Entropi Artış Birimi Yöntemine Dayanan Isı Değiştirici Optimizasyonu	46
4.1.1	Ters Akımlı Isı Değiştiricinin Optimizasyonu	46
4.1.1.1	Alan Sınırlaması	49
4.1.1.2	Hacim Sınırlaması	50
4.1.1.3	Alan ve Hacim Sınırlamalarının Birleşimi	52
4.1.1.4	Optimum Akış Uzunluğunun Belirlenmesi	52
4.1.2	Çapraz Akımlı Isı Değiştiricinin Optimizasyonu	53
4.1.2.1	Alan Sınırlaması	54
4.1.2.2	Hacim Sınırlaması.....	54
4.1.2.3	Optimum Akış Uzunluğunun Belirlenmesi	55
4.1.3	Entropi Artış Birimi Yöntemine Dayanan Optimizasyon Uygulaması	55
4.2	P ₁ -P ₂ Yöntemine Dayanan Isı Değiştirici Optimizasyonu	64
4.2.1	P ₁ -P ₂ Yöntemine Dayanan Optimizasyon Uygulaması	68
5.	ISI DEĞİŞTİRİCİSİNİN EKONOMİK ANALİZİ	72
5.1	Temel Tanımlar	72
5.2	Maliyetlerin Karşılaştırılması	73
5.3	Yatırımların Karlılık Analizi.....	75
5.4	Ekonomik Analiz Uygulaması.....	76
6.	SONUÇLAR.....	80
	KAYNAKLAR	82
	ÖZGEÇMİŞ	84

SİMGE LİSTESİ

A	Isı transfer alanı (m^2)
A_m	Logaritmik ortalama yüzey alanı (m^2)
a	Boyutsuz alan parametresi
C	Isıl kapasite (W/K)
c_p	Sabit basınçta özgül ısı (J/kgK)
c_v	Sabit hacimde özgül ısı (J/kgK)
C_A	Birim yüzey maliyeti (US\$/ m^2)
C_E	Enerji maliyeti(US\$/J)
D_h	Hidrolik çap (m)
d	Enerji maliyet oranı
e	Yüzey pürüzlülüğü (mm)
F	Kirlilik faktörü (m^2K/W)
F	Düzeltilme katsayısı
f	Sürtünme faktörü
G	Kütlesel akı (kg/m^2s)
g	Boyutsuz kütlesel akı
H	Entalpi (kJ)
H_u	Alt Isıl değer ($kcal/m^3$)
h	Isı taşınım katsayısı (W/m^2K)
I	Tersinmezlik (kJ)
i	Faiz oranı
k	Isı iletim katsayısı (W/mK)
L	Akış uzunluğu (m)
M_s	Yıllık bakım ve işletim maliyeti oranı
m	Kanat kalınlığı (m)
\dot{m}	Kütlesel debi (kg/s)
N	Teknik ömür (yıl)
N_p	Geri ödeme periyodu (yıl)
N_s	Entropi artış birimi
P	Basınç (Pa)
P	Sıcaklık etkisi
Pr	Prandtl sayısı
P_1	Ekonomik faktör
P_2	Ekonomik faktör
p	Çevre (m)
Q	Isı transferi miktarı (W)
Q_t	Yıllık toplam ısı transferi miktarı (J)
q	Birim uzunluk başına ısı transferi miktarı (W/m)
R	Üniversal gaz sabiti (kJ/kgK)
R_u	Gaz sabiti (kmol/K)
Re	Reynold sayısı
R_t	Toplam ısı direnç (K/W)
R_v	Geri satış değerinin ilk maliyete oranı
r	Radyal mesafe (m)
S	Net tasarruf miktarı (US\$)
S	Entropi (J/K)

$\dot{S}_{ür}$	Birim zamandaki entropi üretimi (W/K)
S_t	Stanton sayısı
T	Sıcaklık (K)
ΔT_m	Ortalama sıcaklık farkı (K)
ΔT_{ln}	Logaritmik sıcaklık farkı (K)
Δt	Yıllık kullanım süresi (s)
U	Toplam ısı transferi katsayısı (W/m ² K)
u	Özgül iç enerji (kJ/kg)
V	Hacim (m ³)
v	Özgül hacim (m ³ /kg)
\dot{W}	Birim zamanda yapılan iş (kW)
w	Isı kapasite oranı

YUNAN HARFLERİ

β	Yüzey alanı yoğunluğu (m ² /m ³)
Δ	Fark operatörü
ε	Etkenlik
λ_s	Sürtünme katsayısı
η_o	Toplam yüzey verimi
η_k	Kanatçık ve kazan verimi
μ	Dinamik viskozite (Pa.s)
ρ	Yoğunluk (kg/m ³)
τ	Boyutsuz sıcaklık farkı
ν	Kinematik viskozite (m ² /s)

ALT İNDİSLER

b	Banka
$\ç$	Çıkış
d	Dış
dgz	Dengesiz
g	Giriş
i	İç
max	Maksimum
min	Minimum
o	Çevre
opt	Optimum
ort	Ortalama
tr	Tersinir
tz	Tersinmez
$ür$	Üretim
1	Sıcak akışkan
2	Soğuk akışkan

KISALTMA LİSTESİ

EDYG	Eşdeğer Yıllık Gelir
EDYM	Eşdeğer Yıllık Maliyet
GÖS	Geri Ödeme Süresi
İG	İşletme Gideri
LOSF	Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı
NBD	Net Bugünkü Değer
NTU	Transfer Birimi Sayısı
SASA	Sürekli Akışlı Sürekli Açık Sistem
TÜFE	Tüketici Fiyat Endeksi
YMM	Yatırımın Yıllık Maliyeti
YNBD	Yıllık Net Bugünkü Değer



ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2.1	Gövde borulu ısı değiştiricisi6
Şekil 2.2	Çift borulu ısı değiştiricisi7
Şekil 2.3	Contalı plakalı ısı değiştirici montajı ve akışlar.....10
Şekil 2.4	Spiral levhalı ısı değiştirici genel görünüşü12
Şekil 2.5	Plakalı kanatlı ısı değiştiricilerinde kullanılan kanat tipleri16
Şekil 2.6	Bireysel boru dışına konulan boru eksenine dik (veya helisel) bazı kanat Şekilleri.....18
Şekil 2.7	Paralel akımlı ısı değiştiricisi.....20
Şekil 2.8	Ters akımlı ısı değiştirici.....21
Şekil 2.9a	Çok geçişli çapraz-ters akımlı düzenleme.....22
Şekil 2.9b	Çok geçişli çapraz-paralel akımlı düzenleme.....22
Şekil 3.1	Ters ve aynı yönlü paralel akışlı ısı değiştiricilerinde sıcaklık değişimleri.....26
Şekil 3.2	Paralel akım için (ϵ -NTU) değişimi.....32
Şekil 3.3	Ters akım için (ϵ -NTU) değişimi.....33
Şekil 3.4	Akışkanların karışmadığı çapraz akım için (ϵ -NTU) değişimi.....33
Şekil 3.5	Değişik akım düzenlemeleri için (ϵ -NTU) değişimi.....35
Şekil 3.6	Dengesiz ters ve paralel akımlı ısı değiştiricilerinde N_s değişimi44
Şekil 4.1	$N_s - \epsilon$ değişimi.....59
Şekil 4.2	$N_s - \omega$ değişimi..... 60
Şekil 4.3	$N_s - (4L/Dh)_1$ değişimi.....63
Şekil 4.4	$N_s - (4L/Dh)_2$ değişimi.....64
Şekil 4.5	Isı transfer alanının etkinliğe etkisi.....70
Şekil 4.6	Isı transfer alanının tasarrufa etkisi.....71

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 5.1 Eşdeğer yıllık maliyetlerin karşılaştırılması	74
Çizelge 5.2 İç verim oranının etkisi	76



ÖNSÖZ

Bu çalışmada, ısı değiştiricilerinin ikinci kanun analizi incelenerek, optimum boyutları belirlenmeye çalışılmıştır. Bu çalışmanın gerçekleşmesinde ilgi ve desteğini esirgemeyip, değerli vaktini ayıran tez danışmanım Sayın Doç. Dr. Galip TEMİR'e ve aileme teşekkürlerimi sunarım.



ÖZET

Günlük yaşantımızda bir çok yerde karşılaştığımız ısı değiştiricilerinden maksimum şekilde faydalanma konusu, dünya yakıt rezervlerinin sınırlı olması ve artan yakıt maliyetlerinden dolayı her geçen gün önemini arttırmaktadır. Bugün ısı değiştiricilerinin tasarımında Termodinamiğin Birinci Yasası'nın esasları artık yeterli bulunmamaktadır. Bunun nedeni, ısı kaynaklarının ve sistemlerinin etkin kullanılmalarının, enerjinin niceliğinden çok niteliğinin göz önünde tutularak sağlanabilmesidir.

Bu sonuçlara dayanarak yapılan çalışmada, Termodinamiğin İkinci Yasası ile ilgili tersinmezlik dizaynı esasına dayanan Entropi Artış Birimi Yöntemi tanıtılmış ve ısı değiştiricilerine uyarlanmıştır. Tersinmezliklerden kaynaklanan kayıpları optimal seviyeye çekmeye alışan Entropi Artış Birimi N_s , birim zamandaki entropi üretiminin, ısı kapasitesine oranıdır. Isı değiştiricisindeki akışkanlara ait parametreler ve sistemin tersinmezlik seviyesi bu yöntem kullanılarak incelenmiş ve optimum dizayn boyutları elde edilmeye çalışılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Isı değiştirici, entropi artış birimi, termoeekonomik analiz.



ABSTRACT

The importance of using heat exchangers efficiently is increasing day by day because of the world's limited fuel reserves and increasing costs. Nowadays, the principles of the first law of thermodynamic, which is used in the heat exchangers design, is not found sufficiently enough. The reason for this conclusion is, the efficient use of thermal resource and systems is maintained by the quality of the energy, not by quantity of the energy.

In this study, the number of entropy generation unit which is designed for irreversibility and which is based on second law of thermodynamic is introduced and applied to heat exchangers. Entropy generation unit N_s , which aims to optimise the losses caused by irreversibilities, is the ratio of entropy generation unit to heat capacity. The parameters in heat exchangers streamline and system's irreversibility level is examined by using the above mentioned method and optimum design dimensions have been tried to demonstrated.

Keywords: The heat exchanger, entropy generation unit, termoeconomic analysis.



1. GİRİŞ

Isı değiştiricisi, katı bir cidar ile ayrılan iki veya daha fazla akışkan arasındaki ısıl enerji geçişini sağlayan bir sistemdir. Isı değiştiricisinde ısı, sıcak akışkandan soğuk akışkana iletim, taşınım veya ışıma ile transfer edilir. Görevlerine göre ısı değiştiricileri, ısıtıcı, soğutucu, evaporatör, kondenser, ekonomizer ve reküperatör olarak adlandırılabilir.

Bir çok yerde karşılaşılan ısı değiştiricilerinden maksimum Şekilde faydalanma konusu, dünya yakıt rezervlerinin sınırlı olmasından dolayı her geçen gün önemini arttırmaktadır. Bu durum gerek dizayn, gerekse tktim olarak, enerji konusunda daha fazla hassasiyet gösterilmesi gerçeğini ortaya koymaktadır.

Enerjinin korunumu Termodinamiğin I. Kanunu ile belirlenir. Bu kanuna göre enerji nicelik olarak sabittir. Enerji kaynaklarının ve sistemlerinin maksimum verimle çalıştırılması için belirli yöntemler bu kanun aracılığıyla verilmiştir. I. Kanun'un enerjinin niteliği konusunda yetersiz kalması sonucu, ısı değiştiricilerinin ısıl analizinde Termodinamiğin II. Kanunu büyük önem arz etmektedir.

Enerjinin niteliğini kapsayan bu kanun, gerçek dönüşümlerde nitelik olarak enerjinin kullanılabilirlik özelliğinin ne yöne ve nasıl gittiğini gösterir. II. Kanun'un entropi eşitsizliği, mutlak sıcaklığa endekslenmiş transfer edilen ısı miktarı olarak sistemin entropi miktarını belirtir. Entropinin artışı ile enerjinin kullanılabilirlik açısından niteliksizleşmesi aynı doğrultudadır. Entropinin artmasıyla, sistemi başlangıç halinden son haline getiren süreç içerisinde iş kaybı meydana gelmektedir. Bu kayıp tersinmezlik olarak adlandırılmaktadır. Enerji kaynağından maksimum verimle yararlanmanın yolu entropinin minimum seviyede arttığı bir sistemin dizayn edilmesidir.

Mevcut çalışmada ilk olarak, ısı değiştiricilerinin tanımı, kullanım amaçları ve sınıflandırılması açıklanmış, ısı değiştiricisi dizaynında sıcak ve soğuk akışkanların akış durumları, kütlesel debileri, logaritmik sıcaklık farkları, etkenlik-transfer birimi sayısı gibi Termodinamiğin I. Kanunu'na dayalı yöntemlerden bahsedilmiştir. Ayrıca, ısı değiştiricisinin termodinamik analizinde, A.Bejan'a göre Termodinamiğin II. Kanunu'yla tanımlanan N_s (Entropi Artış Birimi) yöntemi açıklanmaya, geliştirilmeye ve belirlenen parametrelerle ne yönde gideceği incelenmeye çalışılmıştır.

Isı değiştiricisi, iki ayrı nitelikteki akışkanı bir arada bulundurduğu, iki ayrı debi ve giriş-çıkış sıcaklıklarına sahip olduğu için, kullanılabilir enerji kaybını iki ana başlık altında toplayabiliriz. Birincisi; belirli giriş-çıkış sıcaklık farkı altında ısı iletiminden dolayı meydana gelen tersinmezlik kayıpları, ikincisi ise bu iki akışkanın birbirinden ayrılan ortamlarla temasından ve kendi içsel sürtünmesinden meydana gelen basınç kayıplarıdır. Her iki kayıpta ısı değiştiricisindeki tersinmezlik değerini gösterir.

Isı iletim yüzeyinin belirli bir büyüklükte olduğu gerçek ısı değiştiricilerinde meydana gelen ΔT kayıpları ısı transfer yüzeyinin büyüülmesiyle azalır. Fakat bu durumda ΔP kayıpları artar. Her iki türden kayıpların minimuma indirgenmeleri için kullanılan yöntemler birbirleri ile ters yönlü çözümler ortaya koyduğundan, kayıpların bir başka ölçü biriminde değerlendirilmesi gerekmektedir. Bu ölçü birimi ΔT ve ΔP kayıplarını optimal seviyeye çekmeye çalışan "Entropi Artış Birimi"dir. Entropi artış birimi N_s ; birim zamanda entropi üretiminin, ısı kapasitesine oranıdır (Bejan, 1982). N_s yöntemiyle ısı değiştiricilerinde çok sık rastlanılan dengesizlik olayının, etkenlik açısından ısı değiştiricisini ne yönde etkilediği de incelenmeye çalışılmıştır.

Isı değiştiricilerinin optimum boyutlarının belirlenmesi için, A.Bejan tarafından tanımlanmış olan N_s yöntemi geliştirilip, belli parametreler çerçevesinde, optimum boyut sınırlamaları elde edilebilir. Buradan yola çıkarak optimum alan, hacim ve akış uzunluğu belirlenmeye çalışılmıştır.

Isı geri kazanımı için ısı değiştirici boyutlarının optimizasyonu, bu sistemlerden maksimum tasarruf elde etmek için son derece önemlidir. Mevcut uygulamada incelenmiş olan $P_1 - P_2$ yöntemi, özellikle ısı geri kazanımı işlemlerinde, maksimum tasarrufun meydana geldiği, optimum ısı değiştiricisi boyutunu hesaplamak için geliştirilmiştir. Bu yöntem, mevcut çalışmada açıklanan (ϵ -NTU) metodu ile birlikte ele alınmıştır.

Endüstri sektörü için sürekli gelişmek, büyümek çok önemlidir. Buna paralel olarak mühendislik tasarımında, maliyetleri minimum veya kazancı maksimum yapmak ana hedeftir. Buradan yola çıkarak, yapılması düşünölen bir ısı değiştirici yatırımının ekonomik analizi incelenmeye çalışılmıştır.

2. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ HAKKINDA GENEL BİLGİLER

2.1 Isı Değiştiricilerinin Tanımı ve Kullanım Amaçları

Mühendislik uygulamalarında en çok karşılaşılan işlemlerden birisi, farklı sıcaklıkta ve birbirinden katı bir cidar ile ayrılan iki veya daha fazla akışkan arasındaki ısı değişimidir. Bu tür bir ısı geçişini gerçekleştirmek için kullanılan cihaz, ısı değiştirici olarak adlandırılır (Genceli, 1999).

Isı değiştiricilerinde ısı transferi genel olarak, taşınım ve iletim ile olur. Bazı yerlerde ışınım da etkili olmaktadır. Kanatçık uygulamaları da ısı değiştiricilerinde önemlidir. Isı değiştiricilerinin dizaynı ve ısıl hesaplaması son derece karmaşık bir işlemdir. Bu hesaplamalarda, ısı transferi ve basınç düşümlerinin yanında boyutlar ve ekonomiklik de düşünülmelidir (Incropera ve DeWitt, 1996).

Isı değiştiricileri termik santrallarda, kimya endüstrisinde, hacim ısıtması ve iklimlendirme tesislerinde, soğutma tesisatlarında, elektronik cihazlarda, alternatif enerji kaynaklarının kullanımında, atık ısının geri kazanılması, ısı depolanması ve bunun gibi bir çok yerde bulunabilmektedir (Kılıç ve Yiğit, 2000).

2.2 Isı Değiştiricilerinin Sınıflandırılması

Isı değiştiricileri kullanım gayelerine göre değişik konstrüksiyonlarda, kapasitelerde, boyutlarda ve tiplerde olabilmektedir. Isı değiştiricileri içinde yoğuşma ve buharlaşma gibi bir faz değişimi yoksa bunlara duyulur ısı değiştiricileri, içinde faz değişimi olanlara ise gizli ısı değiştiricileri adı verilir (Genceli, 1999).

Isı değiştiricilerinde genellikle akışkanlar, birbirleriyle karıştırılmadan, ısı geçişinin doğrudan yapıldığı, genelde metal malzeme olan katı bir yüzey ile birbirlerinden ayrılırlar. Bu tip ısı değiştiricileri yüzeyli veya reküparatif olarak adlandırılır (Kılıç ve Yiğit, 2000).

Dolgu maddeli veya jeneratif olarak adlandırılan diğer tip ısı değiştiricilerinde ısı geçişi doğrudan olmayıp, ısı önce sıcak akışkan tarafından döner veya sabit bir dolgu maddesine verilerek depo edilir, daha sonra dolgu maddesindeki bu ısı akışkana verilir.

Genel olarak reküparatif ısı değiştiricilerindeki incelemeler zamandan bağımsız olmasına rağmen, jeneratif ısı değiştirgeçlerinde incelemeler zamana bağlıdır (Genceli, 1999).

2.2.1 Isı Değişim Şekline Göre Sınıflama

Bu sınıflamada ısı değiştiricileri, akışkanlar arasında veya katı cisimler ile bir akışkan arasında doğrudan doğruya bir temasın olduğu ve olmadığı şekillere göre iki grupta göz önüne alınır (Genceli, 1999).

2.2.1.1 Doğrudan Temasın Olduğu Isı Değiştiricileri

Bu tip ısı değiştiricileri içinde farklı sıcaklıklardaki akışkanlar veya bir akışkan ile katı maddeler birbirleri ile doğrudan doğruya karıştırılır veya temasa geçirilir. İki farklı sıcaklıktaki akışkanın temasa getirildiği sistemlerde, genellikle akışkanlardan birisi gaz, diğeri ise buharlaşma basıncı küçük olan bir sıvıdır. Isı geçişi işleminden sonra, iki akışkan birbirinden kendiliğinden ayrılır.

Endüstriyel işlemler sonucu ortaya çıkan ısının atılması için pratikte çok kullanılan soğutma kuleleri bu tip ısı değiştiricilerine iyi bir örnektir. Diğer bir örnek, içine su püskürtülerek su buharının yoğunlaştırıldığı, jet veya sprey yoğunlaştıruculardır (Genceli, 1999).

2.2.1.2 Doğrudan Temasın Olmadığı Isı Değiştiricileri

Bu tip ısı değiştiricilerinde farklı sıcaklıklardaki iki akışkan, ince cidarlı bir boru veya levha yüzeyleri ile birbirlerinden ayrılır. İki akışkan ısı değiştirici içinde birbirlerine karışmadan hareket ederler. Bunların içinde hareketli bir makina elemanı yoktur ve literatürde reküparatif ısı değiştiricileri olarak da adlandırılır. Pratikte karşılaşılan en önemli tipleri, borulu, levhalı ve kanatlı yüzeyli ısı değiştiricileridir (Genceli, 1999).

2.2.2 Isı Geçişi Yüzeyinin Isı Geçişi Hacmine Oranına Göre Sınıflama (Kompaklık)

Bu sınıflama için ısı değiştiricilerinde β şeklinde yüzey alanı yoğunluğu adı verilen bir büyüklük tanımlanır.

$$\beta = \text{Isı geçişi yüzeyi (m}^2\text{)} / \text{ısı değiştirgeci hacmi (m}^3\text{)} \quad (2.1)$$

Bu tanıma göre literatürde $\beta > 700 \text{ m}^2 / \text{m}^3$ olan ısı değiştirgeçleri kompakt, $\beta < 700 \text{ m}^2 / \text{m}^3$ olanlar ise kompakt olmayan ısı değiştiricileridir (Incropera ve DeWitt, 1996).

2.2.3 Farklı Akışkan Sayısına Göre Sınıflama

Pratikteki birçok uygulamada, ısı değiştiricilerinde genellikle iki akışkan arasındaki ısı geçişi göz önüne alınır. Buna karşılık az da olsa bazı kimyasal işlemlerde, soğutma tekniğinde, havanın ayrıştırılması gibi olaylarda üç akışkanlı ısı değiştiricileri ile karşılaşılabilir. Örnek olarak, evsel ve taşıt araçlarında küçük kapasiteli NH_3 + su eriyikli absorpsiyonlu tesislerde H_2 gibi üçüncü bir nötr gaz kullanılarak elde edilen ısı enerjisi ile çalışan pompasız soğutma makinesi gösterilebilir (Genceli, 1999).

2.2.4 Konstrüksiyon Özelliklerine Göre Sınıflama

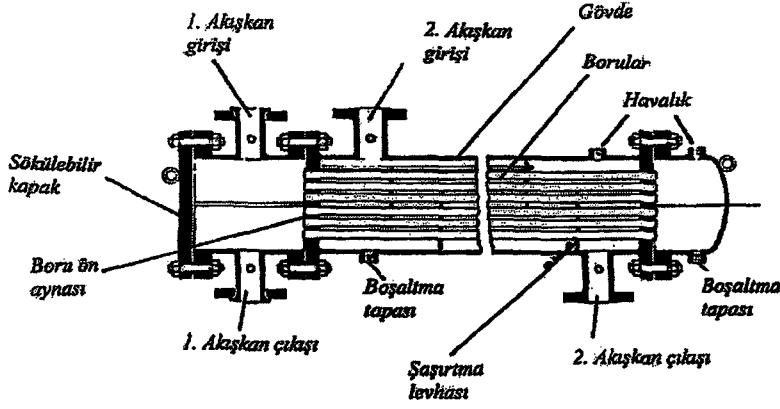
Isı değiştiricileri genellikle konstrüksiyon özelliklerine göre karakterize edilirler. Bunlar konstrüksiyon geometrisine göre borsal ısı değiştiricileri, plakalı ısı değiştiricileri, genişletilmiş yüzeyli ısı değiştiricileri, rejeneratif ısı değiştiricileri olarak dört temel sınıfa ayrılır (Genceli, 1999).

2.2.4.1 Borsal Isı Değiştiricileri

Borsal ısı değiştiricileri esas olarak borulardan yapılırlar. Bir akışkan borunun içerisinden akarken, diğer akışkan borunun dışından akar. Boru çapı, boru sayısı, boru uzunluğu, boru adımı ve boru düzenlemesi değiştirilebilir. Bu nedenle borsal ısı değiştiricilerin dizaynlarında oldukça esneklik vardır. Borsal ısı değiştiricileri; çift borulu, gövde borulu ve spiral borulu ısı değiştiricilerinden oluşmaktadır (Genceli, 1999).

2.2.4.1.1 Gövde Borulu Isı Değiştiricileri

Proses endüstrisinde en yaygın olarak kullanılan ısı değiştirici tipidir. Yaklaşık olarak kullanılan tüm ısı değiştiricilerinin % 60'ı gövde borulu ısı değiştiricidir. Gövde borulu ısı değiştirici, boru eksenini gövdenin eksenine paralel olacak şekilde büyük silindirik gövde içine yerleştirilen birbirine paralel yuvarlak borulardan yapılır. Akışkanlardan birisi boruların içinden, diğer akışkan ise gövde tarafında borulara paralel veya çapraz olarak akar (Yılmaz ve Şara, 2000).



Şekil 2.1 Gövde borulu ısı değiştiricisi (Genceli, 1999).

Temel elemanları; borular (veya boru demeti), gövde, iki baştaki kafalar, boruların tespit edildiği ön ve arka ayna ile gövde içindeki akışı yönlendiren ve borulara destek olabilen şaşırtma levhaları ve destek çubuklarıdır. Isıl görev, basınç düşümü, basınç seviyesi, kirlenme, imalat yöntemi ve maliyeti, korozyon ve temizleme problemlerine bağlı olarak çeşitli gövde tarafı ve boru tarafı akış düzenlemeleri kullanılır (Genceli, 1999).

Özellikleri :

- Maksimum basınç: Gövde tarafında 350 bar (mutlak), boru tarafında 1400 bar (mutlak).
- Sıcaklık aralığı: (-200⁰C) ile (600⁰C) arasında değişir. Özel malzemeler ile bu sıcaklık aralığı genişleyebilir.
- Tek bir ünite için tipik yüzey alanı 10 - 1000 m² arasında değişir.
- Maksimum etkinlik : $e = 0.9$ (çok geçişli ünitelerde etkinlik daha küçüktür). Etkinlik, akışkandaki sıcaklık yükselmesinin teorik olarak mümkün olan maksimum sıcaklık yükselmesine oranı olarak tanımlanır.
- Mümkün olduğu zaman karbon çeliğinden yapılır.

Avantajları :

- Hemen hemen tüm uygulamalar için kullanılabilir. Örneğin petrol rafinerileri, termik santraller, kimya endüstrisi vs.
- Son derece esnek ve sağlam dizayna sahiptir. Temizleme için demonte edilebilecek, sökülebilecek şekilde dizayn edilebilir.

- Bakımı ve tamiri kolaydır. Piyasadan çok kolay bir şekilde bulunabilir. Bu ısı değiştiricilerini sağlayan firma sayısı oldukça fazladır. Çoklu üniteleri yapmak kolaydır. Bir çok metal ile imal edilebildiğinden akışkan sınırlaması çok azdır.

Dezavantajları :

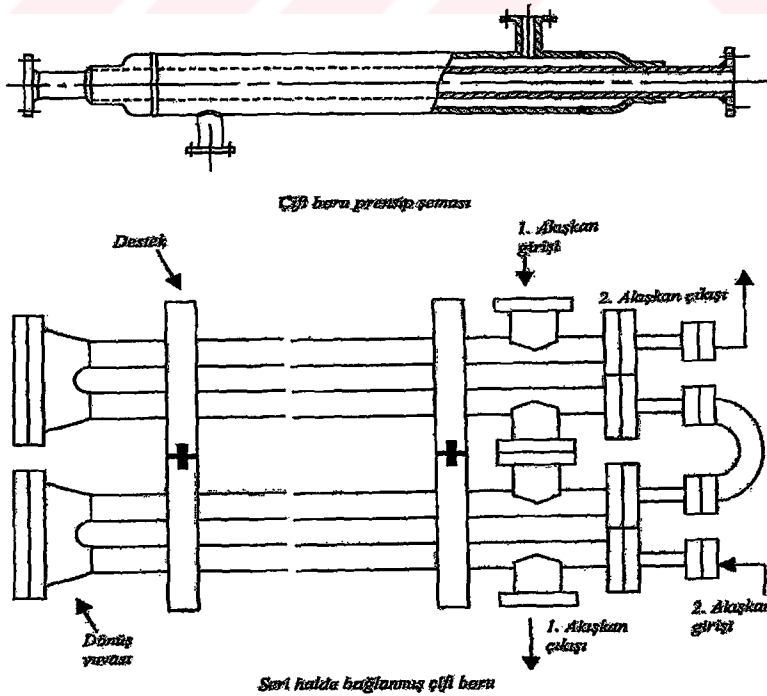
- Yüksek plan alanı gerektirir. Bunun yanında demeti sökebilmek için ekstra alana gereksinim vardır.

- 16 bar basınç ve 200°C sıcaklığın altındaki koşullarda plakalı ısı değiştiricileri daha ucuz olabilir.

2.2.4.1.2 Çift Borulu Isı Değiştiricileri

Çift borulu ısı değiştiricileri en basit ısı değiştirici tipidir. Bir borunun daha büyük çaplı bir boru içerisine eşmerkezli olarak yerleştirilmesi ile elde edilir. Akışkanlardan biri içteki borudan akarken, diğeri dışarıdaki borudan akar (Incropera ve DeWitt, 1996).

Bu tür ısı değiştiriciler, istenen basınç düşümü ve sıcaklık farkı gereksinimlerini karşılamak için çeşitli seri ve paralel konfigürasyonlar şeklinde düzenlenebilir. İçteki boru tek veya çok borulu olabilir. Eğer halkadaki ısı taşınım katsayısı düşükse aksel kanatçıklara sahip iç boru (veya borular) kullanılabilir (Yılmaz ve Şara, 2000).



Şekil 2.2 Çift borulu ısı değiştiricisi (Genceli, 1999).

Özellikleri :

- Maksimum basınç: Gövde tarafında 350 bar (mutlak), boru tarafında 1400 bar (mutlak)
- Sıcaklık aralığı: (-200⁰C) ile (600⁰C) arasında değişir. Özel malzemeler ile bu sıcaklık aralığı genişleyebilir.
- Tek bir ünite için tipik yüzey alanı 0.25-200 m² arasında değişir.
- Maksimum etkinlik : $e = 0.9$
- Genellikle çoklu üniteler kullanılır.
- Mümkün olduğu zaman karbon çeliğinden yapılır.
- Esas kullanım alanı, küçük ısı transfer alanlarının (50m²'ye kadar) gerektiği proses akışkanlarının duyulur ısıtılması ve soğutulması içindir.

Avantajları :

- Isıl kapasiteyi ve ısı geçiş yüzey alanını artırmak için seri halde montajları yapılabilir.
- Karşıt akış elde etmek kolaydır.
- Yüksek basınçlara dayanabilir. Standart modüler konstrüksiyona sahiptir.
- Bakımı ve tamiri kolaydır. Temizlenmesi kolay olduğundan, özellikle kirletici akışkanlar için uygundur.
- Piyasadan kolay şekilde bulunabilir. Bir çok metal ile imal edilebildiğinden akışkan sınırlaması çok azdır.

Dezavantajları :

- Özellikle küçük kapasiteler için uygundur. Yüksek ısıl kapasiteler için pahalıdır.

2.2.4.1.3 Spiral Borulu Isı Değiştiricileri

Bir depo içine yerleştirilen spiral şeklinde sarılmış bir veya daha fazla borulardan oluşmaktadır. Isı transfer katsayısı, spiral bir boruda düz bir borudakinden daha yüksek olduğundan spiral sarım kullanılır. Bu ısı değiştiricileri genellikle havuz ve depolardaki akışkanların sıcaklık kontrolünde kullanılır. Helisel bir şekilde yapılabilen serpantin adımı, sarım çapı ve alanı uygun bir şekilde seçilebilir (Genceli, 1999).

Özellikleri :

- Temizleme hemen hemen imkansız olduğundan, temiz akışkanlar için uygundur.
- Soğutma sistemlerinde kullanılan kondenserler ve eş-eksenli evaporatörler olarak dizayn edilirler.

Avantajları :

- Basit ve ucuz bir şekilde elde edilebilir.
- Isıl genişlemenin oluşturduğu gerilme problemleri yoktur. Spiral borunun dış yüzeyi ve depo kolaylıkla mekanik olarak temizlenebilir.

Dezavantajları :

- Spiral borunun iç yüzeyi mekanik olarak kolay bir şekilde temizlenemez.

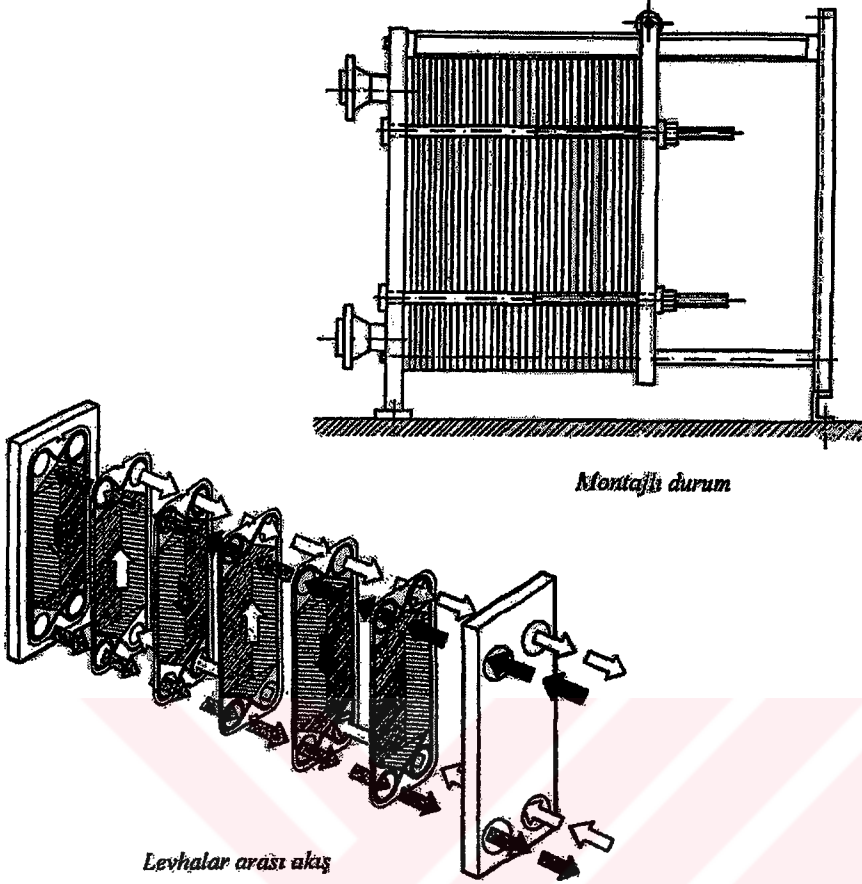
2.2.4.2 Plakalı Isı Değiştiricileri

Plakalı ısı değiştiricileri, akış kanallarını oluşturan ince plakalardan yapılırlar. Bunlar, gaz, sıvı veya iki-fazlı akımların herhangi bir kombinasyonu için ısı transfer etmek amacıyla kullanılırlar. Contalı plakalı, spiral plakalı ve lamelli tiplerinden oluşmaktadır.

2.2.4.2.1 Contalı Plakalı Isı Değiştiricileri

Contalı plakalı ısı değiştiricileri, ince metal plakaların bir çerçeve içerisine sıkıştırılarak paket haline getirilmesi suretiyle yapılırlar. Her bir metal plakanın dört tarafında akışkanların geçebilmesi için delikler vardır.

Plakalar birleştirilip paket yapılırken uygun contalar kullanılarak akışkanların birbirine karışması ve dışarıya sızıntı yapması önlenir. Plakalar arasındaki boşluklardan, sıcak ve soğuk akışkanlar birbirlerine karışmadan akarlar (Genceli, 1999). Rijitlik sağlamak, plakalar arasındaki mesafeyi sabitleştirmek ve ısı transferini iyileştirmek için plakalar dalgalı şekilde yapılırlar (Yılmaz ve Şara, 2000).



Şekil 2.3 Contalı plakalı ısı değiştirici montajı ve akışlar (Genceli, 1999).

Özellikleri :

- Maksimum basınç normal olarak 25 bar (mutlak)'dır. Özel dizaynlarla 40 bar (mutlak)'a çıkabilir.
- Sıcaklık aralığı normal olarak (-25⁰C) ile (+175⁰C) arasında değişir. Özel malzemeler ile bu sıcaklık aralığı genişleyerek (-40⁰C) ile (+200⁰C) olmaktadır.
- Tek bir ünite için tipik yüzey alanı 1 - 1200 m² arasında değişir.
- Maksimum etkinlik : $e = 0.95$
- Plakalar paslanmaz çelikten veya titanyum, Incoloy veya Hastelloy gibi yüksek dereceli malzemedен presle yapılır.
- Contalar, zayıf noktalardır. Contalar, nitril kauçuk, hypalon, viton veya neoprenden yapılır.
- Akışkan sınırlaması esas olarak conta tarafından olmaktadır.
- Gıda, sentetik lastik, kimya, selüloz ve kağıt endüstrisi, kombi cihazları vs. gibi kullanım alanlarına sahiptir.

Avantajları :

- Yüksek ısı transfer katsayısına sahiptir. Gövde borulu ısı değiştircilerine göre daha kompakttır.
- Isıl etkinliği yüksektir; 0.90 - 0.95 değerinde etkinliğe kadar çıkmak mümkündür.
- Plakalar ince olduğundan maliyet düşüktür. Kullanılabildiği yerlerde normal olarak en ekonomiktir. Erişilebilirliği iyidir, muayene ve temizleme için kolayca açılabilir. Esnektir, ekstra plakalar ilave edilebilir.
- Az akışkan miktarıyla kısa alıkoyma zamanına sahiptir. Bu nedenle sıcaklığa duyarlı veya pahalı akışkanlar (örneğin makyaj ve parfümeri malzemeleri) için uygundur.
- Kirlenmesi azdır, genellikle düşük kirlenme katsayıları mümkündür.
- Modüler konstrüksiyona sahiptir. Bakım kolaylığı avantajı vardır. Kolaylıkla sökülüp temizlenebilir.
- Akışkanlar arası karışma olasılığı azdır, kaçaklar dış tarafa doğrudur. Titreşim yoktur. Isı değiştirici içinde sıcak ve soğuk bölgeler oluşmaz.

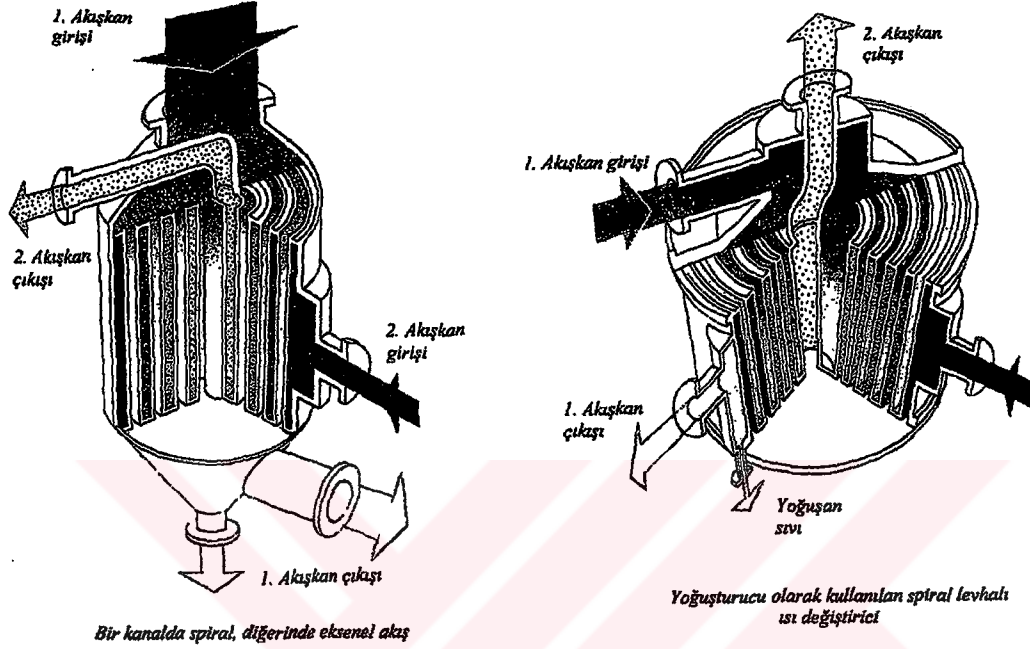
Dezavantajları :

- Plakaların düzlemsel oluşu, conta malzemeleri ve çerçevenin konstrüksiyonu nedeniyle yüksek basınçlara çıkılamaz.
- Özel geniş boşluklu plakalar kullanılmaz ise süspansiyon halindeki katılar tarafından kolayca bloke edilebilir. Plakalar, korozyon dikkate alındığında, organik solventler için uygundur fakat contalar uygun olmayabilir.
- Sızıntı riski vardır, contalar daima sızıntı riskini artırır. Conta malzemeleri, belli akışkanların kullanımını sınırlayabilir. Sıcaklık, conta malzemesi tarafından sınırlandırılır. Conta zamanla özelliğini kaybeder, bu nedenle belirli zamanlarda bu contaları değiştirmek gerekebilir.
- İki-fazlı akış için genellikle uygun değildir.

2.2.4.2.2 Spiral Plakalı Isı Değiştircileri

Isı transfer yüzeylerinin plakalardan oluştuğu, silindirik borulardan oluşmadığı plakalı tip ısı değiştiricidir. Spiral plakalı ısı değiştircileri, 150 ile 1800 mm genişliğindeki uzun ince iki metal plakanın her biri bir akışkan için olmak üzere iki spiral, paralel kanal oluşturacak şekilde spiral şeklinde sarılması ile elde edilir (Yılmaz ve şara, 2000).

İki plaka arasına konulan saplamalar ile düzgün bir aralık sağlanabilir. Plakaların iki tarafı contalı kapaklar ile kapatılır. Çeşitli akış konfigürasyonları mümkündür ve bu akış konfigürasyonlarına göre değişik tip spiral ısı değiştiricisi imal edilmiştir (Genceli, 1999).



Şekil 2.4 Spiral levhali ısı değiştiricisi genel görünüşü (Genceli, 1999).

Özellikleri :

- Dizayn basınçları çapa bağlıdır fakat 20 bar civarında değişmektedir. Dizayn sıcaklıkları 400⁰C'ye kadar çıkabilir.
- Tek bir ünite için tipik yüzey alanı 0.5-350 m² arasında değişir.
- Özellikle süspansiyonlar ve fiber akışkanlar için uygundur. Bu nedenle kağıt, selüloz, sülfat ve sülfite fabrikaları ve mineral filizinin işlenmesi sektörlerinde sık kullanılır.
- Belli bir yüzey alanı için maliyetleri genel olarak plakalı ısı değiştiricileri ile gövde borulu ısı değiştiricileri arasındadır.
- Malzeme paslanmaz çelik, titanyum, monel vs. gibi soğuk olarak işlenebilen herhangi bir kaynak edilebilir malzeme olabilir. Akışkan bakımından sadece konstrüksiyon malzemesi sınırlaması vardır.
- Kirli ve tortulu akışkanlar için uygundur fakat temizlenmesi plakalı ısı değiştiricileri kadar kolay değildir.

Avantajları :

- Yüksek ısı verime sahiptir.
- Kirlenme eğilimi düşüktür. Bakım kolaylığı vardır.
- Temizlenmeleri kolaydır ve kimyasal temizleme etkin bir şekilde yapılabilir.
- Basınç kayıpları, gövde borulu ve conta plakalı ısı değiştiricilerine göre azdır.
- Montaj maliyeti düşüktür. Proses spesifikasyonuna kolayca uyabilir.
- Orta ve yüksek viskoziteli akışkanlar için son derece verimlidir.
- Akış dağılımı iyi ve yüksek hızlar kullanılabildiğinden sıcaklığa duyarlı akışkanlar için çok uygundur.
- İstenirse plakalar üzerine oluklar yapılarak ısı transferi iyileştirilebilir.

Dezavantajları :

- Bakım genellikle kolaydır fakat hasar görmüş olan spirallere bakım zordur.
- Boyutları sınırlıdır.
- Conta malzemesi nedeniyle sıcaklık ve basınç sınırlamalarına sahiptir.

2.2.4.2.3 Lamelli Isı Değiştiricileri

Bir gövde içine yassılaştırılmış borulardan (lameller) yapılmış bir demetin yerleştirilmesi ile elde edilir. Lameller genellikle nokta veya elektrikli dikiş kaynağı ile birbirlerine tutturulur. Akışkanlardan birisi lamelli boruların içinden akarken, diğer akışkan lamellerin arasından akar. Gövde içerisinde şaşırtma levhaları yoktur. Akış tek geçişli olup, aynı yönlü veya karşıt akışlı düzenleme kullanılabilir (Genceli, 1999).

Özellikleri :

- Dizayn basınçları çapa bağlı olarak 35 bar basınca kadar çıkabilir.
- Sıcaklık, teflon conta kullanıldığında 220⁰C'ye, asbest conta ve paslanmaz çelik kullanıldığında 500⁰C'ye kadar çıkabilir.
- Tek bir ünite için tipik yüzey alanı 1-1000 m² arasında değişir.
- Isı transfer katsayıları gövde borulu ısı değiştiricilerinkinden büyük fakat plakalı ısı değiştiricilerinkinden küçüktür.
- Kullanım alanları kağıt, besin ve kimya endüstrileridir.

- Özellikle gaz-gaz görevleri için uygundur.
- Malzemeler karbon, paslanmaz çelik, titanyum, Incoloy ve Hastelloy'dur.
- Akışkan bakımından sadece konstrüksiyon malzemesi sınırlaması vardır.

Avantajları :

- Tam karşıt akış elde edildiğinden ısı verimleri yüksektir.
- Hidrolik çap küçük olduğundan büyük ısı taşınım katsayıları elde edilebilir.
- Minimum kirlenme eğilimine sahiptir. Bakım kolaylığı vardır.
- Gövde borulu ısı değiştiricilerinden daha kompakttır.
- Kimyasal temizleme etkin bir şekilde yapılabilir. Düzgün akış yollarına sahiptir.

Dezavantajları :

- Lamellerin iç taraflarını mekanik olarak temizlemek zordur.

2.2.4.2.4 Kaynaklı Plakalı Isı Değiştiricileri

Contalı plakalı ısı değiştiricileri mükemmel özelliklerine karşın, 30 bar basınç ve 260°C sıcaklıktan büyük basınç ve sıcaklıklarda kullanılamazlar. Kaynaklı plakalı ısı değiştiricilerinde plakalar çevresel olarak kaynak edilerek, atmosfere olan sızıntı önlenip bu dezavantajlar ortadan kaldırılmış olur. Böylece conta problemi çözülmüş olmasına rağmen ısı değiştirici temizlik ve bakım için sökülemez. Kaynak maliyetini azaltmak için plakalar, contalı plakalı ısı değiştiricilerinin plakalarından daha büyük yapılırlar (Yılmaz ve Şara, 2000).

Özellikleri :

- Dizayn basınçları 30 bar basınca kadar çıkabilir.
- Dizayn sıcaklıkları 400°C'nin üstüne çıkabilir.
- Tek bir ünite için tipik yüzey alanı 10000 m² 'ye kadar çıkabilir.
- Tümüyle kaynaklı (lazer kullanan) konstrüksiyona sahip konvansiyonel plakalı ısı değiştirici tipleri geliştirilmiştir.
- Kimyasal temizleme mümkün ise, gövde borulu ve contalı plakalı tiplere alternatiftir.
- Akışkan bakımından sadece konstrüksiyon malzemesi sınırlaması vardır.

Avantajları :

- Plaka çiftleri kaynak edilebilir ve konvansiyonel bir çerçevede toplanabilir.
- Conta problemi yoktur, dolayısıyla sızıntı riski azdır.

Dezavantajları :

- Kirlı ve tortulu görevler için uygun değildir.
- Basınç 30 bar'dan küçük olmalıdır. Genleşme göz önüne alınmalıdır.

2.2.4.3 Kanatlı Yüzeyli Isı Değiştiricileri

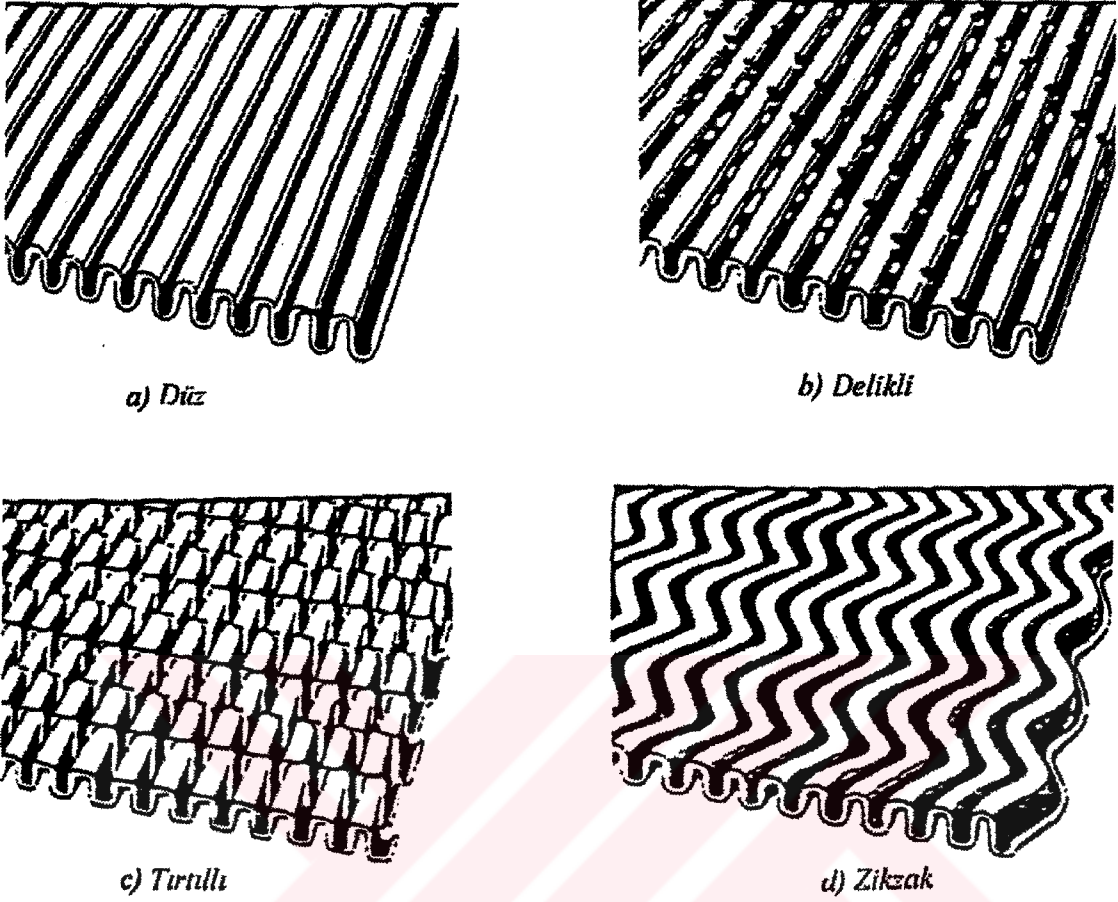
Genişletilmiş yüzeyli ısı değiştiricileri, ısı transfer alanını artırmak amacıyla esas ısı transfer yüzeyi (borusal veya plakalı) üzerinde kanatçıklar veya ilaveler bulunan ısı değiştiricileridir.

Gaz tarafındaki ısı taşınım katsayısı, sıvı tarafındaki ısı taşınım katsayısından çok düşük olduğundan, kanatçıklar gaz tarafında kullanılır. En yaygın tipleri plakalı-kanatlı ve borulu-kanatlı ısı değiştiricileridir (Aziz vd., 2001).

2.2.4.3.1 Plakalı Kanatlı Isı Değiştiricileri

Kanatlar, paralel plakalar halindeki yüzeyler arasına mekanik olarak preslenerek, lehimlenerek veya kaynak edilerek tespit edilir. Kanatlar, düz, delikli, tırtıllı, zikzak vs. şekillere sahiptir.

İki tarafında da gaz akışkan bulunan ısı değiştiricilerinde ısı geçiş yüzeyinin iki tarafına da kanat, gaz ve sıvı akışkanlar ile çalışan ısı değiştiricilerinde ise genellikle sadece gaz tarafına kanat konulur (Genceli, 1999).



Şekil 2.5 Plakalı kanatlı ısı değıştiricilerinde kullanılan kanat tipleri (Genceli, 1999).

Özellikleri :

- Maksimum basınç: 80 bar (boyuta bağılı)
- Sıcaklık aralığı: Alüminyumda (-200⁰C) ile (+150⁰C) arasında değişir. Paslanmaz çelikte 600⁰C'ye kadar çıkabilir.
- Küçük boyut ve ağırlık için kullanılır. Tipik olarak 500 m²/m³ hacim kompaktlığına sahiptir fakat 1800 m²/m³ hacim kompaktlığına kadar ulaşılabilir.
- Kullanım alanları, gaz ve buhar türbinleri, otomobil, kamyon, uçak motorları soğutma sistemleri, ısı pompaları, soğutma ve iklimlendirme tesisleri, elektronik devrelerin soğutma devreleri ile enerji geri kazanım sistemleridir.
- Akışkan sınırlaması, malzeme tarafından olmaktadır.
- Tek fazlı ve çift fazlı akışlarda kullanılabilir.

Avantajları :

- Son derece kompakttır. Düşük ağırlığa sahiptir
- 12'ye kadar (normal olarak 7) çok akıma sahip olabilir.
- Yüksek etkinliğe sahiptir. Etkinlik, 0.98'e kadar çıkabilir.
- Çapraz-akışlı veya karşıt-akışlı akış konfigürasyonuna sahip olabilir.
- Kullanılan kanatlar ısı değıştircinin rijitliğini artırır ve yüksek basınçlarda çalışmasını sağlar.
- Çoklu akım kullanılabilir.

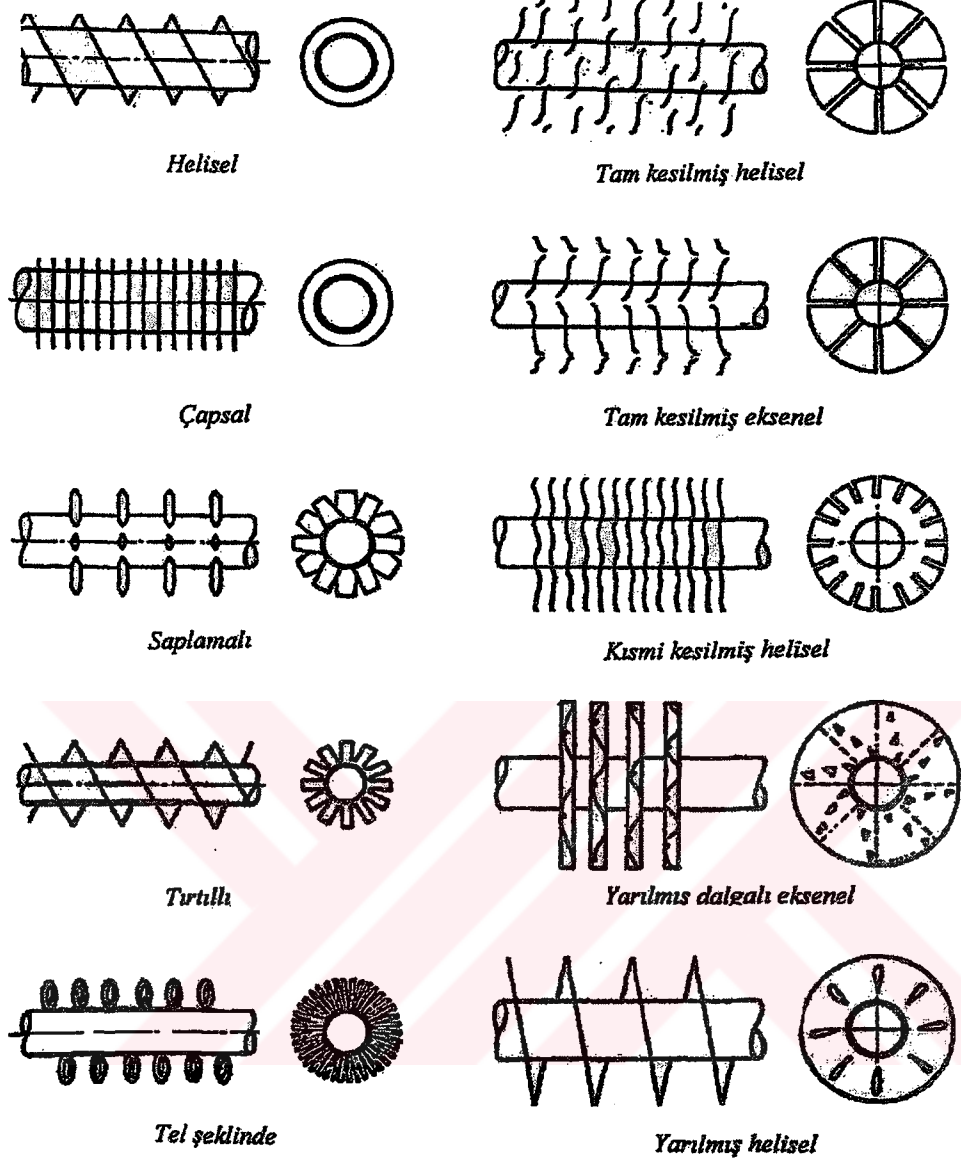
Dezavantajları :

- Sadece temiz akışkanlar ile kullanılır.

2.2.4.3.2 Borulu Kanatlı Isı Değıştircileri

Bir tarafında gaz, diğere tarafında sıvı akan ısı değıştircilerinde, sıvı tarafındaki ısı taşınım katsayısı yüksektir. Bu nedenle çoğunlukla sıvı akışkan tarafı kanat gerektirmez. Yüksek basınçlı akışkan genellikle boru içinden akıtılır (Aziz vd., 2001).

Pratikte dairesel veya oval kesitli boru dışındaki kanatlı yüzeyler ile daha çok karşılaşılır. Kanatlar boru ile birlikte imal edilebildiği gibi, sonradan boru üzerine döküm, kaynak, lehim veya sıkı geçme tekniği ile tespit edilebilir (Genceli, 1999).



Şekil 2.6 Bireysel boru dışına konulan boru eksenine dik (veya helisel) bazı kanat şekilleri (Genceli, 1999).

Özellikleri :

- Kompakttır, kompaktlığı $3300 \text{ m}^2/\text{m}^3$ değerine kadar ulaşabilir. Kullanım alanları, güç santralleri, pervaneli soğutma grupları, taşıt araçları, iklimlendirme ve soğutma tesisatlarıdır.
- Isı değişiricinin kullanılabilme sıcaklığı kanatların boruya tespit şekline bağlıdır.

Dezavantajları :

- Kanatların oluşturduğu ilave basınç kayıpları göz önüne alınmalıdır.

2.2.5 Akış Düzenlemelerine Göre Sınıflama

Isı değiştirici içindeki akışkanların akışlarının birbirine göre çeşitli şekilde düzenlemeleri ortalama logaritmik sıcaklık farkına, ısı değiştiricisi etkenliğine ve ısıl gerilmelere çok etki eder. Prensi olarak bu akışlar paralel, ters ve çapraz olarak üç esas şekilde gerçekteşir. Ayrıca akışkanların birinin diğerine göre geçiş sayısına göre de başka bir ayırım yapmak da mümkündür (Genceli, 1999).

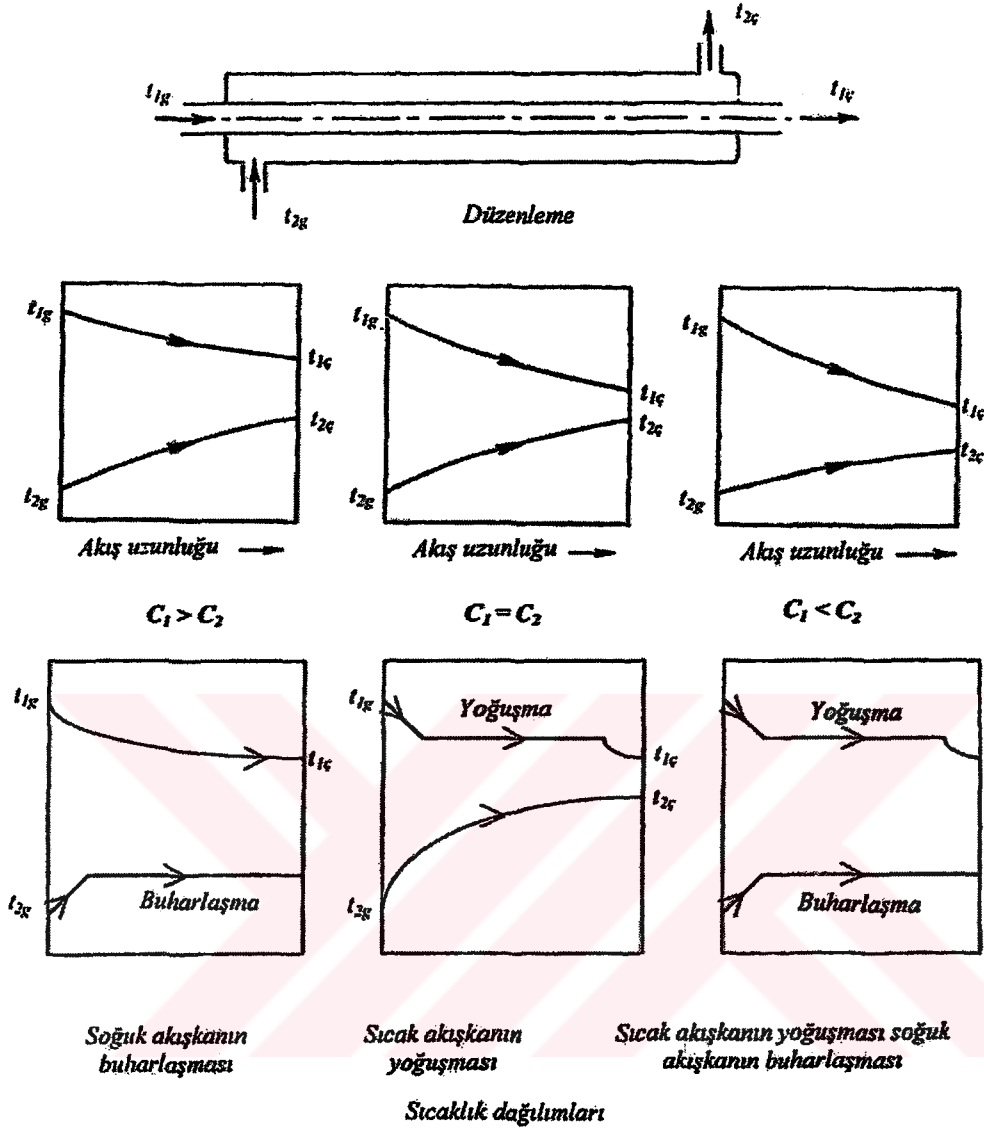
2.2.5.1 Tek Geçişli Isı Değiştiricileri

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

2.2.5.1.1 Paralel Akımlı Isı Değiştiricileri

Bu düzenlemede ısı değiştirici içindeki iki akışkan değiştiricinin aynı ucundan girip, birbirlerine paralel olarak akarlar ve değiştiricinin diğer ucundan çıkarlar. Bu tipte küçük çaplı bir boru ile bunun dışında aynı eksenli ikinci bir boru vardır. Pratikte içte küçük çaplı çok sayıda boru, dışta ise bu boruları içine alabilen gövde adı verilen büyük çaplı bir silindir kullanılabilir (Genceli, 1999).

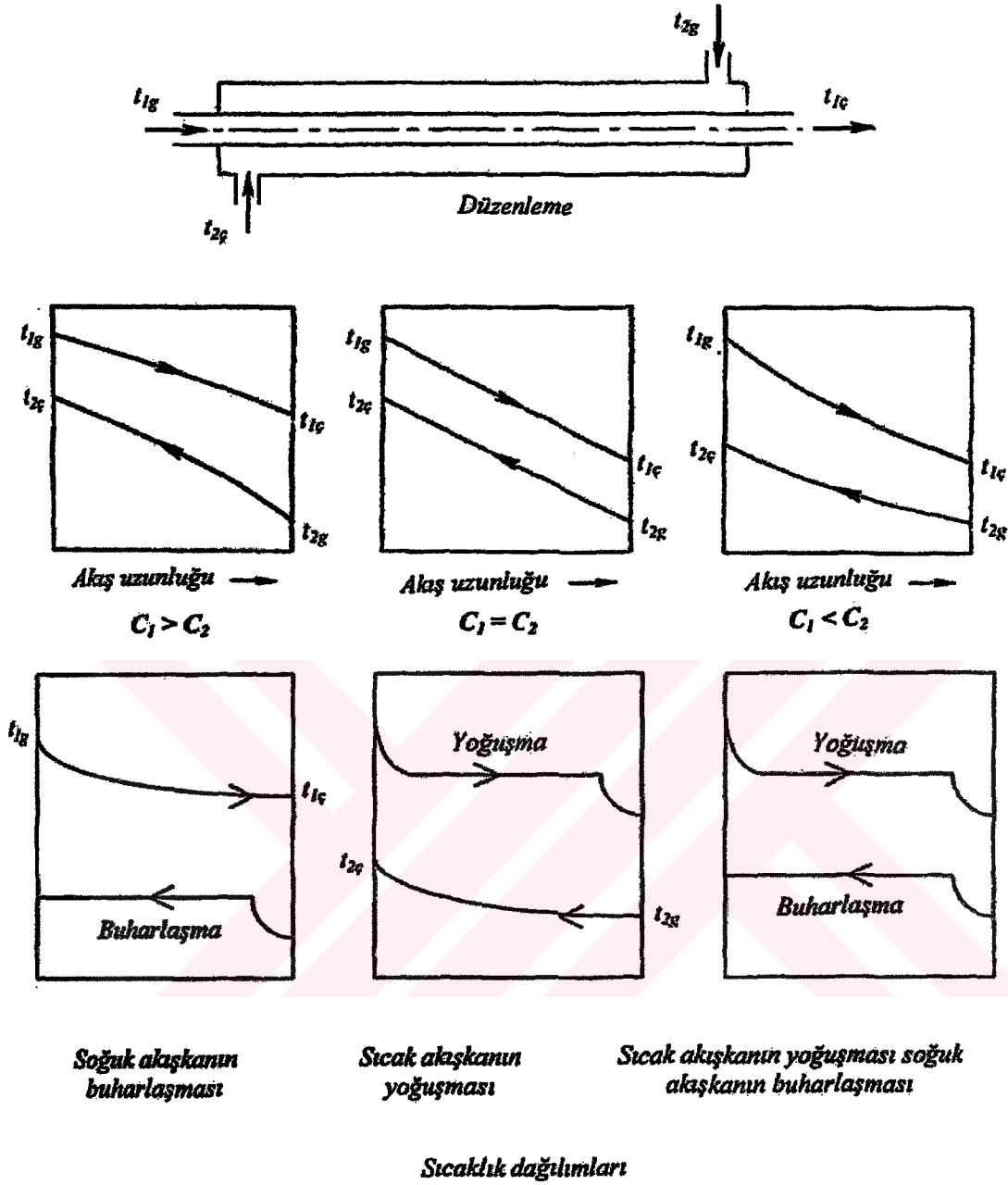
Bu tip düzenlemelerde ısı değiştirici boyunca akışkan sıcaklığının değişimi tek boyutludur. c ($J/kg^{\circ}C$) akışkanın özgül ısısı, \dot{m} (kg/s) kütleli debisi olmak üzere, $C = c\dot{m}$ ($W / ^{\circ}C$) şeklinde tanımlanan, akışkanlara ait ısı kapasitelerin birbirlerine göre büyük, küçük veya eşit olması, yada akışın tek fazlı veya buharlaşma, yoğuşma gibi iki fazlı olmasına göre, değiştirici boyunca akışkanlarda değişik sıcaklık dağılımları (Şekil 2.7) elde edilir. Bu düzenlemede ısı değiştiricinin ısı geçişi olan cidar sıcaklığı fazla değişmediğinden, ısıl gerilmelerin istenmediği yerlerde tercih edilir (Genceli, 1999).



Şekil 2.7 Paralel akımlı ısı değıştircisi (Genceli, 1999).

2.2.5.1.2 Ters Akımlı Isı Değıştircileri

Bu tipte akışkanlar ısı değıştirci içinde birbirlerine göre aksenal olarak paralel, fakat ters olarak akarlar. Akışkanların ısı kapasitelerine ve faz durumlarına göre, ısı değıştirci boyunca sıcaklıklarındaki değışimler Şekil 2.8' de görölmektedir.



Şekil 2.8 Ters akımlı ısı değiştirici (Genceli, 1999).

Ters akımlı ısı değiştirici düzenlenmesinde, değiştiricideki ortalama logaritmik sıcaklık farkı ve etkenlik, diğer bütün akış düzenlemelerine göre daha büyüktür. Bu üstünlüğünden dolayı, bu tip ısı değiştiricileri pratikte genellikle tercih edilir. Fakat ısı geçişi olan malzeme sıcaklığının değiştirici boyunca fazla değişmesi, bunun sonucu ısıl gerilmelerin artması ve imalattaki konstrüksiyon güçlükleri nedeni ile, bazen bu düzenleme tercih edilmeyebilir (Genceli, 1999).

2.2.5.1.3 Çapraz Akımlı Isı Değiştiricileri

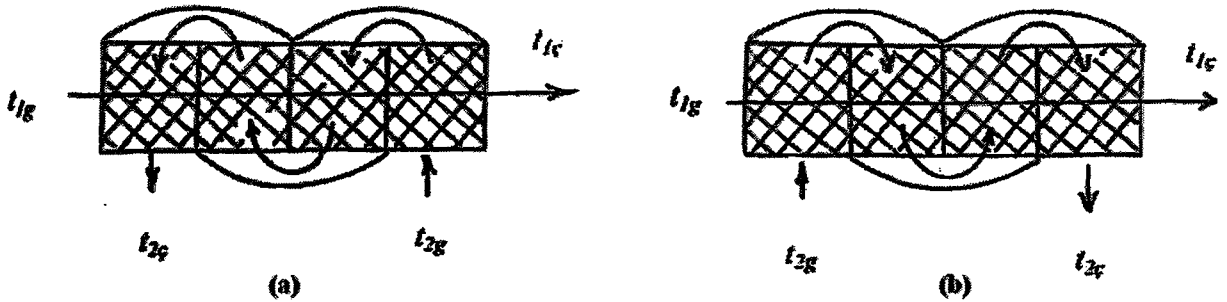
Bu düzenlemede ısı değiştirici içindeki akışkanlar birbirlerine göre dik olarak akarlar. Yapılan konstrüksiyona göre, kanatlar veya şaşırtma levhaları yardımıyla, akışkanlar değiştirici içinde ilerlerken kendi kendisi ile karışabilir veya karışmayabilir. Akışkan değiştirici içinde bireysel kanallar içinde akıyorsa ve bitişik kanal içindeki akışkan ile karışmıyorsa, bu akışkana karışmayan adı verilir. Ters durumda ise karışan adı verilir (Yılmaz ve Şara, 2000).

Çapraz akımlı ısı değiştiriciler içindeki akışkanların sıcaklık dağılımları iki boyutludur. Bu tip ısı değiştiricilerindeki ortalama logaritmik sıcaklık farkı ve ısı değiştirici etkenliği, paralel akımlılardan daha iyi, ters akımlılardan kötüdür. İmalat kolaylığı nedeniyle pratikte kompakt ısı değiştiricilerinin büyük çoğunluğu çapraz akımlı olarak yapılır (Genceli, 1999).

2.2.5.2 Çok Geçişli Isı Değiştiricileri

Tek geçiş halindeki paralel, ters ve çapraz üç esas geçiş işlemleri, ısı değiştirici içinde değişik şekillerde art arda seri halde düzenlenerek, çok geçişli ısı değiştirici tipleri elde edilebilir. Çok geçişli ısı değiştiricilerinin en büyük üstünlüğü, değiştiricinin ortalama logaritmik sıcaklık farkını ve etkenliğini artırarak, bu değerleri tek geçişli ters akımlı düzenlemeye yaklaştırmasıdır (Genceli, 1999).

Isı değiştiricilerinde geçiş sayısı ne kadar fazla ise, ters akımlı düzenlemeye yaklaşım o kadar iyidir. Bu tip, kanatlı yüzeyli, gövde borulu ve levhalı tiplerde değişik şekillerde uygulama alanı bulur (Genceli, 1999).



Şekil 2.9 (a) Çok geçişli çapraz-ters akımlı düzenleme
(b) Çok geçişli çapraz-paralel akımlı düzenleme (Genceli, 1999).

3. ISI DEĞİŞTİRİCİSİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ

3.1 Termodinamiğin I. Kanununa Dayalı Yöntemler

Isı değıştircileri performans veya boyutlandırma hesabında en önemli parametreler; toplam ısı transfer katsayısı, sıcak ve soğuk akışkan giriş ve çıkış sıcaklıkları, debiler ve transfer edilen ısıdır. Sıcak akışkandan soğuk akışkana verilen ısı basit olarak, debi ve sıcaklıklar biliniyorsa Termodinamiğin I. Kanunu'ndan bulunur. Pratik olarak ısı değıştircileri dışı karşı yalıtıldığı için, ısı değıştircide sıcak akışkanın verdiği ısının tamamının soğuk akışkana geçtiği kabul edilir (Kılıç ve Yiğit, 2000).

Bu durumda, sürekli akışlı sürekli açık sistem (SASA) olarak kabul edilen ısı değıştircisine I. Kanun uygulanırsa, sıcak akışkanın verdiği ısı için şu eşitlik yazılır:

$$Q = \dot{m}_1 (h_{1g} - h_{1ç}) \quad (3.1)$$

Burada \dot{m}_1 sıcak akışkan kütleli debisi (kg/s), h_{1g} ve $h_{1ç}$ ise, sıcak akışkanın ısı değıştircisine giriş-çıkış entalpileridir. Benzer olarak soğuk akışkanın aldığı ısı şu şekildedir:

$$Q = \dot{m}_2 (h_{2ç} - h_{2g}) \quad (3.2)$$

Eğer akışkan faz değışimi yoksa (3.1) ve (3.2) eşitlikleri şu şekilde yazılır:

$$Q = (\dot{m} c_p)_1 (T_{1g} - T_{1ç}) \quad (3.3)$$

ve

$$Q = (\dot{m} c_p)_2 (T_{2ç} - T_{2g}) \quad (3.4)$$

Bu eşitliklerdeki g ve ç alt indisleri giriş ve çıkış değerlerini, 1 indisi sıcak akışkan ve 2 indisi ise soğuk akışkanı göstermektedir.

Isı değıştircisinde sıcak akışkandan soğuk akışkana ısı transferinde, değışik ısı dirençler ortaya çıkmaktadır. En basit bir ısı değıştircisinde, sıcak akış tarafında taşınım direnci, malzemenin iletim direnci ve soğuk akış tarafındaki taşınım direnci olmaktadır. Birçok ısı değıştircisinde bu dirençlere ilave olarak, yüzeyde zamanla oluşan kirlilik veya oksidasyona bağlı olan kirlilik direncinin de hesaba katılması gerekir (Kılıç ve Yiğit, 2000).

Bir ısı değiştiricisinde kirlilik faktörü ihmal edilirse ve yüzeylerde kanatçık yoksa, toplam ısı direnç R_t , sıcak akışkan taşınım direnci, soğuk akışkan taşınım direnci ve ara yüzeyin iletim dirençlerinin toplamı şeklinde tanımlanır (Kılıç ve Yiğit, 2000).

Bu tanımın matematiksel ifadesi ise;

$$R_t = \frac{1}{A_i h_i} + \frac{1}{k A_m} + \frac{1}{A_d h_d} \quad (3.5)$$

olarak yazılır.

Eşitlikteki ifadeler;

A_i, A_d = İç ve dış yüzey alanı (m^2)

A_m = Logaritmik ortalama yüzey alanı (m^2)

h_i, h_d = İç ve dış taraftaki akışta ısı taşınım katsayıları ($W / m^2 K$)

k = Ara malzemenin ısı iletim katsayısı ($W / m K$)

R_t = Toplam ısı direnç (K / W)

olarak tanımlanır.

Isı iletiminin olduğu ara malzemenin iletim direnci bulunurken, iç ve dış alanın logaritmasıyla bulunan logaritmik ortalama yüzey alanı kullanılmalıdır. Ara yüzey malzemesi et kalınlığı çok az ise bu durumda, logaritmik yüzey alanı yerine iç yüzey alanı alınarak da hesaplar yapılabilir (Kılıç ve Yiğit, 2000).

Toplam ısı dirence bağlı olarak ısı değiştiricilerinde, toplam ısı transfer katsayısı U tanımlanır. İç ve dış yüzey alanına bağlı olarak tarif edilen toplam ısı transfer katsayısı için burada, boru dış yüzeyine göre tarif edilen toplam ısı transfer katsayısı kullanılacaktır. Bu değer şu şekildedir (Kılıç ve Yiğit, 2000);

$$U_d A_d = \frac{1}{R_t} = \frac{1}{\left[\frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(r_d / r_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_d A_d} \right]} \quad (3.6)$$

Boru cidar kalınlığı çok küçük ve ısı iletim katsayısı büyük ise, iletim direnci ihmal edilebilir ve bu durumda $A_d = A_i$ olur. Toplam ısı transfer katsayısı U ise şu şekilde yazılır;

$$U_d = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_d}} \quad (3.7)$$

Sıcak ve soğuk akış taraflarındaki kirlilik dirençleri ihmal edilmezse, kirlilik faktörünün F ($m^2 K / W$) toplam dirence eklenmesi gerekir. Bu durumda toplam direnç şu şekilde yazılır;

$$R = \frac{1}{A_i h_i} + \frac{F_i}{A_i} + \frac{t}{k A_m} + \frac{F_d}{A_d} + \frac{1}{A_d h_d} \quad (3.8)$$

Kirlilik faktörleri ve diğer bütün dirençler göz önüne alındığında, borulu tip bir ısı değiştiricisi için, toplam ısı transfer katsayısı en genel halde şu şekilde yazılır (Kılıç ve Yiğit, 2000);

$$U_d = \frac{1}{\left[\frac{r_d}{r_i} \frac{1}{h_i} + \frac{r_d}{r_i} F_i + \frac{r_d \ln(r_d/r_i)}{k} F_d + \frac{1}{h_d} \right]} \quad (3.9)$$

Sıcak ve soğuk akışın olduğu yüzeylerde kanatçık kullanılabilir. Bu durumda toplam ısı transfer katsayısı (Kılıç ve Yiğit, 2000);

$$U_d = \frac{1}{\left[\frac{A_d}{A_i} \frac{1}{h_i \eta_0} + \frac{A_d}{A_i \eta_0} F_i + A_d R_i + \frac{F_d}{\eta_0} + \frac{1}{h_d \eta_0} \right]} \quad (3.10)$$

şeklinde tanımlanır. Burada η_0 kanatçıklı yüzey verimidir ve şu şekildedir:

$$\eta_0 = \left[1 - (1 - \eta_k) \frac{A_k}{A} \right] \quad (3.11)$$

Bu ifadedeki η_k kanat verimi, A_k kanatsız alan ve A toplam yüzey alanıdır. R_i ise yüzeyin iletim direncidir.

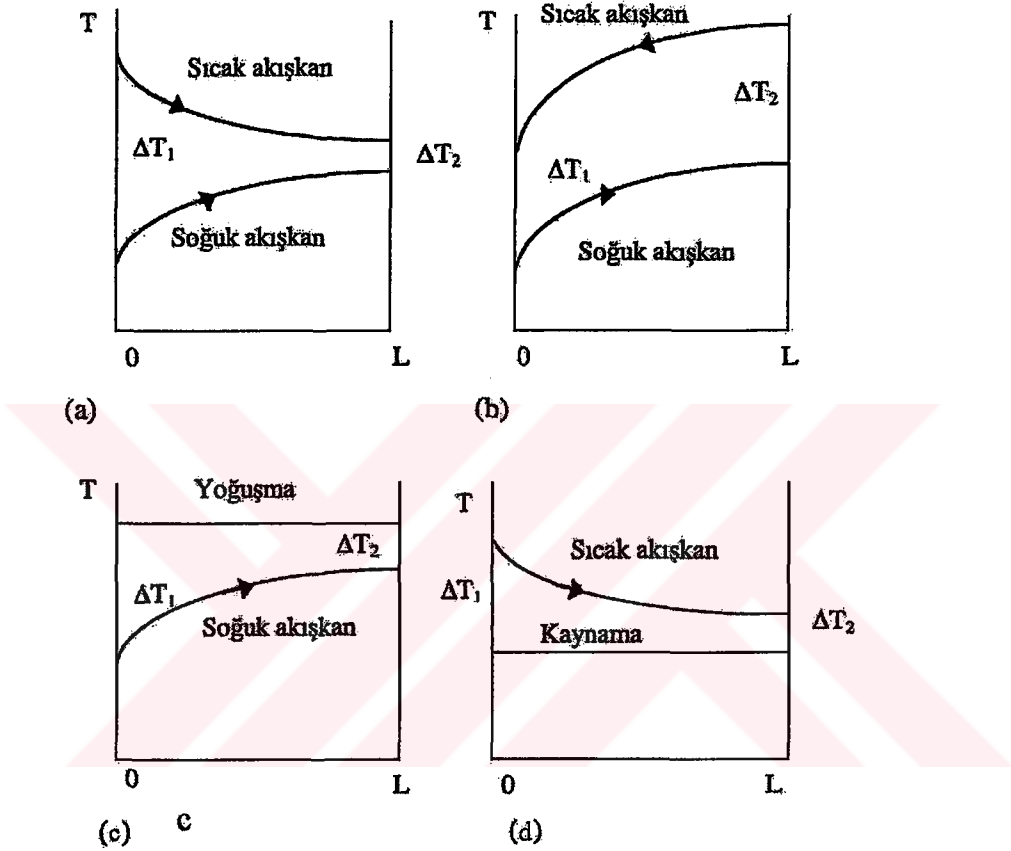
3.1.1 Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı (LOSF)

Isı değiştiricilerinde transfer edilen ısı için diğer önemli bağıntı, toplam ısı transfer katsayısı ve ortalama sıcaklık farkına bağlı olarak Newton' un soğuma kanununa benzer şu ifadedir (Incropera ve DeWitt, 1996);

$$Q = U A \Delta T_m \quad (3.12)$$

Burada ΔT_m ortalama sıcaklık farkıdır. Isı değıştirci hesaplarında (3.12) denkleminin kullanılabilmesi için ortalama sıcaklık farkının uygun bir şekilde tanımlanması gerekir. Çünkü ısı değıştirci boyunca sıcaklık farkı genel olarak logaritmik olarak değışmektedir.

3.1.1.1 Ters ve Aynı Yönlü Paralel Akışlı Isı Değıştircilerinde LOSF



Şekil 3.1 Ters ve aynı yönlü paralel akışlı ısı değıştircilerinde sıcaklık değışimleri
 (a) paralel aynı yönlü (b) paralel ters yönlü
 (c) yoğuşturucu (d) buharlaştırıcı

Ortalama sıcaklık farkı, dA diferansiyel yüzey elemanına Termodinamiğin I. Kanunu uygulanırsa bulunur. Şekil (3.1)'e göre dA yüzey elemanında sıcak akışkanın sıcaklık düşümü dT_1 , soğuk akışkanın, ters akışlı ısı değıştircide sıcaklık düşümü dT_2 , aynı yönlü akış için ise sıcaklık artımı dT_2 olur. Diferansiyel yüzey elemanı adyabatik, sürekli akışlı sürekli açık sistem (SASA) olarak alındığında, Termodinamiğin I. Kanunu şu şekilde yazılır (Kılıç ve Yiğit, 2000);

$$\delta Q = -(\dot{m}c_p)_1 dT_1 = \pm(\dot{m}c_p)_2 dT_2 \quad (3.13)$$

veya

$$\delta Q = -C_1 dT_1 = \pm C_2 dT_2 \quad (3.14)$$

Burada, C_1 ve C_2 sırasıyla sıcak ve soğuk akışın ısı kapasiteleridir. Son terimdeki (+) işareti aynı yönlü akış için, (-) ise ters yönlü akış için kullanılır. dA yüzeyinden transfer edilen ısı için şu ifade yazılır (Kılıç ve Yiğit, 2000);

$$\delta Q = U(T_1 - T_2)dA \quad (3.15)$$

Ters akışlı ısı değiştirici için,

$$d(T_1 - T_2) = dT_1 - dT_2 = \delta Q \left[\frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_1} \right] \quad (3.16)$$

yazılır (Kılıç ve Yiğit, 2000).

(3.15) eşitliği (3.16) eşitliğine taşınırsa;

$$\frac{d(T_1 - T_2)}{(T_1 - T_2)} = U \left[\frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_1} \right] dA \quad (3.17)$$

elde edilir. Bu denklem sabit U , C_1 ve C_2 için değiştirici uzunluğu boyunca integre edilirse,

$$\ln \left[\frac{T_{1\phi} - T_{2g}}{T_{1g} - T_{2\phi}} \right] = UA \left[\frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_1} \right] \quad (3.18)$$

veya

$$T_{1\phi} - T_{2g} = (T_{1\phi} - T_{2g}) \exp \left[UA \left(\frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_1} \right) \right] \quad (3.19)$$

ifadesi bulunur (Kılıç ve Yiğit, 2000).

Bu ifadelerden görüldüğü üzere, ısı değiştiricisinde sıcaklık dağılımı logaritmiktir. Ters akışlı ısı değiştiricisinde $(T_1 - T_2)$ sıcaklık farkı, $C_1 < C_2$ ise akış yönünde azalır, buna karşılık $C_1 > C_2$ ise artar. (3.3) ve (3.4) eşitliklerinden C_1 ve C_2 çekilip (3.18) eşitliğine taşınırsa şu eşitlik elde edilir (Kılıç ve Yiğit, 2000);

$$Q = UA \frac{(T_{1g} - T_{2\phi}) - (T_{1\phi} - T_{2g})}{\ln \left(\frac{T_{1g} - T_{2\phi}}{T_{1\phi} - T_{2g}} \right)} \quad (3.20)$$

veya

$$Q = UA \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (3.21)$$

Burada ΔT_1 ve ΔT_2 sıcak ve soğuk akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki farktır. Bu eşitlik, (3.12) denklemleri ile karşılaştırıldığında ortalama sıcaklık farkı elde edilmiş olmaktadır.

Bütün ısı değiştirici uzunluğunu karakterize eden bu ortalama sıcaklık farkına, ortalama logaritmik sıcaklık farkı denir ve şu şekilde gösterilir (Kılıç ve Yiğit, 2000);

$$\Delta T_{\ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (3.22)$$

Bu durumda ısı değiştiricisinde sıcak akışkandan soğuk akışkana olan ısı transferi, Newton'un soğuma kanununa benzer olarak şu şekilde ifade edilir (Incropera ve DeWitt, 1996);

$$Q = A U \Delta T_{\ln} \quad (3.23)$$

Logaritmik ortalama sıcaklık farkının bulunmasında bazı özel durumlarla karşılaşılır:

Eğer $(\dot{m} c_p)_1 = (\dot{m} c_p)_2$ ise bu durumda $\Delta T_1 = \Delta T_2$ olur. Logaritmik ortalama sıcaklık farkı ifadesinde yerine konulduğu zaman belirsizlik durumu ortaya çıkar.

L' Hospital Kuralı uygulanırsa;

$$\Delta T_{\ln} = \Delta T_1 = \Delta T_2 \quad (3.24)$$

olur.

Aynı yönlü giriş ve çıkış sıcaklıkları için, aynı ve ters yönlü paralel akışlı ısı değiştiricisinde logaritmik ortalama sıcaklık farkları karşılaştırıldığında ters yönlü akış için bulunan sıcaklık farkının daha büyük olduğu görülür. Bu durumda ters akışın ısı değiştiricilerinde tercih edilmesi gerekir (Genceli, 1999).

Eşitlik (3.12)' ye göre aynı ısı transferini gerçekleştirmek için, toplam ısı transfer katsayısı aynı olmak üzere, gerekli yüzey alanı ters geçişli ısı değiştiricisinde daha küçük olacaktır. Bir diğer önemli nokta da ters geçişli ısı değiştiricisinde, soğuk akışkan çıkış sıcaklığı, sıcak akışkan çıkış sıcaklığından büyük olabilir. Paralel aynı yönlü akışta bu mümkün değildir (Genceli, 1999).

3.1.1.2 Çok Geçişli ve Çapraz Akışlı Isı Değiştiricilerinde LOSF

Yukarıda çıkarılan ortalama logaritmik sıcaklık farkı sadece aksel olarak paralel akışlı ısı değiştiricileri için geçerlidir. Çok akışlı ve çapraz (dik) akışlı ısı değiştiricileri geometrik olarak, diğer ısı değiştiricilerine göre nispeten basit olmasına rağmen, bir gövde, iki boru geçiş halinde dahi ΔT_{ln} ortalama logaritmik sıcaklık farkının elde edilişi ve ifadesi oldukça karışıktır (Genceli, 1999). Bu değer;

$$\Delta T_{ln} = \frac{\sqrt{(T_{1g} - T_{1ç})^2 - (T_{2ç} - T_{2g})^2}}{\ln \left[\frac{(T_{1g} + T_{1ç}) - (T_{2g} + T_{2ç}) + \sqrt{(T_{1g} - T_{1ç})^2 - (T_{2ç} - T_{2g})^2}}{(T_{1g} + T_{1ç}) - (T_{2g} + T_{2ç}) - \sqrt{(T_{1g} - T_{1ç})^2 - (T_{2ç} - T_{2g})^2}} \right]} \quad (3.25)$$

şeklindedir.

Bu gibi durumlarda genellikle paralel ve ters akımlıların dışında, çok geçişli ve çapraz akımlı ısı değiştiricilerinde geçen ısı miktarı;

$$Q = U A F (\Delta T_{ln})_{ters} \quad (3.26)$$

şeklinde yazılabilir. Burada $(\Delta T_{ln})_{ters}$ ters akımlı ısı değiştiricisi için bulunan ortalama logaritmik sıcaklık farkını, F ise bu ısı değiştiricisi için düzeltme katsayısını gösterir. Düzeltme katsayısı F; sıcaklık etkisi P, ısı kapasite oranı R ve akış şeklinin bir fonksiyonudur.

$$F = f(P, R, \text{akış şekli}) \quad (3.27)$$

şeklinde ya karmaşık bağıntılar ile ya da diyagramlar halinde verilir (Genceli, 1999).

$$P = \frac{(T_{2ç} - T_{2g})}{(T_{1g} - T_{2g})} = \frac{\Delta T_2}{\Delta T_{max}} \quad (3.28)$$

$$R = \frac{C_2}{C_1} = \frac{(T_{1g} - T_{1ç})}{(T_{2ç} - T_{2g})} \quad (3.29)$$

olarak tanımlanmıştır.

Düzeltilme faktörü Bowmen tarafından hazırlanan diyagramdan kolaylıkla bulunur. Bunun için önce P ve R değerleri hesaplanmalıdır. Akış şeklide belirlenip diyagramdan F düzeltme faktörü okunur. Düzeltme faktörü F, ters ve aynı yönlü paralel akışlı ısı değiştiricileri için 1 değerinde olup diğer bütün ısı değiştiricileri için birden daha küçüktür (Kılıç ve Yiğit, 2000).

3.1.2 Etkenlik – Transfer Birimi Sayısı (ϵ – NTU) Metodu

Isı değiştiricilerinin ısı analizinde, sıcak ve soğuk akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıkları biliniyorsa, ısı analiz LOSF metodu yardımıyla yapılabilir. Giriş sıcaklıkları belli fakat çıkış sıcaklıkları belli değilse LOSF metodu ile ısı analiz yapmak zorlaşır. Bu durumda deneme yanılma ve iterasyonla sonuca gitmek mümkündür (Genceli, 1999).

ıkış sıcaklığının bilinmediği durumlarda ısı değiştiricinin ısı analizini ϵ -NTU metodu yardımı ile yapmak çok daha kolay bir yöntemdir. Bu yöntemin diğer bir üstünlüğü de aynı amaç için kullanılacak olan ısı değiştiricilerinin birbirleri ile karşılaştırılması ve bunların içinden en uygun olanının seçimine de imkan sağlamasıdır (Kılıç ve Yiğit, 2000).

ϵ -NTU metodunda ilk olarak, ısı değiştirici etkenliği olan ϵ değerinin tanımlanması gerekir.

Isı değiştirici etkenliği ϵ ,

$$\epsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} \quad (3.30)$$

şeklinde tanımlanır.

Burada Q ısı değiştiricideki gerçek ısı geçişini göstermekte olup, ortama ısı kaybının olmadığı kabulü ile sıcak akışkanın verdiği veya soğuk akışkanın aldığı ısılardan hesaplanabilir.

Q_{\max} ise gerçekleşebilecek maksimum ısı transferi miktarıdır. Bu değer;

$$Q_{\max} = C_{\min} (T_{1g} - T_{2g}) \quad (3.31)$$

şeklinde tanımlanır. C_{\min} burada, C_1 ve C_2 ısı kapasite debilerinden minimum olanıdır. Isı değiştiricide olabilecek maksimum ısı transferi bulunurken C_{\min} esas alınmaktadır. Bunun sebebi; Termodinamiğin I. Kanununa göre sıcak akışkanın verdiği ısıyı soğuk akışkanın alması gerekliliğidir (Kılıç ve Yiğit, 2000). Böylece gerçek ısı geçişi;

$$Q = C_2 (T_{2} - T_{2g}) = C_1 (T_{1g} - T_{1}) \quad (3.32)$$

olarak yazılabilir.

Bu tanımlara göre ısı değiştirici etkenliği açık olarak;

$$\epsilon = \frac{C_1 (T_{1g} - T_{1})}{C_{\min} (T_{1g} - T_{2g})} \quad (3.33)$$

veya

$$\varepsilon = \frac{C_2(T_{2ç} - T_{2g})}{C_{\min}(T_{1g} - T_{2g})} \quad (3.34)$$

yazılır. Isı değiştirici etkenliği $0 < \varepsilon < 1$ arasındadır.

Isı değiştirici etkenliği biliniyorsa, (3.33) ve (3.34) bağıntıları yardımıyla, giriş sıcaklıkları da biliniyorsa çıkış sıcaklıkları bulunabilir.

Isı değiştirici etkinliğine bağlı olarak ısı transferi şu şekilde bulunur:

$$Q = \varepsilon C_{\min}(T_{1g} - T_{2g}) \quad (3.35)$$

Bu analiz metodunda Transfer Birimi Sayısı (NTU) şu şekilde tarif edilebilir (Kays ve London, 1998):

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (3.36)$$

Ayrıca ısıl kapasite debi oranı C (Kays ve London, 1998);

$$C = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (3.37)$$

olarak tanımlarsak, ısı değiştirici etkenliği en genel halde şu parametrelere bağlıdır:

$$\varepsilon = f(NTU, C, \text{akış şekli}) \quad (3.38)$$

Paralel akışlı bir ısı değiştiricisinde, $C_2 > C_1$ ise yani $C_1 = C_{\min}$ ve $C_2 = C_{\max}$ ise (3.36) ve (3.37) eşitliği, (3.19) eşitliğine taşınıp dzenlenirse şu eşitlik elde edilir;

$$T_{1ç} - T_{2g} = (T_{1g} - T_{2ç}) \exp[-NTU(\pm 1 - C)] \quad (3.39)$$

Burada (+) işareti ters akış, (-) işareti ise aynı yönlü akış için kullanılır. (3.4), (3.5), (3.33) ve (3.34) eşitlilikleri yardımı ile (3.39) eşitliğindeki akışkan çıkış sıcaklıkları yok edilirse, ters akışlı ısı değiştiricisinde, ısı değiştirici etkenliği için şu ifade yazılabilir (Genceli, 1999);

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C)]}{1 - C \exp[-NTU(1 - C)]} \quad (3.40)$$

aynı yönlü akış için ise şu bağıntı bulunur;

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C)]}{1 + C} \quad (3.41)$$

Görüldüğü üzere (3.40) eşitliğinde $C_{\min} / C_{\max} = 1$ olduğu durumda, belirsizlik olur. Bu durumda L' Hospital Kuralı uygulanırsa, ters geçişli paralel akışlı ısı değiştirici için şu ifade elde edilir (Kays ve London, 1998);

$$\varepsilon = \frac{NTU}{1+NTU} \quad (3.42)$$

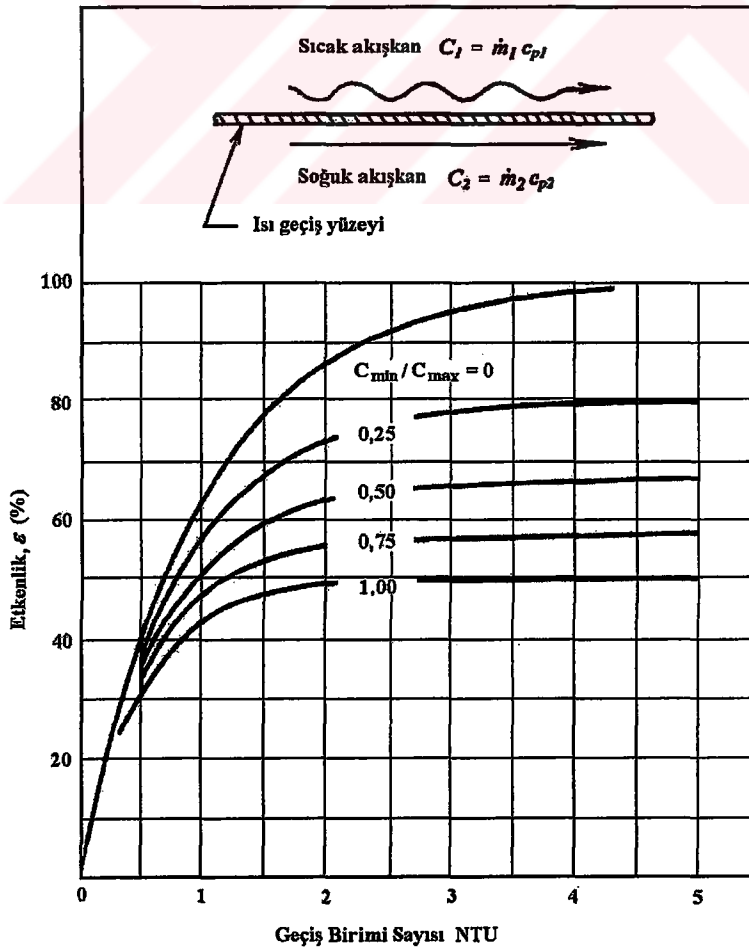
Paralel aynı yönlü akış için ise şu bağıntı bulunur;

$$\varepsilon = \frac{1}{2} (1 - e^{-2NTU}) \quad (3.43)$$

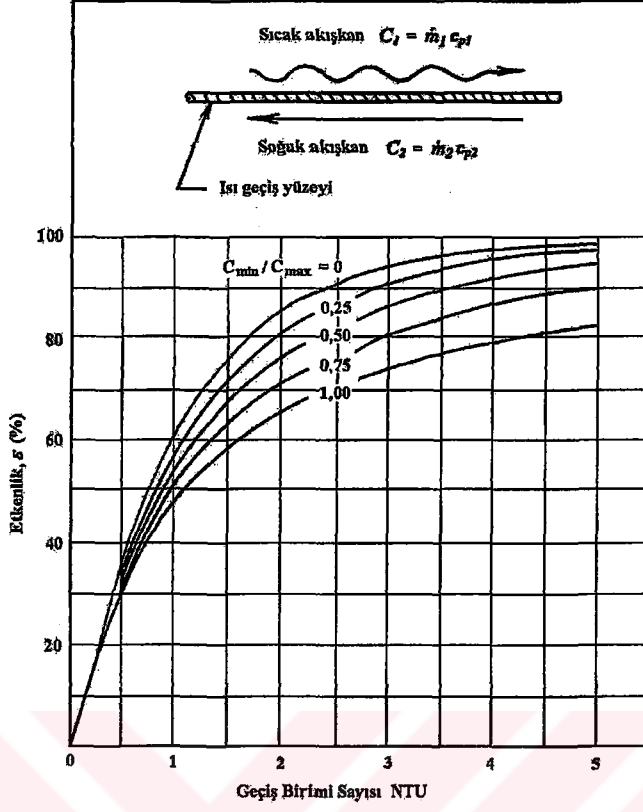
Bir başka belirsizlik durumu da $C_{\min} / C_{\max} = 0$ ise ortaya çıkar. Yani buharlaşma veya yoğuşma olmaktadır. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı için ısı değiştirici etkenliği ters ve aynı yönlü akışta (3.34) ifadesinden aşağıdaki gibi bulunur (Kays ve London, 1998);

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU} \quad (3.44)$$

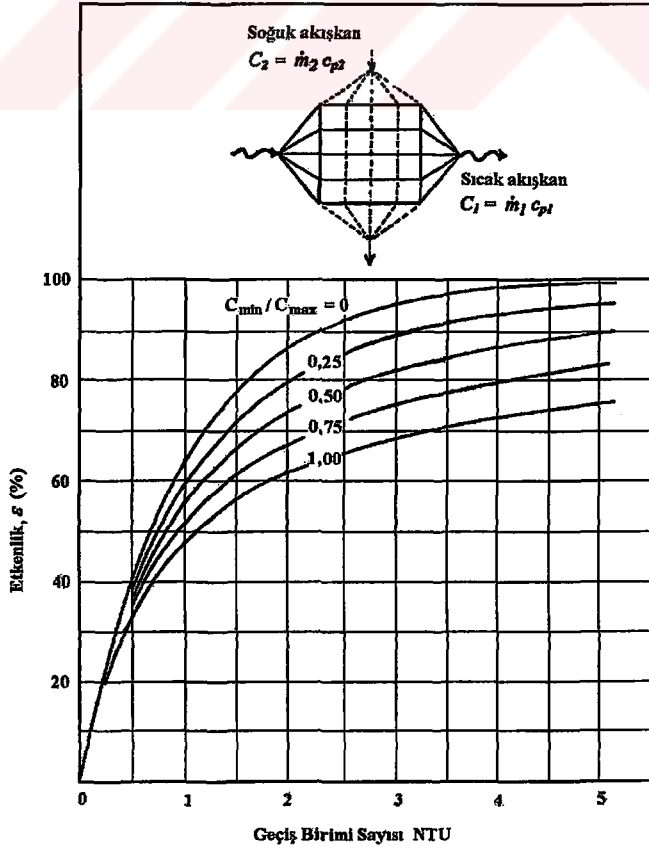
3.1.2.1 Akım Türlerine Göre ($\varepsilon - NTU$) Değişimlerinin Grafikselsel Analizi



Şekil 3.2 Paralel akım için (ε -NTU) değişimi (Genceli, 1999).



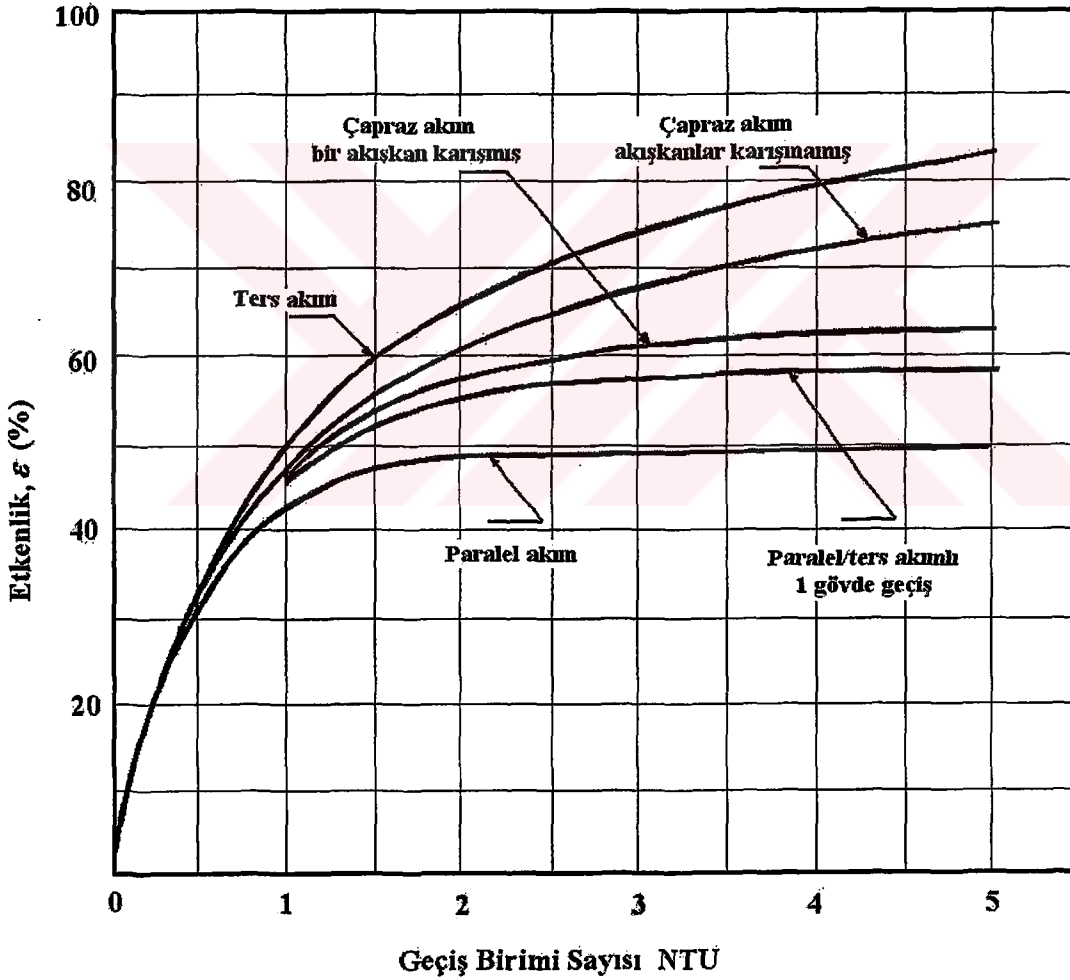
Şekil 3.3 Ters akım için (ϵ -NTU) değişimi (Genceli, 1999).



Şekil 3.4 Akışkanların karışmadığı çapraz akım için (ϵ -NTU) değişimi (Genceli, 1999).

Yukarıdaki üç şekilde, paralel, ters ve çapraz akım türlerine göre, değişik C_{\min} / C_{\max} oranlarında, $(\varepsilon\text{-NTU})$ değişimleri gösterilmiştir. Şekillerden görüldüğü gibi, kapasite oranı değerleri küçüldükçe sabit NTU değerlerinde, etkinlik artmaktadır.

NTU = 5 değerinden sonra kapasite oranı eğrileri doğrusal çizgi halini almaktadır. Bu değerden sonra ısı değiştiricisi etkinlik değerinin artırılması çok zordur. Kapasite oranının sıfıra gitmesi durumunda etkinlik eğrisinin sınırı belirlidir. Bu eğri, kapasite oranının diğer değerlerindeki eğrilere yakın olduğu şekillerden görülmektedir. Bu durumda, kapasite oranının belirli bir değerden sonra azaltılması, ısı değiştirici etkinliği yönünden fazla bir katkı sağlayamayacaktır.



Şekil 3.5 $C_{\min} / C_{\max} = 1$ için değişik akım düzenlemelerinde $(\varepsilon\text{-NTU})$ değişimi.

Kapasite oranının ($C_{\min} / C_{\max} = 1$) olan değerinde, değişik akım düzenlemeleri için $(\varepsilon\text{-NTU})$ değişimi Şekil 3.5'te gösterilmiştir. Şekilden de anlaşılacağı üzere, ters akımlı ısı değiştirici düzenlemesi, etkinlik yönünden diğer düzenlemelere göre avantaj sağlamaktadır.

3.2 Termodinamiğin II. Kanununa Dayalı Entropi Artış Birimi Yöntemi

Termodinamiğin II. Kanunu, hal değişimlerinin hangi yönde değişebileceklerini belirler ve enerjinin niceliği yanında niteliği de olduğunu vurgular. I. Kanun hal değişimlerinin yönü üzerinde herhangi bir kısıtlama koymaz fakat I. Kanun'un sağlanması hal değişiminin gerçekleşebileceği anlamına gelmez. Bir hal değişiminin olup olamayacağı konusunda birinci kanunun yetersizliği, termodinamiğin ikinci kanunuyla giderilir (Çengel ve Boles, 1999).

Olabilecek en iyi veya mükemmel bir hal değişimine tersinir hal değişimi denir. Tersinir hal değişimi, bir yönde gerçekleştikten sonra, çevre üzerinde hiçbir iz bırakmadan ters yönde de gerçekleşebilen hal değişimi olarak tanımlanır ve gerçek hal değişimlerinin kuramsal benzerleridir. Doğada tersinir hal değişimlerine rastlanmaz. Gerçek hal değişimleri tersinir hal değişimlerine yaklaşabilir, fakat hiçbir zaman tersinir olamaz. Bir hal değişiminin tersinmez olmasına neden olan etkilere tersinmezlik adı verilir (Çengel ve Boles, 1999).

Isı değiştiricisi, iki ayrı nitelikteki akışkanı bir arada bulundurduğu, iki ayrı debi ve giriş-çıkış sıcaklıklarına sahip olduğu için kullanılabilir enerji kaybını iki ana başlık altında toplayabiliriz. Birincisi; belirli giriş-çıkış sıcaklık farkı altında ısı iletiminden dolayı meydana gelen tersinmezlik kayıpları, ikincisi ise bu iki akışkanın birbirinden ayrılan ortamla (boru, levha v.b.) temasından ve kendi içsel sürtünmesinden meydana gelen ΔP kayıplarıdır. Her iki kayıpta ısı değiştiricisindeki tersinmezlik değerini gösterir (Bejan, 1997).

Isı iletim yüzeyinin belirli bir büyüklükte olduğu gerçek ısı değiştiricilerinde meydana gelen ΔT kayıpları ısı transfer yüzeyinin büyütülmesi ile azalır. Bu durumda ise ΔP kayıpları artar. Her iki türden kayıpların minimuma indirgenmeleri için kullanılan yöntemler birbirleri ile ters yönlü çözümler ortaya koyduğundan, kayıpların bir başka ölçü biriminde değerlendirilmesi gerekmektedir (Bejan, 1997).

Bu ölçü birimi ΔT ve ΔP kayıplarını optimal seviyeye çekmeye çalışan "Entropi Artış Birimi"dir. Entropi artış birimi N_s ; birim zamanda entropi üretiminin, ısı kapasitesine oranıdır (Bejan, 1982). Boyutsuz olan bu sayı;

$$N_s = \frac{\dot{S}_{ür}}{C_{min}} \quad (3.45)$$

olarak tanımlanmıştır.

Tersinmezliğin ifadesi olan N_s 'in sifıra yaklaşması kayıpların azaldığı, dolayısıyla ısı değiştiricisinin daha etkin bir çalışma göstermesinden, büyük değerler alması ise ΔT ve ΔP tarafından kaybolan işin veya yutulan enerjinin varlığından bahseder. Bu durumda ΔT ve ΔP toplam kayıplarının meydana getirdiği tersinmezlik optimal bir düzeye getirilirse ısı değiştirici için en etkin çalışma hali olur (Bejan, 1982).

Bu optimal tersinmezliğe karar verdikten sonra, ısı değiştiricisi için bu şartı sağlayacak geometrik parametreler araştırılır. Bu parametreler, o geometri için elde edilen ısı miktarına göre değiştiricinin en etkin bir şekilde çalışabileceğini gösterir (Doğan, 1994).

Sürekli akışlı sürekli açık sistem (SASA) özelliğini taşıyan ısı değiştiricilerinin tersinmezliği kayıp iş ile ilgilidir. Birim zamandaki tersinmezlik (\dot{I}), elde edilen gerçek yararlı iş ile kayıpsız elde edilen tersinir iş arasındaki farktır (Çengel ve Boles, 1999).

$$\dot{I} = \dot{W}_{tr} - \dot{W}_y \quad (3.46)$$

Birim zamandaki tersinmezlik, çevre sıcaklığı (T_0) ve birim zamandaki entropi üretimiyle de ifade edilebilir (Çengel ve Boles, 1999).

$$\dot{I} = T_0 \Sigma \dot{S}_{tr} \quad (3.47)$$

Isı değiştiricisinde birim zamanda entropi üretimi, değiştiriciden çevreye ısı kaybı olmadığı varsayılırsa şu şekilde ifade edilebilir :

$$\delta Q_{tr} - \delta W_{tr} = dU \quad (3.48)$$

Bu ifade enerjinin korunumu ilkesinin diferansiyel ifade biçimidir (Çengel ve Boles, 1999).

Entropinin tanımından;

$$\delta Q_{tr} = T dS \quad (3.49)$$

yazılabilir (Eğrican ve Atılgan, 1985). Ayrıca;

$$\delta W_{tr} = P dV \quad (3.50)$$

olduğundan $T dS$ ifadesini aşağıdaki gibi yazmak mümkündür.

$$T dS = dU + P dV \quad (3.51)$$

Veya birim kütle için;

$$T ds = du + P dv \quad (3.52)$$

yazılabilir.

Bu denklem birinci Tds denklemi veya Gibbs denklemi diye bilinir. İkinci Tds denklemi (3.52) numaralı denklemde, entalpinin tanımından ($h = u + Pv$) yararlanıp, du yerine dh 'yi yazarak elde edilir (Çengel ve Boles, 1999).

$$dh = du + P dv + v dP \quad (3.53)$$

Buradan (3.52) ve (3.53) denklemleri ile

$$T ds = dh - v dP \quad (3.54)$$

şeklinde yazılabilir.

(3.52) ve (3.54) denklemleri, entropideki diferansiyel değişimleri göstermek üzere yeniden düzenlenebilir:

$$ds = \frac{du}{T} + \frac{P dv}{T} \quad (3.55)$$

$$ds = \frac{dh}{T} - \frac{v dP}{T} \quad (3.56)$$

Bir hal değişimi sırasındaki entropi değişimi yukarıdaki denklemlerden birini integre ederek belirlenebilir. Bu integrasyonları yapabilmek için söz konusu maddenin hal denklemini ve du veya dh ile sıcaklığı arasındaki ilişkiyi bilmek gerekir (Çengel ve Boles, 1999). Mükemmel gazlar için;

$$Pv = RT$$

$$du = c_v dT \quad (3.57)$$

$$dh = c_p dT$$

olduğu bilinmektedir (Çengel ve Boles, 1999). Bu denklemler yardımı ile (3.56) denklemi, akışkanların ideal gaz kabulü ile;

$$ds = c_p \frac{dT}{T} - R \frac{dP}{P} \quad (3.58)$$

haline gelir.

Sonlu bir haldeki entropi değişimi daha önce bahsedildiği gibi (3.58) denkleminin ilk ve son haller arasındaki integrasyonu ile bulunur (Eğrican ve Atılgan, 1985).

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 c_p(T) \frac{dT}{T} - R \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (3.59)$$

Eğer özgül ısılar sabitse;

$$s_2 - s_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (3.60)$$

eşitliği elde edilir. Bu denklem sıcak ve soğuk akışkanlar için entropi değişimini veren temel ifadedir (Eğrican ve Atılğan, 1985).

$$s_{1ç} - s_{1g} = c_p \ln \frac{T_{1ç}}{T_{1g}} - R \ln \frac{P_{1ç}}{P_{1g}} \quad (3.61)$$

$$s_{2ç} - s_{2g} = c_p \ln \frac{T_{2ç}}{T_{2g}} - R \ln \frac{P_{2ç}}{P_{2g}} \quad (3.62)$$

3.2.1 Ters ve Paralel Akımlı Isı Değiştiricilerinde Tersinmezlik

Ters ve paralel akımlı ısı değiştiricilerinde akışkanlar ısı değiştirici içinde, birbirlerine göre aksenel olarak paralel biçimde akarlar. Isı değiştiricisinin daha etkin çalışmasında ters akışın avantajlı olduğu daha önce belirtilmiştir (Kays ve London, 1998). Tersinmezliklerin incelenmesinde, akışın dengeli veya dengesiz olduğu durumlar ayrı ayrı ele alınmıştır.

3.2.1.1 İdeal Dengeli Ters Akımlı Isı Değiştiricilerinde Tersinmezlik

Ters akımlı ısı değiştiricileri, dengeli oldukları durumda ısı transferi ve akışkan akımının yarattığı tersinmezlikler kolaylıkla belirlenebilir (Bejan, 1982).

Her iki tarafı "1" ve "2" alt indisleri, akışkanların değiştiriciye giriş sıcaklıkları T_{1g} ve T_{2g} , çıkış sıcaklıkları $T_{1ç}$ ve $T_{2ç}$, kendi basınçları ise P_{1g} ve P_{2g} ile gösterilmiştir.

Kolaylık amacıyla her iki tarafta da aynı akışkanın olduğunu ve ideal gaz oldukları kabulleri yapılmıştır. Böylece birim entropi üretimi bütün ısı değiştirici için;

$$\dot{S}_{ür} = \dot{m}_1 (s_{1ç} - s_{1g}) + \dot{m}_2 (s_{2ç} - s_{2g}) \quad (3.63)$$

yazılır ve buradan;

$$\dot{S}_{ür} = (\dot{m}c_p)_1 \ln \frac{T_{1ç}}{T_{1g}} + (\dot{m}c_p)_2 \ln \frac{T_{2ç}}{T_{2g}} - (\dot{m}R)_1 \ln \frac{P_{1ç}}{P_{1g}} - (\dot{m}R)_2 \ln \frac{P_{2ç}}{P_{2g}} \quad (3.64)$$

yazılır (Bejan, 1982).

Isı değiştiricilerinde elde edilebilecek maksimum ısı geçişi sadece, akım türünün ters akış olması ve $C_2 < C_1$ için soğuk akışkan giriş sıcaklığının, sıcak akışkan çıkış sıcaklığına eşit olması durumunda mümkündür (Bejan, 1996).

(3.31) denklemini bu ifadeden yola çıkarak tekrar yazılabilir.

$$Q_{\max} = (\dot{m}c_p)_2 (T_{1g} - T_{2g}) \quad (3.65)$$

Diğer taraftan sıcak ve soğuk akışkanlar arasında verilen ve alınan ısı miktarı eşit kabulü ile Termodinamiğin I. Kanunu tekrar yazılıp (3.32) denklemine uyarlanırsa aşağıdaki denklem elde edilir.

$$Q = (\dot{m}c_p)_1 (T_{1g} - T_{1}) = (\dot{m}c_p)_2 (T_{2} - T_{2g}) \quad (3.66)$$

Isı değiştirici etkenliği daha önce (3.30) denkleminde tanımlanmıştır. Bu son hale göre etkenliğin tekrar yazılması durumunda, aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{(\dot{m}c_p)_1 (T_{1g} - T_{1})}{(\dot{m}c_p)_2 (T_{1g} - T_{2g})} = \frac{(T_{2} - T_{2g})}{(T_{1g} - T_{2g})} \quad (3.67)$$

Isı değiştiricilerindeki dengeli kelimesinin anlamı; ısı transferi yüzeyinin her iki tarafında da ısı kapasite oranlarının aynı olmasıdır (Bejan, 1996,1997).

$$(\dot{m}c_p)_1 = (\dot{m}c_p)_2 = (\dot{m}c_p) \quad (3.68)$$

Bu durumda ısı değiştirici etkenliği;

$$\varepsilon = \frac{T_{1g} - T_{1}}{T_{1g} - T_{2g}} = \frac{T_{2} - T_{2g}}{T_{1g} - T_{2g}} \quad (3.69)$$

olarak düzenlenir.

Elde ettiğimiz bu etkenlik formülünden her iki akışkana ait olan çıkış sıcaklıkları yazılırsa;

$$T_{1} = T_{1g} - \varepsilon (T_{1g} - T_{2g}) \quad (3.70)$$

$$T_{2} = T_{2g} + \varepsilon (T_{1g} - T_{2g}) \quad (3.71)$$

eşitlikleri elde edilir. Bu eşitlikler (3.64) denkleminde yerine yazılırsa, $T_{1}$ ve $T_{2}$ terimleri yok edilebilir (Teke vd.,1992). Böylece;

$$\begin{aligned} \dot{S}_{\text{ür}} = & (\dot{m}c_p)_1 \ln \frac{T_{1g} - \varepsilon (T_{1g} - T_{2g})}{T_{1g}} + (\dot{m}c_p)_2 \ln \frac{T_{2g} + \varepsilon (T_{1g} - T_{2g})}{T_{2g}} \\ & - (\dot{m}R)_1 \ln \frac{P_{1\phi}}{P_{1g}} - (\dot{m}R)_2 \ln \frac{P_{2\phi}}{P_{2g}} \end{aligned} \quad (3.72)$$

denklemi elde edilmiş olur (Bejan, 1996).

$$P_{1\phi} = P_{1g} - \Delta P_1 \quad (3.73)$$

$$P_{2\phi} = P_{2g} - \Delta P_2 \quad (3.74)$$

tanımlamaları (Bejan, 1982), denklem (3.72)'de yerine konulursa;

$$\begin{aligned} \dot{S}_{\text{ür}} = & (\dot{m}c_p)_1 \ln \left[1 - \varepsilon \left(1 - \frac{T_{2g}}{T_{1g}} \right) \right] + (\dot{m}c_p)_2 \ln \left[1 + \varepsilon \left(\frac{T_{1g}}{T_{2g}} - 1 \right) \right] \\ & - (\dot{m}R)_1 \ln \left[1 - \left(\frac{\Delta P}{P_g} \right)_1 \right] - (\dot{m}R)_2 \ln \left[1 - \left(\frac{\Delta P}{P_g} \right)_2 \right] \end{aligned} \quad (3.75)$$

elde edilir (Bejan, 1982).

Entropi artış birimi denklemi (3.45) ve (3.68) denklemi yardımı ile;

$$\begin{aligned} N_s = \frac{\dot{S}_{\text{ür}}}{\dot{m}c_p} = & \ln \left[1 - \varepsilon \left(1 - \frac{T_{2g}}{T_{1g}} \right) \right] + \ln \left[1 + \varepsilon \left(\frac{T_{1g}}{T_{2g}} - 1 \right) \right] \\ & - \frac{R}{c_p} \ln \left[1 - \left(\frac{\Delta P}{P_g} \right)_1 \right] - \frac{R}{c_p} \ln \left[1 - \left(\frac{\Delta P}{P_g} \right)_2 \right] \end{aligned} \quad (3.76)$$

yazılır. Denklem yeniden düzenlenirse;

$$\begin{aligned} N_s = \frac{\dot{S}_{\text{ür}}}{\dot{m}c_p} = & \ln \frac{T_{2g}}{T_{1g}} \left[1 - (1 - \varepsilon) \frac{T_{2g} - T_{1g}}{T_{2g}} \right] + \ln \frac{T_{1g}}{T_{2g}} \left[1 + (1 - \varepsilon) \frac{T_{2g} - T_{1g}}{T_{1g}} \right] \\ & - \frac{R}{c_p} \ln \left[1 - \left(\frac{\Delta P}{P_g} \right)_1 \right] - \frac{R}{c_p} \ln \left[1 - \left(\frac{\Delta P}{P_g} \right)_2 \right] \end{aligned} \quad (3.77)$$

elde edilir.

Denklem (3.77)'nin ilk iki kısmı, ısı geçiş alanının sonlu olmasından doğan sıcaklık farklarını (ΔT) içerirken, son iki kısım ise basınç düşmelerini (ΔP) göstermektedir (Bejan, 1982).

İdeale yakın ısı değiştiricilerinde $(1-\varepsilon)$ ve $(\Delta P/P)_{1,2}$ ifadelerini, küçük ΔT ve ΔP limitlerinde sınırladığımızı dikkate alırsak;

$$(1-\varepsilon) \ll 1 \quad \frac{P_{1g} - P_{1\phi}}{P_{1g}} \ll 1 \quad \frac{P_{2g} - P_{2\phi}}{P_{2g}} \ll 1 \quad (3.78)$$

olmalıdır (Bejan, 1982).

Bu limitleri kullanarak, (3.77) denklemi tekrar düzenlenirse;

$$Ns = (1-\varepsilon) \frac{(T_{2g} - T_{1g})^2}{T_{1g} T_{2g}} + \frac{R}{c_p} \left[\left(\frac{\Delta P}{P_g} \right)_1 + \left(\frac{\Delta P}{P_g} \right)_2 \right] \quad (3.79)$$

elde edilir (Bejan, 1982,1996).

Bu ifade, $\varepsilon = 1$ ve $(\Delta P/P_g)_{1,2} = 0$ olduğu varsayıldığında, ısı değiştiricilerinin tam etkin çalıştığını göstermektedir.

Eşitliğin ilk kısmı ΔT sıcaklık farkı altında yapılan ısı transferinden, ikinci kısmı ise basınç değişiminden dolayı meydana gelen entropi artışını ifade etmektedir.

Isı değiştiricisinde ideal sınırın gidebileceği limit; ΔT ve ΔP kayıplarının olmaması, tersinmezliklerin yok edilmesidir. Ns entropi artış birimi (3.79) denkleminde de anlaşılacağı gibi, en etkin olunan limiti şu unsurlarla özetleyebiliriz:

- Sıcak akışkanda sıcaklık düşüşü olmamalıdır ($T_{1g} = T_{1\phi}$)
- Değiştiricide basınç düşümleri yoktur ($\Delta P_{1,2}=0$)

Yukarıdaki durumlarda Ns sifira yaklaşacak ve ısı değiştirici tersinir bir hale gelecektir. Isı değiştiricisinin temel fonksiyonu, akışkandan akışkana ısının tamamının geçmesi ve bu süre boyunca minimum güç harcanmasıdır. Bu ise ısı değiştirici dengeli halde iken mümkündür (Doğan, 1994).

3.2.1.2 Dengesiz Ters Akımlı Isı Değiştiricilerinde Tersinmezlik

Ters akımlı ısı değiştiricilerinde, ısı transferi yüzeyinin her iki tarafındaki ısıl kapasite oranlarının farklı değerlerde olmasından meydana gelen tersinmezliğin bulunabilmesi için, Ns denkleminde akışkanlara ait basınç düşümleri $(\Delta P)_{1,2}$ sıfıra indirgenmeli, sistemin tam etkin çalışabilmesi için NTU ifadesi ise sonsuza götürülmelidir. Bu limit, bütün akış türleri için geçerlidir. Böylece ısı değiştirici için, dengesizlikten meydana gelen tersinmezlikler bulunmuş olur (Bejan, 1996, 1997).

$$NTU = \infty, \quad \Delta P_1 = \Delta P_2 = 0 \quad (3.80)$$

İlk olarak; dengesiz ters akımlı bir ısı değiştiricisinin ısıl kapasite debi oranlarının, karşılaştırıldığı ω oranı yazılmak istenirse (Bejan, 1996, 1997);

$$\omega = \frac{(\dot{m}c_p)_1}{(\dot{m}c_p)_2} > 1 \quad (3.81)$$

En ideal dizaynda (3.80), $P_{1ç} = P_{1g}$, $P_{2ç} = P_{2g}$ ve $\varepsilon = 1$ olacaktır (Bejan, 1996, 1997).

Daha önce elde edilen (3.69) denklemi dengesiz ters akımlı ısı değiştirici için yazılırsa;

$$\varepsilon = \omega \frac{T_{1g} - T_{1ç}}{T_{1g} - T_{2g}} = \frac{T_{2ç} - T_{2g}}{T_{1g} - T_{2g}} \quad (3.82)$$

elde edilir.

Ters akımlı ısı değiştiricilerinde etkenlik (3.42) denkleminde yazıldığı gibi $\varepsilon = NTU/NTU + 1$ olarak tanımlanırsa etkenlik;

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - \omega^{-1})]}{1 - \omega^{-1} \exp[-NTU(1 - \omega^{-1})]} \quad (3.83)$$

durumuna gelir (Kays ve London, 1998). Limit ifadeleri yardımıyla $\varepsilon = 1$ olur (Bejan, 1997).

Dengesiz ters akımlı ısı değiştiricileri için soğuk akış çıkış sıcaklığı, NTU sonsuza giderse, sıcak akışkanın giriş sıcaklığına yaklaşır (Bejan, 1996). Böylece ısı değiştirici enerji dengesi ile

$$T_{1ç} = T_{1g} - \frac{1}{\omega} (T_{1g} - T_{2g}) \quad (3.84)$$

yazılır.

Denklem (3.77) tekrar düzenlenirse;

$$Ns_{\text{dengesiz}} = \frac{\dot{S}_{\text{ür}}}{(\dot{m}c_p)_2} = \ln \left\{ \left[1 - \frac{1}{\omega} \left(1 - \frac{T_{2g}}{T_{1g}} \right) \right]^\omega \frac{T_{1g}}{T_{2g}} \right\} \quad (3.85)$$

elde edilir (Bejan,1996). Bu ifade geliştirilirse;

$$Ns_{\text{dengesiz}} = \frac{\dot{S}_{\text{ür}}}{(\dot{m}c_p)_2} = \ln \left\{ \left[1 - \frac{1}{\omega} \left(1 - \frac{T_{2g}}{T_{1g}} \right) \right]^\omega \frac{T_{1g}}{T_{2g}} \frac{T_{1g}^\omega T_{2g}^\omega}{T_{1g}^\omega T_{2g}^\omega} \right\} \quad (3.86)$$

$$Ns_{\text{dengesiz}} = \frac{\dot{S}_{\text{ür}}}{(\dot{m}c_p)_2} = \ln \left\{ \left[\left[1 - \frac{1}{\omega} \left(1 - \frac{T_{2g}}{T_{1g}} \right) \right] \frac{T_{1g}}{T_{2g}} \right]^\omega \frac{T_{1g} T_{2g}^\omega}{T_{2g} T_{1g}^\omega} \right\} \quad (3.87)$$

$$Ns_{\text{dengesiz}} = \frac{\dot{S}_{\text{ür}}}{(\dot{m}c_p)_2} = \ln \left\{ \left[\frac{T_{1g}}{T_{2g}} \left(1 - \frac{1}{\omega} \right) + \left(\frac{1}{\omega} \right) \right]^\omega \frac{T_{1g} T_{2g}^\omega}{T_{2g} T_{1g}^\omega} \right\} \quad (3.88)$$

$$Ns_{\text{dengesiz}} = \frac{\dot{S}_{\text{ür}}}{(\dot{m}c_p)_2} = \omega \ln \left\{ 1 + \left[\frac{T_{1g}}{T_{2g}} \left(1 - \frac{1}{\omega} \right) + \left(\frac{1}{\omega} - 1 \right) \right] \right\} + \ln \frac{T_{1g}}{T_{2g}} + \omega \ln \frac{T_{1g}}{T_{2g}} \quad (3.89)$$

elde edilir. Ln açılımlarında yüksek dereceli üsler ihmal edilirse, $\omega > 1$ için;

$$Ns_{\text{dengesiz}} = (\omega - 1) \left(\frac{T_{1g}}{T_{2g}} - 1 - \ln \frac{T_{1g}}{T_{2g}} \right) \quad (3.90)$$

elde edilir. Bu eşitlik tam etkin ısı değiştiricisinin dengesizliğinden meydana gelen toplam entropi artış miktarını ifade etmektedir (Bejan, 1996). Sıcak akışkanın girişten çıkışa doğru sıcaklık değişimine maruz kalmadığı limit durumunda;

$$Ns_{\text{dengesiz}} = \frac{T_{2g}}{T_{1g}} - 1 - \ln \frac{T_{2g}}{T_{1g}} \quad (\omega = \infty) \quad (3.91)$$

denklemini elde edilir.

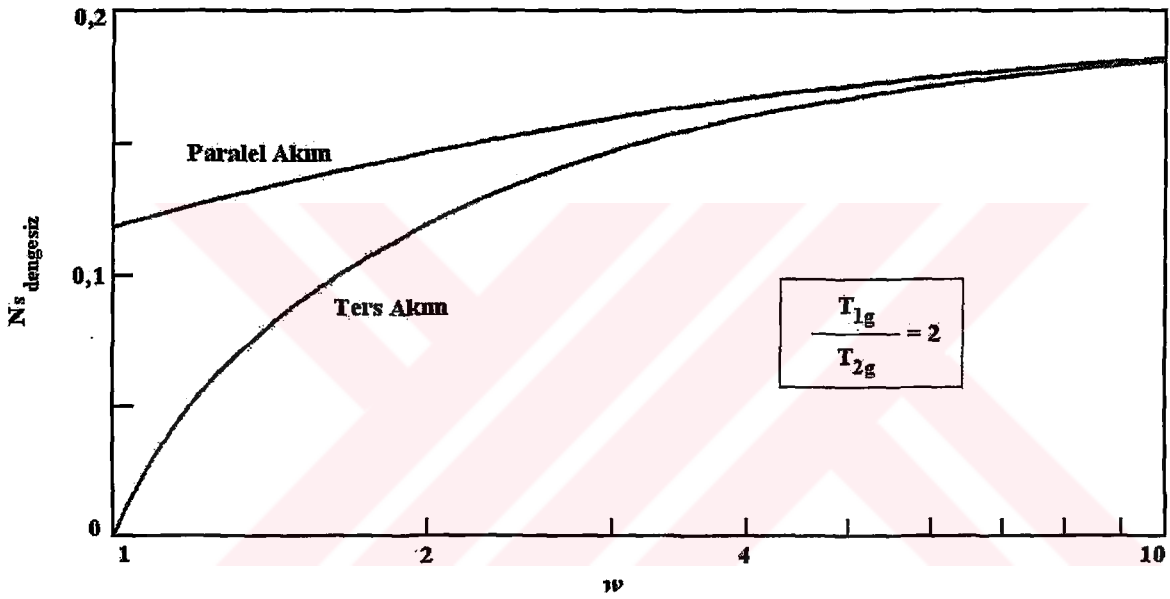
İki akışlı paralel akımlı ısı değiştiricilerinde de dengesizlikten meydana gelen tersinmezlik aynı koşullandırmalarla bulunabilir. İdeal dizayn koşulları (3.64) ve (3.80) denklemlerinin birleşimi ve $\varepsilon(\omega, NTU)$ ilişkisi, paralel akım için uyarlanabilir.

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + \omega^{-1})]}{1 + \omega^{-1}} \quad (3.92)$$

olduğu durumda (Hesselgreaves, 2001) tersinmezlik;

$$Ns_{\text{dengesiz}} = \frac{\dot{S}_{\text{ür}}}{(mc_p)_2} = \ln \left\{ \left(\frac{T_{2g}}{T_{1g}} \right)^\omega \left[1 + \left(\frac{T_{1g}}{T_{2g}} - 1 \right) \frac{\omega}{1 + \omega} \right]^{1+\omega} \right\} \quad (3.93)$$

olarak elde edilir (Bejan, 1996).



Şekil 3.6 Dengesiz ters ve paralel akımlı ısı değiştiricilerinde ($\omega > 1$) için Ns değişimi (Bejan, 1996).

Giriş sıcaklıkları aynı olan dengesiz, ters ve paralel akımlı ısı değiştiricileri için, entropi artış biriminin nasıl bir davranış gösterdiği Şekil 3.6'de görülmektedir. Şekilden de anlaşıldığı gibi, akış dengesizlik oranı ω artarken, dengesiz paralel akım düzenindeki tersinmezlik, sürekli olarak dengesiz ters akım düzeninden büyüktür. Dengeli hal ($\omega=1$) için de inceleme yapıldığında, (3.85) ve (3.93) denklemleri yardımıyla, sonucun değişmediği kolaylıkla görülür.

3.2.2 Çapraz Akımlı Isı Değiştiricilerinde Tersinmezlik

Çapraz akımlı ısı değiştiricilerinin tersinmezlik analizinde, ısı değiştirici etkinliğine bağlı olarak bir takım düzenlemeler yapılmalıdır. Çapraz akımlı ısı değiştiricileri için etkinlik, C ve NTU'ya bağlı olarak aşağıdaki gibi tanımlanmıştır (Beyazıtöğlü ve Özışık, 1988).

$$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ \frac{1}{C} (\text{NTU})^{0.22} \left[\exp(-C (\text{NTU})^{0.78}) - 1 \right] \right\} \quad (3.94)$$

Dengeli ısı değiştiricisi için Ns entropi artış birimi denklemi;

$$N_s = (1 - \varepsilon) \frac{(T_{2g} - T_{1g})^2}{T_{1g} T_{2g}} + \frac{R}{c_p} \left[\left(\frac{\Delta P}{P_g} \right)_1 + \left(\frac{\Delta P}{P_g} \right)_2 \right] \quad (3.95)$$

olarak daha önce bulunmuştur (3.79). Bu denklemdeki (1-ε) değeri denklem (3.94) yardımıyla

$$1 - \varepsilon = 0.477 \text{NTU}^{-0.4} \quad (3.96)$$

olarak tanımlanmıştır (Oğulata ve Doba, 1998). Boyutsuz sıcaklık farkı (τ);

$$\tau = \frac{T_1 - T_2}{\sqrt{T_1 T_2}} \quad (3.97)$$

ve toplam basınç dūřümü (ΔP/P)_{1,2} ;

$$\left(\frac{\Delta P}{P_g} \right)_{1,2} = \left(\frac{\Delta P}{P_g} \right)_1 + \left(\frac{\Delta P}{P_g} \right)_2 \quad (3.98)$$

tanımlamalarıyla (Bejan, 1997), denklem (3.95) tekrar yazılırsa, çapraz akımlı ısı değiştiricisi için Ns entropi artış birimi denklemi;

$$N_s = 0.477 \text{NTU}^{-0.4} (\tau)^2 + \frac{R}{c_p} \left(\frac{\Delta P}{P_g} \right)_{1,2} \quad (3.99)$$

olarak elde edilir (Oğulata ve Doba, 1998).

4. ISI DEĞİŞTİRİCİSİNİN OPTİMUM BOYUTLANDIRILMASI

4.1 Entropi Artış Birimi Yöntemine Dayanan Isı Değiştirici Optimizasyonu

Bu yöntem, değişik akım türlerine göre entropi artış birimini (N_s) meydana getiren bağımlı parametreleri, akışkanların özelliklerine göre sabit bir değerde kabul ederek, bağımsız parametreleri ise farklı değerler arasında alarak, boyutun ne yöne doğru gittiğini araştıran bir yöntem olarak tanımlanabilir (Doğan, 1994).

4.1.1 Ters Akımlı Isı Değiştiricinin Optimizasyonu

Entropi artış birimi (N_s), ters akımlı ısı değiştiricileri için geliştirilip, belli parametreler çerçevesinde, optimum boyut sınırlamaları elde edilebilir (Bejan, 1996).

Toplam ısı transfer katsayısı;

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(UA)_1} = \frac{1}{(UA)_2} \quad (4.1)$$

şeklinde yazılırsa (Incropera ve DeWitt, 1996), NTU' nun tanımından denklem (3.36) yardımı ile aşağıdaki eşitlik yazılır.

$$\frac{1}{NTU} = \frac{1}{NTU_1} = \frac{1}{NTU_2} \quad (4.2)$$

Dengeli ters akımlı ısı değiştiricisi için etkenlik (3.42) denkleminde tanımlanmıştır. $1-\varepsilon \ll 1$ için etkenlik $\varepsilon = 1-1/NTU$ yazılabilir. Buradan, (3.79) ve (4.2) denklemleri ve boyutsuz sıcaklık farkı tanımlamasıyla denklem yeniden oluşturulabilir (Bejan, 1997).

$$\tau = \frac{T_1 - T_2}{\sqrt{T_1 T_2}} \quad (4.3)$$

Entropi artış birimi denklemi yeniden düzenlenirse;

$$N_s = \frac{\tau^2}{NTU_1} + \frac{R}{c_p} \left(\frac{\Delta P}{P} \right)_1 + \frac{\tau^2}{NTU_2} + \frac{R}{c_p} \left(\frac{\Delta P}{P} \right)_2 \quad (4.4)$$

elde edilir (Bejan, 1997).

Entropi artış birimi denklemi, sıcak ve soğuk akışkanlar için yazılırsa;

$$Ns_{,1} = \frac{\tau^2}{NTU_1} + \frac{R}{c_p} \left(\frac{\Delta P}{P} \right)_1 \quad (4.5)$$

ve

$$Ns_{,2} = \frac{\tau^2}{NTU_2} + \frac{R}{c_p} \left(\frac{\Delta P}{P} \right)_2 \quad (4.6)$$

olarak elde edilir (Bejan, 1997). Böylece;

$$Ns = Ns_{,1} + Ns_{,2} \quad (4.7)$$

yazılabilir. Entropi artış birimi her iki taraf için de aynı analitik forma sahip olduğundan;

$$Ns_{,i} = \frac{\tau^2}{NTU_i} + \frac{R}{c_p} \left(\frac{\Delta P}{P} \right)_i \quad i = 1,2 \quad (4.8)$$

biçiminde yazılabilir. Burada ilk terim ısı transferi, ikinci terim ise basınç düşümünden meydana gelen entropi artışıdır.

Isı transferi yüzey alanı çok büyük olduğunda ($NTU \rightarrow \infty$) ve her iki tarafın yüzeyinde de basınç düşümü olmadığında tersinmezlikler yok olur.

Sıcak akışkana göre Stanton sayısı (St) ve sürtünme faktörü (f):

$$St_1(Re_1, Pr) = \frac{q'/p \Delta T}{c_p G} = \frac{\bar{h}_1}{c_p G_1} \quad (4.9)$$

$$f_1(Re_1) = \frac{\rho D_h}{2G^2} \left(-\frac{dP}{dx} \right) = \frac{\rho D_{h,1}}{2G_1^2} \left(-\frac{\Delta P}{L} \right)_1 \quad (4.10)$$

şeklinde tanımlanır (Bejan, 1997).

Kütlesel akı;

$$G = \frac{\dot{m}}{A} \quad (4.11)$$

ve hidrolik çap ise;

$$D_h = \frac{4A}{p} \quad (4.12)$$

olarak tanımlanır (Bejan, 1997).

Stanton sayısındaki (q') birim uzunluk başına ısı transfer oranı, (p) ise borunun ıslak olan çevresidir.

NTU ve Stanton sayısı arasındaki ilişki;

$$NTU_1 = \left(\frac{4L}{D_h} \right) St_1 \quad (4.13)$$

biçimindedir (Bejan, 1997). Ayrıca;

$$\frac{\Delta P}{P} = f \frac{4L}{D_h} \frac{G^2}{2\rho P} \quad (4.14)$$

yazılır (Bejan, 1997).

Denklem (4.8) sıcak akışkan için yeniden yazılırsa;

$$Ns_1 = \frac{\tau^2}{St_1} \left(\frac{D_h}{4L} \right)_1 + \frac{R}{c_p} g_1^2 f_1 \left(\frac{4L}{D_h} \right)_1 \quad (4.15)$$

olarak bulunur (Bejan, 1997).

Aynı eşitlik soğuk akışkan için de yazılabilir.

$$Ns_2 = \frac{\tau^2}{St_2} \left(\frac{D_h}{4L} \right)_2 + \frac{R}{c_p} g_2^2 f_2 \left(\frac{4L}{D_h} \right)_2 \quad (4.16)$$

İfadelerdeki ilk terimler sonlu NTU sayısı ve $\Delta T'$ 'den, ikinci terimler ise ısı değiştiricisi çeperi ile akışkan arasındaki sürtünmeden kaynaklanan entropi artışını göstermektedir.

Burada g_1 boyutsuz kütle akısıdır ve

$$g_1 = \frac{G_1}{(2\rho P_1)^{\frac{1}{2}}} \quad (4.17)$$

olarak tanımlanmıştır (Bejan, 1997).

Stanton sayısı (St) ve sürtünme faktörünün (f), (4.9) ve (4.10) eşitliklerinde, Reynold sayısının fonksiyonları oldukları gösterilmiştir.

Bu durumda; Ns_1 ve Ns_2 ifadeleri (Re), $(4L/D_h)$ ve (g) gibi birbirinden bağımsız üç parametrenin fonksiyonu olmaktadır. Bu üç parametrenin optimal değerleri sistemi en etkin dizayna götürecektir (Bejan, 1997).

4.1.1.1 Alan Sınırlaması

Isı değiştiricisindeki sınırlamalardan birisi ısı transfer alanı A_1 'dir. Sınırlı alanla tersinmezlikleri indirgeme konusu, ağırlık ve maliyet gibi bileşenlerin büyük olduğu durumlarda önem kazanır (Bejan, 1997).

Sıcak akışkana ait entropi artış ifadesi, iki tip parametreye bağlıdır.

$$\begin{array}{ccc} \tau & R / c_p & Pr \\ (4L / D_h) & Re_1 & g_1 \end{array} \quad (4.18)$$

Birinci sıradaki parametreler, seçilmiş olan akışkanın özelliklerini, ikinci sıradaki parametreler ise ısı değiştiricisinin boyut ve geometrisine bağlı özelliklerini göstermektedir.

Isı değiştiricisinin sıcak akışkana ait ısı iletim yüzeyinin, boyutsuz alan parametresi yazılırsa;

$$a_1 = \frac{A_1}{\dot{m}} (2\rho P_1)^{\frac{1}{2}} \quad (4.19)$$

elde edilir (Bejan, 1997). Buradan;

$$a_1 g_1 = \left(\frac{4L}{D_h} \right)_1 \quad (4.20)$$

yazılabilir.

Böylece, entropi artış biriminin serbestlik derecesini ikiye indirebiliriz.

$$Ns_1(g_1, Re_1) = \frac{\tau^2}{a_1 g_1 St_1} + \frac{R}{c_p} a_1 f_1 g_1^3 \quad (4.21)$$

Minimum entropi artış birimi, sabit Reynold sayısıyla boyutsuz kütle akışının belirli bir sınırdaki tutulmasıyla gerçekleşir (Bejan, 1997).

Alan sınırlamasına sahip olan ısı değiştiricisinin, sıcak akışkanına ait entropi artışını minimum seviyeye indirgeyen optimal boyutsuz kütle akışı;

$$g_{1,opt} = \left[\frac{\tau^2}{3(R/c_p) a_1^2 f_1 St_1} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (4.22)$$

olarak yazılır (Bejan, 1997).

Bu ifadeyi denklem (4.21)'de yerine taşırırsak;

$$Ns_{1,min} = \left[\frac{256 \tau^6 (R/c_p) f_1}{27 a_1^2 St_1^3} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (4.23)$$

elde edilir (Bejan, 1997).

Bu ifade; alan sınırlamasına sahip ısı değıştiricisinin, optimal boyutsuz kütle akısına göre sıcak akışkan bölgesine ait minimum entropi artış miktarını göstermektedir.

Alan parametresi ise;

$$a_{1,min} = \frac{1}{Ns_1^2} \left[\frac{256 \tau^6 (R/c_p) f_1}{27 St_1^3} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4.24)$$

olarak elde edilir (Bejan, 1997). Böylece minimum entropi artışına göre, minimum boyutsuz alan parametresi elde edilmiş olur.

İfade incelendiğinde a 'nın Ns_1 'in karesi ile ters orantılı olduğu görülür. Alan parametresini arttırdığımız zaman entropi artışı düşecek, entropi miktarını arttırsak yüzey küçülecektir. Bu ifade, büyük boyutlu ısı değıştiricileri daha etkin çalışır (Kays ve London, 1998) gerçeğini de göstermektedir.

Alan sınırlamasına sahip ısı değıştiricisinin soğuk akışkanına ait optimal boyutsuz kütle akısı ve minimum entropi artışı aynı işlemler tekrarlanarak bulunabilir.

4.1.1.2 Hacim Sınırlaması

Isı değıştiricisindeki sınırlamalardan bir diğeri de hacim sınırlamasıdır. Sınırlı hacimle tersinmezlikleri indirgeme, özellikle yer sıkıntısı olan uygulamalarda büyük önem taşır. Sabit boyutsuz hacim parametresi aşağıdaki gibi yazılır (Bejan, 1996);

$$v_1 = V_1 \frac{8P_1}{v \dot{m}} \quad (4.25)$$

V_1 , sıcak akışkan bölgesindeki kanalın hacmidir. V_1 hacmi, A_1 akış alanında, kesit boyunca L_1 uzunluğundaki hacme eşittir.

Reynold sayısı (Re) Stanton sayısı (St) ve sürtünme faktörünün (f) çeşitlerinden oluşmaktadır. Bu yüzden Ns_1 'in serbestlik derecesi Re ve g terimleri ile ifade edilir.

$$v_1 g_1^2 = \left(\frac{4L}{D_h} \right) Re_1 \quad (4.26)$$

Eşitlik (4.26), (4.15) denkleminde yerleştirilirse;

$$Ns_1 = \frac{\tau^2 Re_1^2}{v_1 g_1^2 St_1} + \frac{R v_1 f_1 g_1^4}{c_p Re_1} \quad (4.27)$$

olarak yazılır (Bejan, 1996).

Optimal boyutsuz kütle akısının, entropi artış miktarını en aza indireceği göz önünde tutulursa;

$$g_{1,opt} = \left[\frac{\tau^2 Re_1^2}{2(R/c_p) v_1^2 f_1 St_1} \right]^{\frac{1}{6}} \quad (4.28)$$

yazılır (Bejan, 1996).

Böylece; hacim sınırlamasına sahip olan ısı değiştiricisinin, sıcak akış bölgesine ait olan entropi artış miktarını en aza indirgeyecek, optimal boyutsuz kütle hızı bulunmuş olmaktadır.

Optimal boyutsuz kütle hızı eşitliği, denklem (4.27)'de yerine yazılırsa;

$$Ns_{1,min} = \left[\frac{27 \tau^4 (R/c_p) Re_1 f_1}{4 v_1 St_1^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (4.29)$$

elde edilir (Bejan, 1996).

Bu denklem hacim sınırlamasına sahip olan ısı değiştiricisinin, sıcak akış bölgesine ait minimum entropi artışını ifade etmektedir.

$$v_{1,min} = \frac{1}{Ns_1^3} \left[\frac{27 \tau^4 (R/c_p) Re_1 f_1}{4 St_1^2} \right] \quad (4.30)$$

İfade incelendiğinde v 'nin Ns_1 'in kübü ile ters orantılı olduğu ve hacmi arttırdığımızda entropi artışının azaldığı görülür.

4.1.1.3 Alan ve Hacim Sınırlamalarının Birleşimi

Isı değiştiricisinin optimal dizaynında serbestlik derecesini bire indirebilmek için alan ve hacim sınırlamaları birlikte ele alınmalıdır. Bu ifadeye dayanarak (4.4), (4.19) ve (4.25) denklemleri birleşimiyle entropi artış birimi tekrar yazılmalıdır (Bejan, 1997).

$$Ns_1 = \frac{\tau^2 v_1}{a_1^2 St_1 Re_1} + \frac{R a_1^4 f_1 Re_1^3}{c_p v_1^3} \quad (4.31)$$

Böylece alan ve hacim sınırlamalarına sahip ısı değiştiricisinin, entropi artış miktarı elde edilmiş olur (Bejan, 1997).

Bu ifadeden görüldüğü üzere, entropi artışını Reynold sayısı, Stanton sayısı ve sürtünme faktörü etkilemektedir. Ayrıca, Re değişiminden dolayı oluşan etki, St sayısı ve f değişiminden oluşan etkiden büyüktür. Çoğu ısı değiştiricisi dizaynında St sayısı ve f değişimi nispeten hissedilmeyecek kadar küçüktür (Doğan, 1994).

$$Re_{1,opt} = \frac{v_1}{a_1^{3/2}} \left[\frac{\tau^2}{3(R/c_p) St_1 f_1} \right]^{1/4} \quad (4.32)$$

Bu ifade, termodinamik optimum dizayn için entropi artışını minimuma götüren Re değeridir.

4.1.1.4 Optimum Akış Uzunluğunun Belirlenmesi

Akış uzunluğunun iki ayrı etkisinin olduğu (4.15) eşitliğinden görülmektedir. Büyük değerleri, ısı değiştiricisi çeperi ile akışkan arasındaki sürtünmeden kaynaklanan entropi artışına neden olurken, küçük değerleri ise sonlu ΔT 'den ve dolayısıyla sıcaklık farklarından oluşan ısı geçişinden kaynaklanan entropi artışına neden olmaktadır (Doğan, 1994).

Stanton sayısı ve sürtünme faktörünün, (4.9) ve (4.10) eşitliklerinde, Reynold sayısının fonksiyonları oldukları daha önce ifade edilmiştir. Buna göre Ns ifadesi, (Re) , $(4L/D_h)$ ve (g) parametrelerine bağlıdır (Bejan, 1997).

$$Ns = f(Re, g, (4L/D_h)) \quad (4.33)$$

Bu üç parametrenin optimal değerleri sistemi en etkin dizayna götürecektir. $(4L/D_h)$ 'ın optimum değeri, sabit g ve Re 'nin (4.15) denklemini minimum yapan değeridir. Bu değer ısı değiştiricisinin sıcak akışkan bölgesine ait entropi artış miktarını minimuma götürecektir hidrolik çap oranıdır ve

$$\left(\frac{4L}{D_h}\right)_{1,opt} = \frac{\tau}{g_1 \left(\frac{R}{c_p} f_1 St_1\right)^{\frac{1}{2}}} \quad (4.34)$$

olarak bulunur (Bejan, 1997).

Denklem (4.34) denklem (4.15)' de yerine yazılırsa;

$$Ns_{1,min} = 2\tau \left(\frac{R}{c_p}\right)^{\frac{1}{2}} g_1 \left(\frac{f_1}{St_1}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (4.35)$$

olarak bulunur (Bejan, 1997).

Isı değiştiricisinin tasarımında kullanılan parametrelerin optimal değerleri (4.22), (4.32), (4.34) eşitlikleri ile belirlendikten sonra, aynı işlemleri soğuk akışkan bölgesi için de tekrarlamak mümkündür (Bejan, 1997).

4.1.2 Çapraz Akımlı Isı Değiştiricinin Optimizasyonu

Entropi artış birimi, ısı transferi kayıpları azaltılarak en aza indirgenebilir. Bu sebepten dolayı, bütün ısı değiştirici dizaynlarında konstrüksiyon boyutlarının etkileri göz önüne alınmalıdır. Böylece, entropi artış birimi denklemi (3.99), (4.13), (4.14) ve (4.17) eşitlikleri yardımıyla tekrar yazılırsa;

$$Ns = \frac{0.477 (\tau)^2}{\left(\frac{4L}{D}\right)^{0.4} St^{0.4}} + \frac{R}{c_p} f \left(\frac{4L}{D}\right) g_1^2 \quad (4.36)$$

elde edilir (Oğulata vd., 2000).

4.1.2.1 Alan Sınırlaması

Isı transfer alanı (A) ve kütle akısının (G) etkileri, entropi artış birimini minimize etmek için analiz edilebilir. Boyutsuz ısı transferi alanı aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır (Bejan, 1982).

$$a = \frac{4L}{Dg} \quad (4.37)$$

Bu durumda, entropi artış birimi denklemi (4.36) tekrar yazılabilir (Oğulata vd., 2000).

$$Ns = \frac{0.477 (\tau)^2}{St^{0.4} a^{0.4} g^{0.4}} + \frac{R}{c_p} f a g^3 \quad (4.38)$$

Optimal boyutsuz kütle akısının, entropi artış miktarını en aza indireceği değeri;

$$g_{opt} = \left[0.191 \frac{(\tau)^2}{3a^{1.4} St^{0.4} (R/c_p) f} \right]^{1/3.4} \quad (4.39)$$

olarak belirlenir. Bu eşitliği kullanarak minimum entropi artış denklemi aşağıdaki gibi elde edilir (Oğulata vd., 2000).

$$Ns_{min} = \frac{0.477 (\tau)^2}{St^{0.4} a^{0.4} g_{opt}^{0.4}} + \frac{R}{c_p} f a g_{opt}^3 \quad (4.40)$$

4.1.2.2 Hacim Sınırlaması

Isı transfer hacmi (V) ve kütle akısının (G) etkileri de, entropi artış birimini minimize etmek için analiz edilebilir. Boyutsuz ısı transferi alanı aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır (Bejan, 1982).

$$v = \frac{4LRe}{Dg^2} \quad (4.41)$$

Bu durumda, entropi artış birimi denklemi (4.36) tekrar yazılırsa;

$$Ns = \frac{0.477 (\tau)^2 Re^{0.4}}{St^{0.4} v^{0.4} g^{0.8}} + \frac{R}{c_p} f \frac{v}{Re} g^4 \quad (4.42)$$

ve optimal boyutsuz kütle akısının, entropi artış miktarını en aza indireceği değeri

$$g_{\text{opt}} = \left[0.095 \frac{(\tau)^2 \text{Re}^{1.4}}{\nu^{1.4} \text{St}^{0.4} (R/c_p) f} \right]^{1/4.8} \quad (4.43)$$

olarak belirlenip (4.43) denkleminde yerine yazılırsa, minimum entropi artış birimi denklemi aşağıdaki gibi elde edilir (Oğulata vd., 2000).

$$N_{s_{\text{min}}} = \frac{0.477 (\tau)^2 \text{Re}^{0.4}}{\text{St}^{0.4} \nu^{0.4} g_{\text{opt}}^{0.8}} + \frac{R}{c_p} f \frac{\nu}{\text{Re}} g_{\text{opt}}^4 \quad (4.44)$$

4.1.2.3 Optimum Akış Uzunluğunun Belirlenmesi

Isı değiştiricisinin entropi artış miktarını minimuma götüreceğ optimum akış uzunluğu aşağıdaki gibidir (Oğulata vd., 2000).

$$\left(\frac{4L}{D} \right)_{\text{opt}} = \left[0.1908 \frac{(\tau)^2 c_p}{\text{St}^{0.4} R f g_1^2} \right]^{1/1.4} \quad (4.45)$$

Minimum entropi artış birimi, (4.45) denkleminin (4.36) denkleminde yerine yazılması ile elde edilmiş olur (Oğulata vd., 2000).

$$N_{s_{\text{min}}} = \frac{0.477 (\tau)^2}{\left(\frac{4L}{D} \right)_{\text{opt}}^{0.4} \text{St}^{0.4}} + \frac{R}{c_p} f \left(\frac{4L}{D} \right)_{\text{opt}} g_1^2 \quad (4.46)$$

4.1.3 Entropi Artış Birimi Yöntemine Dayanan Optimizasyon Uygulaması

Isı değiştiricilerinin dizaynında, akışkanların birbirlerine göre ters yönde akmaları etkenlik ve minimum entropi artışı yönünden avantaj sağlamaktadır (Kays ve London, 1998). Entropinin asgariye indirgenmesinde dengelemenin söz konusu olmasından dolayı (Bejan, 1996), akışın dengeli olmağı durum ele alınmıştır. Bu ifadelerden yola çıkarak yapılan uygulamada, dengesiz ters akımlı ısı değiştirici için, parametrelere göre entropi artış biriminin ne yöne gittiği bulunmaya çalışılmıştır.

Atık duman gazının sıcaklığından faydalanılarak su buharı sıcaklığını arttırmak için, seçilmiş olan çift borulu ısı değiştirici ve akışkanların özellikleri aşağıdaki gibidir:

Duman gazı kütleli debisi	: $\dot{m}_1 = 5 \text{ kg/s}$
Su buharı kütleli debisi	: $\dot{m}_2 = 2 \text{ kg/s}$
Duman gazı giriş sıcaklığı	: $T_1 = 630 \text{ K}$
Su buharı giriş sıcaklığı	: $T_2 = 420 \text{ K}$
Duman gazı özgül ısı	: $c_{p,1} = 1.060 \text{ kJ/kgK}$
Su buharı özgül ısı	: $c_{p,2} = 2.003 \text{ kJ/kgK}$
Duman gazı yoğunluğu	: $\rho_1 = 0.5411 \text{ kg/m}^3$
Su buharı yoğunluğu	: $\rho_2 = 1.6132 \text{ kg/m}^3$
Duman gazı gaz sabiti	: $R_1 = 0.2870 \text{ kJ/kgK}$
Su buharı gaz sabiti	: $R_2 = 0.4615 \text{ kJ/kgK}$
Duman gazı dinamik viskozitesi	: $\mu_1 = 28.12 \times 10^{-6} \text{ Pa.s}$
Su buharı dinamik viskozitesi	: $\mu_2 = 13.79 \times 10^{-6} \text{ Pa.s}$
Duman gazı kinematik viskozitesi	: $\nu_1 = 58.08 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
Su buharı kinematik viskozitesi	: $\nu_2 = 23.35 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
Duman gazı giriş basıncı	: $P_1 = 0.5 \text{ bar}$
Su buharı giriş basıncı	: $P_2 = 3.0 \text{ bar}$
Ortalama akışkan hızları	: $U = 10 \text{ m/s}$
Isı değiştirici etkenliği	: $\varepsilon = 0.80$
Isı değiştirici boyu	: $L = 5 \text{ m}$
İçteki boru, paslanmaz çelik	: $d_{1,i} / d_{1,d} = 20/25 \text{ mm}$
Dıştaki boru, paslanmaz çelik	: $d_{2,i} / d_{2,d} = 31/37 \text{ mm}$
Boru yüzey pürüzlülüğü	: $e' = 0.15 \text{ mm}$

Düz borulardaki basınç düşümü, sabit kesitli borularda veya kanallarda akan akışkanda, sürtünmeden meydana gelen basınç azalmasını belirtir. Bir boru içinde laminar veya türbülanslı akışta basınç düşümü için aşağıdaki eşitlik yazılabilir (Genceli, 1999).

$$\Delta P = \lambda_s \frac{L}{d_i} \frac{\rho U^2}{2} \quad (4.47)$$

Isı değiştiricileri içindeki akış eşsıcaklıkta olmadığından, basınç düşümünde fiziksel özelliklerin sıcaklıkla değişimi de göz önüne alınmalıdır. Genel olarak, düz borulardaki basınç kaybı bağıntısında sadece viskozitenin değişimini almak yeterlidir (Genceli, 1999).

$$\Delta P = \lambda_s \frac{L}{d_i} \frac{\rho U^2}{2} \left(\frac{\mu}{\mu_0} \right)^{-m} \quad (4.48)$$

Laminer akış halinde ($Re < 2300$) : $m = 0,25$

Türbilanslı akış halinde ($Re > 2300$) : $m = 0,14$

olarak tanımlanmıştır (Genceli, 1999).

Sıcak ve soğuk akışkan taraflarındaki basınç düşümünün hesaplanabilmesi için, Reynold (Re) sayısına bağlı olarak sürtünme katsayılarının (λ_s) bulunması gerekmektedir. Yukarıdaki değerler kullanılarak sürtünme katsayıları aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$Re_1 = \frac{U d_{1,i}}{\nu_1} = \frac{10 \cdot 0,02}{58,08 \times 10^{-6}} = 3443,526 > 2300 \quad \text{Türbilanslı akış.}$$

Kullanılmış ve temizlenmiş olan çelik çekme boru için ortalama pürüzlülük yüksekliği $e' = 0,15$ mm olarak verilmiştir (Genceli, 1999). Böylece boyutsuz pürüzlülük;

$$\frac{e'}{d_{1,i}} = \frac{0,15}{20} = 0,0075$$

olarak bulunur. Duman gazı tarafındaki sürtünme katsayısı (λ_s), Moody diyagramı yardımıyla;

$$\lambda_{s,1} = 0,034$$

olarak okunur. Böylece basınç kaybı (4.48) denklemi yardımıyla;

$$\Delta P_1 = \lambda_{s,1} \frac{L}{d_i} \frac{\rho_1 U^2}{2} \left(\frac{\mu_1}{\mu_{0,1}} \right)^{-m} = 0,034 \frac{5}{0,02} \frac{0,5411 \cdot (10)^2}{2} \left(\frac{28,12 \times 10^{-6}}{19,46 \times 10^{-6}} \right)^{0,14} = 0,0021 \text{ bar}$$

olarak hesaplanır.

Aynı işlemler su buharı tarafı için tekrarlanırsa;

$$Re_2 = \frac{U d_h}{\nu_2} = \frac{10 \cdot 0,006}{23,35 \times 10^{-6}} = 2569,593 > 2300 \quad \text{Türbilanslı akış.}$$

$$\frac{e'}{d_h} = \frac{0,15}{6} = 0,025$$

olarak bulunur. Moody diyagramı yardımıyla;

$$\lambda_{s,1} = 0,054$$

olarak okunur.

Böylece basınç kaybı;

$$\Delta P_2 = \lambda_{s,2} \frac{L}{d_i} \frac{\rho_2 U^2}{2} \left(\frac{\mu_2}{\mu_{0,2}} \right)^{-m} = 0,054 \frac{5}{0,006} \frac{1,6132 \cdot (10)^2}{2} \left(\frac{13,79 \times 10^{-6}}{19,46 \times 10^{-6}} \right)^{0,14} = 0,0133 \text{ bar}$$

olarak hesaplanır.

Dengesiz ters akımlı ısı değiştiricisi için, ısı transferi ve akışkanların sürtünmesel basınç düşümünün yarattığı tersinmezlikler aşağıdaki denklem yardımıyla hesaplanabilir;

$$\dot{S}_{ür} = (\dot{m}c_p)_1 \ln \left[1 - \varepsilon \left(1 - \frac{T_{2g}}{T_{1g}} \right) \right] + (\dot{m}c_p)_2 \ln \left[1 + \varepsilon \left(\frac{T_{1g}}{T_{2g}} - 1 \right) \right] \quad (3.75)$$

$$- (\dot{m}R)_1 \ln \left[1 - \left(\frac{\Delta P}{P_g} \right)_1 \right] - (\dot{m}R)_2 \ln \left[1 - \left(\frac{\Delta P}{P_g} \right)_2 \right]$$

$$\dot{S}_{ür} = (5 \cdot 1,060) \ln \left[1 - 0,80 \left(1 - \frac{420}{630} \right) \right] + (2 \cdot 2,003) \ln \left[1 + 0,80 \left(\frac{630}{420} - 1 \right) \right]$$

$$- (5 \cdot 0,2870) \ln \left[1 - \left(\frac{0,0021}{0,5} \right) \right] - (2 \cdot 0,4615) \ln \left[1 - \left(\frac{0,0133}{3} \right) \right]$$

$$= 164,646 \text{ W/K}$$

Dengesiz ters akımlı ısı değiştiricisi için, genel entropi artış birimi denklemini (3.77) tekrar düzenlenirse;

$$N_s = \omega \ln \left[1 - \frac{\varepsilon}{\omega} \left(1 - \frac{T_{2g}}{T_{1g}} \right) \right] + \ln \left[1 + \varepsilon \left(\frac{T_{1g}}{T_{2g}} - 1 \right) \right] \quad (4.49)$$

$$- \omega \left(\frac{R}{c_p} \right)_1 \ln \left[1 - \left(\frac{\Delta P}{P_g} \right)_1 \right] - \left(\frac{R}{c_p} \right)_2 \ln \left[1 - \left(\frac{\Delta P}{P_g} \right)_2 \right]$$

elde edilir.

Bulunmuş olan sıcak ve soğuk akışkan tarafındaki basınç kayıpları ve verilmiş olan değerler kullanılarak entropi artış birimi hesaplanabilir.

Eşitlik (3.81) yardımıyla ısı kapasite oranı;

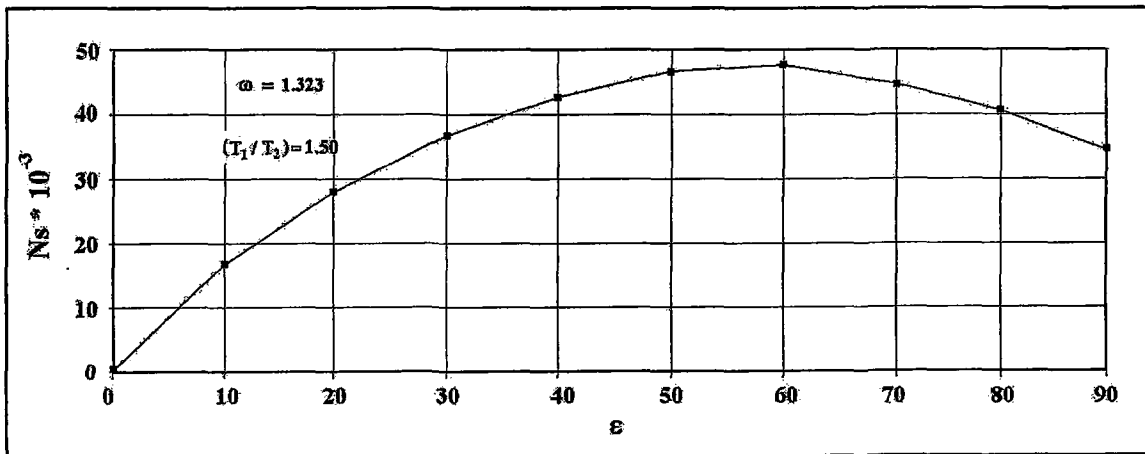
$$\omega = \frac{(\dot{m}c_p)_1}{(\dot{m}c_p)_2} = \frac{(5.1,060)}{(2.2,003)} = 1,323$$

olarak hesaplanır. Buradan N_s ;

$$\begin{aligned} N_s &= 1,323 \ln \left[1 - \frac{0,80}{1,323} \left(1 - \frac{420}{630} \right) \right] + \ln \left[1 + 0,80 \left(\frac{630}{420} - 1 \right) \right] \\ &\quad - 1,323 \left(\frac{0,2870}{1,060} \right)_1 \ln \left[1 - \left(\frac{0,0021}{0,5} \right)_1 \right] - \left(\frac{0,4615}{2,003} \right)_2 \ln \left[1 - \left(\frac{0,0133}{3} \right)_2 \right] \\ &= 0,0411 \end{aligned}$$

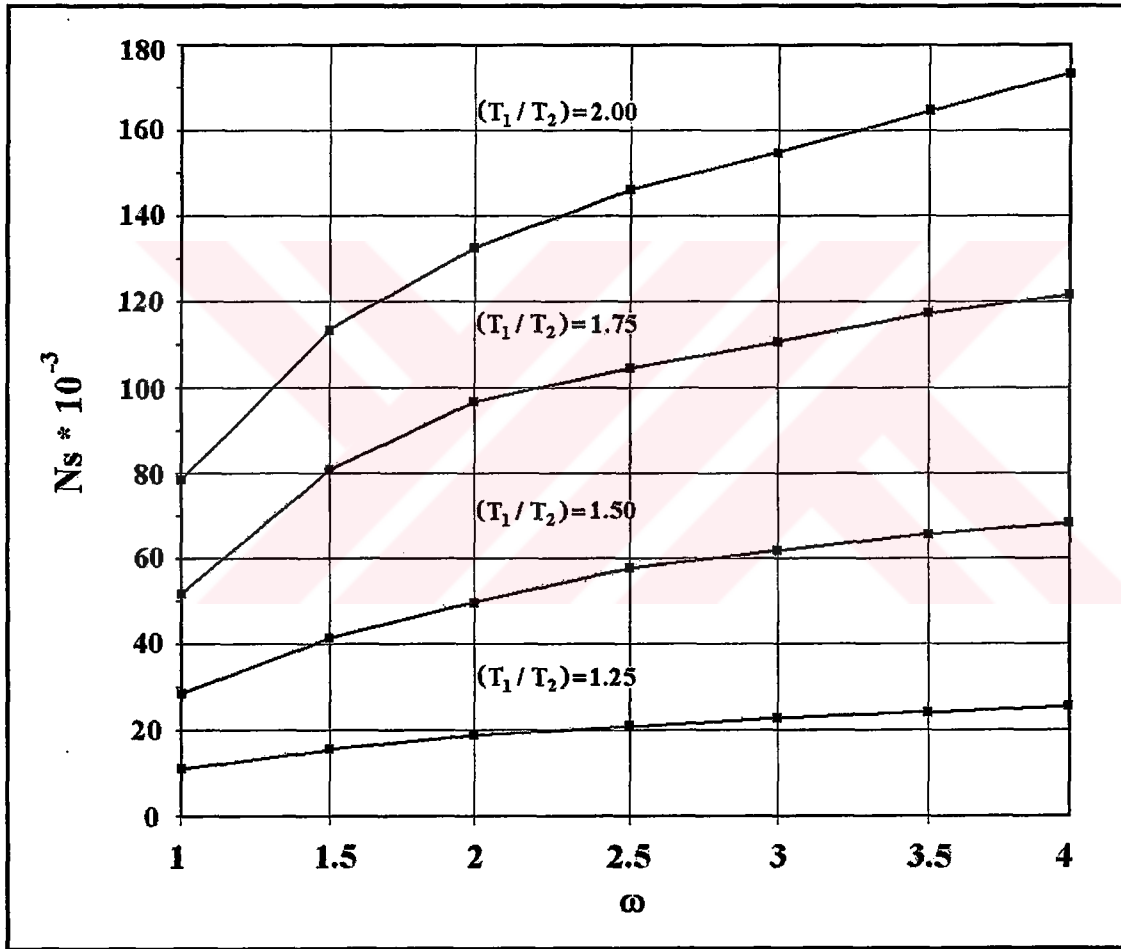
olarak bulunur.

Termodinamiğin II. Kanununa dayalı olan entropi artış birimi genel ifadesinin değişkenleri; akışkan özelliklerine bağlı olan sıcaklıklar, (R/c_p) değerleri, akışkanların ısı kapasite oranları (ω) , akışkanları birbirinden ayıran ortamla temasından ve kendi içsel sürtünmesinden doğan $(\Delta P/P)$ basınç düşümleri ve ısı değiştiricisi etkinliğidir (Doğan, 1994).



Şekil 4.1 N_s - ϵ değişimi.

Şekil 4.1’de ısı değıştircisi etkinliğine bağı olarak entropi artış biriminin hangi yöne doğru gittiğı, $(\Delta P/P)$ ve (R/c_p) ’in sabit değerleri altında gözlenmeye çalışılmıştır. Sabit (ω) değeri için, etkinliğin artması durumunda N_s , maksimum bir değere kadar artmakta, daha sonra ise düşmektedir. $\omega = 1,323$ değeri için maksimum N_s , %60 etkinliktedir. Etkenlik apsisi %90’a kadar alınmıştır. Çünkü tam etkin olduğu varsayılan $(\epsilon = 1)$ ısı değıştircisinde basınç düşümleri yoktur ve transfer birimi sayısı (NTU) sonsuzdur. Bu durumda dahi, eşitlik (3.90) göz önüne alındığında, sıcaklık farklarından meydana gelen entropi artışı mevcuttur.



Şekil 4.2 N_s - ω değişimi.

Şekil 4.2’de sıcak ve soğuk akışkan giriş sıcaklıkları oranının sabit değerlerine göre N_s - ω değişimi görülmektedir. $(\Delta P/P)$ ve (R/c_p) ifadelerini sıcak ve soğuk akışkanlar için, etkinliğin ise ısı değıştircisi için sabit bir değer olduğu kabul edilirse, gerek ω , gerekse akışkanların giriş sıcaklıkları oranının artmasıyla N_s artmaktadır.

Etkenliğin artırılması için NTU'nun yüksek değerlerde belirlenmesi gerekmektedir. Isı kapasite dengesizliği, sıcak akışkan transfer birimi sayısı üzerine etki etmektedir. Bu yüzden transfer birimi optimal olarak sıcak ve soğuk akışkanlar için ayrı ayrı belirlenmelidir. Çünkü akışkanlardan başka, tersinmezlikleri ifade edecek herhangi bir unsur yoktur (Doğan, 1994). Buradan yola çıkılarak toplam entropi miktarı akışkanlara dağıtılmak üzere, (4.15) ve (4.16) eşitliklerinde, sıcak ve soğuk akışkanların tersinmezlikleri olarak ifade edilmiştir.

NTU değeri; Stanton sayısı (St), kütle akısı (G), taşınım katsayısı (h), sabit basınçta özgül ısıya (c_p) bağlıdır (4.13). Özgül ısı akışkan özelliklerine bağlı olduğu için sabit değerdedir. Isı değiştiricisi yalnız başına değil sistem içerisinde çalışacağı için kütle akısı sabit bir değer olarak kabul edilmektedir. Dolayısıyla Stanton sayısı sabit bir değerde işleme girmektedir.

Transfer birimi sayısını meydana getiren ($4L/D_h$) ifadesinin yüksek değerlerinde, akış uzunluğunun gereğinden fazla olması sebebiyle sürtünmeden doğan entropi miktarını arttırmakta, küçük değerleri sıcaklık farkları altında ısı iletiminden dolayı tersinmezliklere neden olmaktadır. Bu durumda, minimum entropi artışı için optimal ($4L/D_h$) ifadesini belirlemek gerekmektedir .

Basınç düşümünün parametreleri olan sürtünme katsayısı (f) ve boyutsuz kütle hızı (g), ısı değiştiricisi ve akışkan özellikleri ile sistemdeki sıcak ve soğuk akışkan kütle akılarına (G) bağlı olduğu için sabit bir değerdedir. Fakat hidrolik çap oranının ($4L/D_h$), akış uzunluğu ve ıslak bölgenin çapı ile ilgili olması optimal dizayn şartları için yol gösterebilmektedir. Bu durumda hidrolik çap oranı ($4L/D_h$) optimal dizayn için önemli bir unsurdur (Doğan, 1994).

Ns ifadesi, (Re), ($4L/D_h$) ve (g) parametrelerine bağlıdır. Bu üç parametrenin optimal değeri sistemi en etkin dizayna götürecektir. ($4L/D_h$)'ın optimum değeri, sabit (g) ve (Re)'nin (4.15) denklemini minimum yapan değeridir. Bu değer ısı değiştiricisinin sıcak ve soğuk akışkan bölgesine ait entropi artış miktarını minimuma götürecektir hidrolik çap oranıdır ve (4.34) eşitliğinde verilmiştir (Bejan, 1997). Uygulamadaki akışkanların özelliği itibariyle; T_1 ve T_2 sıcaklıkları boyutsuz sıcaklık farkı (τ) değerini, akışkanların kütle akısı (G), basınç (P), özgül ısı (c_p) ve yoğunluğu (ρ) ise, Stanton sayısını (St) ve boyutsuz kütle akısını (g) belirlemiştir. Böylece optimum hidrolik çap oranı sıcak ve soğuk akışkanlar için aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$\left(\frac{4L}{D_h}\right)_{1,opt} = \frac{\tau}{g_1 \left[\left(\frac{R}{c_p}\right)_1 f_1 St_1 \right]^{\frac{1}{2}}} = \frac{0,4}{0,049 (0,27 \cdot 0,034 \cdot 0,06)^{\frac{1}{2}}} = 349,695$$

$$\left(\frac{4L}{D_h}\right)_{2,opt} = \frac{\tau}{g_2 \left[\left(\frac{R}{c_p}\right)_2 f_2 St_2 \right]^{\frac{1}{2}}} = \frac{0,4}{0,073 (0,23 \cdot 0,054 \cdot 0,08)^{\frac{1}{2}}} = 174,830$$

Bulunmuş olan değerler denklem (4.35)' de yerine yazılırsa;

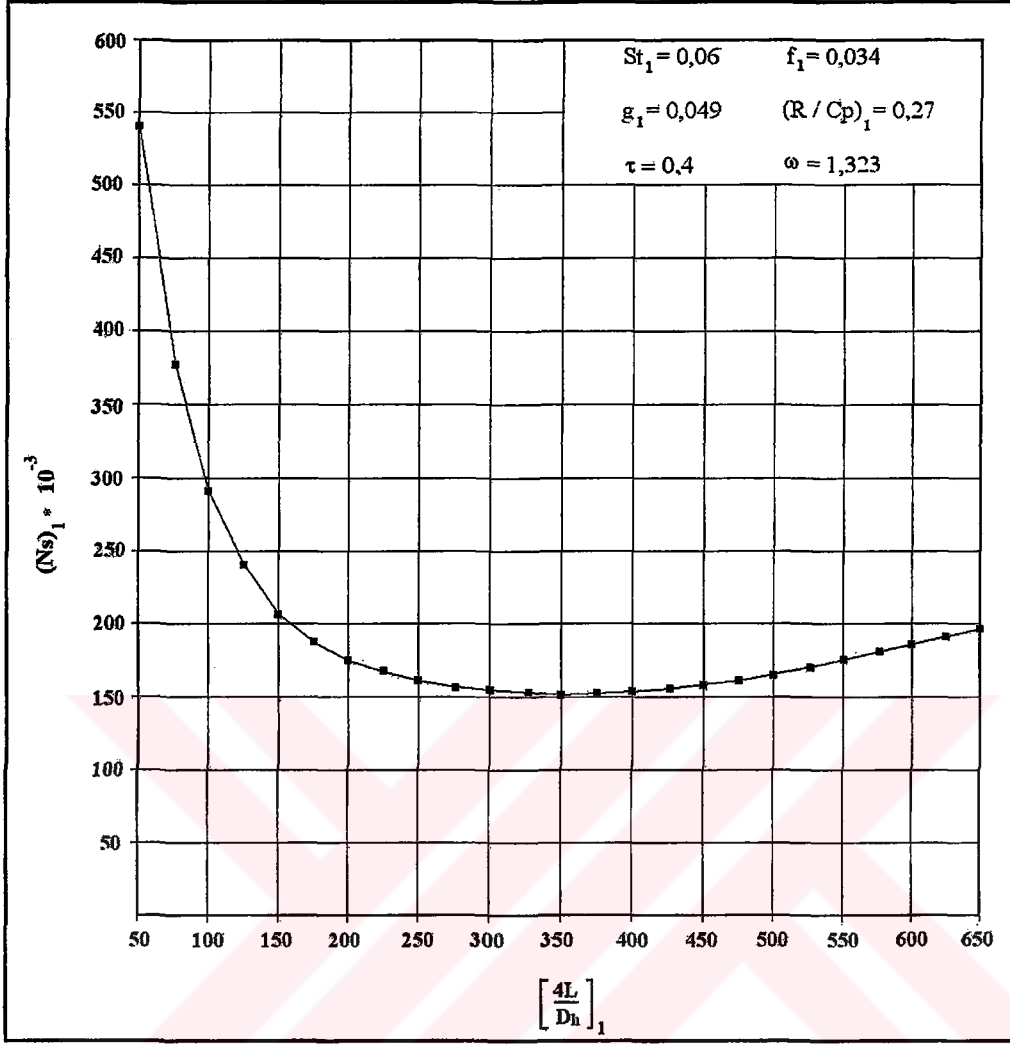
$$Ns_{1,min} = 2 \tau \left(\frac{R}{c_p}\right)^{\frac{1}{2}} g_1 \left(\frac{f_1}{St_1}\right)^{\frac{1}{2}} = 2 \cdot 0,4 (0,27)^{\frac{1}{2}} \cdot 0,049 \left(\frac{0,034}{0,06}\right)^{\frac{1}{2}} = 0,0153$$

$$Ns_{2,min} = 2 \tau \left(\frac{R}{c_p}\right)^{\frac{1}{2}} g_2 \left(\frac{f_2}{St_2}\right)^{\frac{1}{2}} = 2 \cdot 0,4 (0,23)^{\frac{1}{2}} \cdot 0,073 \left(\frac{0,054}{0,08}\right)^{\frac{1}{2}} = 0,0230$$

elde edilir. Bu değerler ise, optimum hidrolik çap oranlarının Ns 'i minimum yaptığı değerlerdir.

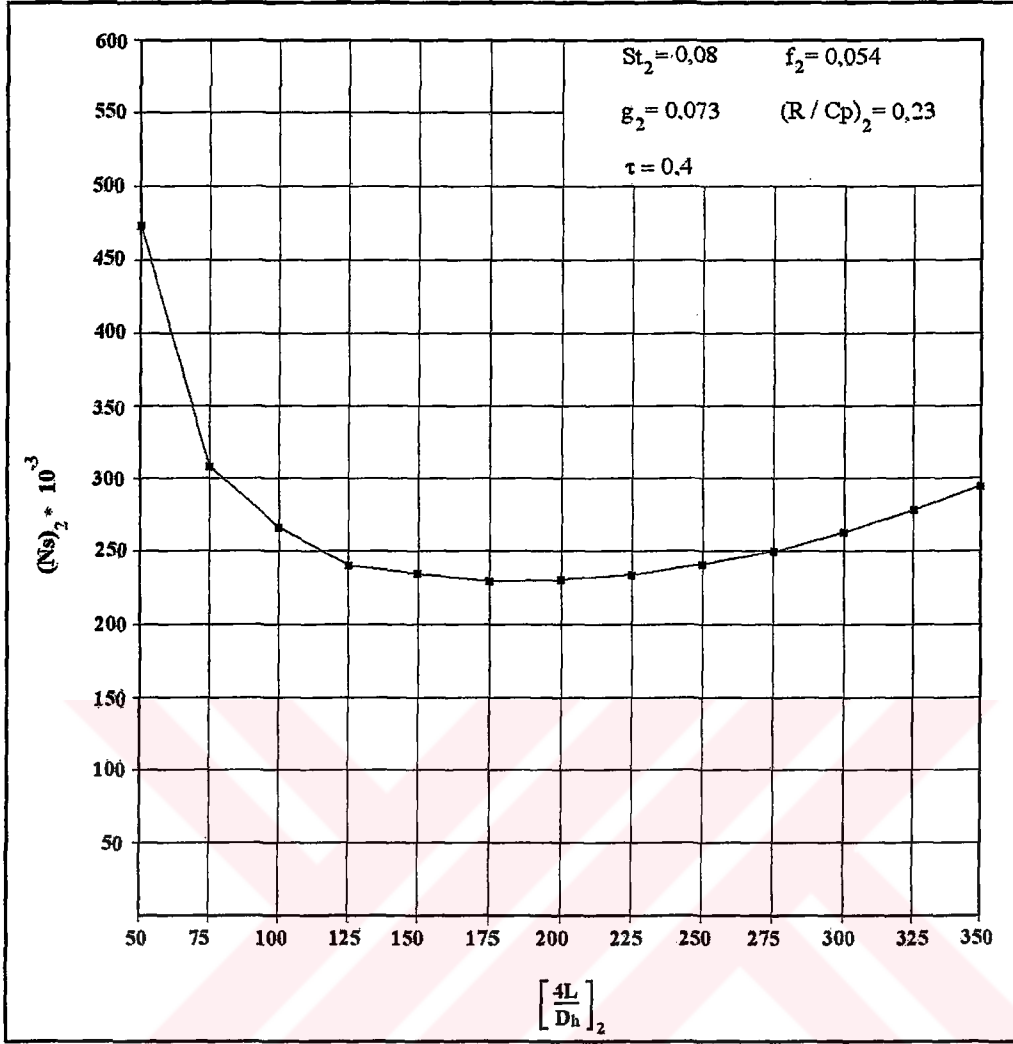
Şekil (4.3)'te entropi artış birimi ve $(4L/D_h)_1$ 'in boyutları, sabit (g) ve (τ) değerleri ile incelenmiştir. Optimum Ns_1 , yani en az tersinmezlik noktasına, $(4L/D_h)$ 'in küçük değerlerinde yüksek bir ivmeyle gidilirken, $(4L/D_h)_{opt}$ 'dan sonra yavaş bir ivmeyle yükselme görülmektedir. Bunun nedeni, ısı değiştirici $(4L/D_h)$ ifadesinin, optimal değerden ayrılmak istememesidir.

Optimal değerden $(4L/D_h)$ 'ı arttırarak uzaklaştırmak zorunda kalındığı takdirde, entropi miktarı artış ivmesinin düşük olması "optimum $(4L/D_h)$ noktasının optimalden büyük değerleri, optimalden küçük değerlerine nazaran, entropi artış miktarı yönünden daha avantajlıdır" ifadesini ortaya çıkarmaktadır. Bu durumda, $(4L/D_h)$ 'in optimum değeri zorunlu şartlar neticesinde uygulanamıyor ise $(4L/D_h)$ 'in optimalden büyük değerleri tercih edilmelidir (Doğan, 1994).



Şekil 4.3 $Ns - (4L/D_h)_1$ değişimi.

Şekil (4.4)'te soğuk akışkanın meydana getirdiği tersinmezlik durumu, Stanton sayısı (St_2), sürtünme faktörü (f_2) ve $(R/c_p)_2$ oranının sabit değerleri altında incelenmiştir. Isı kapasite oranının (ω) soğuk akışkan üzerinde etkisi yoktur. Dolayısıyla Şekil (4.4), bütün (ω) değerleri için geçerlidir. Soğuk akışkan için de yukarıda bahsedilen optimum hidrolik çap oranı ifadesinin geçerli olduğu ispatlanmaktadır. Yani; optimum Ns_2 noktasına, $(4L/D_h)$ 'ın küçük değerlerinde yüksek bir ivmeyle gidilirken, $(4L/D_h)_{opt}$ 'dan sonra yavaş bir ivmeyle yükselme görülmektedir. "Optimum $(4L/D_h)$ noktasının optimalden büyük değerleri, optimalden küçük değerlerine nazaran, entropi artış miktarı yönünden daha avantajlıdır" ifadesini yeniden ortaya konulabilir. Bu durumda, $(4L/D_h)$ 'ın optimum değeri zorunlu şartlar neticesinde uygulanamıyor ise $(4L/D_h)$ 'ın optimalden büyük değerleri tercih edilmelidir.



Şekil 4.4 $Ns - (4L/Dh)_2$ değişimi.

4.2 $P_1 - P_2$ Yöntemine Dayanan Isı Değiştirici Optimizasyonu

Isı değiştiricisinin alan veya boyutu, önemli bir performans göstergesi olan etkinliğe tesir etmektedir. Diğer taraftan, ısı değiştiricisinin ilk yatırım ve kullanım maliyeti büyük ölçüde kendi boyutlarına bağlıdır. Isı geri kazanımı için ısı değiştirici boyutlarının optimizasyonu, bu sistemlerden maksimum tasarruf elde etmek için son derece önemlidir.

$P_1 - P_2$ yöntemi, özellikle ısı geri kazanımı işlemlerinde, maksimum tasarrufun meydana geldiği, optimum ısı değiştiricisi boyutunu hesaplamak için geliştirilmiştir. Bu yöntem, mevcut çalışmada açıklanan (ϵ -NTU) metodu ile birlikte ele alınmıştır (Söylemez, 2000).

Termoekonomiksel optimum ısı değiştiricisi alanı formülizasyonunda, değişik parametreler kullanılmıştır. Bunlar; ısı değiştiricisinin teknik ömrü, ısı değiştiricisinin ilk maliyetine dayalı alanı, yıllık faiz oranı, mevcut enerji maliyeti, yıllık enerji fiyat oranı, ısı kapasitesi, toplam ısı transferi katsayısı, maksimum sıcaklık farkı, ikinci el değeri, yıllık bakım ve işletim maliyetinin ilk yatırım maliyetine oranıdır.

Bunlara ek olarak, ısı geri kazanımından olan optimum net tasarruf ve geri ödeme periyodu, matematiksel olarak elde edilebilmektedir. Net enerji tasarrufunun miktarı, mevcut ısı geri kazanımı sisteminde, ısı değiştiricisinin teknik ömrü boyunca elde edilen, tasarruf ve maliyet terimlerinin arasındaki farka eşittir. Bu fark $P_1 - P_2$ yöntemi ile formüle edilmiştir (Söylemez ve Ünsal, 1999).

Isı değiştiricisi tarafından elde edilen, yıllık ısı enerjisi tasarruf miktarı aşağıdaki formülle hesaplanabilir.

$$Q = \varepsilon (\dot{m}c_p)_{\min} \Delta T_{\max} \Delta t \quad (4.50)$$

$(\dot{m}c_p)_{\min}$ ısı kapasite debilerinden minimum olanı, (ΔT_{\max}) ısı değiştiricisi içerisindeki maksimum sıcaklık farkı, (Δt) ısı değiştiricisinin saniye cinsinden yıllık kullanım miktarı olarak tanımlanmıştır.

Net enerji tasarruf miktarı, $(\varepsilon\text{-NTU})$ ve $P_1\text{-}P_2$ yöntemlerinin kombinasyonuyla formüle edilebilir (Söylemez, 2000).

$$S = P_1 C_E Q - P_2 C_A A \quad (4.51)$$

(C_E) mevcut enerji fiyatı, (C_A) ısı değiştiricisinin ilk maliyetine dayalı alan, (P_1) bütün ömür için ısı geri kazanımı sistemi net tasarrufunun ilk yılın tasarrufuna oranı, (P_2) bütün ömür için ısı geri dönüşüm sistemi maliyetinin ilk yatırım maliyetine oranıdır. Net tasarruf faktörü (4.50) ve (4.51) eşitlikleri yardımıyla tekrar yazılabilir (Söylemez, 2000).

$$S = P_1 C_E \varepsilon (\dot{m}c_p)_{\min} \Delta T_{\max} \Delta t - P_2 C_A A \quad (4.52)$$

Net tasarrufun optimum değeri matematiksel olarak, tasarruf faktörünün alana göre türevi ile belirlenebilir.

$$\frac{\partial S}{\partial A} = P_1 C_E (\dot{m}c_p)_{\min} \Delta T_{\max} \Delta t \frac{\partial \varepsilon}{\partial A} - P_2 C_A \quad (4.53)$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial A} = \frac{P_2 C_A}{P_1 C_E (\dot{m}c_p)_{\min} \Delta T_{\max} \Delta t} \quad (4.54)$$

Buradan ($C=0$) durumu için optimum alan;

$$A_{\text{opt}} = \frac{-(\dot{m}c_p)_{\min}}{U} \ln \left[\frac{P_2 C_A}{P_1 C_E \Delta T_{\max} \Delta t U} \right] \quad (4.55)$$

olarak elde edilir (Söylemez, 2000).

P_1 ve P_2 ekonomik faktörleri aşağıdaki gibi formülize edilmiştir (Söylemez, 2000):

$$P_1 = \frac{P_2 C_A A}{\varepsilon (\dot{m}c_p)_{\min} \Delta T_{\max} \Delta t C_E} \quad (4.56)$$

$$P_1 = \left[\frac{1}{i-d} \right] \left[1 - \left(\frac{1+d}{1+i} \right)^N \right] \quad i \neq d \quad (4.57)$$

$$P_1 = \frac{N}{1+d} \quad i = d \quad (4.58)$$

$$P_2 = 1 + P_1 M_s - R_v (1+i)^{-N} \quad (4.59)$$

(M_s) yıllık bakım ve kullanım maliyetlerinin ilk maliyete oranı, (R_v) geri satış değerinin ilk yatırım maliyetine oranı, (d) enerji maliyet oranı, (i) faiz oranı, ve (N) ise teknik ömür olarak ifade edilmiştir.

(N_p) geri ödeme periyodu, ($i \neq d$) durumu için (4.56) ve (4.57) eşitlikleri yardımıyla bulunur.

$$N_p = \frac{\ln \left[1 - \frac{P_2 C_A A (i-d)}{C_E (\dot{m}c_p)_{\min} \Delta T_{\max} \Delta t \varepsilon} \right]}{\ln \left(\frac{1+d}{1+i} \right)} \quad (4.60)$$

Benzer şekilde $i = d$ durumu için N_p geri ödeme periyodu (4.56) ve (4.58) eşitlikleri yardımıyla bulunur (Söylemez, 2000).

$$N_p = \frac{P_2 (1+d) C_A A}{C_E (\dot{m}c_p)_{\min} \Delta T_{\max} \Delta t [1 - \varepsilon^{NTU(C-1)}]} \quad (4.61)$$

Paralel akımlı ısı değiştiricileri için optimum alan ve geri ödeme periyodu, benzer parametreler yardımıyla bulunabilir (Söylemez, 2000).

$$A_{opt} = \frac{-(\dot{m}c_p)_{min}}{(1+C)U} \ln \left[\frac{P_2 C_A}{U P_1 C_E \Delta T_{max} \Delta t} \right] \quad (4.62)$$

$i = d$ durumu için N_p geri ödeme periyodu;

$$N_p = \frac{(1+d)C_A A(1+C)}{C_E (\dot{m}c_p)_{min} \Delta T_{max} \Delta t [1 - \varepsilon^{-(1+C)NTU}]} \quad (4.63)$$

$i \neq d$ durumu için N_p geri ödeme periyodu;

$$N_p = \frac{\ln \left[1 - \frac{P_2 C_A A(i-d)}{\varepsilon C_E (\dot{m}c_p)_{min} \Delta T_{max} \Delta t} \right]}{\ln \left(\frac{1+d}{1+i} \right)} \quad (4.64)$$

olarak bulunur.

Aynı işlemler dengeli ters akımlı ısı değıştiricileri için de uygulanabilir. Bu durumda optimum alan (Söylemez, 2000);

$$A_{opt} = \frac{-(\dot{m}c_p)_{min}}{U} \left[1 - \sqrt{\frac{P_1 C_E \Delta T_{max} \Delta t U}{P_2 C_A}} \right] \quad (4.65)$$

$i = d$ durumu için N_p geri ödeme periyodu;

$$N_p = \frac{(1+d)C_A A(1+NTU)}{C_E (\dot{m}c_p)_{min} \Delta T_{max} \Delta t NTU} \quad (4.66)$$

$i \neq d$ durumu için N_p geri ödeme periyodu;

$$N_p = \frac{\ln \left[1 - \frac{C_A A(i-d)(1+NTU)}{NTU C_E (\dot{m}c_p)_{min} \Delta T_{max} \Delta t} \right]}{\ln \left(\frac{1+d}{1+i} \right)} \quad (4.67)$$

olarak bulunur (Söylemez, 2000).

4.2.1 P₁-P₂ Yöntemine Dayanan Optimizasyon Uygulaması

Mevcut uygulamada, ısı geri kazanımı için kullanılacak olan ısı değiştirici için, maksimum tasarrufun meydana geldiği, optimum alan bulunmaya çalışılmıştır. Bulunan optimum ısı değiştirici alanı (4.62) ve (4.65) denklemlerinden yararlanılarak hesaplanmıştır. Bu değere bağlı olarak, ısı geri kazanımından olan net tasarruf ve geri ödeme periyodu hesaplanmıştır. Uygulamada ters ve paralel akım durumları için aşağıdaki parametrik değerler, ayrı ayrı ele alınarak kıyaslama yapılmıştır.

Bu değerler:

-Toplam ısı transferi katsayısı	: $U = 23 \text{ W / m}^2\text{K}$
-Yıllık faiz	: $i = 0.20$
-Enerji maliyet oranı	: $d = 0.08$
-Yıllık bakım ve işletim maliyeti oranı	: $M_s = 0.15$
-Geri satış değerinin ilk maliyete oranı	: $R_v = 0.20$
-Mevcut enerji fiyatı	: $C_E = 2.535 \times 10^{-9} \text{ US\$ / J}$
-Alana dayalı ilk yatırım maliyeti	: $C_A = 100 \text{ US\$ / m}^2$
-Isı değiştiricisindeki maksimum sıcaklık farkı	: $\Delta T_{max} = 155 \text{ K}$
-Debi	: $\dot{m} = 7.5 \text{ kg / s}$
-Özgül ısı	: $c_p = 1.050 \text{ kJ / kgK}$
-Yıllık kullanım saati	: $\Delta t = 3000 \text{ h}$
-Teknik ömür	: $N = 5 \text{ yıl}$

Ters Akımlı Isı Değiştirici İçin Optimum Alan Hesabı:

Ekonomik faktör olan P₁ ve P₂, (4.57) ve (4.59) eşitlikleri yardımıyla;

$$P_1 = \left[\frac{1}{0,20 - 0,08} \right] \left[1 - \left(\frac{1+0,08}{1+0,20} \right)^5 \right] = 3,412$$

$$P_2 = 1 + (3,412 \cdot 0,15) - 0,20 (1 + 0,20)^{-5} = 1,431$$

olarak bulunur. Eşitlik (4.65) yardımıyla optimum alan bulunabilir.

$$A_{opt} = \frac{-(7,5.1050)}{23} \left[1 - \sqrt{\frac{3,412.2,535 \times 10^{-9} \cdot 155.3000.3600.23}{1,431.100}} \right] = 179,93 \text{ m}^2$$

Bulunan alana bağılı olarak NTU (3.36) eşitliği ile bulunur.

$$NTU = \frac{23.179,93}{7,5.1050} = 0,525$$

Ters akımlı ısı değiştiricileri için etkenlik (3.42) eşitliği ve NTU değeriyle bulunur.

$$\varepsilon = \frac{0,525}{1+0,525} = 0,34$$

Isı geri kazanımı için tasarruf miktarı, A_{opt} değerinin (4.52) eşitliğine taşınmasıyla elde edilir.

$$S = 3,412.2,535 \times 10^{-9} \cdot 0,34(7,5.1050)155.3000.3600 - 1,431.100.179,93 = 13475,977 \$$$

Geri ödeme periyodu (4.67) eşitliği kullanılarak elde edilir.

$$N_p = \frac{\ln \left[1 - \frac{100.179,93(0,20 - 0,08)(1 + 0,525)}{0,525.2,535 \times 10^{-9} (7,5.1050)155.3000.3600} \right]}{\ln \left(\frac{1 + 0,08}{1 + 0,20} \right)} = 1,97 \text{ yıl}$$

olarak bulunmuş olur.

Paralel Akımlı Isı Değiştirici İçin Optimum Alan Hesabı:

Paralel akım için A_{opt} değeri (4.62) eşitliği ve P_1 - P_2 ekonomik faktörleri yardımı ile bulunur.

$$A_{opt} = \frac{-(7,5.1050)}{2.23} \left[\frac{1,431.100}{23.3,412.2,535 \times 10^{-9} \cdot 155.3000.3600} \right] = 144,61 \text{ m}^2$$

Bulunan alana bağılı olarak NTU (3.36) eşitliği ile bulunur.

$$NTU = \frac{23 \cdot 144,61}{7,5 \cdot 1050} = 0,422$$

Paralel akımlı ısı değiştiricileri için etkenlik (3.43) eşitliği ve NTU değeriyle bulunur.

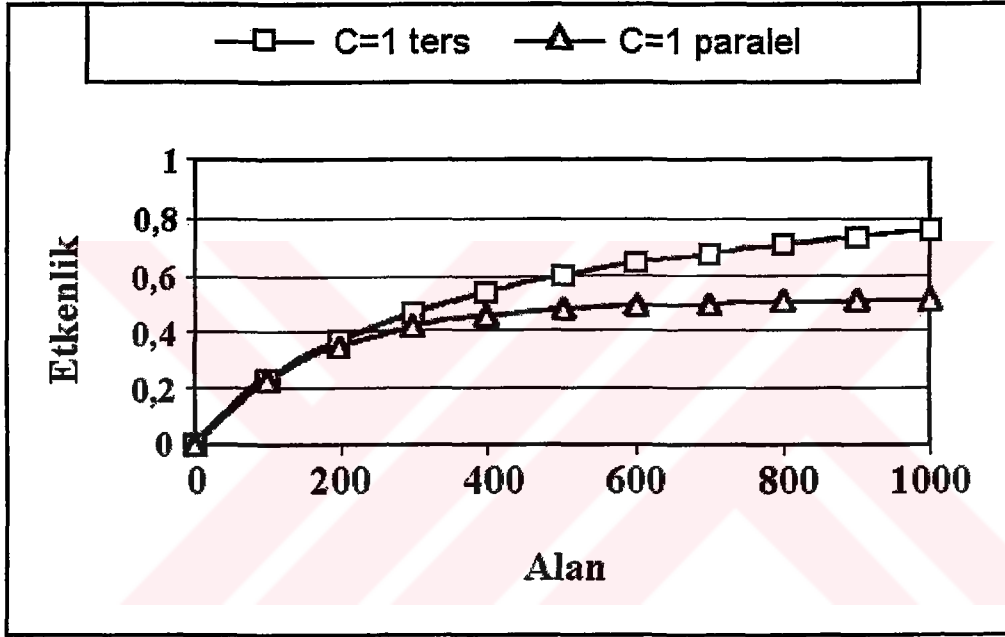
$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-2(0,422)}}{2} = 0,285$$

Isı geri kazanımı için tasarruf miktarı, A_{opt} değerine bağlı olarak;

$$S = 3,412 \cdot 2,535 \times 10^{-9} \cdot 0,285 (7,5 \cdot 1050) 155 \cdot 3000 \cdot 3600 - 1,431 \cdot 100 \cdot 144,61 = 11804,335 \$$$

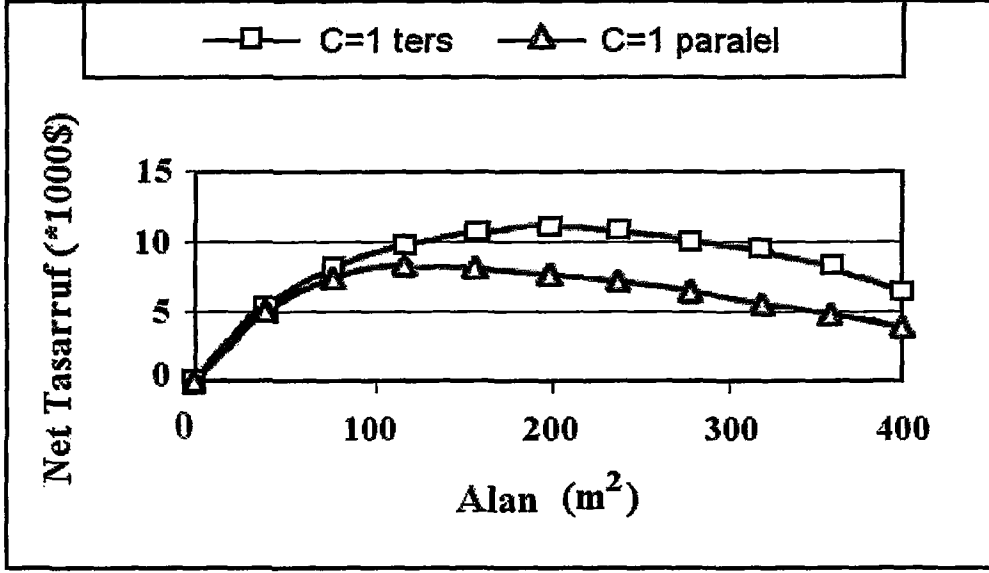
olarak bulunur. Geri ödene periyodu (4.64) eşitliği kullanılarak elde edilir.

$$N_p = \frac{\ln \left[1 - \frac{1,431 \cdot 100 \cdot 144,6 (0,20 - 0,08)}{0,285 \cdot 2,535 \times 10^{-9} (7,5 \cdot 1050) 155 \cdot 3000 \cdot 3600} \right]}{\ln \left(\frac{1+0,08}{1+0,20} \right)} = 2,86 \text{ yıl}$$



Şekil 4.5 Isı transfer alanının etkinliğe etkisi.

Şekil (4.5)'den görüldüğü üzere ısı değiştirici alanı arttıkça, ısı değiştiricisi etkinliği de artmaktadır. Bu şekil “ büyük boyutlu ısı değiştiricileri daha etkin çalışır ” gerçeğini de göstermektedir.



Şekil 4.6 Isı transfer alanının tasarrufa etkisi.

Şekil (4.6)'da net tasarrufun, ters ve paralel akımlı ısı değiştiricisi alanına bağlı olarak ne yöne gittiği görülmektedir. Belirlenen optimum değere kadar alan arttıkça, elde edilen tasarruf miktarı da maksimum noktaya kadar artmaktadır. Alanın büyük değerlerinde ise, tasarrufun azalış gösterdiği görülmektedir. Bu durum dizayn esnasında, elde edilen maksimum noktadaki optimum alan değerinin aşılması durumunda, ısı değiştirici alanının, maliyet açısından efektif olmadığı anlamına gelmektedir.

5. ISI DEĞİŞTİRİCİSİNİN EKONOMİK ANALİZİ

5.1 Temel Tanımlar

Dünya çapında rekabetin ön plana çıktığı günümüz şartlarında, en gelişmiş ürünü en kısa sürede, en ucuza üretmek veya ilk yatırım ve işletme maliyetlerinden toplam maliyeti en düşük olanı seçmek esastır. Bir mühendisin tasarım için göz önüne alması gereken en önemli hususlardan biri ekonomik analizdir. Ülkemizin enerji kaynaklarının kısıtlı olması, yaşanan yüksek enflasyon ve değişken banka faizleri ekonomik analizin önemini artırmaktadır. Ekonomik analiz verilerinin sürekli değişmesi bu seçimleri basit eşitlik ve tablolar yardımı ile yapılmasına imkan vermemektedir. Her seçim için özgün bir ekonomik analiz yapmak gerekmektedir (Özdemir ve Parmaksızoğlu, 2003).

Bu bölümde ekonomik analizin tanımlarından başlayarak, maliyetlerin bulunmasına yönelik veriler, ekonomik analiz yöntemleri, örnekler ile açıklanmaya çalışılmıştır.

(P) paranın bugünkü değeri, (S) paranın gelecekteki değeri, (i) gerçek yıllık faiz oranı (enflasyonsuz), (n) sene olmak üzere basit faiz hesabı ile;

$$S = P (1+ni) \quad (5.1)$$

ve bileşik faiz hesabı ile;

$$S = P (1+i)^n = P \times F_{PS,i,n} \quad (5.2)$$

olarak bulunur (Özdemir ve Parmaksızoğlu, 2003).

Eşitlik (5.2) ile gösterilen paranın gelecekteki değerine bileşik değer formülü denir. $F_{PS,i,n}$ faktörüne tek ödemeli bileşik değer faktörü denir.

$$P = S (1+i)^{-n} = S \times F_{SP,i,n} \quad (5.3)$$

ifadesine de bugünkü değer formülü denir (Özdemir ve Parmaksızoğlu, 2003).

Günlük yaşamda çeşitli eşit ödemelerle veya taksitlendirmelerle karşılaşılır. Yıllık işletme giderleri (enerji giderleri, bakım giderleri), yıllık kazanç bunlara örnektir. (R) yıllık düzgün ödemeler olmak üzere yıllık (i) gerçek faiz oranı ile (n) yıl sonunda;

$$S = R \frac{(1+i)^n - 1}{i} = R \times F_{RS,i,n} \quad (5.4)$$

miktar para birikmiş olur. $F_{RS,i,n}$ faktörüne düzgün serili bileşik değer faktörü denir (Özdemir ve Parmaksızoğlu, 2003). Ayrıca buradan düzgün ödemelerle gelecek değer arasında;

$$R = S \frac{i}{(1+i)^n - 1} = S \times F_{SR,i,n} \quad (5.5)$$

ilişkisi kolayca yazılabilir. Eşitlik (5.2), denklem (5.4)'te yerine yazılırsa bugünkü değer ile düzgün ödemeler arasında;

$$P = R \frac{(1+i)^n - 1}{i(1+i)^n} = R \times F_{RP,i,n} \quad (5.6)$$

olduğu bulunur. $F_{RP,i,n}$ faktörüne düzgün serinin bugünkü değer faktörü denir (Özdemir ve Parmaksızoğlu, 2003). Buradan;

$$R = P \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} = P \times F_{PR,i,n} \quad (5.7)$$

olduğu kolayca yazılabilir. $F_{PR,i,n}$ faktörüne düzgün serilerle sermayenin yeniden elde edilmesi faktörü (Capital Recovery Factor) denir (Özdemir ve Parmaksızoğlu, 2003).

Enflasyon; eşya ve işçilik fiyatlarının artması sonucu paranın zamanla alım gücünü kaybetmesidir. Banka faizi (Market Interest Rate) ve enflasyon birbirleri ile doğrudan bağlıdır. Banka faizi ile bugünkü değeri (P) olan bir para (n) yıl sonra;

$$P(1+i)^n \quad (5.8)$$

kadar olurken aynı zamanda enflasyondan dolayı da;

$$P/(1+e)^n \quad (5.9)$$

kadar değer kaybedecektir. Enflasyon banka faizinin altında olduğu zaman yatırılan para daha uzun sürede geri kazanılmaktadır (Özdemir ve Parmaksızoğlu, 2003).

5.2 Maliyetlerin Karşılaştırılması

Bölüm 5.1'de açıklanan bileşik faiz hesaplamaları kullanarak bazı ekonomik kararlar alınabilir. Bu bölümde ise, iki veya daha çok seçenekli durumların ekonomik yönden nasıl karşılaştırılacağı ele alınmaktadır.

Bugünkü Değer Analizi

Aynı anda gerçekleşmesi mümkün seçenekleri karşılaştırmanın en kolay yollarından biri, bunların sonuçlarını bugünkü zamanda karşılaştırmaktır (Özdemir ve Parmaksızoğlu, 2003).

$$P = \text{İlk yatırım} + (\text{İşletme ve bakım gideri} - \text{senelik kazanç}) \times F_{RP} - \text{Hurda fiyatı} \times F_{SP} \quad (5.10)$$

Yıllık Maliyet Analizi

Yıllık maliyet analizinde amaç paranın yıllık eşdeğer maliyete veya kâra dönüştürülmesidir.

$$R = \text{İlk Yatırım} \times F_{PR} + \text{İşletme gideri} - \text{Hurda fiyatı} \times F_{SR} \quad (5.11)$$

Buna Eşdeğer Yıllık Maliyet (EDYM) de denir (Özdemir ve Parmaksızoğlu, 2003).

Çizelge (5.1)'de teknik özellikleri aynı olan, iki tip ısı değiştiricinin değerleri verilmiştir. Gerçek faiz = %10 olarak alınarak eşdeğer yıllık maliyet hesaplanmıştır.

	A	B
İlk Yatırım (\$)	2000	1500
Yıllık Bakım (\$)	300	200
Hurda Fiyatı (\$)	400	300
Teknik Ömür (yıl)	5	7

Çizelge 5.1 Eşdeğer yıllık maliyetlerin karşılaştırılması

$$\begin{aligned} R_A &= 2000 F_{PR, \%10, 5} + 300 - 400 F_{SR, \%10, 5} \\ &= 2000 (0.2638) + 300 - 400 (0.1638) = 762,08 \text{ \$/yıl} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R_B &= 1500 F_{PR, \%10, 7} + 200 - 300 F_{SR, \%10, 7} \\ &= 1500 (0.2054) + 200 - 300 (0.1054) = 476,48 \text{ \$/yıl} \end{aligned}$$

Sonuca bakıldığında B ısı değiştiricisinin eşdeğer yıllık maliyetinin, A'ya göre daha az olduğu görülmektedir.

5.3 Yatırımların Karlılık Analizi

Mühendislik ekonomisinin temel kullanımlarından biri, düşünülen bir projenin veya yatırımın kârlılığını belirlemektir. Önceki bölümlerde paranın zaman değeri ve zamana göre paranın eşdeğer miktarlarının nasıl hesaplanacağı açıklanmıştır. Bu bölümde, paranın zaman değeri hesaplamaları yardımıyla bir yatırımın veya projenin kârlı mı olacağı veya zarar mı edileceği üzerinde durulacaktır.

Bir projenin yatırım kararı genellikle üç değişik kritere göre yapılır. Bunlar kârlılık, finansal analiz ve sosyo-politik analizdir. Bir girişimcinin en temel hedefi kârını maksimum yapmaktır. Eğer yatırımcılar yeterince etkin bir kâr kazanacaklarına ikna olmazlar ise paraları için farklı kullanım seçeneklerine yöneleceklerdir (Dieter, 2000).

Geri Ödeme Süresi:

Geri ödeme süresi toplam ilk yatırım ve işletme sermayesinin tamamen geri kazanmak için gerekli süredir. Bu metotta, nakit akışları kullanılsa da paranın zaman değeri göz önüne alınmaz. Bu metotta geri ödeme süresinden sonraki nakit akışları incelenmez (Özdemir ve Parmaksızoğlu, 2003).

$$GÖS = (\text{İlk Yatırım} + \text{İşletme Sermayesi}) / \text{Net Yıllık Kar} \quad (5.12)$$

Net Bugünkü Değer:

$$NBD = \text{Gelirlerin bugünkü değeri} - \text{Maliyetlerin bugünkü değeri} \quad (5.13)$$

veya yıllık net bugünkü değer (Özdemir ve Parmaksızoğlu, 2003);

$$YNBD = EDYG - EDYM = \text{Eşdeğer Yıllık gelir} - \text{Eşdeğer Yıllık Maliyet} \quad (5.14)$$

İç Verim Oranı

Yatırımın gerçek kârlılığı diye de adlandırılan bu yöntemde, projenin yararlı ömrü boyunca sağlayacağı parasal geliri, yatırım tutarına eşit kılan faiz oranı bulunur (Tolga, 1984). İç verim oranının hesaplanmasında;

$$\text{Net bugünkü değer} = 0$$

$$\text{Kazançların bugünkü değeri} - \text{Maliyetlerin bugünkü değeri} = 0$$

$$\text{Eşdeğer düzgün yıllık kazanç} - \text{Eşdeğer düzgün yıllık maliyet} = 0$$

$$\text{Maliyetlerin bugünkü değeri} - \text{Kazançların bugünkü değeri} = 0$$

ifadelerini kullanabilir. Her denklem aynı anlamı ifade eder. Görüldüğü gibi bu denklemlerde tek bilinmeyen iç verim oranı (i)'dir. İç verim oranı maliyetler ile kazançları birbirine eşitleyen faiz oranı olarak da düşünülebilir. Bu oran ile kazançlar ve maliyetler arasında bir bağıntı elde edilmiş olur (Tolga, 1984).

Örnek olarak yararlı ömrü 5 yıl, ilk yatırım maliyeti 10 Milyar TL, sistemden elde edilen yıllık eş karları ise 3,5 Milyar TL olan bir ısı geri dönüşümü sistemi ele alınırsa, bu yatırımın iç verim oranı (5.6) eşitliğinden yararlanarak aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$10.000.000.000 = 3.500.000.000 \frac{(1+i)^5 - 1}{i(1+i)^5}$$

buradan iç verim oranı çekilirse;

$$i = \%22,1$$

olarak bulunur.

Yıl	Nakit akışı (Milyar)	Yılın başında ödenmemiş yatırım borcu	Ödenmemiş borcun faizi (%22,1)	Yıl sonunda ödenen yatırım borcu	Yıl sonu itibariyle ödenmemiş yatırım borcu
0	-10,0	—	—	—	—
1	+3,5	10,00	2,21	1,29	8,71
2	+3,5	8,71	1,92	1,57	7,13
3	+3,5	7,13	1,57	1,92	5,21
4	+3,5	5,21	1,15	2,34	2,86
5	+3,5	2,86	0,63	2,86	0

Çizelge 5.2 İç verim oranının etkisi

Bu örnekte görüldüğü gibi % 22,1'lik bir faiz oranı ile 5 yılda yatırım maliyeti tamamen ödenmiş olmaktadır. Bu faiz oranına veya iskonto oranına yatırımın iç verim oranı denir. Yatırılan paraya bir banka ancak bu gerçek faiz oranını uygulayacak olursa yatırılan para ile kazançlar birbirine eşit olmaktadır.

5.4 Ekonomik Analiz Uygulaması

Açıklanmış olan yöntemlere dayanarak bir ısı geri kazanımı ünitesi yatırımının ekonomik olup olmadığı aşağıdaki uygulama ile incelenmeye çalışılmıştır. Örnek olarak, bir işletmede kanalizasyona bırakılan atık proses suyu sıcaklığından, ısı değiştiricisi kullanarak yararlanılması işlemi için yapılan yatırım göz önüne alınmıştır.

İşletmede verimi 0,92 olan doğal gaz kazanı ile 0,2 kg/s kütleli debisi olan, ortalama 15 °C olan şebeke suyu, 70 °C'ye ısıtılarak kullanılmaktadır. İşlem sonrası 40 °C'ye düşen proses suyu kanalizasyona verilmektedir. Atık proses suyunun sıcaklığından yararlanmak için etkinliği 0,75 ve ekonomik ömrü 10 yıl olan bir ısı değiştirici kullanılmaktadır. Isı değiştiricisinin montaj dahil ilk yatırım maliyeti 3,84 Milyar TL'dir. Proses yılda 200 gün ve günde 12 saat devam etmektedir. Doğal gazın alt ısıl değeri 8250 kcal/m³ ve birim fiyatı 300.000 TL/m³ olarak alınmıştır. Banka faizi % 22 ve enflasyon oranı % 12 (TÜFE) olarak kabul edilmiştir.

Bu verilere dayanarak, ısı geri kazanımının olmadığı durumda suyun ısıtılması için ihtiyaç duyulan ısı;

$$Q = \dot{m} c_p (T_{\text{proses}} - T_{\text{şebeke}}) = 0,2 \cdot 4,186 (70 - 15) = 46,046 \text{ kW}$$

olarak bulunur. Bu değere bağlı olarak işletme gideri;

$$\dot{G}_0 = \frac{Q}{\eta_k H_u} F \Delta t = \frac{46,046}{0,92 \cdot 8250 \cdot 4,186} 300000 \cdot 12 \cdot 200 \cdot 3600 = 3.756.521.739 \text{ TL / Yıl}$$

olarak hesaplanır.

Isı değiştirici etkinlik değeri ve eşitlik (3.34) yardımıyla ısı değiştiriciden çıkan soğuk suyun sıcaklığı hesaplanabilir.

$$\varepsilon = \frac{(T_{2ç} - T_{2g})}{(T_{1g} - T_{2g})} = \frac{T_{2ç} - 15}{40 - 15} = 0,75$$

Buradan $T_{2ç}$ çekilirse, $T_{2ç} = 33,75$ °C olarak bulunur. Isı değiştirici kullanıldığında suyun ısıtılması için ihtiyaç duyulan ısı;

$$Q = \dot{m} c_p (T_{\text{proses}} - T_{2ç}) = 0,2 \cdot 4,186 (70 - 33,75) = 30,3485 \text{ kW}$$

ve işletme gideri;

$$\dot{G}_1 = \frac{Q}{\eta_k H_u} F \Delta t = \frac{30,3485}{0,92 \cdot 8250 \cdot 4,186} 300000 \cdot 12 \cdot 200 \cdot 3600 = 2.475.889.328 \text{ TL/Yıl}$$

olarak bulunur.

Yıllık net kazanç;

$$\dot{IG} = \dot{IG}_0 - \dot{IG}_1 = 3.756.521.739 - 2.475.889.328 = 1.280.632.411 \text{ TL/Yıl}$$

Geri ödeme süresi;

$$G\ddot{O}S = \frac{\text{Toplam Maliyet}}{\text{Kazanç}} = \frac{3.840.000.000}{1.280.632.411} \cong 3 \text{ Yıl}$$

olarak bulunur.

Gerçek faiz, banka faizi ile enflasyon arasındaki farka eşittir (Özdemir ve Parmaksızoğlu, 2003). Buna göre gerçek faiz;

$$i = i_b - e = 22 - 12 = \% 10$$

olarak elde edilir.

Yapılan yatırımın 10 senelik ekonomik ömrü boyunca, % 10 gerçek faiz ile net bugünkü değeri;

$$NBD = \dot{IG} \cdot F_{RP \%10, 10} - \text{Maliyet}$$

$$NBD = \dot{IG} \frac{(1+i)^n - 1}{(1+i)^n i} - M = 1.280.632.411 \frac{(1+0,10)^{10} - 1}{(1+0,10)^{10} 0,10} - 3.840.000.000$$

$$= 4.028.931.787 \text{ TL}$$

ve yatırımın yıllık maliyeti;

$$YM = \text{Maliyet} - F_{PR \%10, 10}$$

$$YM = M \frac{(1+i)^n i}{(1+i)^n - 1} = 3.840.000.000 \frac{(1+0,10)^{10} 0,10}{(1+0,10)^{10} - 1} = 624.942.316 \text{ TL / Yıl}$$

olarak bulunur.

İç verim oranı net bugünkü değeri sıfır yapan değerdir (Tolga, 1984). Bu tanımdan yola çıkarak iç verim oranı bulunmak istenirse;

$$1.280.632,411 = 3.840.000.000 \frac{(1+i)^{10} i}{(1+i)^{10} - 1}$$

ve bu eşitlikten iç verim oranı çekilecek olursa;

$$i = \% 31,1$$

olarak bulunur. İç verim oranı banka faizinden yüksek olduğundan dolayı yatırım karlıdır. Bu uygulamada görüldüğü gibi, % 31,1'lik bir faiz oranı ile 10 yılda yatırım maliyeti tamamen ödenmiş olmaktadır. Banka, yatırılan paraya bu gerçek faiz oranını uygularsa yatırılan para ile kazançlar birbirine eşit olmaktadır.

Sonuç olarak, bir yatırım veya bir proje çalışmasında paranın zaman değeri yukarıda açıklanan yöntemlerle belirlenebilir. Mühendislik tasarımında genellikle maliyetleri minimum veya kazancı maksimum yapmak amaçtır. Yapılan mühendislik tasarımında elemanlar, bu amacı sağlayacak şekilde açıklanan yöntemler kullanılarak seçilmelidir (Dağsöz, 1991).

6. SONUÇLAR

Isı değiştircilerinin termodinamik analizinin ve optimum boyutlarının belirlenmesinin incelendiği bu çalışmada, Termodinamiğin II. Kanunu'nun sadece teorik çalışmada kalmayıp tasarımı gerçekleştirilmesinde de muhendislerce kullanılabildiği gösterilmeye çalışılmıştır.

Termodinamiğin II. Kanunu'na dayanan entropi artış miktarı (N_s) yönteminin ısı değiştircisine uygulanması sonucunda genel olarak, birinci kanun analizi ile bilinen "büyük ısı değiştircileri daha etkin çalışır" (Kays ve London, 1998) gerçeği bir kez daha doğrulamıştır.

Birinci kanun esaslarına dayanarak yapılan Şekil (4.5)'den görüldüğü üzere, ısı değiştirci alanı arttıka, ısı değiştircisi etkinliği de artmaktadır. Eşitlik (4.24)'den de görüldüğü üzere, minimum ısı transfer yüzeyi N_{s1} ve N_{s2} ile ters orantılıdır (Bejan, 1997). Birinci kanuna paralel olarak, ısı değiştircisinin boyutu küçüldüğü entropi artış birimi (N_s) miktarı artarak etkinlik azalmakta, boyutu büyüdüğü tersinmezlik azalmakta ve etkinlik artmaktadır.

N_s yöntemi, etkinliği arttırabilme ve zorunlu hallerde kalındığı zaman, entropinin bir miktar artışı sayesinde, etkinlikten çok az bir miktar fedakarlık yapabilmemizi sağlayan bir tasarım biçimidir.

Bu çalışmada, değişik akım türlerine göre entropi artış birimini (N_s) meydana getiren bağımlı parametreleri, akışkanların özelliklerine göre sabit bir değerde kabul ederek, bağımsız parametreleri ise farklı değerler arasında alarak, boyutun ne yöne doğru gittiği araştırılarak optimum dizayn boyutları elde edilmeye çalışılmıştır. Bu sayede sistemin, en az tersinmezlikle gerçekleştirilebilecek en yüksek etkinlik değeri için, nasıl bir tasarım yapılabileceği hakkında fikir edinilebilmektedir.

Bu çalışmada incelenmiş olan $P_1 - P_2$ yöntemi, termoekonomiksel optimum ısı değiştircisi alanı formülizasyonu ile, özellikle ısı geri kazanımı işlemlerinde, maksimum tasarrufun meydana geldiği, optimum ısı değiştircisi boyutunu hesaplamak için geliştirilmiştir.

Yapılmış olan uygulama sonucuna göre; alan belirli bir değere kadar arttıka, elde edilen tasarruf miktarı da maksimum noktaya kadar artmaktadır (Şekil 4.6). Alanın daha büyük değerlerinde ise, tasarrufun azalış gösterdiği görülmektedir. Bu durum dizayn esnasında, elde edilen maksimum noktadaki optimum alan değerinin aşılması durumunda, ısı değiştirci alanının, maliyet açısından efektif olmadığı anlamına gelmektedir.

Bir mühendisin tasarım için göz önüne alması gereken en önemli hususlardan biri ekonomik analizdir. Ülkemizin enerji kaynaklarının kısıtlı olması, yaşanan yüksek enflasyon ve değişken banka faizleri ekonomik analizin önemini artırmaktadır. Bu sebeplerden ötürü, her seçim için özgün bir ekonomik analiz yapmak gerekmektedir.

Bu çalışmada, ekonomik analizin tanımlarından başlayarak, maliyetlerin bulunmasına yönelik veriler, ekonomik analiz yöntemleri, örnekler ile açıklanmaya çalışılmıştır. Mevcut uygulamada, yapılması dşnlen bir ısı değiştiricisi yatırımının ekonomik analizi yapılarak, yatırımın uygunluğu araştırılmıştır.



KAYNAKLAR

- Aziz, A., Kraus, D. ve Welty, J., (2001), *Extended Surface Heat Transfer*, Wiley&Sons, New York.
- Bejan, A., (1982), *Entropy Generation Through Heat and Fluid Flow*, Wiley&Sons, New York.
- Bejan, A., Tsatsanoris, G. ve Morgan, M., (1996), *Thermal Design and Optimization*, Wiley&Sons, New York.
- Bejan, A., (1997), *Advanced Engineering Thermodynamics*, Wiley&Sons, New York.
- Beyazıtöğlü, Y. ve Özışık, M.N., (1988), *Elements of Heat Transfer*, McGraw-Hill, New York.
- Çengel, Y.A. ve Boles, M.A., (1999), *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik*, McGraw Hill-Literatür Yayıncılık, İstanbul.
- Dağsöz, A.K., (1991), *Sanayide Enerji Tasarrufu*, İTÜ Yayınları, İstanbul.
- Dieter, G.D., (2000), *Engineering Design*, Mc Graw-Hill.
- Doğan, A., (1994) *Isı Değiştiricilerinin İkinci Kanuna Göre İncelenmesi ve Optimal Dizaynı*, Yüksek Lisans Tezi, Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Eğrican, A.N. ve Atılğan, H., (1985), *Termodinamik Problemleri*, İTÜ Yayınları, İstanbul.
- Genceli, O.F., (1999), *Isı Değiştiricileri*, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- Hesselgreaves, J.E., (2001), *Compact Heat Exchangers*, Pergamon, Edinburg, UK
- Incropera, F.P. ve DeWitt, D.P., (1996), *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, Wiley&Sons, New York.
- Kays, W.M. ve London, A.L., (1998), *Compact Heat Exchangers*, Krieger Publishing Company, Malabar, Florida.
- Kılıç, M. ve Yiğit, A., (2000), *Isı Transferi*, Vipaş Yayınevi, Bursa.
- Oğulata, R.T. ve Doba, F., (1998), "Experiments and Entropy Generation Minimization Analysis of a Cross-Flow Heat Exchanger", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 41:373-381.
- Oğulata, R.T., Doba, F. ve Yılmaz, T., (2000), "Irreversibility Analysis of Cross Flow Heat Exchangers" *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 41:1585-1599.
- Özdemir, M. ve Parmaksızoğlu İ.C., (2003), "Mekanik Tesisatta Ekonomik Analiz", *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 77 / Eylül, 37-41.
- Söylemez, M.S., (2000), "The Optimum Heat Exchanger Sizing for Heat Recovery", *Energy Conversion & Management*, 41:1419-1427.

Söylemez, M.S. ve Ünsal, M., (1999), "Optimum İnsulation Thickness for Refrigeration Applications", *Energy Conversion & Management*, 40:13,

Teke, İ., Kıncay, O. ve Temir, G., (1992), "Determination of Economic Heat Exchanger Type According to Exergy Loss", *Energy Systems and Ecology*.

Tolga, E., (1984), "Tesis Tasarımında Mühendislik Ekonomisi", İTÜ Rektörlük Ofset Atölyesi.

Yılmaz, M. ve Şara, O.N., (2000), "Isı Değiştirici Seçimi", *Mühendis ve Makina Dergisi*, 490 / Kasım, 24-38.



ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi	23.06.1978	
Doğum yeri	Adana	
Lise	1989-1996	Özel Gönen Lisesi
Lisans	1997-2002	Dumlupınar Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

