

751064

**ISI DEĞİŞTİRİCİ DİZAYNINDA
KULLANILABİLİR ENERJİ KAYBI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak, Müh. Mehmet Can YAĞCI

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 6 Şubat 1998

Tezin Savunulduğu Tarih : 19 Şubat 1998

Tez Danışmanı

: Prof. Dr. Aksel ÖZTÜRK

Diğer Jüri Üyeleri

: Prof. Dr. Nilüfer EĞRİCAN

Prof. Dr. Hasbi YAVUZ

Aksel Öztürk
15/4/1998
N. Eğriçan
Hasbi Yavuz
15.4.1998

ŞUBAT 1998

ÖNSÖZ

Günümüzde fosil yakıtlar hızla tükenmekte ve çevre problemleri çok daha yoğun olarak yaşanmaktadır. Buna karşın yeni enerji kaynaklarının kullanımı hala ekonomik düzeye gelmemiştir. Tüm bunlar varolan enerji kaynaklarının verimli kullanılması zorunluluğunu arttırmıştır. Bu açıdan ısı değiştiricileri dizaynlarında yapılacak optimizasyon çalışmaları enerji kullanımını daha verimli hale getirecektir. Enerji kullanımını verimli hale getirecek ısı değiştiricilerinin optimum dizaynının elde edilmesinin yanısıra uygun ısı değiştirici tiplerinin kullanılması, kapasitelerinin ve özelliklerinin belirlenmesi harcanan enerji miktarlarında çok etkili olmaktadır.

Günümüzde çok yaygın şekilde her konuda ısı değiştiricilerinin kullanılması, ısı değiştiricilerinin önemini bir kat daha artırmaktadır. Endüstrinin ilerlemesi ile ısı değiştiricisi dizaynına verilen önem son yıllarda artmıştır. Termodinamiğin birinci kanununa göre, gerekli ısı geçiş miktarını gerçekleştirecek ısı değiştirici dizaynı yapılmaktadır. Yapılan bu çalışmalarda, ısı değiştiricisinin tipi, yapısı, akışkan özellikleri, fiyatı, fiziksel boyutları gözönünde bulundurularak sistem şartlarına uygun ısı değiştirici tasarımı yapılmaktadır.. Bugün ısı değiştiricilerin tasarımında termodinamiğin birinci kanun esasları, yeterli bulunmamaktadır. Sistem dizaynını daha mükemmel hale gelmesi amacıyla, termodinamiğin birinci kanun esaslarının yanında ikinci kanun analizi ile yapılan ısı değiştiricisi dizaynı çalışmaları çok yaygın şekilde yapılmaktadır.

Enerji ithal eder konumda olan ülkemiz için optimum ısı değiştiricileri elde edilmesi pek çok diğer Dünya ülkesine göre daha ön planda olmalıdır. Dolayısı ile ısı değiştirici tasarımında termodinamiğin ikinci kanun analizine göre optimizasyon metodları uygulanarak yapılan dizayn çalışmaları yaygın şekilde kullanılmalıdır. Ancak ısı değiştiricileri için termodinamiğin ikinci kanun analizi ile yapılan tasarım çalışmaları pratik anlamda kullanılmamaktadır. Tüm bu nedenlerle bu çalışmada, ısı değiştiricilerinde termodinamiğin ikinci kanununa göre, kullanılabilir enerji analizi yapılmaktadır. Kullanılabilir enerji kaybının minimum olduğu ısı değiştiricisi dizaynı için optimizasyon metodu geliştirilmiştir. Optimizasyon metodlarından elde edilen optimum netice ısı değiştirici üzerinde uygulanmasıyla, ısı değiştirici tasarımı gerçekleştirilmiştir.

Bana bu çalışmayı yapma fırsatı veren saygıdeğer hocam Aksel Öztürk ' e en içten teşekkürlerimi sunarım.

İstanbul 1998

Mehmet Can Yağcı

Y.A. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANİSTASYON MERKEZİ

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa No</u>
ÖNSÖZ	ii
SEMBOL LİSTESİ	v
ŞEKİL LİSTESİ	vii
TABLO LİSTESİ	ix
ÖZET	x
SUMMARY	xii
BÖLÜM 1 GİRİŞ	1
BÖLÜM 2 KAYNAK ARAŞTIRMASI	3
2.1 Isı Değiştiricileri	3
2.2 Isı Değiştiricilerinde İkinci Kanun Uygulaması	4
2.3 Isı Değiştiricilerinde Optimizasyon	5
BÖLÜM 3 ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ	9
3.1 Isı değiştiricisi Birinci Kanun Analizi	11
3.1.1 Isı Değiştiricisi Toplam Isı Geçiş Katsayısı	11
3.1.2 Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı (LOSF)	13
3.1.3 Isı Değiştiricisi GBS (NTU) Metodu	15
3.1.4 Isı Değiştiricisinde Akışkanların Sıcaklık Değişimleri	17
3.2 Isı Değiştiricisi İkinci Kanun Analizi	19
3.2.1 Entropi Üretimi	19
3.2.2 Kullanılabilir Enerji Analizi	22
3.3 Isı Değiştiricisi Optimizasyon Metodları	24
3.3.1 Lagrange Çarpanlar Optimizasyon Metodu	24
3.3.2 Isı değiştirici dizaynında optimum sıcaklık farkı	25
3.3.3 Isı Değiştirici Dizaynında Sıcaklık Farkı ve Basınç Kayıpları	27
3.3.4 “Pinch” Metodu	30

BÖLÜM 4 ISI DEĞİŞTİRİCİ DİZAYNINDA MINIMUM KULLANILABİLİR ENERJİ KAYBI	32
4.1 Isı Değıştiricisinde Kayıp Kullanılabilir Enerji	33
4.2 Lagrange Çarpanlar Optimizasyon Metodu	34
4.3 Optimum Bağıntının Isı Değıştiricisi Üzerinde Uygulaması	37
4.4 Örnek Uygulamalar	40
4.4.1 Örnek Problem ; 1	41
4.4.2 Örnek Problem ; 2	43
BÖLÜM 5 NETİCELERİN DEĞERLENDİRİLMESİ	54
KAYNAKLAR	58
EKLER	61
ÖZGEÇMİŞ	63

SEMBOL LİSTESİ

A	: Alan	(m ²)
c _p	: Sabit basınçta özgül ısı	(J/kg-K)
Ç	: Çevre	(m)
D	: Çap	(m)
g, G	: Özgül gibbs fonksiyonu ve Gibbs fonksiyonu	()
k, K	: Özgül kullanılabilirlik ve kullanılabilirlik	(W)
k	: Isı iletim katsayısı	(W/m ² .°C)
K _{ky}	: Kayıp kullanılabilir enerji	(W)
k _a	: Akış kullanılabilirliği	(J/kg)
L	: Uzunluk	(m)
m [·]	: Kütle debisi	(kg/s)
q, Q	: Birim kütle başına ısı geçişi ve ısı alışverişi	(W)
s, S	: özgül entropi ve toplam entropi	(W/K)
t	: Zaman	(sn)
T	: Sıcaklık	(K)
T ₀	: Civar sıcaklığı	(K)
U	: Toplam ısı geçiş katsayısı	(W/m ² -K)
w, W	: Birim kütle başına yapılan iş ve iş alışverişi	(W)
ε	: Tesirlilik	
η	: Verim	
ρ	: yoğunluk	(kg/m ³)
Δ	: Fark	

ALT İNDİSLER

ç : Açık sistemden çıkış hali

d : Dış

g : Açık sistemden giriş hali

i : İç

ky : Kayıp

tr : Tersinir

tz : Tersinmez

opt : Optimum

ü : Üretim

ÜST İNDİSLER

. : bir andaki değişim

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 3.1 Ters akışlı ısı değıştircisinin basit yapısı ve sıcaklık dağılımının sistematik gösterimi	10
Şekil 3.2 Ters akışlı ısı değıştircisinde küçük diferansiyel alınan hacim şekli	11
Şekil 3.3 Düz levhada toplam ısı geçiş katsayısının elektrik devresi ile gösterimi	12
Şekil 3.4 Boyutları farklı iki ters akışlı ısı değıştircisinin sıcaklık değışimleri	21
Şekil 3.5 Ters ve paralel akışlı ısı değıştircisi sıcaklık dağılımlarının sistematik gösterimi	27
Şekil 4.1 Ters akışlı ısı değıştircisinin sıcaklık dağılımlarıyla, diferansiyel hacim elemanında kullanılabilir enerji denklemlerinin gösterimi	33
Şekil 4.2 Ters akışlı ısı değıştircisinde (örnek 1) akışkanların optimum ve optimum olmayan sıcaklık değışimlerinin grafiksel gösterimi	46
Şekil 4.3 Ters akışlı ısı değıştircisinde (örnek 1) akışkanların optimum ve optimum olmayan kullanılabilir enerjilerinin grafiksel gösterimi	47
Şekil 4.4 Ters akışlı ısı değıştircisinde (örnek 1) akışkanların optimum ve optimum olmayan kayıp kullanılabilir enerjilerinin grafiksel gösterimi	48
Şekil 4.5 Ters akışlı ısı değıştircisinde (örnek 2) akışkanların optimum ve optimum olmayan sıcaklık değışimlerinin grafiksel gösterimi	51
Şekil 4.6 Ters akışlı ısı değıştircisinde (örnek 2) akışkanların optimum ve optimum olmayan kullanılabilir enerjilerinin grafiksel gösterimi	52
Şekil 4.7 Ters akışlı ısı değıştircisinde (örnek 2) akışkanların optimum ve optimum olmayan kayıp kullanılabilir enerjilerinin grafiksel gösterimi	53

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 4.1a Paralel ters akışlı ısı değıştiricisi (örnek 1)analizi	44
Tablo 4.1b Paralel ters akışlı ısı değıştiricisi (örnek 1)optimizasyonu	44
Tablo 4.2 Ters akışlı ısı değıştirisinin 1. örnek verilerine göre optimum ve optimum olmayan parametrelerinin karşılaştırılması	45
Tablo 4.3a Paralel ters akışlı ısı değıştiricisi (örnek 2)analizi	49
Tablo 4.3b Paralel ters akışlı ısı değıştiricisi (örnek 2)optimizasyonu	49
Tablo 4.4 Ters akışlı ısı değıştirisinin 2. örnek verilerine göre optimum ve optimum olmayan parametrelerinin karşılaştırılması	50

ÖZET

Günümüzde ısı değiştirici dizayn çalışmalarında, termodinamiğin ikinci kanun analizine dayalı optimizasyon metodlarının önemi artmıştır. Termodinamiğin birinci kanununa göre gerekli ısı geçişini sağlayacak özelliğe sahip ısı değiştiricileri enerji kaynaklarının azaldığı dönemde önemini yitirmiş ve de geri kalmıştır. Dolayısıyla, ısı değiştiricilerinin ikinci kanun analizine dayalı optimizasyon metodları çok geniş şekilde kullanılır hale gelmiştir. Endüstrideki ısı değiştiriciye olan ihtiyacın hızla artmasıyla çok sayıda optimizasyon çalışmaları geliştirilmektedir. Bu optimizasyon çalışmaları genel olarak entropi üretimini veya kullanılabilir enerji kaybının minimum olmasını sağlayacak dizayn şartlarını ortaya koymayı amaçlamaktadır. Bu tür çalışmalar, basınç kayıplarının ve sonlu sıcaklık farkında ısı geçişinin gözönünde tutulduğu tersinmezlik faktörlerinin meydana getirdiği entropi üretimini veya kullanılabilir enerji kaybını minimize etmeye çalışmaktadır.

Bu çalışmada, ısı değiştirici dizaynında, son yıllarda ortaya çıkan kayıp kullanılabilir enerjinin minimum olduğu tasarımı elde etmek amacıyla optimizasyon metodu geliştirilmeye çalışılmıştır. Bu amaçla tek boyutlu, ters ve sürekli akışlı, basit bir ısı değiştiricisinin optimum şartlarda dizayn çalışması yapılmaktadır. Isı değiştiricisinde akışkanların sıcaklıkları sadece yol boyunca değişeceği düşünülmüştür. Diğer yandan sabit basınçtaki akışkanların özgül ısıları, ısı değiştiricisi toplam ısı geçiş katsayısı, ısı değiştiricisi alanı, akışkanların debileri sabit olarak alınmış olup, dizayn şartlarına göre miktarları değiştirilerek ısı değiştirici tasarımı yapılmaktadır.

Kayıp kullanılabilir enerjinin minimum olduğu ve gerekli ısı geçişinin sağlandığı ısı değiştirici dizaynı için Lagrange çarpanlar optimizasyon metodu kullanılmıştır. Lagrange çarpanlar optimizasyon metodunda ısı değiştiricinin ön görülen ısı geçişini sağlayıcı denklem sınır şartı olarak kullanılmıştır. Bunun yanında termodinamiğin birinci ve ikinci kanunlarından yararlanılarak, kullanılabilir enerji kaybı bulunmuştur. Optimizasyon metodunda kullanılabilir enerji kaybı temel denklem olarak kullanılmaktadır. Optimizasyon metodunda Euler denklemleri oluşturulup gerekli matematiksel işlemler sonucunda optimum sonuç elde edilmektedir. Yapılan bu çalışmada ısı değiştirici için tersinmezliğin sebeplerinden olan basınç kayıpları ihmal edilmiş olup, yalnızca sonlu sıcaklık farkında ısı geçişinden dolayı kullanılabilir enerji kaybı meydana geldiği düşünülmüştür.

Bu çalışmada, sıcak ve soğuk akışkanların giriş sıcaklıkları, özgül ısıları, debileri, ısı değiştiricisi toplam ısı geçiş katsayısı, ısı değiştirici alanı biliniyor kabul edilmektedir. Termodinamiğin birinci kanuna dayalı GBS (NTU) metodu kullanılarak ısı değiştiricinin diğer parametreleri bulunmaktadır. Böylece optimum olmayan ısı değiştiricisinin tüm özellikleri bilinir durumdadır. Optimizasyon metodu ile bulunan optimum sonuç, optimum ısı değiştirici elde edilebilmek amacıyla ısı değiştiricisine uygulanmaktadır. Isı değiştiricisinin giriş akışkan debisini değiştirerek optimum akış debisi ve yeni akışkan sıcaklıkları elde edilmiştir. Böylece daha düşük kayıp kullanılabilir enerjisine sahip ısı değiştiricisi elde edilmiştir.

SUMMARY

IN HEAT EXCHANGER DESIGN AVAILABLE ENERGY LOSSES

Heat exchangers are used for transferring heat from one fluid to another. As it is known heat flow direction is from high temperature to low temperature, according to the second law of thermodynamics. The First law of thermodynamics is being used widely for designing heat exchangers, but recent year's second law is also getting importance in designing.

Determining the dimensions of the heat exchangers and the reversibility are two important subjects in the heat transfer applications. There are lots of exchangers have different geometric shapes. For this to know the dimensions of the heat exchanger is very important in selecting a heat exchanger which has a certain power (the amount heat transferred per unit time).

In the thermodynamic analysis of the heat exchangers, equations which are written for steady state flow systems can be used. These equations can give very accurate results for heat the exchanges except beginning and stopping times.

Any property of the fluids in the heat exchanger does not change by time. We can also assume that density and overall heat transfer coefficient does not change by temperature. But the temperatures of the fluids change through the x axis.

We can define the variables below for an heat exchanger

- $T_1(x)$: Temperature of the hot fluent (K or °C)
- $T_2(x)$: Temperature of the cool fluent (K or °C)
- cp_1 : Specific heat of hot fluent (kJ/kg K)
- cp_2 : Specific heat of cool fluent (kJ/kg K)
- U : Total heat transfer coefficient of the heat exchanger (W/m² K)
- $\dot{Q}$: Total length of transfer area of the heat exchanger (m)
- L : Total length of the heat exchanger
- m_1 : Flow of the hot fluent (kg/s)
- m_2 : Flow of the cold fluent (kg/s)

In the heat exchanger design, first law of thermodynamics is very important. As it was said, before determining the dimensions of the heat exchanger and the properties of flow generally first law of thermodynamics is being used. A differential volume element which is taken from any point of the heat exchanger can be defined as a steady state-steady system. We can write the equation below for a steady state-steady flow systems.

$$q - p = \sum_f \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + g z \right) - \sum_g \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + g z \right) \quad (1)$$

If we neglect kinetic and potential energy, the equation can be written as below for a differential volume element.

$$d\dot{q} = -\dot{m}_1 c_{p1} dT_1 = -\dot{m}_2 c_{p2} dT_2 = U \zeta (T_1 - T_2) dx \quad (2)$$

The overall heat transfer coefficient of the heat exchanger has a high importance in designing. Although the heat transfer coefficient U changes by temperature, but in this study it is assumed constant. For the heat exchangers which have two pipes the equation below can be written:

$$q = \frac{T_1 - T_2}{\frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(r_d / r_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_d A_d}} \quad (3)$$

Temperature difference value between two fluids can be defined by using logarithmic mean temperature method. If inlet and outlet fluid temperatures, specific heat of fluids and the overall heat transfer coefficient are known, the logarithmic mean temperature difference method gives a big facility in designing.

$$\Delta T_o = \frac{\Delta T_b - \Delta T_a}{\ln \frac{\Delta T_b}{\Delta T_a}} \quad (4)$$

Thus heat transfer coefficient can be written as:

$$q = U A \Delta T_o \quad (5)$$

During the design of a heat exchanger if inlet temperature is known and the outlet temperature is not NTU method can be used instead of LMTD.

In a steady state and single pass heat exchanger the equation below can be written:

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_1 c_{p1} (T_{1g} - T_{1\zeta})}{(\dot{m} c_p)_{\min} (T_{1g} - T_{2g})} = \frac{\dot{m}_2 c_{p2} (T_{2g} - T_{2\zeta})}{(\dot{m} c_p)_{\min} (T_{1g} - T_{2g})} \quad (6)$$

And

$$NTU = \frac{U \dot{Q} L}{C_{\min}}, \quad C_1 = \dot{m}_1 c_{p1}, \quad C_2 = \dot{m}_2 c_{p2}, \quad Z = \frac{C_1}{C_2}$$

In the heat exchanger, irreversibility causes entropy production because of heat transfer exists under a finite temperature difference and because of other losses like friction. entropy production for steady state-steady flow systems:

$$\frac{dS_u}{dt} = \sum_{\dot{q}} \dot{m}_{\dot{q}} s_{\dot{q}} - \sum_g \dot{m}_g s_g - \int_A \frac{q}{T} dA \quad (7)$$

For an adiabatic system $\int_A (q/T) dA = 0$. If we neglect energy losses because of friction entropy production can be written as:

$$\dot{S}_u = (T_1 - T_2) \left(\frac{1}{T_2} - \frac{1}{T_1} \right) U \dot{Q} \quad (8)$$

In the heat exchanger design, Various methods are used. Recently many studies have been made which aim minimising entropy production as it is suggested by the second law of thermodynamics. In these studies some of the items which cause irreversibility such as pressure losses are neglected, while the entropy production because of finite temperature difference heat transfer is considered as the main reason.

The purpose of this study is to design heat exchangers under the conditions where available energy losses are minimal. For this subject, the simple heat exchanger that is steady flow one dimensional counterflow has been used. The fluid temperature of the heat exchanger only varies with displacement. On the other hand, specific heat at constant pressure and the overall heat transfer coefficient of the heat exchanger have been taken constant. In the optimization study heat exchanger has taken a constant required area for heat transfer, as it is known that as the area of the heat exchanger gets larger, entropy production as well as available energy losses decrease, so some other optimization methods which consider economic analysis have been made.

Available energy loss has been obtained by applying the first and second law of thermodynamics to the heat exchanger.

$$\left(\frac{dK_{ky}}{dt} \right) = T_0 (T_1 - T_2) \left(\frac{1}{T_2} - \frac{1}{T_1} \right) U \dot{Q} \quad (9)$$

The value of available energy loss will be always positive. A required heat transfer between the cold and hot fluid of the heat exchanger is primary boundary condition for optimization method.

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Isı değıştircileri, bir akışkandan diğetine ısının geçmesini sağlayan cihazlardır. Tabii ki termodinamiğin ikinci kanununa göre, ısı geçişı sıcaklığı yüksek olan akışkandan düşük sıcaklıktaki akışkana olur. Buna göre de ısı değıştircileri sınıflandırılır. Günümüzde yaygın şekilde kullanılan ısı değıştircilerinin dizayn çalışmaları çok önemli konulardan birisidir. Isı değıştircilerinin dizaynında genellikle termodinamiğin birinci kanunu esas alınır. Son yıllarda yapılan ısı değıştircileri dizayn çalışmalarında, termodinamiğin birinci kanununa dayalı çalışmaların yanında, termodinamiğin ikinci kanun analizi kullanılmaktadır.

Isı değıştircilerinin boyutlandırılması, tesirlilik değeriinin bulunması ile ilgili hesaplar ısı geçişı (transferi) uygulamalarının en önemli konularından biridir. Şekil (geometri) olarak çok değışik tipte ısı değıştircileri mevcut olduğundan, bir ısı değıştircisinin seçiminde belirli bir ısı gücünde (birim zamanda geçen ısı miktarı) boyutlarının ne olacağının bilinmesi önemli bir husustur. Bunun için termodinamiğin birinci kanununa dayalı GBS (NTU) ve LOSF (LMTD) metodları kullanılarak ısı değıştircisinde akışkan sıcaklık dağılımları, akışkan debileri, ısı geçiş alanı ve akış özellikleri belirlenebilmektedir. Böylece ısı transferi, termodinamik ve akışkanlar mekaniği konularını içine alan ısı değıştircisi dizaynı yapılmaktadır

Son yıllarda ikinci kanun analizine dayalı, minimum entropi üretimini veya minimum kullanılabilir enerji kaybını sağlayacak optimizasyon metodları kullanılarak, ısı değıştircisi ısı hesapları yapılmaktadır. Bunun için ısı değıştircisi ısı hesapları için, ikinci kanun analizine dayalı değışik optimizasyon metodları geliştirilmektedir. Geliştirilen optimizasyon çalışmalarının çoğunda, entropi üretimini minimize ederek, ısı değıştirci ısı hesapları yapılmaktadır.

Her gerçek işleminde olduğu gibi ısı değıştircilerinde tersinmezliğe sebep olan faktörler bulunur ve bundan dolayı da entropi üretimi veya kullanılabilir enerji kaybı

measuring the site as a takeometric, the polygon network with seven points were established. At the comparing the methods, as a reference, the 450 points on the pavement sides especially were labelled by means of paint and then these points were measured by using the both methods. In addition to these, the area between the Prof. B. Karafakioğlu street and the Prof Mustafa İnan library were measured freely so as to reflect the topographic structure. Finally, the 579 points acquired from *the takeometric method* and the 513 points acquired from *the Stop and Go method* were measured and then their coordinates were calculated at the national coordinate system.

The coordinate differences of 437 points, simultaneously used both methods, were calculated and the results obtained were listed in the form of tables.

The maximum, minimum and mean coordinate differences stemmed from comparing the both methods each other obtained as follows:

Point Nr.		Point Nr.		Point Nr.	
357	$dY_{\min}$ 0.002	307	$dX_{\min}$ 0.001	154	$dH_{\min}$ 0.004
279	$dY_{\max}$ 0.021	221	$dX_{\max}$ 0.032	238	$dH_{\max}$ 0.049
	dY_{ort} 0.009		dX_{ort} 0.009		dH_{ort} 0.018

In GPS measuring process, the time saving was attained as 47 %. However, as seen at the maps, it was seen that the use of *Stop and Go method* in the areas consisting of so many trees and in the having buildings was impossible

BÖLÜM 1: GİRİŞ

1.1 Giriş

Teknolojik gelişmelere paralel olarak doğal gök cisimleri yerine yapay uyduların kullanılması fikrinden hareket edilerek ilk yapay uydu SPUTNIK'nin 1957 yılında uzaya fırlatması ile uzay teknolojisinde yeni bir devir başlamış ve bu uyduyu değişik amaçlı diğer uydular izlemiştir. Şimdiye kadar amaçları, meteoroloji ve haberleşmeden, uzaktan algılamaya, jeodezik konum belirlenmesine kadar uzanan binlerce yapay uydu uzaya yerleştirilmiştir. Yapay uydulardan en etkin yararlanılan disiplinlerin başında jeodezi ve haritacılık gelmektedir.

İlk olarak ABD Deniz kuvvetleri tarafından uygulamaya konan TRANSIT (Doppler) sisteminde yapay uyduların gönderdiği radyo sinyallerinin analizi ile uydu yörüngelerinin tanımlanabileceği ve uydunun zamana göre bilinen koordinatları yardımı ile de noktaların konumlarının belirlenebileceği görülmüştür. İlk transit uydusu 1961 yılında fırlatılmış ve sistem 1967 yılından 1994 yılına kadar askeri ve sivil amaçlar için kullanılmıştır. Bu sistem ile dm'ler doğruluğunda duyarlık elde edilmiş ve jeodezik ağlar oluşturulmaya çalışılmıştır (REMONDI, 1984).

Ancak ölçülerin uzun zaman alması, uydu sayısının az olması, ekonomik olmaması ve kısa bazlarda (100 km'nin altında) yeterli duyarlılığın elde edilememesi gibi dezavantajlarından dolayı, TRANSIT uydu sistemi yerini, ABD Savunma Bakanlığı tarafından geliştirilen, hareketli cisimlerin zamana bağlı olarak konumlarının, izledikleri yolun doğrultusunun ve yönünün belirlenmesi diye tanımlanan navigasyon ve bu ihtiyaca yönelik olarak tasarlanan NAVSTAR GPS (NAVigation Satellite Using Time and Ranging Global Positioning System) veya kısaca GPS sistemine bırakmıştır (SEEBER, 1993).

GPS sistemi ile Dünyanın her hangi bir yerinde herhangi bir zamanda, kullanılan uydu efemerisi ve ölçü süresine bağlı olarak duyarlı bir şekilde konum belirlenebilmektedir.

Bu sistemle, baz uzunluğuna ve uydu sayısına bağlı olarak birkaç saniyelik ölçüden 1-2 saatlik ölçüye varan bir süre içerisinde rölatif yöntemlerle kontrol noktalarını ($2 \cdot 10^{-8}$ - 10^{-8}) mertebelerinde koordinatlandırmak mümkündür. Klasik ölçme tekniklerine göre çok daha duyarlı sonuçlar veren GPS sistemi bugün ve gelecekte jeodezik alanların oluşturulmasında, ekonomik bakımdan avantajları tartışılmaz bir sistem olacaktır.

Schlunder[17]'nin ısı değiştiricisi dizaynı ile ilgili, ısı değiştirici sıcaklık dağılımı ve basınç kayıpları hesaplanması çalışmaları bulunmaktadır.

Perry[18] ısı yüzeyi toplam ısı geçiş katsayısı bulunmasında çeşitli ısı değiştiricisi tiplerine göre hesaplarının bulunması ve pratik olarak hesap çalışmaları yapmıştır.

Isı değiştiricileri konusunda temel kaynaklardan Kays and London[1] günümüze kadar çok geniş şekilde ısı değiştiricilerinin tüm özelliklerini ve dizayn problemleri üzerinde çok iyi kitaptır. Kays and London, çeşitli ısı değiştiricilerinde GBS (NTU) ve LOSF (LMTD) metodlarının uygulanmasında bilgisayar ve analitik yöntemler geliştirmiştir. Isı değiştiricilerinde, ısı değiştirici hacim başına yüksek ısı yüzeyi elde edilen cihazlara kompakt ısı değiştiricileri denilmektedir. Bu tür ısı değiştiricileri, gaz akışı ve entalpinin yüksek olduğu olaylarda kullanılmaktadır. Kays and London'nın, kompakt ısı değiştiricilerinin incelenmesi ve dizaynları konusunda çalışmaları bulunmaktadır.

Isı değiştiricilerde, en önemli dizayn problemi olarak boyut ve kapasite gösterilmiştir. Shah[2]'in çalışmaları, ısı değiştiricilerinin dizayn problemlerini çözmek amacıyla, yeni ısı değiştirici tipleri dizaynı üzerinde çok iyi kaynak olmuştur. Bunun yanında, ısı değiştirici optimizasyon metodlarının genel düşünce yapısı üzerinde araştırmalar sunmuştur.

Kakaç[3] yaptığı çalışmalarda ısı değiştiricilerini temel yapı ve özelliklerini pratik anlamda sunmuştur. Bu çalışmada ısı değiştirici seçimi, termohidrolik dizaynları, kullanılan ısı değiştirici tipleri, kullanım problemleri hakkında bilgiler sunmuştur. Isı değiştirici dizaynı için gerekli termodinamik, ısı transferi ve akışkanlar mekaniğinin endüstriyel olaylar üzerindeki pratik çalışmalara bu çalışmada yer verilmiştir.

Hava soğutmalı ısı değiştiricilerinin dizayn çalışmalarıyla ilgili Russell ve Lummus[31]'un araştırmaları iyi bir kaynak olmuştur. Bu çalışmada, endüstride kullanılan hava soğutmalı ısı değiştiricileri kapasitelerine göre seçim tabloları geliştirilmiştir.

2.2 Isı Değiştircilerinde İkinci Kanun Uygulaması

Termodinamiğin ikinci kanununun kullanılabilir enerji analizi ile ilgili bilgiler, termodinamik kitaplarında bulunmaktadır[12,13,14].

Isı değiştircilerinin dizayn çalışmalarında termodinamiğin ikinci kanun analizine dayalı çok fazla kaynak vardır. Bu alışmalar, ısı değiştircileri ve diğer gerçek sistemlerde meydana gelen entropi üretimi veya kullanılabilir enerji kaybının incelenmesinde temel kaynaklar olmuşlardır.[6, 7, 8, 9].

Minimum entropi üretimi temel bir dizayn kriteri olmuştur. Isı değiştirci dizayn çalışmalarında, Bejan[6, 9] ikinci kanununa göre, çeşitli ısı sistemler ve ısı değiştircileri tiplerine göre entropi üretiminin hesaplanması ve entropi üretiminin minimum olma kriterini kullanarak araştırmalar yapmışlardır. Bejan ısı değiştircileri ve ısı sistemlerde, minimum entropi üretme dışüncesini kullanarak, belirli zaman aralığında minimum debi miktarını ve aynı zamanda optimum akış oranını elde ederek, ikinci kanun analizine dayanan çalışmalarını geliştirmiştir. Bu çalışmalardan çıkan neticeler değerlendirilerek, ısı değiştirci dizayn problemlerinin özölmesi, akışkan akış özelliklerinin belirlenmesi ve ısı değiştirci tiplerinin seçimleri hakkında kesin fikirler elde edilmiştir.

Moran[7,8], ısı değiştircilerin ikinci kanun analizi ile, entropi üretiminin minimum olması ile ilgili dizayn çalışmalarında çok önemli sonuçlar elde etmiştir. Entropi üretimi ile kullanılabilir enerji arasındaki ilişki The Gouy Stodola teorimiyle açıklanmıştır.

R.B Evans and M.R. Von Spakovsky[21], ikinci kanun differansiyel şeklinin ısı değiştirci tasarımında uygulanması hakkında önemli bir kaynak olmuştur. Bu konuda iki önemli prensip üzerinde araştırma yapmıştır. Bu prensiplerden birincisi ikinci kanun sıcaklığı, diğeri ise ikinci kanun sıcaklık farkıdır. Logaritmik ortalama sıcaklık farkı (LOSF) ısı değiştirci dizaynlarında kullanılmaktadır.

2.3 Isı Değiştircilerinde Optimizasyon

Son yıllarda ısı değiştircilerin tasarımında, çok sayıda yayında optimizasyon metodları bulunmaktadır.

A.Bejan, G.Tsatsoranis, M.Moran[10], ısı değiştirici dizaynında son 10 yıl içinde en ayrıntılı şekilde ısı değiştirici dizayn problemlerinin çözümüne ve optimizasyon metodlarının geliştirilmesine yönelik çok iyi kaynak olmuştur. Bejan, ısı değiştirici dizaynında, yalnızca ısı geçiş miktarının hesaplanması değil; aynı zamanda ısı değiştirici basınç kayıplarını gözönünde tutan dizayn metodları geliştirmiştir. Bu çalışmada, ısı değiştirici tiplerine göre basınç kayıpları yüzünden meydana gelen entropi üretimi, akışkanlar mekaniği ifadelerini kullanarak çıkarılmıştır. Optimum dizayn şartını, entropi üretiminin minimum olduğu andaki ısı değiştirici akış özellikleri sağlayacağından, bu akış özelliklerine sahip optimum ısı değiştiricisi elde edilmiş olacaktır. Değişik akış özelliklerine sahip ısı değiştirici tiplerindeki entropi üretimi Reynolds, Nusselt boyutsuz sayılarınca bulunabilmektedir. Bulunan entropi üretiminin minimum olması için yapılan optimizasyon yöntemi ile optimum akış özelliklerine sahip ısı değiştirici tasarımı yapılması için gerekli akış özelliğini gösteren denklem ortaya konmuştur. Elde edilen optimum akış ifadesinden, ısı değiştiricisinin özelliklerinden bir kaçının bilinmesi şartıyla diğer özellikler bulunarak optimum ısı değiştirici elde edilebilmektedir.

Isıl sistemlerin dizayn çalışmalarında, kullanılan optimizasyon yöntemleri, matematik modelleme, sistemin termoeconomisi ve sistem simülasyonu konularında Stoecker[28]'un "Design of thermal systems" kitabı çok iyi kaynak olmuştur.

J.Anderesen[15], entropi üretimini minimum yapan optimizasyon metodu üzerinde araştırmalar yapmıştır. Yapılan çalışmalarda, basınç kayıplarını meydana getiren sebepler ihmal edilmiş, yalnızca ısı geçişini gerçekleştirecek sıcaklık farkından dolayı meydana gelen tersinmezlik gözönünde tutulmuştur. Soğuk ve sıcak akışkan sıcaklıkları, ısı değiştirici toplam ısı geçiş katsayısı, akışkanların özgül ısıları, ısı değiştirici alanı sabit olduğu basit bir ısı değiştirici üzerinde yapılan optimizasyon çalışmasında, termodinamiğin birinci ve ikinci kanunlarını kullanarak entropi üretimi bulunmuştur. Bulunan entropi üretimini minimum olması için yapılan optimizasyon çalışmasında, sıcak akışkanla soğuk akışkan arasında istenen ısı geçiş miktarı, sağlanması gereken bağıntı olarak kullanılmıştır. Lagrange çarpanı methodu kullanılarak yapılan optimizasyon sonucunda, optimum çözüm olarak sıcak akışkan sıcaklığı ile soğuk akışkan sıcaklığının orantılı olduğu sonucuna varılmıştır. Yapılan çalışmalarda ısı değiştirici içindeki akışkanların akış şekillerinin, elde edilen optimum

sonucun kullanılması ile hangi şekilde verimli halde olduğu konusunda fikir birliğine varılmıştır.

Andresen[16] ısı değiştirici optimizasyon çalışmalarında bulduğu optimum çözüm ile sabit kaynak sıcaklığına ve sabit ısı akısına sahip ısı değiştiricileriyle karşılaştırma yapılmıştır. Sabit ısı akısına sahip ısı değiştirici ile optimum ısı değiştiricinin birbirine yakın sonuçlar doğurduğu görülmüştür. Chen[23]'nin yaptığı çalışmalar, Andresen'in optimizasyon çalışmalarına uygulamasıyla, elde edilen sonuçları Salamon[23] değerlendirmiştir.

A.Can[22] çift borulu bir ısı değiştiricinin, paralel aynı yönlü ve paralel zıt yönlü akış şekilleri için, giriş ve çıkış sıcaklıklarının, sıcaklık farklarının ve akış şeklinin etkisinin, deneysel araştırılması amaçlanmıştır. Buradan elde edilen sonuçlara göre, ısı değiştirici tasarımında kullanılacak bilgiler açıklanmış ve ısı değiştirgeçlerinde maliyet ve enerji masraflarını en ekonomik değere getirecek bir tasarımın, hangi yöntemle yapılması gerektiği açıklanmıştır.

Isı değiştirici dizayn çalışmalarında,büyük öneme sahip ekonomik analizle ilgili çok yayın bulunmaktadır[27]. Kotas[27], entropi üretimini minimize ederek yaptığı optimizasyon çalışmaları yanında; gereken yatırımın geri dönüşü, elde edilen kazancın ifade edilip, karşılaştırılması gibi ekonomik analiz çalışmalarında bulunmuştur. Çalışmaların adına verilen termoekonomik optimizasyonda, ilk olarak yatırım miktarları tesbit edilmektedir. İkinci adım, gerçek ürün fiyatlarının güncel şartlar altında (vergiler, enflasyon, fiyat eskilasyonu, finans farkları, vs...) bulunmasıdır. Üçüncü adım, yatırıma karşılık elde edilen karın hesaplanmasıdır. Son adım ise, alternatif yatırıma karşılık sistemlerin karşılaştırılmasından oluşmaktadır. Böylece yapılacak dizaynların doğruluğu hakkında kesin sonuca ulaşılmaktadır.

Isı değiştirici sistemlerinde, pinch verim artırıcı bir metod olarak kullanılmaktadır. Isı değiştiricilerinde pinch dizayn metoduyla ilgili çok yayın bulunmaktadır[25]. Isı değiştirici sistemleri için enerji miktarını hesaplamak minimum yaklaşık sıcaklık farkına dayanmaktadır. Bulunan enerji miktarı, hem pinch metoduna göre düşünülen minimum sıcaklığa sahip olacak, hem de sistemin ısıtma ve soğutmada hesaplanan enerji miktarında başarılı dizayn oluşturacaktır. Sonra yapılacak ekonomik analiz ile bu sıcaklık farkının doğruluğu kontrol edilir. Bunun yanında A.Ghamarian,

W.R.L.Thomas, ve J.L.Robertson[26], pinch metodunda yeni teknik geliştirmiştir. Bu yeni teknikte, dizayn yapmadan ekonomik minimum sıcaklık farkı tahmin edilip, daha sonra yapılacak ekonomik analizle sistem dizaynı gerçekleştirilecektir. Bu sıcaklık farkı yatırılan marjinal (genel) yatırımın geri donduğu anda ortaya çıkacaktır. Sistem için çalışmalar, kumlatif sıcaklık-ısı diyagramlarında gösterilmektedir.

Cornelissen ve Hirs[20]'n çalışmasında ısı sistemlerin optimum dizaynı için ekserji (kullanılabilir enerji) analizi ile yaşam dönüş analizini birleştirilmektedir. Bu iki analiz ayrı ayrı kullanılmakla birlikte iki analizin birleştirilmesi bazı sınırlayıcı şartları ortadan kaldırmaktadır.

De Oliveira[32]'nin çalışmasında optimum ısı değiştiricisinde, ısı geçişi tersinmezliği ile basınç kaybı tersinmezliğinin eşit olmasının entropi üretimini minimuma getirdiğini belirtmiştir. Bu tekniğin, optimizasyon metodu için iyi bir sınırlayıcı özellik olduğu gösterilmektedir.

BÖLÜM 3

ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ

Akışkandan akışkana ısıнын geçmesini sağlayan ısı değıştiricisine temel olarak bakıldığında termodinamik, ısı transferi, akışkanlar mekaniğı konuları uygulanmaktadır. Sıcak akışkanla soğuk akışkan arasında gerekli ısı geçişini sağlayacak ısı değıştiricileri dizaynında, genellikle termodinamiğın birinci kanunu kullanılmaktadır. Tabii ki, termodinamiğın ikinci kanununa göre, ısı geçiş sıcaklığı yüksek olan akışkandan düşük sıcaklıktaki akışkana doğru olması prensibi temel düşünce olmaktadır. Bununla birlikte termodinamiğın birinci kanunu yanında, termodinamiğın ikinci kanununa dayalı ısı değıştiricisi dizayn çalışmaları çok önemli hale gelmiştir.

Isı değıştiricisi sürekli akışlı kontrol hacmi olarak ele alınırsa akışkanların giriş sıcaklıkları, toplam ısı geçiş katsayısı, akışkan debileri ve akışkan özgül ısılarının bilinmesi durumunda termodinamik analiz ile ısı değıştiricisinin ısı geçiş alanı veya akışkanların çıkış sıcaklıkları bulunabilmektedir.

Isı değıştiricilerinin basit yapısına bakıldığında; aşağıdaki değışkenlere sahiptir:

$T_1(x)$: sıcak akışkan sıcaklığı (K veya °C)

$T_2(x)$: soğuk akışkan sıcaklığı (K veya °C)

c_{p1} : sıcak akışkan özgül ısı (kJ/kg-K)

c_{p2} : soğuk akışkan özgül ısı (kJ/kg-K)

U : ısı değıştiricisi toplam ısı geçiş katsayısı (W/m²-K)

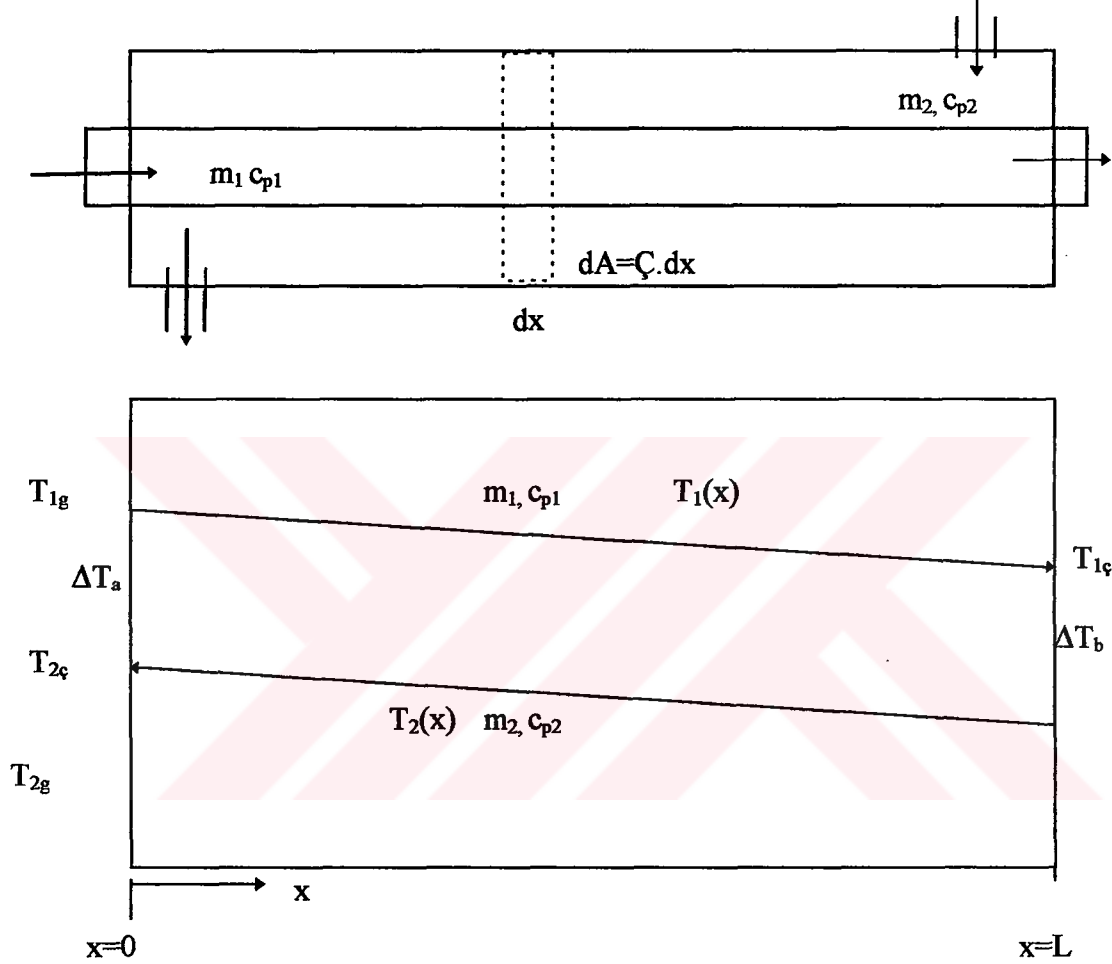
$\dot{Q}$: ısı değıştiricisinin ısı alışverişı olan yüzeyin çevresi (m)

L : ısı değıştiricisi boyu (m)

$\dot{m}_1$: sıcak akışkan debisi (kg/s)

$\dot{m}_2$: soğuk akışkan debisi (kg/s)

Isı değıştircilerinin termodinamik analizinde, sürekli akışlı sürekli açık sistem (SASA) modeli için geliştirilmiş denklemler kullanılması mümkündür. Bilindiğı gibi ısı değıştircilerinin çalışmaya başlamalarındaki ve durmalarındaki geçiş süreleri dışında, SASA denklemleri çok iyi netice vermektedirler. SASA özellikleri aşağıdaki şartlara sahiptir [12].



Şekil 3.1 Ters akışlı ısı değıştircisinin basit yapısı ve sıcaklık dağılımının sistematik gösterimi.

1. Isı değıştircisi için alınan kontrol yüzeyi koordinat eksenlerine nazaran hareket etmez. Şekil 3.1'deki ısı değıştircisi için yalnızca x eksenı gözönünde tutulmuştur. Bununla birlikte kontrol hacmi x eksenine göre hareketsizdir.

2. Isı değıştircisindeki maddenin her bir noktadaki hali zamanla değışmez. Isı değıştircisinde, akışkanların sıcaklıkları T_1 ve T_2 Şekil 3.1'deki gibi x eksenı boyunca değışmektedir. Isı değıştircisinde c_{p1} , c_{p2} ve U nun x eksenı boyunca değışmediğı

kabul edilebilir. Bununla birlikte sıcaklıklar değiştiğinden herhangi bir noktada dx kalınlığında bir diferansiyel hacim elemanı SASA olarak gözönüne alınmaktadır.

3. Kontrol yüzeyinin kütle alışverişi olan her bir bölgesinde maddenin özellikleri düzgün dağılım gösterir ve zamanla değişmez.

4. Isı değiştiricisinin bir andaki iş ve ısı alışverişleri zamanla değişmez. (Akı değerleri konuma bağlıdır.)

3.1 Isı Değiştiricisi Birinci Kanun Analizi

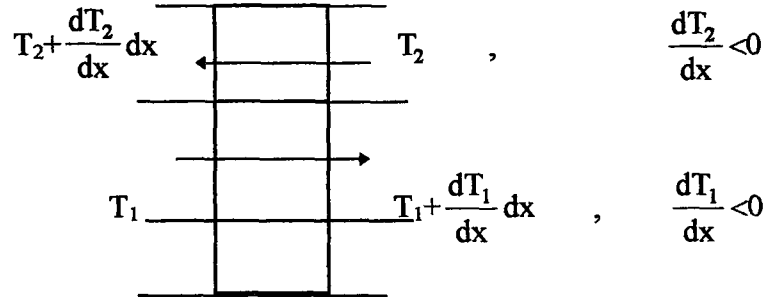
Isı değiştiricisi dizaynında, termodinamiğin birinci kanunu önemli bir yer tutar. Bilindiği gibi ısı değiştiricilerinin birinci kanuna göre termodinamik analizinde, belirli bir ısı geçişini sağlayacak ısı değiştiricisinin boyutlandırılması ve akış özelliklerinin belirlenmesi yapılmaktadır. Şekil 3.2'deki gibi ters akışlı basit bir ısı değiştiricisinde herhangi noktadaki küçük diferansiyel hacim elemanı incelendiğinde, termodinamiğin birinci kanunu SASA için, genel olarak

$$q - p = \sum_{\dot{m}_f} \dot{m}_f \left(h_f + \frac{V_f^2}{2} + g z \right) - \sum_g \dot{m}_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + g z \right) \quad (3.1)$$

(3.1) denkleminde kinetik enerji ve potansiyel enerji ihmal edildiğinde dx kalınlığında diferansiyel hacim elemanı için birinci kanun

$$dq = -\dot{m}_1 c_{p1} dT_1 = -\dot{m}_2 c_{p2} dT_2 = U \dot{Q} (T_1 - T_2) dx \quad (3.2)$$

şeklinde yazılabilir.



Şekil 3.2 Ters akışlı ısı değiştiricisinde küçük differansiyel hacim şekli

3.1.1 Isı Değiştiricisi Toplam Isı Geçiş Katsayısı

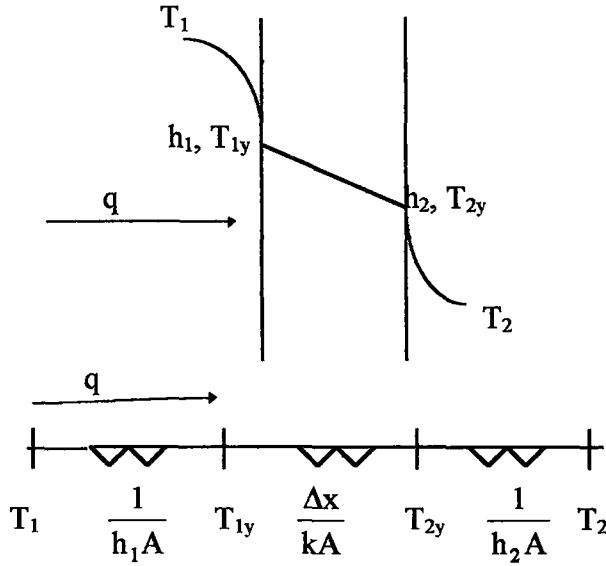
Isı değiştiricilerinin toplam ısı geçiş katsayısının hesabı, ısı değiştirici dizayn çalışmalarında büyük öneme sahiptir. Isı değiştiricisi dizaynında, toplam ısı geçiş katsayısı genellikle önceden hesaplanarak bilinen parametrelerden biridir. Bununla birlikte U ile gösterilen toplam ısı geçiş katsayısı sıcaklıkla değişmesine rağmen sabit olarak ele alınabilmektedir. Şekil 3.3 deki düz bir plakadaki toplam ısı geçiş katsayısı yazılırsa

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_1 A} + \frac{\Delta x}{kA} + \frac{1}{h_2 A} \quad (3.3)$$

Düz bir levhadaki ısı geçişi

$$q = U A \Delta T_o \quad (3.4)$$

şeklinde yazılır. Burada görüldüğü gibi levha arasındaki sıcaklık farkından dolayı ısı geçişi toplam ısı geçiş katsayısı ile doğru orantılıdır. (3.3) denkleminde, h_1 sıcak akışkan entalpisini, h_2 soğuk akışkan entalpisini, k plaka ısı geçiş katsayısını, A ise ısı geçiş alanını göstermektedir. Bunun yanında ΔT sıcaklık farkını göstermektedir.



Şekil 3.3 Düz levhada toplam ısı geçiş katsayısının elektrik devresi ile gösterimi.

Çift borulu ısı değıştiricilerinde, Şekil 3.3 de olduğu gibi elektrik devre metoduyla toplam ısı geçiş katsayısı bulunabilmektedir. Toplam ısı geçiş katsayısının bulunduğu ısı geçiş denklemi,

$$q = \frac{T_1 - T_2}{\frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(r_d / r_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_d A_d}} \quad (3.5)$$

şeklinde bulunmaktadır[4, 5]. Bilindiği gibi toplam ısı geçişinin hesaplanmasında, iletim katsayısının belirlenmesinden çok ısı taşınım katsayılarının bulunması önemlidir.

Isı değıştiricisinin ısı geçiş yüzeyinde kirlilikten dolayı direnç meydana gelmektedir. Bunun için toplam ısı geçiş katsayısını değıştiren kirlilik faktörü değeri belirlenerek, toplam ısı geçiş katsayısında değışikliği gözönünde tutulmaktadır[20].

3.1.2 Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı (LOSF)

Isı değıştiricisi dizaynında, ısı geçişini gerçekleştirecek sıcaklık farkı logaritmik ortalama sıcaklığı ile kolayca ifade edilmektedir. LOSF, ters akışlı basit bir ısı değıştiricisinde olduğu gibi paralel akışlı ısı değıştiricilerinde de kullanılmaktadır. $\dot{m}_1$, $\dot{m}_2$, c_{p1} , c_{p2} , ve U 'nun sabit olarak kabul edildiği sürekli ve ters akışlı ısı değıştiricisinde termodinamiğin birinci kanunu yazılırsa,

$$dq = -\dot{m}_1 c_{p1} (dT_1 + \frac{dT_1}{dx} - dT_1) = -\dot{m}_2 c_{p2} (dT_2 + \frac{dT_2}{dx} - dT_2) = U \dot{Q} (T_1 - T_2) dx \quad (3.6)$$

(3.6) denkleminde sadeleşme yapılırsa

$$dq = -\dot{m}_1 c_{p1} dT_1 = -\dot{m}_2 c_{p2} dT_2 = U \dot{Q} (T_1 - T_2) dx \quad (3.7)$$

denklemi elde edilir. (3.7) denkleminden diferansiyel sıcaklık farkı bulunabilir.

$$dT_1 - dT_2 = d(T_1 - T_2) = -dq \left(\frac{1}{\dot{m}_1 c_{p1}} - \frac{1}{\dot{m}_2 c_{p2}} \right) \quad (3.8)$$

Burada,

$$\frac{1}{\dot{m}_1 c_{p1}} - \frac{1}{\dot{m}_2 c_{p2}} = \psi \quad (3.9)$$

şeklinde ifade edilir. (3.8) denklemiyle (3.7) denklemi yeniden yazılırsa

$$dT_1 - dT_2 = -\psi dq = -U \psi (T_1 - T_2) dx \quad (3.10)$$

(3.10) denkleminde, integral alabilmek için sıcaklık farkını denklemin soluna alıp, integrali alınırsa

$$\int_0^L \frac{dT_1 - dT_2}{T_1 - T_2} = \int_0^L \frac{d(\Delta T)}{\Delta T} = -\psi \int_0^L U \psi dx = -\psi \int_0^L dq \quad (3.11)$$

$$\ln \frac{\Delta T_b}{\Delta T_a} = -\psi U \psi L \quad (3.12)$$

elde edilir. (3.7) denkleminde diferansiyel sıcaklık farkını akışkanların giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki fark şeklinde yazılıp yeniden düzenlenirse aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\dot{m}_1 c_{p1} = -\frac{q}{T_{1g} - T_{1\phi}}, \quad \dot{m}_2 c_{p2} = -\frac{q}{T_{2\phi} - T_{2g}}, \quad (3.13)$$

Diğer yandan (3.6) denkleminde (3.13) denklemindeki sıcaklık farkları yerine konup denklemin integrali alınırsa,

$$\int_0^L (dT_1 - dT_2) = \int_0^L d(\Delta T) = -\psi \int_0^L dq \quad (3.14)$$

elde edilir. İntegral sonucu olarak

$$\Delta T_b - \Delta T_a = (T_{1\phi} - T_{2g}) - (T_{1g} - T_{2\phi}) = -\psi q \quad (3.15)$$

elde edilir. (3.15) denklemi ile (3.12) denklemi taraf tarafa bölünürse,

$$\frac{\Delta T_b - \Delta T_a}{\ln \frac{\Delta T_b}{\Delta T_a}} = \frac{q}{U A} \quad (3.16)$$

elde edilir. Burada, **logaritmik ortalama sıcaklık farkı (LOSF)**

$$\Delta T_o = \frac{\Delta T_b - \Delta T_a}{\ln \frac{\Delta T_b}{\Delta T_a}} \quad (3.17)$$

şeklinde yazılır. Sonuç olarak ısı geçişi denklemi

$$q = U A \Delta T_o \quad (3.18)$$

elde edilir.

Isı değiştiricisindeki LOSF metodunun uygulanmasında bazı kabuller yapılmıştır. Bunlardan birincisi akışkanların özgül ısılarının sıcaklıkla değişmemesi ve toplam ısı geçiş katsayısının ısı değiştirici boyunca sabit alınmasıdır. İkinci önemli husus ise akışkan viskozitesi, akışkan giriş kayıpları gözönünde bulundurulmamıştır.

Isı değiştirici tiplerine göre LOSF metodunun uygulanmasında grafiklerle F düzeltme faktörü belirlenip ısı geçiş denklemine

$$q = U A F \Delta T_o \quad (3.19)$$

şeklinde uygulanmıştır[30].

3.1.3 GBS (Geçiş Birimi Sayısı) Metodu (NTU Metodu)

Isı değiştiricisi dizaynında, akışkanların giriş ve çıkış sıcaklıklarının, akışkanların özgül ısılarının, toplam ısı geçiş katsayısının bilinmesiyle LOSF metodunun kullanılması ısı değiştirici analizi için kolaylık sağlamaktadır. Böylece istenen ısı geçiş miktarını karşılayacak kapasitedeki ısı değiştiricisinin ısı geçiş yüzey alanı kolayca hesaplanabilmektedir. Eğer akışkanların giriş sıcaklıkları bilinip, çıkış sıcaklıkları bilinmiyorsa ve bunun yanında diğer parametreler biliniyorsa LOSF metodu kullanılmasında deneme-yanılma metodu ile analize gidilmesi gerekir. Yukarıda bahsedilen durumda GBS(NTU) metodu kullanılması ısı değiştirici analizinde kolaylık sağlamaktadır.

Isı değiştiricisinin, gerçek verdiği ısı miktarının maksimum verebilecek ısı miktarına oranı **tesirlilik** ifadesini verecektir.

$$\varepsilon = \frac{\text{gerçek ısı geçişi}}{\text{maksimum ısı geçişi}}$$

Değişik ısı değiştirici tiplerinin perforansları bu sayede bulunmuş olacak ve de seçiminde önemli bir avantaj sağlayacaktır Şekil 3.1 deki gibi ters akışlı basit bir ısı değiştiricisine termodinamiğin birinci kanunu uygulanırsa

$$q = \dot{m}_1 c_{p1} (T_{1g} - T_{1\phi}) = \dot{m}_2 c_{p2} (T_{2\phi} - T_{2g}) \quad (3.20)$$

Maksimum ısı geçişinin sağlanması için ısı değiştirici içinde maksimum sıcaklık farkının elde edilmesi gerektirir. Şekil 3.2'ye bakıldığında ters akışlı basit bir ısı değiştiricisinde sıcak akışkanın en yüksek sıcaklığı olan giriş sıcaklığı ile soğuk akışkanın en düşük sıcaklığı olan soğuk akışkan giriş sıcaklığı arasındaki fark maksimum olduğu ortadadır. Bunun yanında sıcak akışkanla soğuk akışkan arasındaki enerji dengesi düşünülürse, maksimum ısı geçişinde, minimum $\dot{m}c_p$ değerine sahip akışkan ancak maksimum sıcaklık farkında bulunabilir. Böylece,

$$q_{\max} = (\dot{m}c_p)_{\min} (T_{1g} - T_{2g}) \quad (3.21)$$

denklemini yazılabilir. Sürekli akışlı ters akışlı ısı değiştiricisinin tesirlilik değeri

$$\epsilon = \frac{\dot{m}_1 c_{p1} (T_{1g} - T_{1\phi})}{(\dot{m}c_p)_{\min} (T_{1g} - T_{2g})} = \frac{\dot{m}_2 c_{p2} (T_{2\phi} - T_{2g})}{(\dot{m}c_p)_{\min} (T_{1g} - T_{2g})} \quad (3.22)$$

şeklinde bulunur. Burada Şekil 3.1'deki ters akışlı basit ısı değiştiricisindeki kabuller

$$C_1 = \dot{m}_1 c_{p1}, \quad C_2 = \dot{m}_2 c_{p2}, \quad Z = \frac{C_1}{C_2}$$

ve bunun yanında $C_{\min} = C_1$ ve $C_{\max} = C_2$ olsun. Bunun yanında bu kabuller (3.20) denkleminde yerlerine konulabilir. Bu şartlarda (3.11) denklemini yeniden yazıp ısı değiştirici boyunca integrali alınırsa (3.12) denkleminin benzer şekilde aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\ln \frac{\Delta T_b}{\Delta T_a} = - \frac{U \phi L}{C_1} (1 - Z) \quad (3.23)$$

Burada, GBS, geçiş birimi sayısı (number of transfer units)

$$GBS = \frac{U \phi L}{C_{\min}} \quad (3.24)$$

elde edilir. (3.23) denkleminin integrali alınıp, sıcaklık farkının değerleri yerlerine yazılırsa

$$\frac{T_{1\phi} - T_{2g}}{T_{1g} - T_{2\phi}} = e^{-GBS(1-Z)} \quad (3.25)$$

bulunur. (3.22) denkleminde $C_{\min}=C_1$ olduğuna göre bu denklem

$$\varepsilon = \frac{(T_{1g} - T_{1\phi})}{(T_{1g} - T_{2g})} = \frac{(T_{2\phi} - T_{2g})}{Z (T_{1g} - T_{2g})} \quad (3.26)$$

şeklinde yazılabilir. (3.25) ve (3.26) denklemlerindeki matematiksel işlemler sonucunda,

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-GBS (1 - Z)}}{1 - Z e^{-GBS (1 - Z)}} \quad (3.27)$$

ifadesi bulunur[4, 5, 6].

Daha karmaşık ısı değiştiricilerinde bilgisayar programına dayalı analizle GBS (NTU) ve ε arasındaki ilişki analitik çözüme ulaştırılması gerçekleştirilmektedir.

GBS metodu ile sıcak ve soğuk akışkan giriş sıcaklıkları, akışkan debileri, ısı değiştirici alanı ve toplam ısı geçiş katsayısı bilimesi durumunda akışkanların diğer sıcaklıkları bulunabilmektedir. Bilinen ısı değiştirici parametreleriyle tesirlilik değeri hesaplandıktan sonra bilinen akışkanları giriş sıcaklıkların (3.26) denkleminde yerine konmasıyla akışkanların çıkış sıcaklıkları bulunmuş olacaktır.

3.1.3 Isı Değiştiricisinde Sıcaklık Değişimleri

Isı değiştiricisi dizaynında, akışkanların sıcaklık dağılımlarının bulunması, birinci kanun analizinde önemli yer tutar. Ters akışlı ısı değiştiricisinde akışkanların sıcaklık dağılımları Şekil 3.1'deki gibi olmaktadır. Akışkanların x doğrultusu boyunca sıcaklık değişimleri birinci kanun analizi sonucu bulunmaktadır. Bunun için (3.7) denkleminin ısı değiştirici girişinden herhangi bir x noktasına kadar integrali alınırsa ve x'e bağlı akışkanların sıcaklık değişimleri yazılırsa

$$\int_0^x dq = - \int_0^x C_1 dT_1 = - \int_0^x C_2 dT_2 \quad (3.28)$$

$$C_1 (T_1(x) - T_{1g}) = C_2 (T_2(x) - T_{2\phi}) \quad (3.29)$$

denklemini elde edilir. Burada aşağıdaki kabuller yapılsın

$$Z_1 = \frac{C_1}{C_2}, Z_2 = \frac{C_2}{C_1} \quad (3.30)$$

$T_1(x)$ sıcaklığının bulunabilmesi için (3.29) denkleminde $T_1(x)$ sıcaklığı yalnız bırakılmaya çalışılmaktadır.

$$\Delta T = (T_1(x) - T_2(x)) = Z_1 T_{1g} - T_{2\phi} + (1 - Z_1) T_1(x) \quad (3.31)$$

(3.31) denklemindeki sıcaklık farkı (3.2) denkleminde sıcak akışkanla ilgili olan kısma yazılıp, integrali alınırsa

$$-C_1 dT_1 = U \phi [Z_1 T_{1g} - T_{2\phi} + (1 - Z_1) T_1(x)] dx \quad (3.32)$$

$$\int_0^x \frac{dT_1}{Z_1 T_{1g} - T_{2\phi} + (1 - Z_1) T_1(x)} = - \int_0^x \frac{U \phi dx}{C_1} \quad (3.33)$$

denklemini elde edilir. (3.33) denkleminde her iki taraf $(1 - Z_1)$ ile çarpılırsa

$$\int_0^x \frac{(1 - Z_1) dT_1}{Z_1 T_{1g} - T_{2\phi} + (1 - Z_1) T_1(x)} = - \int_0^x \frac{(1 - Z_1) U \phi dx}{C_1} \quad (3.34)$$

(3.34) denkleminin integrali sonucu

$$\ln \frac{(1 - Z_1) T_1(x) + Z_1 T_{1g} - T_{2\phi}}{T_{1g} - T_{2\phi}} = - \frac{U (1 - Z_1) \phi x}{C_1} \quad (3.35)$$

elde edilir. (3.35) denklemini matematiksel olarak $T_1(x)$ ifadesini elde edebilmek için düzenlenirse

$$Z_1 T_{1g} - T_{2\phi} + (1 - Z_1) T_1(x) = (T_{1g} - T_{2\phi}) e^{-\frac{U (1 - Z_1) \phi x}{C_1}} \quad (3.36)$$

$$T_1(x) = \frac{(T_{1g} - T_{2\phi}) \exp\left(-\frac{U (1 - Z_1) \phi x}{C_1}\right) + T_{2\phi} - Z_1 T_{1g}}{(1 - Z_1)} \quad (3.37)$$

ifadesi elde edilir. $T_2(x)$ sıcaklığını bulabilmek için, (3.29) denkleminde $T_2(x)$ sıcaklığı yalnız bırakılmaya çalışılmaktadır.

$$\Delta T = (T_1(x) - T_2(x)) = T_{1g} - Z_2 T_{2\phi} + (Z_2 - 1) T_2(x) \quad (3.38)$$

Yine aynı şekilde sıcak akışkan sıcaklık değişiminin hesabında olduğu gibi (3.31) denklemindeki sıcaklık farkı (3.2) denkleminde soğuk akışkanla ilgili olan kısma yazılıp, integrali alınır ve gerekli matematiksel işlemler sonucunda

$$-C_2 dT_2 = U\dot{Q}[T_{1g} - Z_2 T_{2g} + (Z_2 - 1)T_2(x)]dx \quad (3.39)$$

$$\int_0^x \frac{dT_2}{T_{1g} - Z_2 T_{2g} + (Z_2 - 1)T_2(x)} = - \int_0^x \frac{U\dot{Q} dx}{C_2} \quad (3.40)$$

$$\int_0^x \frac{(Z_2 - 1) dT_2}{T_{1g} - Z_2 T_{2g} + (Z_2 - 1)T_2(x)} = - \int_0^x \frac{(Z_2 - 1)U\dot{Q} dx}{C_2} \quad (3.41)$$

$$T_2(x) = \frac{(T_{1g} - T_{2g}) \exp\left(-\frac{U(Z_2 - 1)\dot{Q} x}{C_2}\right) + Z_2 T_{2g} - T_{1g}}{(Z_2 - 1)} \quad (3.42)$$

şeklinde soğuk akışkan sıcaklık değişimi elde edilir.

Bu sonuçlara göre ısı değiştirici içindeki herhangi bölgedeki akışkan sıcaklığı bulunabilmektedir.

Yukarıda yapılan termodinamik teorik araştırmada, denklemlerin integral şeklinin yanında differansiyel şekli ile sıcaklık dağılımlarının bulunması mümkündür[14]. Sıcaklık dağılımlarının çeşitli ısı değiştirici tiplerine göre bulunuşunda pek fark yoktur. Bu konuda Schlunder[17] çok iyi kaynak olmuştur.

3.2 Isı Değiştiricisi İkinci Kanun Analizi

Isı değiştiricisinde, birinci kanunun yanında, ikinci kanun analizi ile yapılan dizayn çalışmaları termodinamik açısından çok önemli neticeler vermektedir.

3.2.1 Entropi Üretimi

Isı değiştiricileri gibi gerçek ısı sistemlerin tümünde tersinmezlik vardır. Isı değiştiricilerinde tersinmezlik iki sebepten dolayı olmaktadır. Bunlardan birincisi ısı

geçişinin sonlu sıcaklık farkında olması, ikincisi ise basınç kayıplarıdır. Bununla birlikte, iç sürtünme kayıpları ve sonlu sıcaklık farkında ısı geçişi tersinmezlik faktörlerinin azaltılabilmek için, ısı değiştiricisindeki akışkanların hareketinin yavaşlatılması ile olacaktır. Bu yöntem gerekli ısı geçişi için daha büyük ısı değiştiricisi alanı ve daha fazla ısı değiştirici hacminin olması gerektirir.

Isı değiştiricisinde sonlu sıcaklık farkında ısı geçişinden ve iç sürtünme gibi tersinmezliklerden dolayı termodinamiğin ikinci kanununa göre entropi üretimi

$$\frac{dS_u}{dt} = \sum_{\varphi} m_{\varphi} s_{\varphi} - \sum_g m_g s_g - \int_A \frac{q}{T} dA \quad (3.43)$$

Burada ısı değiştiricisinin adyabatik olduğu düşünülürse, (3.43) denkleminde $\int_A (q/T) dA$ ifadesi sıfır olacaktır. Sürtünmelerden dolayı tersinmezlik gözönüne alınmaksızın, sonlu sıcaklık farkından dolayı Şekil 3.2 deki diferansiyel hacim elemanı kontrol yüzeyi için yerel entropi üretimi

$$d\dot{S}_U = -\frac{dq}{T_1} + \frac{dq}{T_2} \quad (3.44)$$

(3.44)'de (3.2) denklemi yerine konursa

$$\frac{d\dot{S}_u}{dx} = (T_1 - T_2) \left(\frac{1}{T_2} - \frac{1}{T_1} \right) U \varphi \quad (3.45)$$

denklemi elde edilir. Entropi üretimi sıcaklık farkı oldukça devamlı pozitiftir. (3.43) denkleminde benzer şekilde ters akışlı ısı değiştiricisinde entropi üretimi yazılırsa

$$d\dot{S}_u = \dot{m}_1 c_{p1} \frac{dT_1}{T_1} - \dot{m}_2 c_{p2} \frac{dT_2}{T_2} \quad (3.46)$$

elde edilir. Ters akışlı basit ısı değıştircisi için (3.46) denkleminin sıfırdan x'e kadar integrali alınırsa entropi üretimi

$$\dot{S}_u = \dot{m}_1 c_{p1} \ln \frac{T_1(x)}{T_{1g}} + \dot{m}_2 c_{p2} \ln \frac{T_{2\varphi}}{T_2(x)} \quad (3.47)$$

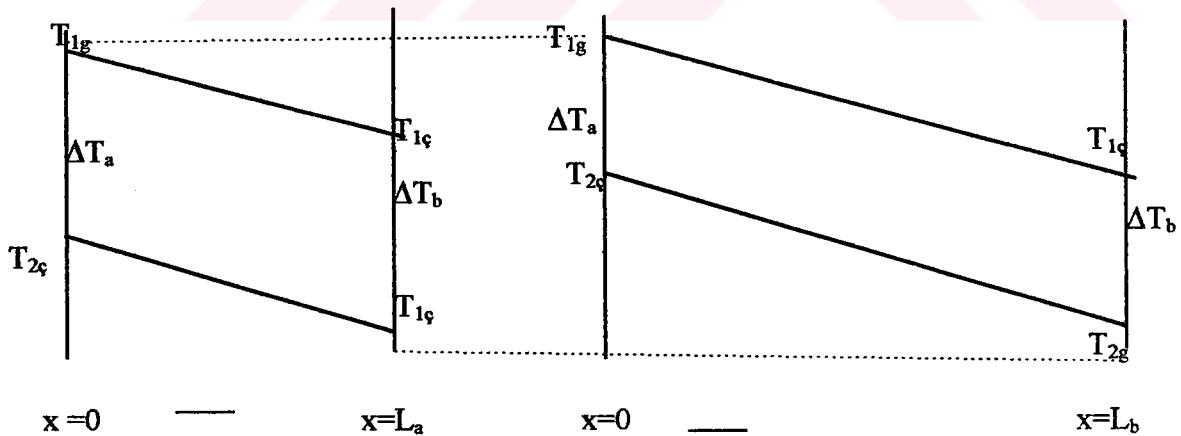
şeklinde ifade edilir[6]. Isı değıştircisinde akışkanların boru içinde akışlarında sürtünmeyi ve diğer kayıpları yenebilmesi için belirli bir basınç farkı gereklidir. Boru

şekil ve yapısına göre akışta basınç kaybı oluşmaktadır. Bunun için iç sürtünmeden dolayı olan tersinmezlik de gözönünde tutulursa (3.47) denklemi

$$\dot{S}_a = \dot{m}_1 c_{p1} \ln \frac{T_1(x)}{T_{1g}} + \dot{m}_2 c_{p2} \ln \frac{T_2(x)}{T_2(x)} - \dot{m}_1 \ln \frac{P_1}{P_{1g}} - \dot{m}_2 \ln \frac{P_2}{P_2} \quad (3.48)$$

şeklinde ifade edilir. Burada ilk iki terim sonlu sıcaklık farkından dolayı ısı geçişi tersinmezliğini temsil ederken, diğer iki terim basınç kaybı tersinmezliğini temsil etmektedir.

Isı değiştiricisi dizaynında, sıcaklık farkının azalması entropi üretiminin veya kullanılabilir enerji kaybının azalmasına sebep olacaktır. Şekil 3.4 de gösterildiği gibi giriş sıcaklıkları ve ısı geçiş miktarı aynı olan iki ters akışlı ısı değiştiricisi üzerinde yapılan çalışmada, sıcaklık farkı düşük olan ısı değiştiricisinin entropi üretimi daha düşüktür. (3.45) denkleminde görüldüğü gibi sıcaklık farkı düştükçe entropi üretimi azalacaktır. Bunun yanında sıcaklık farkının düşmesi gerekli ısı geçişi için ısı değiştirici alanının veya toplam ısı geçiş katsayısının artmasını gerektirmektedir. Genel olarak ısı değiştirici alanının sonsuz büyüklükte olması entropi üretiminin sıfır olması demektir.



Şekil 3.4 Ters akışlı, boyutları farklı iki ısı değiştiricisinin sıcaklık değişimleri.

Şekil 3.4'de görüldüğü gibi ısı geçiş yüzeyi büyük olan ısı değiştiricisinin sıcaklık farkı diğerine göre daha az olup, dolayısıyla entropi üretimi daha küçüktür. Bilindiği gibi ısı değiştiricisi dizaynında amaç olarak minimum entropi üretimine sahip ısı değiştiricisi dizaynı elde etmek olmaktadır. Bununla birlikte ısı değiştiricisi

boyutlarının ve şeklinin belirli sınırlar içinde kalması gereklidir. Bu sınır şartları, ısı değiştiricinin işletme büyüklüğünün gerekli uygunlukta olması, fiyatı ve imalat sorunları gibi kriterlerdir. İşte yapılan optimizasyon çalışmalarıyla, ısı değiştiricisinin sağlanması gereken bağıntının olması şartıyla parametreleri arasında optimum bağıntı elde edip minimum entropi üretimine sahip ısı değiştiricisi ısı hesapları yapılmaktadır.

Entropi üretimi ile kayıp kullanılabilir enerji arasında ilişkiyi the Gouy-Stodola teoremi vermektedir[6].

3.2.2 Kullanılabilir Enerji Analizi

Isı değiştiricisi dizaynında kullanılabilir enerji analizine göre yapılan çalışmalar son yıllarda çok gelişmemiştir. Kullanılabilir enerji hakkında bir çok yazar birinci ve ikinci kanunun bir arada alınmasıyla elde edildiğini belirtmektedir[6, 35, 12]. Son zamanlarda çalışmalarıyla Öztürk [14], kullanılabilir enerji denklemini ikinci kanunun diğer bir şekli olduğunu göstermiştir. Entropiden bağımsız olarak elde edilen kullanılabilir enerji denklemleriyle ilgili Öztürk-Kılıç [12] bilinen yollarla kullanılabilir enerji kaybı elde edilmiştir. Daha sonra Öztürk [14], işin ve ısının kullanılabilir enerjilerini kullanarak doğrudan elde ettiği $\oint (\delta K_Q - \delta K_W) \geq 0$ eşitsizliğini ikinci kanunun değişik şekli olduğunu göstermiştir. Tersinmezlikten dolayı oluşan kullanılabilir enerji kaybı devamlı pozitif değerdedir. SASA modeli adyabatik özellikteki ısı değiştiricileri için uygun varsayıldığından kullanılabilir enerji denklemi

$$\dot{K}_q - \dot{K}_p = \sum_f \dot{m}_f \kappa_{af} - \sum_g \dot{m}_g \kappa_{ag} + \dot{K}_{ky} \quad (3.49)$$

şekinde yazılabilir. Bu denklemde κ_a akış kullanılabilir enerjisi (flow available energy) dir ve κ_a kullanılabilir entalpi (akış kullanılabilirliği) (flow availability) olmak üzere

$$\kappa_a = k_a + \frac{v^2}{2} + g(z - z_o) \quad (3.50)$$

bağıntısı vardır. Benzer şekilde, κ kullanılabilir enerji ile k kullanılabilir iç enerji (kullanılabilirlik) arasında

$$\kappa = k + \kappa_k + \kappa_p \quad (3.51)$$

bağıntısı bulunur. Ayrıca kullanılabilir entalpi ile kullanılabilir iç enerji arasında entalpinin tarifine benzer ($h = u + P v$) bir bağıntı mevcuttur:

$$k_a = k + (P - P_0)v \quad (3.52)$$

Burada sıvılar ve katılar için $v \ll 1$ olduğu için $k_a \approx k$ dır. Diğer taraftan kullanılabilir iç enerji ile entropi arasında

$$k = u - u_0 + P_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) = u + P_0 v - T_0 s - g_0 \quad (3.53)$$

bağıntısı kolayca elde edilir [14]. Bu bağıntı (3.51) denkleminde yerine konulursa

$$k_a = h - h_0 - T_0(s - s_0) = h - T_0 s - g_0 \quad (3.54)$$

elde edilir. Burada, P_0 , T_0 , sırası ile, civar basıncı civar sıcaklığıdır. Dolayısıyla bu şartlardaki iç enerji u_0 , özgül hacim v_0 , entropi ise s_0 ve Gibbs fonksiyonu g_0 dır. Sıvı ve katılar için entalpinin diferansiyeli

$$dh \cong du = c_p dT \quad (3.55)$$

entropinin diferansiyeli ise

$$ds \cong c_p \frac{dT}{T} \quad (3.56)$$

(3.55) ve (3.56) denklemlerinin integralleri alınıp (3.54) denkleminde yerlerine konulursa

$$k_a \cong c_p \left[(T - T_0) - T_0 \ln \frac{T}{T_0} \right] \quad (3.57)$$

elde edilir. c_p akışkanın özgül ısısı sıcaklıkla değişmeyip sabit olarak alınmıştır. Gazlar için, (3.55) denklemi

$$dh = c_{po} dT \quad (3.58)$$

(3.56) denklemi ise

$$ds = c_{po} \frac{dT}{T} - R \frac{dP}{P} \quad (3.59)$$

şeklinde dir. Burada gazları mükemmel kabul edersek, ısı değiştiricilerinde basınç düşüşleri ihmal edildiğinde $P \cong$ sabit alınabilir. Buna göre, ısı değiştiricilerinde akış kullanılabilirliği

$$k_a = \int_{T_0}^T c_{po} dT - T_0 \int_{T_0}^T \frac{c_{po}}{T} dT \quad (3.60)$$

şeklindedir. (3.60) denkleminde ortalama sıcaklıktaki özgül ısılar sabit kabul edilerek integrali alınırsa

$$k_a = c_{po} \left[(T - T_o) - T_o \ln \frac{T}{T_o} \right] \quad (3.61)$$

ısı değiştiricilerindeki entropi sıvı ve katılar için elde edilen (3.57) denkleminin aynısı bulunur.

3.3 Isı Değiştiricisi Optimizasyon Metodları

Isı değiştiricisi dizaynında son yıllarda ikinci kanun analizine dayalı optimizasyon metodlarının önemi çok artmıştır. Optimizasyon metodlarında amaç, ısı değiştiricisinde tersinmezlikten dolayı olan entropi üretimini veya kullanılabilir enerji üretimini veya kullanılabilir enerji kaybını minimuma indirebilmek için çeşitli optimizasyon metodları araştırılmaktadır. Optimizasyon metodların çoğunluğunda ısı değiştiricisindeki entropi üretimini minimuma indirme çalışmalarıdır. Bilindiği gibi ısı değiştiricisinde, tersinmezliği meydana getiren iki temel faktör bulunmaktadır. Optimizasyon metodları, genellikle bu faktörleri gözönüne tuturak entropi üretimini minimize etmektedir.

Bunun yanında entropi üretimini minimize etmek için yapılacak yatırımın bu çalışmalardan elde edilecek karı karşılayıp karşılamadığı konusunda ekonomik analiz çalışmaları bulunmaktadır. Isı değiştiricilerinin bir arada bulunduğu sistemlerin dizaynında ise, termoekonomik analiz çalışmalarıyla elde edilen optimum neticeler kullanılarak dizayn gerçekleştirilmektedir. Bu çalışmalardan en önemlisi “pinch” metodudur.

3.3.1 Lagrange Çarpanlar Optimizasyon Metodu

Genellikle optimizasyon metodları belirli hesaplar sonucunda istenen değişkenlerin sağlanması gereken bağıntıları sağlama şartıyla optimum değerinin elde edilmesine dayanır. Bu amaçla Lagrange Çarpanlar optimizasyon metodu günümüzde çok kullanılan optimizasyon metodlarından biridir.

Optimizasyon metodunun seçiminde, elimizdeki problemin seçilecek metoda uygun olması gereklidir. Metodun kolay kullanılması için bu seçimin çok sağlıklı yapılması gereklidir. Burada ilk olarak sağlanması gereken optimizasyon probleminin matematiksel ifadesini ortaya koymak gereklidir. Bunu kısaca

$$y = y(\chi_1, \chi_2, \chi_3, \dots, \chi_n)$$

şeklinde ifade edilebilir. Bunun yanında sağlanması gereken denklemleri

$$\Phi_1 = \Phi_1(\chi_1, \chi_2, \chi_3, \dots, \chi_n)$$

$$\Phi_m = \Phi_m(\chi_1, \chi_2, \chi_3, \dots, \chi_n)$$

şeklinde belirli sayıda bulunmaktadır. Amaç olarak

$$L = \nabla y_1 \nabla \Phi_1 - \lambda_m \Phi_m = 0 \quad (3.62)$$

denklemini sağlayacak ve de eldeki denklemlerle değişkenlerin optimum değerleri bulunacaktır. Optimizasyon metodunda kullanılacak optimizasyon probleminin matematiksel ifadesi diferansiyel şeklinde olursa Euler denklemleri oluşturup optimizasyon metodunun çözümüne gidilmesi gereklidir. Buna göre $L = L(\chi_1, \chi_2, \chi'_2, \lambda)$ olduğunda optimizasyon probleminin çözümü için Euler denklemleri

$$\frac{\partial L}{\partial \chi_1} = 0 \quad (3.63)$$

$$\frac{\partial L}{\partial \chi_2} - \frac{dL}{d\chi_2} \frac{\partial L}{\partial \chi'_2} = 0 \quad (3.64)$$

şeklinde yazılıp, gerekli matematiksel işlemler sonucunda optimum değişkenler elde edilmiş olacaktır. Buradaki matematiksel işlemler de görüleceği gibi, dört adet değişken olmasına rağmen üç adet denklem vardır. Buradaki avantaj değişkenlerden birisi diğerinin diferansiyel şeklindedir. Buna göre diferansiyel denklem çözümü yapıp problem sonucunda optimum bağıntı elde edilmiş olacaktır.

3.3.2 Isı Değiştiricisi Dizaynında Optimum Sıcaklık Farkı

Yapılan çalışmalarda kullanılabilir enerji kaybının minimum olmasını sağlamak için seçilecek optimizasyon metodu ısı değiştiricisi dizaynında

kullanılan optimizasyon metodlarından Andresen ve Gordon'nun [15, 16] yaptığı çalışmalarda sabit zaman aralığında minimum entropi üretimini veren optimum sonuç bulunup, ısı değiştiricisi için optimum ısıtma ve soğutma akış şekilleri ve akışkanların optimum akışkan debi miktarları hesaplanabilmektedir.

Genel olarak bu çalışmanın amacı, sıcak akışkanla soğuk akışkan arasında istenen ısı geçişini verilen zaman aralığında minimum entropi üretimini sağlayacak şekilde ısı değiştirici dizaynı elde etmek ve akışkanların optimum akış şekillerinin belirlenmesidir. Diğer bir deyişle ters akışlı tek geçişli basit bir ısı değiştiricisi dizaynında, istenen ısı geçiş miktarını sağlayacak optimum ısı değiştiricisi elde edilmek istenmektedir. Isı değiştiricisinin verilen τ sabit zaman içinde ısıtma veya soğutma tamamlanmaktadır. Bunun yanında sıcaklık zamanla değiştiği ve dolayısıyla entropi üretimi sıcaklığa bağlı olduğu kabul edilmektedir. Daha önceden de bilindiği gibi ters akışlı ısı değiştiricilerinin optimum olduğu görülmesine rağmen yapılan bu çalışmada, Lagrange çarpanlar optimizasyon yöntemi kullanılarak, minimum entropi üretimini veren netice bulunmuş ve de ısı değiştirici parametreleri üzerinde uygulanmasıyla optimum akış şekilleri bulunmuştur. Bununla birlikte bulunan optimum netice ısı değiştiricisi içinde uygulanmasıyla, optimum sıcak akışkan debisi bulunarak optimum ısı değiştiricisi dizaynı gerçekleştirilebilmektedir. Optimum neticenin uygulandığı ısı değiştiricisinde daha düşük entropi üretimi bulunmuştur.

Sıcak akışkanla soğuk akışkan arasında ısı geçişini sağlayan ısı değiştiricisinde entropi üretimi,

$$\frac{dS_a}{dt} = \kappa(T_1 - T_2) \left(\frac{1}{T_2} - \frac{1}{T_1} \right) \quad (3.65)$$

Burada, κ bu çalışmadaki $U \cdot \dot{Q}$ ye karşılık olan büyüklüktür.

Isı değiştiricisi optimizasyon yöntemi için ısı geçişi dinamik bir sınır şartıdır. Çünkü ısı değiştiricisi dizaynında optimum şartlar istenen ısı geçişinin sağlanması şartıyla gerçekleştirilmektedir.

$$q = \kappa (T_1 - T_2) = C_1 \frac{dT_1}{dt} = C_2 \frac{dT_2}{dt} \quad (3.66)$$

Optimum sonucun bulunması için, optimizasyon yöntemi olarak Lagrange çarpanlar metodu kullanılmaktadır. Lagrange çarpanlar $\lambda(t)$ şeklinde ifade edilerek Lagrange

denklemini yazılır. Optimum neticenin bulunabilmesi için Euler-Lagrange denklemleri yazılıp, λ 'nın zamana bağlı olduğunu düşünüp uzun ve sıkıcı matematiksel işlemler sonucu[15] optimum netice

$$T_1(t) = \beta T_2(t) \quad (3.67)$$

şeklinde bulunur. Burada β sabit bir sayıdır. (3.66) denkleminde (3.67) denklemini kullanılmasıyla

$$T_2(t) = T_{2ilk} \exp\left(\frac{\kappa(\beta - 1)t}{C_2}\right) \quad (3.68)$$

T_{2g} ve $T_{2\phi}$ bilindiği takdirde (3.68) denkleminde yerine konursa, β sabit sayısı

$$\beta = 1 + \frac{C_2}{k \tau} \ln \frac{T_{2\phi}}{T_{2g}} \quad (3.69)$$

şeklinde ifade edilir. (3.67) denklemini (3.65) denkleminde uygulanırsa,

$$S_u^{opt} = \frac{\kappa(\beta - 1)^2 \tau}{\beta} \quad (3.70)$$

elde edilir. Burada $T_1(t) = T_2(t)$ olduğu tersinir olayda $\beta = 1$, olması mümkün olmadığı, istenen ısı geçişinin sağlamadığı için görülmektedir.

Tersinmezliği meydana getiren faktörlerden basınç kayıplarını ihmal edildiği paralel, tek geçişli, ters akışlı basit ısı değiştiricisinde, hangi akış şekline sahip ısı değiştiricisinin entropi üretimi minimum olması kısaca aşağıdaki gibi anlatılabilir. Önceden bahsedildiği gibi, ısı değiştiricilerin boylarının uzamasıyla yapılan karşılaştırmada, aynı ısı geçişini paralel akışlı ısı değiştiricisinin daha yüksek sıcaklık farkında daha yüksek entropi ile sağladığı görülmektedir.

3.3.3 Isı Değiştiricisi Dizaynında Sıcaklık Farkı ve Basınç Kayıpları

Isı değiştiricisi dizaynında, ikinci kanun analizine göre entropi üretimini minimize etme amacını güden optimizasyon metodlarından en iyilerinden birisi Bejan'nın [10] yaptığı çalışmalardır. Bilindiği gibi optimizasyon metodları, istenen ısı geçişini sağlamak şartıyla ısı değiştiricilerin gerekli parametrelerinin değerlerini değiştirerek minimum entropi üretimini elde etmek amaçındadır. Bu konuda

günümüzde en iyi kaynak olarak Bejan, ısı değıştiricisi dizaynında entropi üretimini minimum yapan optimizasyon metodları geliştirmiştir.

Ters akışlı basit bir ısı değıştiricisinde sonlu sıcaklık farkında ısı geçişi ve basınç kayıpları tersinmezliğinden dolayı entropi üretimini (3.48) denklemi vermiştir.

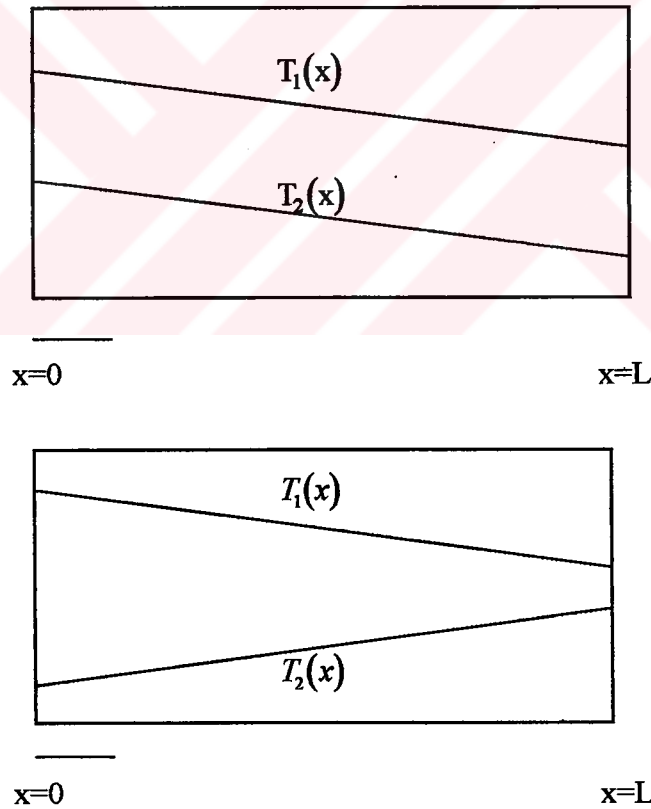
Bunun yanında, Bejan'a göre entropi üretim sayısı

$$N_s = N_{s,1} + N_{s,2} \quad (3.71)$$

Burada

$$N_{s,i} = \frac{\dot{S}_0}{(mc_p)_i}, \quad N_{s,2} = \frac{\dot{S}_0}{(mc_p)_2} \quad (3.72)$$

(3.48) denklemi (3.71) denkleminde yerlerine konursa



şekil 3.5 Ters ve paralel akışlı ısı değıştiricisi sıcaklık dağılımı sistematik gösterimi.

$$N_{s,i} = \frac{\dot{S}_{üre}}{(mc_p)_i} = \ln \frac{T_2}{T_1} \left[1 - (1 - \epsilon) \frac{T_2 - T_1}{T_2} \right] + \ln \frac{T_1}{T_2} \left[1 + (1 - \epsilon) \frac{T_2 - T_1}{T_2} \right] \\ + \frac{R}{c_{p1}} \ln \left[1 - \left(\frac{\Delta P}{P} \right)_1 \right] - \frac{R}{c_{p2}} \ln \left[1 - \left(\frac{\Delta P}{P} \right)_2 \right] \quad (3.73)$$

elde edilir. Burada,

$$\epsilon = \frac{T_{1g} - T_{1\varphi}}{T_{1g} - T_{2g}} = \frac{T_{2\varphi} - T_{2g}}{T_{1g} - T_{2g}}, \quad (P_{\varphi})_{1,2} = (P - \Delta P)_{1,2}$$

dir. $(1 - \epsilon)$ ve $(\Delta P/P)_{1,2}$ çok küçük değerlerde olduğu düşünülürse,

$$N_s = (1 - \epsilon) \frac{(T_2 - T_1)^2}{T_1 T_2} + \frac{R}{c_p} \left[\left(\frac{\Delta P}{P} \right)_1 + \left(\frac{\Delta P}{P} \right)_2 \right] \quad (3.74)$$

elde edilir.

Entropy üretim sayısı boyutsuz sayılarınca yazılırsa

$$N_s = \frac{\tau^2}{\frac{4L}{D} St(Re_D, Pr)} + \frac{R}{c_p} G^* f(Re_D) \frac{4L}{D} \quad (3.75)$$

Burada,

$$\tau = \frac{|T_2 - T_1|}{(T_1 T_2)^{1/2}} \quad (3.76)$$

$$N_w = \frac{UA}{\dot{m} c_p} = \frac{4L}{D} St \quad (3.77)$$

$$\frac{\Delta P}{P} = f \frac{4L}{D} \frac{G^2}{2\rho P} \quad (3.78)$$

G: Boyutsuz kütle hızı

$$G^* = \frac{G}{(2\rho P)^{1/2}} \quad (3.79)$$

Optimizasyon metoduyla ısı değiştiricisi dizaynında, minimum entropi üretimini Reynold ve kütle hızları sabit kalmak şartıyla sağlayacak optimum kesit $(4L/D)$ Bejan'nın çalışmalarında bulunmuştur.

$$\left(\frac{4L}{D}\right)_{\text{opt}} = \frac{\tau}{G^* \left[\left(\frac{R}{c_p} \right) f St \right]^{\frac{1}{2}}} \quad (3.80)$$

(3.75) denklemi sadeleşerek,

$$N_{s,\min} = 2 \tau \left(\frac{R}{c_p} \right) G (f St)^{\frac{1}{2}} \quad (3.81)$$

Optimumda (3.56) denkleminin iki terimi birbirine eşittir. Diğer bir değişle entropi üretimi, ısı geçişi ile basınç kaybı tersinmezliği arasında eşit dağılmıştır. Minimum tersinmezlik için optimum kesit azaldıkça kütle hızı G^* artmaktadır. Sonuç olarak ısı geçiş alana ile kütle hızı arasındaki optimum orantı ile minimum entropi üretimi elde edilebilir. Küçük kütle hızında düşük entropi üretimi meydana gelmektedir. Gerçek anlamda ekonomik analizle kütle hızının değeri belirlenerek minimum entropi üretimi elde etmek daha doğru olacaktır.

Optimizasyon yönteminde, ısı değiştirici parametrelerinden ısı geçiş alanını değişken olarak alınıp minimum entropi üretimini veren optimum ısı geçiş alanı elde edilebilir. Bilindiği gibi ekonomik olarakta ısı değiştirici alanı ısı değiştiriciler için en önemli parametrelerden biridir. Buna göre

$$G^*_{\text{opt}} = \left(\frac{\tau^2}{3 A_c^2 \left(\frac{R}{c_p} \right) f St} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (3.82)$$

$$N_{s,\text{opt}} = \frac{4 \tau^2 \left(\frac{R}{c_p} \right)^{\frac{1}{4}} f^{\frac{1}{4}}}{3 A_*^{\frac{1}{2}} St^{\frac{3}{4}}} \quad (3.83)$$

Burada, $A_* = \frac{A}{\dot{m}} (2 \rho P)^{\frac{1}{2}}$ boyutsuz ısı geçiş alanını, $A = \frac{4L}{D} A_c$: hidrolik çap ifadesini kullanarak ısı geçiş alanını ve A_c : akış kesit alanını göstermektedir.

(3.7) denkleminde de görüldüğü gibi minimum entropi üretimi mümkün olan en fazla ısı geçiş alanının olmasıyla olmaktadır. Sabit A ve Re için minimum N_s 'nin bulunması yerine, A 'nın sabit N_s ve Re için minimum değeri

$$N_{s,\min} = \frac{16 \tau^3 \left(\frac{R}{c_p} \right)^{\frac{1}{2}} f^{\frac{1}{2}}}{3^{\frac{3}{2}} N_s^2 St^{\frac{3}{2}}} \quad (3.84)$$

$$\left(\frac{4L}{D}\right)_{\text{opt}} = \frac{4}{3} \frac{\tau^2}{St N_s} \quad (3.85)$$

bulunur[10, 11].

3.3.3 “Pinch” Metodu

Pinch metodu ısı değıştirici sistemlerinde verim artırıcı bir metod olarak kullanılmaktadır. Pinch metodu genel olarak, gerekli enerji miktarını minimum tahmini sıcaklık farkıyla sağlayacak şekilde hesap edilerek ısı değıştirici sistemi dizayn edilmesidir. Sistem dizaynından sonra ekonomik analiz yapılarak tahmin edilen sıcaklık farkı teyit edilir[26]. Pinch metodunda yeni teknikle, ekonomik minimum yaklaşık sıcaklık dizayndan önce tesbit edilir. Ekonomik minimum yaklaşık sıcaklık tesbitinden sonra sistemin ekonomik analizi yapılarak tesbit edilen bu değeri yeniden düzenlenerek dizayn gerçekleştirilir. Ekonomik minimum yaklaşık sıcaklık, birleştirilmiş sıcaklık-entalpi grafikleri üzerinde gösterilmektedir. Pinch metodunda en önemli step yaklaşık sıcaklığı belirlemektir[27]. Ekonomik minimum yaklaşık sıcaklık, marjinal yatırımın geriğeri döndüğü anda meydana gelmektedir.

BÖLÜM 4

ISI DEĞİŞTİRİCİSİ DİZAYNINDA MİNİMUM KULLANILABİLİR ENERJİ KAYBI

Isı değıştircisi dizaynında, termodamiğin birinci kanununun yanında ikinci kanun analiz çalışmaları günümüzde önemli hale gelmiştir. Bu amaçla bu çalışmada, ters akışlı ısı değıştircisinin kayıp kullanılabilir enerjisini minimum yapan optimizasyon metodu kullanarak, ısı değıştircisi ısı hesapları yapılmaktadır. Tersinmezlik faktörlerinden ısı değıştircisindeki basınç kayıplarının ihmal edildiğı, sonlu sıcaklık farkında ısı geçişinden dolayı tersinmezliğin olduğı düşünölmüştür. Sürekli ve ters akışlı ısı değıştircisinde, akışkanların özgül ısılarının, toplam ısı geçiş katsayısının sabit olduğı kabul edilmiştir. Sürekli akışlı sürekli açık sistem (SASA) modeline uygun iç içe borulu bir ısı değıştircisinde, akışkanların sıcaklıkları x 'e göre değışmektedir.

Isı değıştircisi hesaplarında minimum kullanılabilir enerji yanında ısı değıştircisinin sağlanması gereken bağıntı şart olarak kullanılmış ve Lagrange çarpanlar optimizasyon metodu ile yapılmıştır. Elde edilen optimum bağıntının ısı değıştircisine uygulanmasıyla optimum parametrelere sahip ısı değıştircisi elde edilmiştir. Bunun için akışkanların giriş sıcaklıklarının, debilerinin, özgül ısılarının, toplam ısı geçiş katsayısının ve ısı değıştirci alanının bilindiğı paralel ters ve sürekli akışlı ısı değıştircisinin ısı hesapları yapıp optimizasyon metodunun uygulaması yapılmıştır.

Isı değıştircisi optimizasyon çalışmasında, ısı değıştirci parametrelerden sıcak akışkanın debisinin değıştirilmesiyle, sıcak akışkanın optimum debisi hesaplanmaktadır. Böylece yukarıda bahsedilen optimum olmayan ısı değıştirci parametrelerinden sıcak akışkanın debisinin optimum şartlarda hesaplanmasıyla diğeri parametrelerde optimum hale gelecektir. Bunu yaparken baştan da bahsedildiğı gibi ısı

değiştiricisinin sağlaması gereken bağıntının gerçekleşmesi şartıyla optimizasyon metodu kullanılmaktadır. Isı değiştiricisinin optimum dizaynının elde edilmesinde, baştan bilinen akışkanların giriş sıcaklıkları, özgül ısıları, toplam ısı geçiş katsayısı, soğuk akışkanın debisi ve ısı değiştiricisinin alanı dışında akışkanın çıkış sıcaklıkları, sıcaklık dağılımları ve sıcak akışkanın debisi optimum hale gelmektedir. Dolayısıyla optimum ısı değiştiricisinin kayıp kullanılabilir enerjisinin önceki dizayna göre düştüğü ve optimum hale geldiği görülmüştür.

4.1 Isı Değiştiricisinde Kayıp Kullanılabilir Enerji

Isı değiştiricisinde, tersinmezliği meydana getiren faktörlerden sonlu sıcaklık farkında ısı geçişi gözönünde tutularak optimizasyon çalışması için kayıp kullanılabilir enerji hesaplanmaktadır. Şekil 4.1 de SASA'ya uygun ters akışlı basit bir ısı değiştiricisinde alınan diferansiyel hacim elemanı için kullanılabilir enerji denklemleri

$$\dot{K}_q - \dot{K}_p = \dot{m}_1 \left(k_{a1} + \frac{dk_{a1}}{dx} - k_{a1} \right) + \dot{m}_2 \left(k_{a2} - \frac{dk_{a2}}{dx} - k_{a2} \right) + \dot{K}_{ky} \quad (4.1)$$

şeklinde yazılabilir. Burada, Şekil 4.1 göre

$$\frac{dk_{a1}}{dx} < 0, \quad \frac{dk_{a2}}{dx} < 0, \quad \dot{K}_q = 0, \quad \dot{K}_p = 0$$

değerlerine sahiptir. (3.56) veya (3.60) denkleminin x e göre türevleri

$$\frac{dk_a}{dx} = c_{po} \frac{dT}{dx} - T_o c_{po} \frac{1}{T} \frac{dT}{dx} \quad (4.2)$$

şeklinde yazılır. (4.1) denklemi kısaltıldıktan sonra (4.2) denklemindeki kullanılabilir enerji türevleri yerlerine yazılırsa

$$\dot{m}_1 c_{p1} \left(\frac{dT_1}{dx} \right) - \dot{m}_2 c_{p2} \left(\frac{dT_2}{dx} \right) - T_o \left[\dot{m}_1 c_{p1} \frac{1}{T_1} \left(\frac{dT_1}{dx} \right) - \dot{m}_2 c_{p2} \frac{1}{T_2} \left(\frac{dT_2}{dx} \right) \right] + \frac{d\dot{K}_{ky}}{dx} = 0 \quad (4.3)$$

denklemi elde edilir. (4.3) matematiksel sadeleşmelerle

$$\dot{m}_1 c_{p1} \frac{dT_1}{dx} \left(1 - \frac{T_o}{T_1} \right) - \dot{m}_2 c_{p2} \frac{dT_2}{dx} \left(1 - \frac{T_o}{T_2} \right) + \frac{d\dot{K}_{ky}}{dx} = 0 \quad (4.4)$$

elde edilir. (4.4) denkleminde, termodinamiğin birinci kanununa göre bulunan (3.7) denklemindeki eşitlikler yerlerine konulursa,

$$\left(\frac{d\dot{K}_{ky}}{dx} \right) = U\dot{C} (T_1 - T_2) \left(1 - \frac{T_0}{T_1} \right) - U\dot{C} (T_1 - T_2) \left(1 - \frac{T_0}{T_2} \right) \quad (4.5)$$

ve kısaltmalardan sonra

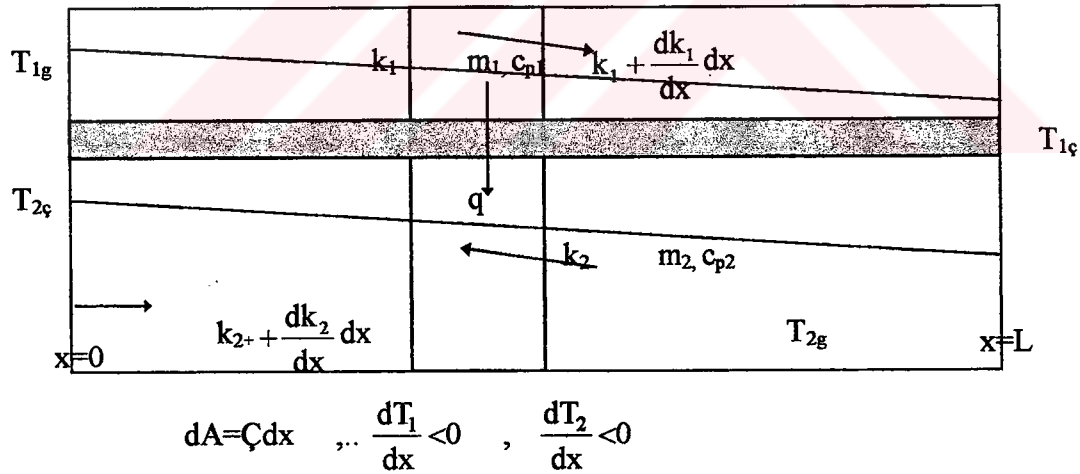
$$\left(\frac{d\dot{K}_{ky}}{dx} \right) = T_0 (T_1 - T_2) \left(\frac{1}{T_2} - \frac{1}{T_1} \right) U\dot{C} \quad (4.6)$$

denklemini elde edilir.

Andresen ve Gordon'nun optimizasyon yönteminde kullandığı (3.65) denklemindeki entropi üretimi ile bu çalışmada bulunan kullanılabilir enerji kaybı arasındaki ilişkiye bakıldığında The Gouy-Stodola teoremine uymaktadır. Görüldüğü gibi (4.6) denklemini ile (3.61) denklemini arasında,

$$\frac{d\dot{K}_{ky}}{dx} = T_0 \frac{dS_u}{dx} \quad (4.7)$$

şeklinde ilişki vardır.



4.2 Lagrange Çarpanlar Optimizasyon Metodu

Isı değiştiricisi dizaynında, minimum kullanılabilir enerji kaybını verecek optimum bağının bulunmasında Lagrange çarpanlar optimizasyon metodu kullanılabilmektedir. Kayıp kullanılabilir enerji kaybının minimum olması isten-

diğinden, (4.6) denklemi Lagrange çarpanlar optimizasyon metodunda temel bağıntı denklemdir. Bunun yanında, ısı değiştiricisinin belirli ısı geçişini sağlaması gerektiği düşünülmektedir. Böylece, optimizasyon metodunda, sağlanması gereken bağıntı olarak termodinamiğin birinci kanununa göre bulunan (3.2) denkleminde U , $A = \dot{Q} L$ ve $C_2 = m_2 c_{p2}$ tesbit edilerek aşağıdaki şekilde düzenlenen

$$U \dot{Q} (T_1 - T_2) + C_2 \frac{dT_2}{dx} = 0 \quad (4.8)$$

denklemi yazılabilir. Optimizasyonun amacı, termodinamiğin birinci kanununu sağlayacak minimum kullanılabilir enerji kaybına sahip ısı değiştiricisi ısı hesaplarını şartlı optimizasyon metoduyla elde edilmesi olacaktır. Buna göre Lagrange denklemi

$$L = T_0 U \dot{Q} (T_1 - T_2) \left(\frac{1}{T_2} - \frac{1}{T_1} \right) - \lambda(x) \left[C_2 \frac{dT_2}{dx} + U \dot{Q} (T_1 - T_2) \right] \quad (4.9)$$

şeklindedir.

Optimizasyon metodunda, daha önceden bahsedildiği gibi, gözönüne alınan ısı değiştiricisinin parametrelerinden sıcak ve soğuk akışkanların giriş sıcaklıklarının da verildiği kabul edilerek Lagrange çarpanlar optimizasyon metodu uygulanacaktır. (4.9) denkleminde, sağ tarafın ilk terimi (3.2) denkleminde yararlanarak değiştirilirse

$$L = -T_0 \left[C_2 \frac{dT_2}{dx} \left(\frac{1}{T_2} - \frac{1}{T_1} \right) \right] - \lambda(x) \left[C_2 \frac{dT_2}{dx} + U \dot{Q} (T_1 - T_2) \right] \quad (4.10)$$

şekline ulaşır. Görüldüğü gibi, bu denklem içinde sıcak akışkan debisi bulunmamaktadır ve değişkenler T_1 , T_2 , $\frac{dT_2}{dx}$ dir. Euler denklemlerinden ilki yazılırsa

$$\frac{\partial L}{\partial T_1} = - \frac{T_0 C_2 \frac{dT_2}{dx}}{T_1^2} - U \dot{Q} \lambda(x) = 0 \quad (4.11)$$

elde edilir. Buradan

$$\lambda(x) = - \frac{U \dot{Q} T_0 C_2 \frac{dT_2}{dx}}{T_1^2} \quad (4.12)$$

bulunur. (4.12) denkleminde $\frac{dT_2}{dx}$ 'li terimin yerine (3.2) denkleminde bulunan $\frac{dT_1}{dx}$ li değeri yazılırsa

$$\lambda(x) = U\zeta T_0 C_1 \frac{d}{dx} \left(\frac{1}{T_1} \right) \quad (4.13)$$

elde edilir. Bu denklemin x ' e göre türevi alınarak

$$\frac{d\lambda}{dx} = U\zeta T_0 C_1 \frac{d^2}{dx^2} \left(\frac{1}{T_1} \right) \quad (4.14)$$

bulunur. İkinci Euler denklemini yazılırsa

$$\frac{\partial L}{\partial T_2} - \frac{d}{dx} \frac{\partial L}{\partial (dT_2/dx)} = T_0 C_2 \frac{dT_1}{dx} \frac{1}{T_1^2} + U\zeta \lambda + C_2 \frac{d\lambda}{dx} = 0 \quad (4.15)$$

elde edilir. (4.13) ve (4.14) denklemleri (4.15) denkleminde yerlerine konursa ve gerekli kısaltmalar yapılırsa

$$\frac{d^2}{dx^2} \left(\frac{1}{T_1} \right) + \frac{U\zeta}{C_1 C_2} (C_1 - C_2) \frac{d}{dx} \left(\frac{1}{T_1} \right) = 0 \quad (4.16)$$

elde edilir. İkinci mertebeden homojen diferansiyel bu denklemin çözümü

$$\frac{1}{T_1} = A + B \exp \left(-\frac{U\zeta}{C_1 C_2} (C_1 - C_2) x \right) \quad (4.17)$$

bulunur. Burada A ve B sabit sayılardır. (4.17) denklemini sadeleştirerek

$$T_1 = \frac{1}{A + B \exp \left(-\frac{U\zeta}{C_1 C_2} (C_1 - C_2) x \right)} \quad (4.18)$$

elde edilir. (4.18) denkleminin türevi alınır

$$\frac{dT_1}{dx} = - \frac{\frac{B U \zeta}{C_1 C_2} (C_1 - C_2)}{A + B \exp \left(-\frac{U \zeta}{C_1 C_2} (C_1 - C_2) x \right)} \quad (4.19)$$

bulunur. $\frac{dT_2}{dx}$ 'yi bulabilmek için yine (4.7) denkleminden yararlanılarak.

$$\frac{dT_2}{dx} = -\frac{C_1}{C_2} \frac{\frac{B U \zeta}{C_1 C_2} (C_1 - C_2)}{A + B \exp\left(-\frac{U \zeta}{C_1 C_2} (C_1 - C_2)x\right)} \quad (4.20)$$

elde edilir. (4.20) denkleminin integrali alınırsa

$$T_2 = -\frac{C_1}{C_2} \frac{D}{A + B \exp\left(-\frac{U \zeta}{C_1 C_2} (C_1 - C_2)x\right)} \quad (4.21)$$

bulunur. Burada D integral sabitidir. Buraya kadar elde edilen (4.18) ve (4.21) denklemleri optimum sıcaklık dağılımlarıdır. Bu denklemler arasında

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{C_2}{C_1 D} = f \quad (4.22)$$

şeklinde optimum bağıntı vardır. Burada f sabit bir sayı olup dikkat edilecek önemli nokta, bulunan (4.22) denklemindeki C_1 optimum değerde olup, (4.7) denklemindekinden farklı değerdedir. Böylece (4.7) denklemiyle (4.22) denklemindeki ilişkiden

$$C_{1opt} D = C_1 \quad (4.23)$$

olduğu görülür. Sonuç olarak optimizasyon metodu sonucunda, minimum kullanılabilir enerji kaybını sağlayacak optimum bağıntı olarak, sıcak akışkan sıcaklığının soğuk akışkan sıcaklığına oranının sabit olduğu görülür.

4.3 Optimum Bağıntının Isı Değiştiricisi Üzerinde Uygulaması

Isı değiştiricisi dizaynında, optimum bağıntının ısı değiştiricisi üzerinde uygulanmasıyla minimum kullanılabilir enerji kaybına sahip optimum ısı değiştiricisi elde edilmektedir..

Isı değiştiricisinin optimizasyon çalışmasında, ısı değiştirici parametrelerinden sıcak akışkan debisinin (4.22) denkleminde bulunan optimum bağıntıyı sağlayacak şekilde değiştirilmesiyle optimizasyon çalışması yapılmaktadır. Burada, sıcak ve

soğuk akışkanların giriş sıcaklıkları (T_{1g} ve T_{2g}), debileri (m_1 ve m_2), özgül ısıları (c_{p1} ve c_{p2}), toplam ısı geçiş katsayısı (U) ve ısı geçiş alanı (A) bilinen tek geçişli, ters ve sürekli akışlı basit bir ısı değiştiricisinin optimum ısı hesapları yapılmaktadır. Görüldüğü gibi ısı değiştiricisinin parametrelerinden çoğu verilmiştir. Bundan sonra termodinamiğin birinci kanuna dayanarak ısı değiştiricisinin diğer özellikleri bulunabilir. Bunlar akışkanların çıkış sıcaklıkları, ısı geçiş miktarları ve termodinamiğin ikinci kanuna göre entropi üretimi ve kullanılabilir enerji kaybı olmaktadır.

Minimum kullanılabilir enerji kaybına sahip ısı değiştiricisi elde edebilmek için optimum bağıntının değerinin bulunması gereklidir. Bunun için ilk olarak (4.22) denklemiyle bulunan optimum bağıntı (4.7) denkleminde T_1 'in yerine koyup T_2 sıcaklığının integrali yazılırsa

$$\int_{T_{2g}}^{T_2(x)} \frac{dT_2}{T_2} = \int_0^x \frac{U \zeta (f-1)}{C_2} dx \quad (4.24)$$

elde edilir. İntegral sonucu olarak

$$T_2(x) = T_{2g} \exp\left(-\frac{U \zeta (f-1)}{C_2} x\right) \quad (4.25)$$

elde edilir. Sıcak ve soğuk akışkanın giriş (T_{1g} ve T_{2g}) sıcaklıkları bilindiğine göre ve

$T_{2g} = \frac{T_{2g}}{f}$ olduğuna göre, (4.24) denkleminde yerlerine koyup bazı matematiksel işlemler sonucu

$$\ln f + (UA/C_2) f = \ln(T_{1g}/T_{2g}) + (UA/C_2) \quad (4.26)$$

şeklinde denklem elde edilir. Bu denklemde deneme yanılma yöntemiyle f optimum bağıntı değeri bulunabilmektedir. Diğer yandan optimum kullanılabilir enerji kaybını bulmak için, (4.5) denklemiyle bilinen kullanılabilir enerji kaybı denkleminde optimum bağıntılı terimli sıcaklık ifadeleri konursa optimum kullanılabilir enerji kaybı

$$\dot{K}_{ky} = T_o \frac{(f-1)^2}{f} U \zeta L \quad (4.27)$$

şeklinde bulunur.

Daha önceden bahsedildiği gibi, sıcak akışkan debisinin değiştirilmesiyle yapılan optimizasyon uygulamasında, optimum bağıntıya uygun olan sıcak akışkan debisi bulunacaktır. Bu amaçla, (3.3) veya (4.7) denkleminde dT_1 ve dT_2 değerlerinin integralleri alınırsa

$$\frac{T_1(x)}{T_2(x)} = \frac{C_2}{C_1} + \beta \quad (4.28)$$

elde edilir. Burada, β :sabit bir sayıdır. Bunun yanında (4.22) denklemindeki optimum bağıntının ve (3.3) veya (4.7) denklemindeki eşitliğinin sağlanabilmesi için $\beta=0$ olmalıdır. Buna göre (4.26) denkleminde deneme yanılma yöntemiyle bulunan optimum bağıntı (4.28) denkleminde yerine konursa

$$\frac{T_1(x)}{T_2(x)} = \frac{\dot{m}_2 c_{p2}}{\dot{m}_1 c_{p1}} = 1 + \frac{\dot{m}_2 c_{p2}}{U\dot{Q}L} \ln \frac{T_{2f}}{T_{2g}} \quad (4.29)$$

elde edilir. Böylece ısı değiştiricisi dizaynında başta belli olan parametrlere giriş akışkan debisini ($\dot{m}_1$) değiştirerek optimum giriş akışkan debisi

$$\dot{m}_1 = \frac{C_2}{c_{p1} f} \quad (4.30)$$

şeklinde elde edilir. Netice olarak optimum sıcak akışkan debisine sahip ısı değiştiricisinin dizaynı bu şartlarda yapılabilmektedir.

Optimum bağıntının ısı değiştiricisine uygulanmasında, ısı değiştiricisinde akışkanların sıcaklık dağılımları değişmekle birlikte, önceki dizayna göre daha düşük değerlerde kullanılabilir enerji kaybı elde edilmiş olacaktır. Burada akışkanların optimum çıkış sıcaklıkları

$$T_{1f \text{ opt}} = T_{2g} f, \quad T_{2f \text{ opt}} = \frac{T_{1g}}{f} \quad (4.31)$$

bulunur. Optimum ısı değiştiricisinde, optimum olmayan ısı değiştiricisine göre sıcak ve soğuk akışkanların sıcaklık değişimleri de optimum hale gelmiştir. Bununla ilgili olarak soğuk akışkanın sıcaklık dağılımları (4.25) denkleminde göre bulunmaktadır. Bilinen optimum bağıntıdan yararlanılarak sıcak akışkan sıcaklık dağılımı da bulunabilmektedir.

Optimizasyon çalışması sonucu, sıcaklıkların değişmesi sonucu LOSF 'nın küçüldüğü ve dolayısıyla kullanılabilir enerji kaybının azaldığı görülmektedir. Buna göre optimum ısı değiştiricisinin LOSF (3.16) denkleminde optimum bağıntının uygulanmasıyla

$$\Delta T_0 = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}} = \frac{(f-1) \left[\frac{T_{1g}}{f} - T_{2g} \right]}{\ln \frac{T_{1g}}{f T_{2g}}} \quad (4.31)$$

şeklinde denklem elde edilir.

4.4 Örnek Uygulamalar

Daha önceden bahsedildiği gibi ısı değiştiricisi dizaynında, termodinamiğin birinci kanunuyla yapılan tasarım çalışması yanında ikinci kanun analizine dayalı optimizasyon metodları günümüzde çok fazla kullanılmaktadır. Bilindiği gibi termodinamik analizler sonucu ters ve sürekli akışlı ısı değiştiricisinin sıcak akışkanla soğuk akışkan arasında ısı geçişi bağıntısını sağlamak şartıyla, minimum kullanılabilir enerji kaybını veren optimum bağıntı ısı değiştiricisi üzerinde uygulanmasıyla ısı değiştirici dizaynı yapılmaktadır.

Yapılan çalışmalarda, excel bilgisayar programlarını kullanarak istenen hesaplar yapılmıştır. Bunun için verilenler olarak; TABLO 4.1'in ilk kısmında görüldüğü gibi sıcak ve soğuk akışkan debisi ve özgül ısıları, ısı değiştiricisi toplam ısı geçiş katsayısı, ısı değiştiricisi alanı, sıcak ve soğuk akışkan giriş sıcaklıkları ve civar sıcaklıklarının bilindiği kabul edilmiştir. Böylece ilk çalışmada GBS metodu ile sıcaklıklar bulunmuştur. EK A 'da görüldüğü gibi bu çalışmaya ait akış diyagramı bulunmaktadır. Burada ilk evela ısı değiştiricisinin büyüklükleri hesaplanmıştır. Bunlar C_1 , C_2 , C_{max} , C_{min} ve Z gibi büyüklüklerdir. Bundan sonra (3.24) ve (3.27) denklemdaki GBS ve ε değerleri hesaplanmaktadır. Bulunan değerler sonucu $T_{1ç}$ ve $T_{2ç}$ değerleri (3.26) denkleminde yerine konursa çıkış sıcaklıkları bulunur.

İkinci etaptaki çalışmada, optimum sıcak akışkan debisi bulunarak, ısı değiştiricisinin optimizasyonu yapılmaktadır. Bununla ilgili olarak EK B 'de yapılan bilgisayar programının akış diyagramı bulunmaktadır. Bu çalışmada verilenler

yukarıdaki verilenlerle aynıdır. Akış diyagramında, ilk olarak (4.26) denkleminde deneme yanılma yöntemiyle optimum bağıntı olan f değeri bulunur. Optimum sıcak akışkan debisinin değerini veren (4.30) denklemini kullanarak optimum akışkan debisi hesaplanır. (4.31) denkleminde faydalanarak optimum sıcak akışkan çıkış sıcaklıkları hesaplanabilir. Bunun yanında (4.27) denklemini kullanarak optimum dizaynı yapılmış ısı değiştiricisinin kayıp kullanılabilir enerjisi hesaplanmaktadır

Yapılan çalışmalar sonucu elde edilen değerlerin karşılaştırılması grafiksel olarak yapılmasıyla, optimizasyon metodunun getirdiği farkları görmek mümkün olacaktır. Bu konuda excel bilgisayar programının grafik çizme özelliğinden yararlanılmıştır

4.4.1 Örnek Problem; 1

Şimdi yapılan çalışmaların sonuçlarını daha iyi görebilmek için örnek 1 olarak alınan paralel ters akışlı ısı değiştiricisinin uygulaması yapılacaktır. Bu örnek çalışmada verilenler olarak; TABLO 4.1'in ilk kısmında verilenler olarak görülen sıcak akışkan debisi 2.82 kg/s, soğuk akışkan debisi 0.66 kg/s, sıcak akışkan özgül ısı 1900 J/kg.K, soğuk akışkan özgül ısı 4180 J/kg.K, ısı değiştiricisi toplam ısı geçiş katsayısı 320 W/m².K, ısı değiştiricisi alanı 4 m², sıcak akışkan giriş sıcaklığı 353.9 K, soğuk akışkan giriş sıcaklığı 311.71 K, ve civar sıcaklığının da 283 K olduğu kabul edilmiştir.

TABLO 4.1' excel bilgisayar programından yararlanılarak hazırlanmıştır. Burada herbir hücrenin bir denklem ifade etmesiyle, gerekli büyüklükler otomatik olarak hazırlanmaktadır. Bu amaçla, verilen değerler kullanılarak ilk olarak ısı değiştiricinin büyüklükleri hesaplanmaktadır. Bu değerler termodinamiğin birinci kanuna dayalı denklemlerde kullanılmak üzere hesaplanmaktadır. Bunlar C_1 , C_2 , C_{min} , C_{max} , UA , Z , Z_1 , ve Z_2 dir. Optimizasyon çalışmasından önce termodinamiğin birinci kanununa dayalı GBS metodunu kullanarak akışkanların çıkış sıcaklıkları hesaplanmaktadır. Bunun için (3.24) denkleminde GBS, (3.27) denkleminde tesirlilik değerleri hesaplanıp, (3.22) denklemiyle (3.27) denklemi birleştirilip sıcak ve soğuk akışkanların çıkış sıcaklıkları hesaplanabilmektedir. Bu kısımda ayrıca optimum dizaynı yapılmamış ısı değiştiricisinin entropi üretimi ve kullanılabilir enerji

kayıpları sırasıyla (3.46) ve (3.48) denklemlerine göre hesaplanmaktadır. Bununla birlikte, ısı değiştiricisinin ısı geçiş miktarı (3.18) denklemine göre hesaplanmaktadır. Buraya kadar yapılan çalışmalar optimizasyon çalışmaları için hazırlık niteliğine sahiptir. Bundan sonra optimizasyon metodundan çıkan optimum bağıntıyı (4.27) denklemine göre deneme yanılma yöntemine göre hesaplanıp, ısı değiştiricisi üzerinde uygulamaya geçilmektedir. Bununla birlikte optimum sıcak akışkan debisinin hesaplanması (4.29) denklemine göre yapılmaktadır. Böylece optimum ısı değiştiricisinin yeni optimum parametrelerinden ilki bulunmuş olacaktır. Bundan sonra ısı değiştiricisinin diğer optimum değerleri bulunabilmektedir. Bunlardan sıcak ve soğuk akışkanın çıkış sıcaklıkları (4.30) denklemini kullanarak bulunabilmektedir. Bununla birlikte (3.66) ve (4.26) denklemlerine göre sırayla optimum entropi üretimini ve kullanılabilir enerji kaybının değerleri bulunabilmektedir. Buradaki işlemler excel bilgisayar programının kolaylığından faydalanılarak, diğer verilere sahip örnek ısı değiştiricilerinin optimizasyon çalışması için de rahatlıkla kullanılabilir.

Optimizasyon çalışması sonucu bulunan optimum ısı değiştiricisi parametreleriyle optimum olmayan ısı değiştiricisinin parametrelerinin ısı değiştirici boyunca (eşit aralıklı noktalarda) değişimleri TABLO 4.2 de gösterilmiştir. Bu değişkenlerden akışkanların sıcaklık değişimlerini (3.37) ve (3.42) denklemleriyle bulunabilmektedir. Akışkanların kullanılabilir enerji değişimleri ise (3.56) denklemiyle elde edilmektedir. Kullanılabilir enerji kaybını ise (3.48) denklemiyle bulunabilmektedir. Optimum ısı değiştiricisi içinse, yukarıdaki denklemlerdeki parametrelerinin yerine optimum değerlerinin konulmasıyla veya (4.25) denklemini soğuk akışkan sıcaklığı için, sıcak akışkan sıcaklığı için de (4.25) denklemlerinden bulunan değerleri optimum bağıntı uygulanmasıyla elde edilmektedir. Böylece ısı değiştiricisinin parametrelerinin optimum ve optimum olmayan değerlerinin karşılaştırılması yapılabilmektedir. Burada, optimum ısı değiştiricisinin sıcak akışkan sıcaklıkları, soğuk akışkan sıcaklıkları, akışkanların kullanılabilir enerjileri ve sıcak akışkan debisi değişmekle birlikte T_o , U , C_1 , C_2 , $\dot{C}$, L gibi değerler değişmemektedir.

Yapılan çalışmalar sonucu elde edilen değerlerin karşılaştırılması grafiksel olarak yapılmasıyla, optimizasyon metodunun getirdiği farkları görmek mümkün olacaktır. Bu konuda excel bilgisayar programının grafik çizme özelliğinden yararlanılmıştır. Şekil 4.2 sıcak ve soğuk akışkanın sıcaklık değişimini aynı grafik

içinde optimum olan ısı değiştiricisiyle optimum olmayanı arasında karşılaştırma yapan çizimler yapılmıştır.

Isı değiştiricisinin ikinci kanun analizinde akışkanların kullanılabilir enerjileri önemli bir konudur. Şekil 4.3 grafikleriyle ısı değiştiricisinin akışkanlarının kullanılabilir enerjilerinin optimum değeriyle optimum olmayan değerleri arasındaki karşılaştırma, grafiksel olarak görülmektedir. Burada sıcak akışkanın optimum kullanılabilir enerji değişimiyle, optimum olmayan değişimi aynı grafikte görülerek, aradaki fark teşhis edilmeye çalışılmaktadır. Şekil 4.4 de, TABLO 4.2 deki optimum ısı değiştiricisiyle optimum olmayan ısı değiştiricilerine ait elde edilen kullanılabilir enerji kayıplarının değişimleri grafiksel olarak yapılmıştır.

4.4.2 Örnek Problem; 2

Şimdi örnek problem olarak Andresen-Gordon[15] 'nın yaptığı çalışmadaki örnek problem aynen alınmıştır. Burada verilenler olarak; TABLO 4.2'in ilk kısmında görüldüğü gibi “ *sıcak akışkan debisi 2.82 kg/s, soğuk akışkan debisi 0.66 kg/s, sıcak akışkan özgül ısısı 1900 J/kg.K, soğuk akışkan özgül ısısı 4180 J/kg.K, ısı değiştiricisi toplam ısı geçiş katsayısı 320 W/m².K, ısı değiştiricisi alanı 4 m², sıcak akışkan giriş sıcaklığı 353.9 K, soğuk akışkan giriş sıcaklığı 311.71 K, ve civar sıcaklığının da 283 K* “ olduğu kabul edilmiştir.

Örnek 2 için yapılan çalışmalar örnek 1'le aynı olup, yalnızca verilen değerler değiştirilmiştir. Excel programının kolaylığıyla verilenlerin değişmesiyle diğer bulunacak değerler otomatik olarak hesaplanmıştır. Örnek 2'nin verilenlerinin Andresen-Gordon[15]'ninkiyle aynı olmasından dolayı neticelerde benzerlik vermektedir.

Yapılan çalışmalarda iki farklı verilere sahip örnek ısı değiştiricilerinin üzerinde yapılan optimizasyon çalışmalarının neticelerinin değişimleri görülebilmektedir. Buna göre; TABLO 4.1 in ikinci örnek ısı değiştiricisi için uygulaması TABLO 4.3, TABLO 4.2 nin örnek 2 ısı değiştiricisi için uygulaması TABLO 4.4 dir. Aynı şekilde de Şekil 4.2 nin örnek 2 için çizimi Şekil 4.5, Şekil 4.3 ün Şekil 4.6 ve Şekil 4.4 için de Şekil 4.7 dir.

TABLO 4.1a PARALEL TERS AKISLI ISI DEĞİŞTİRİCİ (ÖRNEK 1) ANALİZİ

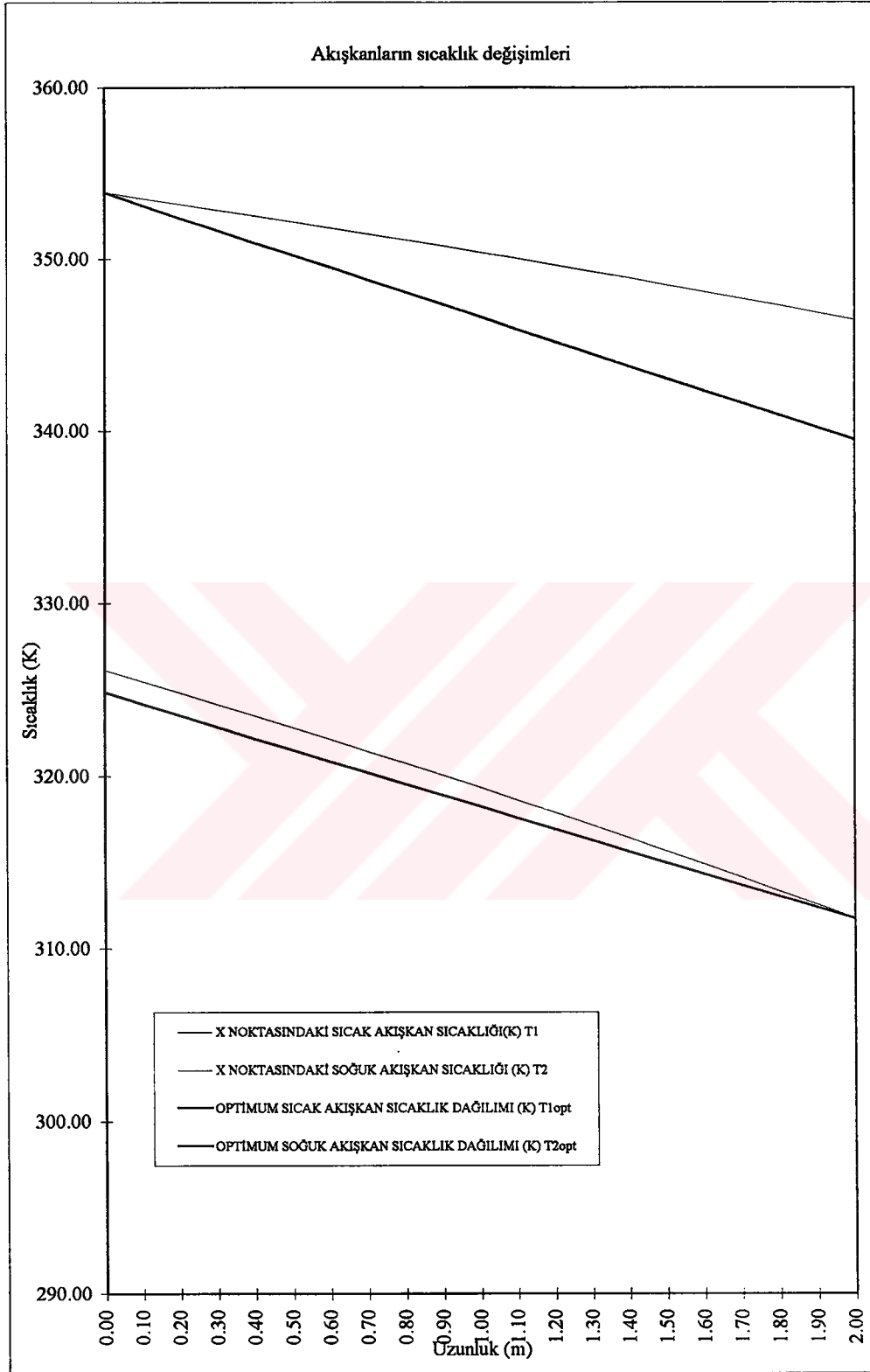
Verilenler : $m_2, c_{p1}, c_{p2}, U, A=\dot{C}L, T_{1g}, T_{2g}, T_o, Q$		
Sıcak akışkan debisi	m_1	2.82 kg/s
Soğuk akışkan debisi	m_2	0.66 kg/s
Sıcak akışkan özgül ısısı	c_{p1}	1900.00 J/kg.K
Soğuk akışkan özgül ısısı	c_{p2}	4180.00 J/kg.K
Isı değıştiricisi toplam ısı geçiş katsayısı	U	320.00 W/m ² .K
Isı değıştiricisi çevresi	$\dot{C}$	2.00 m
Sıcak akışkanın giriş sıcaklığı	T_{1g}	353.90 K
Soğuk akışkanın giriş sıcaklığı	T_{2g}	311.71 K
Cıvar sıcaklığı	T_o	283.15 K
Isı değıştiricisi boyu	L	2.00 m
Isı değıştiricisinin hesaplanan diğerk büyüklükleri		
C_1 ($C_1=m_1 \cdot c_{p1}$)		5358.00 W/K
C_2 ($C_2=m_2 \cdot c_{p2}$)		2758.80 W/K
C_{min}		2758.80 W/K
C_{max}		5358.00 W/K
$U \cdot \dot{C} \cdot L$		1280.00 W/K
Z		0.51
Z_1		1.94
Z_2		0.51
GBS metodu ile sıcaklıkların bulunması		
GBS ($GBS=U \cdot \dot{C} \cdot L / C_{min}$)		0.46397
E ($E=(1-EXP(-GBS \cdot (1-Z)))/(1-Z \cdot EXP(-GBS \cdot (1-Z)))$)		0.34225
T_{1q} ($T_{1q}=(T_{1g}-T_{2g}) \cdot E \cdot C_{min} / (C_1+T_{1g})$)		346.47 K
T_{2q} ($T_{2q}=E \cdot C_{min} \cdot (T_{1g}-T_{2g}) / (C_2+T_{2g})$)		326.15 K
q ($q=U \cdot A \cdot (LOSF)$)		39835.64 W
$S_{üretim}$		11.16 W/K
$K_{kayıp}$		3161.21 W

TABLO 4.1b PARALEL TERS AKIŞLI ISI DEĞİŞTİRİCİ OPTİMİZASYONU

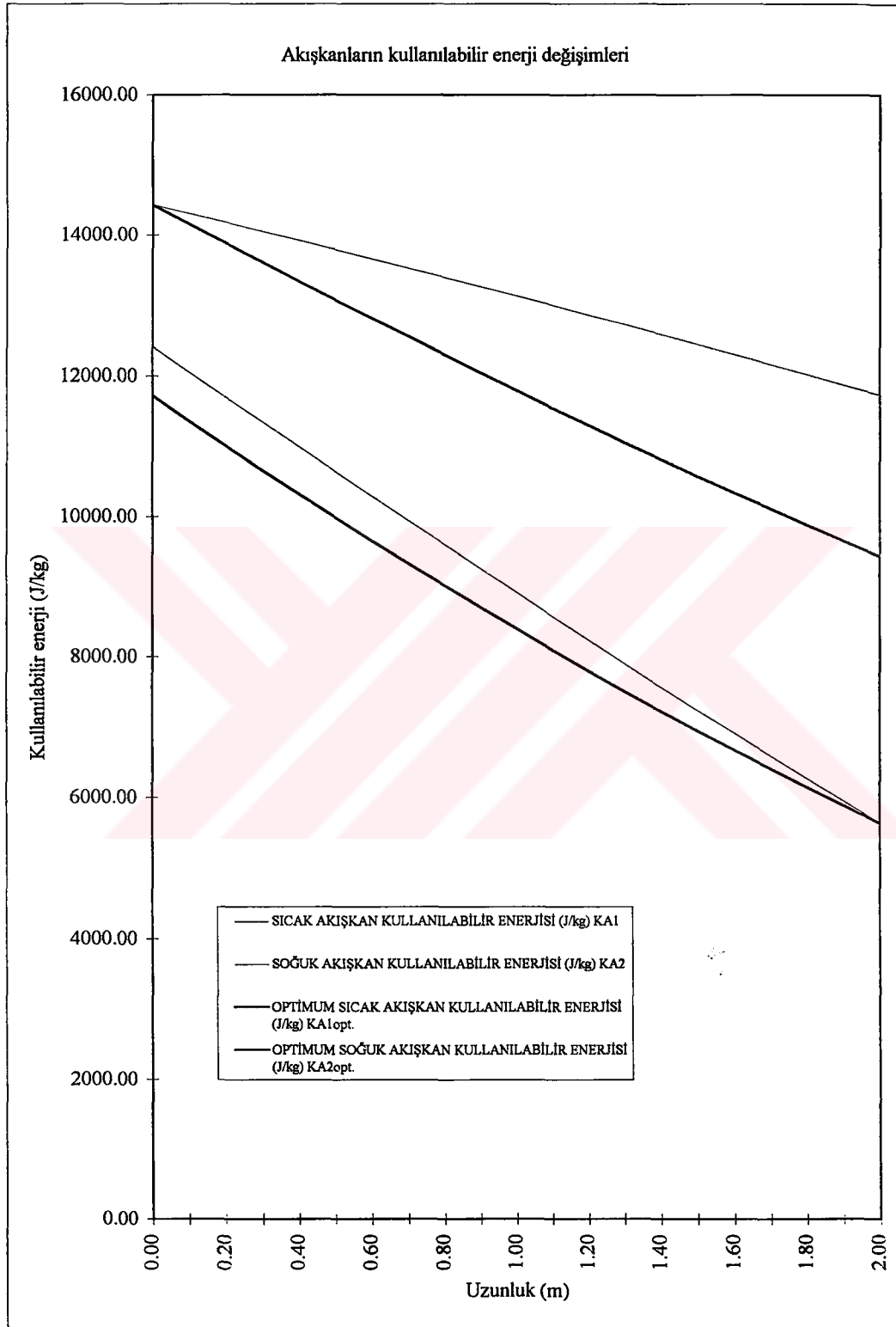
KONU: Optimum sıcak akışkan debisinin bulunması		
Verilenler : $m_2, c_{p1}, c_{p2}, U, A=\dot{C}L, T_{1g}, T_{2g}, T_o$		
f ($\ln f+(UA/C_2) \cdot f=\ln(T_{1g}/T_{2g})+UA/C_2$)		1.0892807
$m_{1opt.}$ ($m_{1opt.}=(C_2/c_{p1})/f$)		1333.000 kg/s
$T_{1qopt.}$ ($T_{1qopt.}=T_{2g} \cdot f$)		339.54 K
$T_{2qopt.}$ ($T_{2qopt.}=T_{1g}/f$)		324.89 K
q ($q=U \cdot A \cdot (LOSF)$)		36370.09 W
$S_{opt.üretim}$ ($S_{uopt.}=U \cdot \dot{C} \cdot L \cdot (f-1)^2/f$)		9.37 W/K
$K_{opt.kayıp}$		2653.34 W

TABLO 4.2 TERS AKIŞLI ISI DEĞİŞTİRİCİSİNİN 1. ÖRNEK VERİLERİNE GÖRE OPTIMUM VE OPTIMUM OLMAYAN PARAMETRELERİNİN KARŞILAŞTIRILMASI

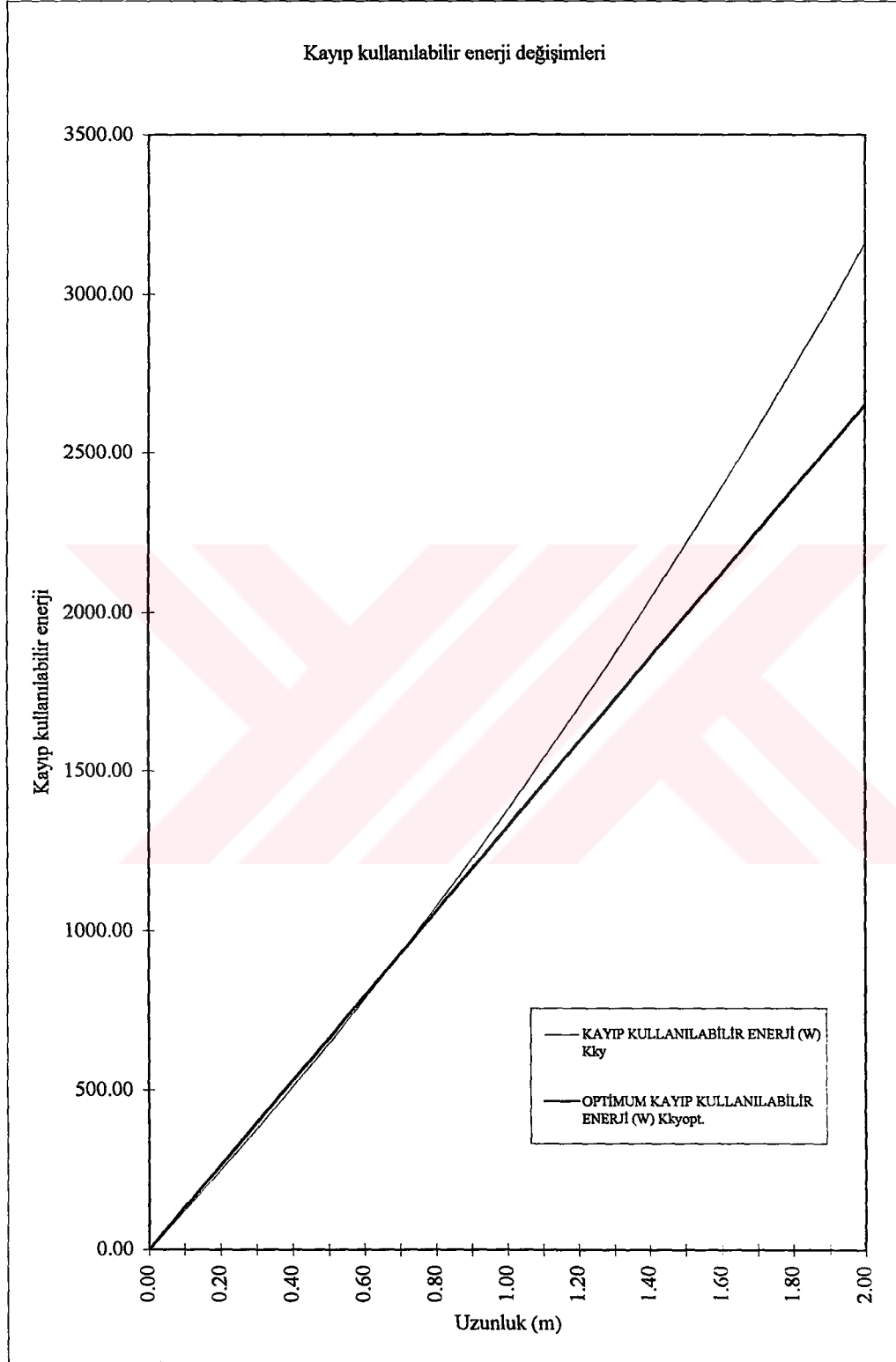
OPTIMUM OLMAYAN ISI DEĞİŞTİRİCİSİ PARAMETRELERİNİN DEĞİŞİMİ						OPTIMUM ISI DEĞİŞTİRİCİSİ PARAMETRELERİNİN DEĞİŞİMİ					
UZUNLUK (m)	X NOKTASINDAKİ SICAK AKIŞKAN SICAKLIĞI(K)	T2	SICAK AKIŞKAN KULLANILABİLİR ENERJİSİ (J/kg)	SOĞUK AKIŞKAN KULLANILABİLİR ENERJİSİ (J/kg)	KAYIP KULLANILABİLİR ENERJİ (W)	OPTIMUM SICAK AKIŞKAN SICAKLIK DAĞILIMI (K)	OPTIMUM SOĞUK AKIŞKAN SICAKLIK DAĞILIMI (K)	OPTIMUM SICAK AKIŞKAN KULLANILABİLİR ENERJİSİ (J/kg)	OPTIMUM SOĞUK AKIŞKAN KULLANILABİLİR ENERJİSİ (J/kg)	OPTIMUM KAYIP KULLANILABİLİR ENERJİ (W)	
X	T1	T2	KA1	KA2	Kky	T1opt.	T2opt.	KAlopt.	KA2opt.	Kkyopt.	
0.00	353.90	326.15	14434.12	12406.29	0.00	353.90	324.89	14432.75	11721.05	0.00	
0.10	353.57	325.50	14307.74	12051.85	122.45	353.16	324.22	14155.79	11362.60	132.61	
0.20	353.23	324.85	14180.42	11698.16	248.07	352.43	323.55	13881.71	11009.96	265.22	
0.30	352.89	324.19	14052.15	11345.35	376.92	351.70	322.88	13610.50	10663.12	397.83	
0.40	352.54	323.52	13922.95	10993.57	509.11	350.98	322.21	13342.15	10322.07	530.43	
0.50	352.20	322.84	13792.80	10642.97	644.72	350.25	321.54	13076.67	9986.80	663.04	
0.60	351.84	322.15	13661.72	10293.70	783.85	349.53	320.88	12814.04	9657.29	795.65	
0.70	351.49	321.46	13529.70	9945.91	926.60	348.80	320.21	12554.26	9333.54	928.26	
0.80	351.13	320.76	13396.76	9599.78	1073.06	348.08	319.55	12297.32	9015.53	1060.87	
0.90	350.76	320.05	13262.89	9255.47	1223.34	347.36	318.89	12043.22	8703.25	1193.48	
1.00	350.39	319.34	13128.09	8913.16	1377.54	346.64	318.23	11791.95	8396.69	1326.09	
1.10	350.02	318.61	12992.37	8573.04	1535.78	345.92	317.57	11543.50	8095.83	1458.70	
1.20	349.64	317.88	12855.74	8235.29	1698.16	345.21	316.91	11297.88	7800.67	1591.30	
1.30	349.26	317.14	12718.20	7900.11	1864.81	344.49	316.26	11055.07	7511.19	1723.91	
1.40	348.87	316.39	12579.76	7567.72	2035.84	343.78	315.60	10815.06	7227.38	1856.52	
1.50	348.48	315.63	12440.42	7238.31	2211.37	343.07	314.95	10577.86	6949.24	1989.13	
1.60	348.09	314.86	12300.19	6912.12	2391.54	342.36	314.30	10343.46	6676.73	2121.74	
1.70	347.69	314.09	12159.07	6589.37	2576.47	341.65	313.65	10111.84	6409.87	2254.35	
1.80	347.29	313.30	12017.08	6270.30	2766.29	340.95	313.00	9883.01	6148.63	2386.96	
1.90	346.88	312.51	11874.22	5955.15	2961.16	340.24	312.35	9656.96	5893.00	2519.56	
2.00	346.47	311.71	11730.50	5644.18	3161.21	339.54	311.71	9433.68	5642.97	2652.17	



Şekil 4.2 Ters akışlı ısı değiştiricisinin (örnek 1) akışkanların optimum ve optimum olmayan sıcaklık değişimlerinin grafiksel gösterimi.



Şekil 4.3 Ters akışlı ısı değıştiricisinde (örnek 1) akışkanların optimum ve optimum olmayan kullanılabilir enerjilerinin grafiksel gösterimi



Şekil 4.4 Ters akışlı ısı değıştiricisinde (örnek 1) akışkanların optimum ve optimum olmayan kayıp kullanılabilir enerjilerinin grafiksel gösterimi

TABLO 4.3a PARALEL TERS AKISLI ISI DEĞİŞTİRİCİ (ÖRNEK 2) ANALİZİ

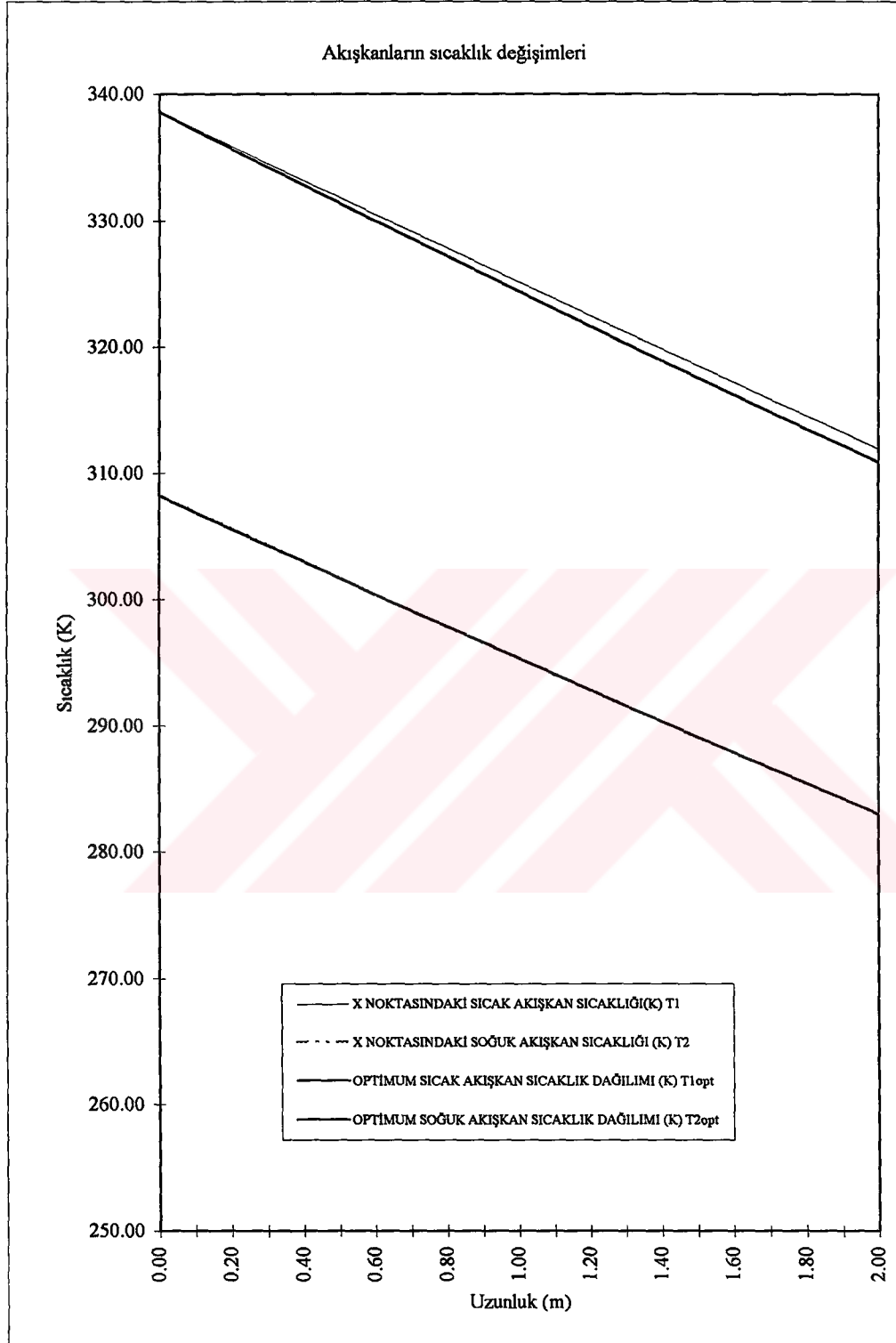
Verilenler		
Sıcak akışkan debisi	m_1	6.923 kg/s
Soğuk akışkan debisi	m_2	6.30 kg/s
Sıcak akışkan özgül ısısı	c_{p1}	3810.00 J/kg.K
Soğuk akışkan özgül ısısı	c_{p2}	4300.00 J/kg.K
Isı değiştiricisi toplam ısı geçiş katsayısı	U	5878.75 W/m ² .K
Isı değiştiricisi çevresi	$\Ç$	2.00 m
Sıcak akışkanın giriş sıcaklığı	T_{1g}	338.59 K
Soğuk akışkanın giriş sıcaklığı	T_{2g}	283.00 K
Civar sıcaklığı	T_o	283.00 K
Isı değiştiricisi boyu	L	2.00 m
Isı değiştiricisinin hesaplanan diğer büyüklükleri		
C_1 ($C_1=m_1 \cdot c_{p1}$)		26376.63 W/K
C_2 ($C_2=m_2 \cdot c_{p2}$)		27090.00 W/K
C_{min}		26376.63 W/K
C_{max}		27090.00 W/K
$U \cdot \Ç \cdot L$		23515.00 W/K
Z ($Z=C_{min}/C_{max}$)		0.97
Z_1 ($Z_1=C_1/C_2$)		0.97
Z_2 ($Z_2=C_2/C_1$)		1.03
GBS metodu ile sıcaklıkların bulunması		
GBS ($GBS=U \cdot \Ç \cdot L / C_{min}$)		0.86803
E ($E=(1-EXP(-GBS \cdot (1-Z)))/(1-Z \cdot EXP(-GBS \cdot (1-Z)))$)		0.46753
$T_{1ç}$ ($T_{1ç}=(T_{1g}-T_{2g}) \cdot E \cdot C_{min}/C_1+T_{1g}$)		311.90 K
$T_{2ç}$ ($T_{2ç}=E \cdot C_{min} \cdot (T_{1g}-T_{2g})/C_2+T_{2g}$)		308.31 K
q ($q=U \cdot A \cdot (LOSF)$)		695703.05 W
$S_{üretim}$		219.56 W/K
$K_{kayıp}$		62168.31 W

TABLO 4.3b PARALEL TERS AKISLI ISI DEĞİŞTİRİCİ OPTİMİZASYONU

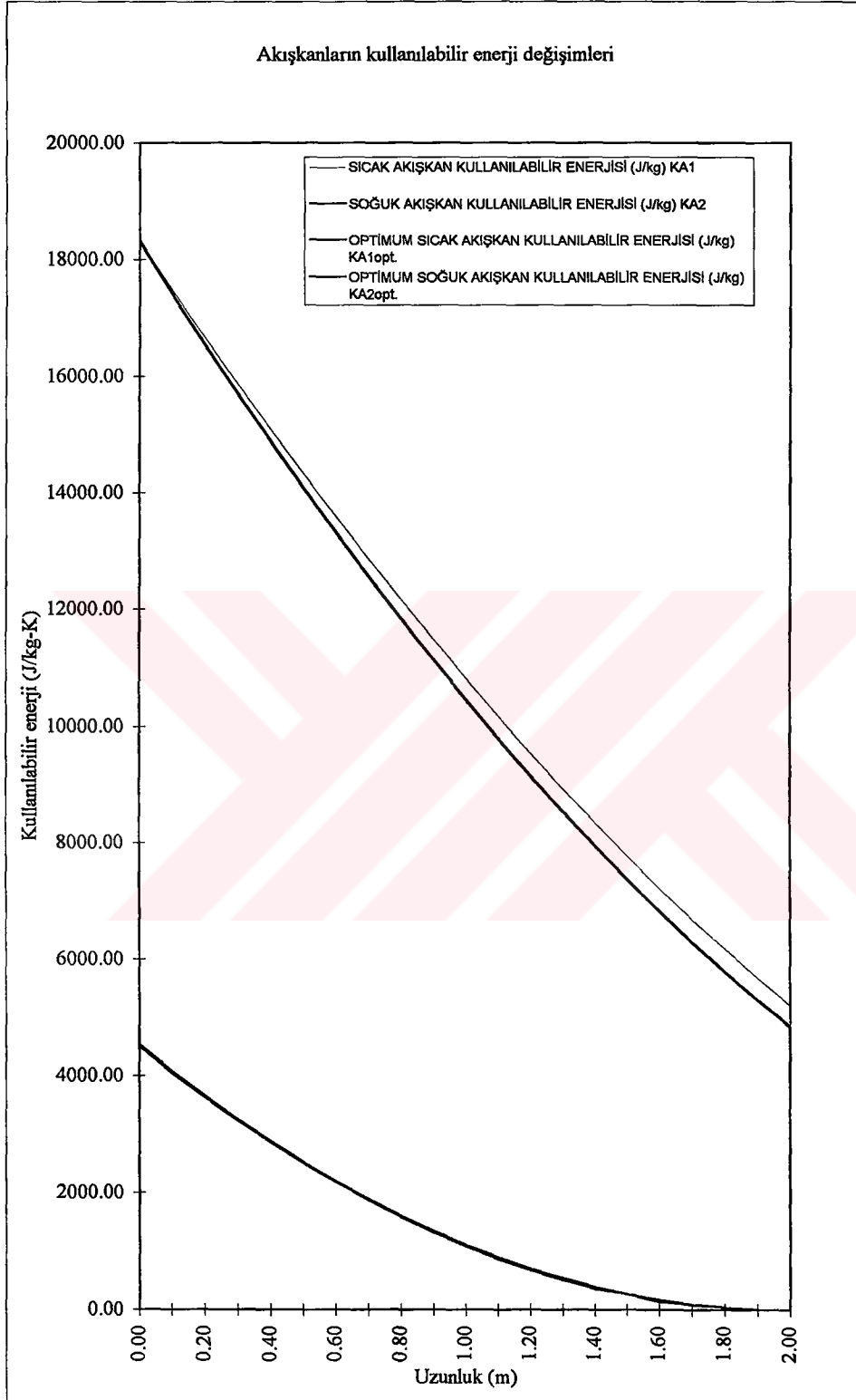
KONU: Optimum sıcak akışkan debisinin bulunması		
Verilenler : $m_2, c_{p1}, c_{p2}, U, A=\Ç L, T_{1g}, T_{2g}, T_o$		
f ($\ln f+(UA/C_2) \cdot f=\ln(T_{1g}/T_{2g})+UA/C_2$)		1.098450
$m_{1opt.}$ ($m_{1opt.}=(C_2/c_{p1})/f$)		6.47 kg/s
$T_{1çopt.}$ ($T_{1çopt.}=T_{2g} \cdot f$)		310.86 K
$T_{2çopt.}$ ($T_{2çopt.}=T_{1g}/f$)		308.24 K
q ($q=U \cdot A \cdot (LOSF)$)		683963.52 W
$S_{opt.üretim}$ ($S_{uopt.}=U \cdot \Ç \cdot L \cdot (f-1)^2/f$)		207.48 W/K
$K_{opt.kayıp}$		58748.01 W

TABLO 4.4 TERS AKIŞLI ISI DEĞİŞTİRİCİSİNİN 2. ÖRNEK [16] VERİLERİNE GÖRE OPTIMUM VE OPTIMUM OLMAYAN PARAMETRİLERİNİN KARŞILAŞTIRILMASI

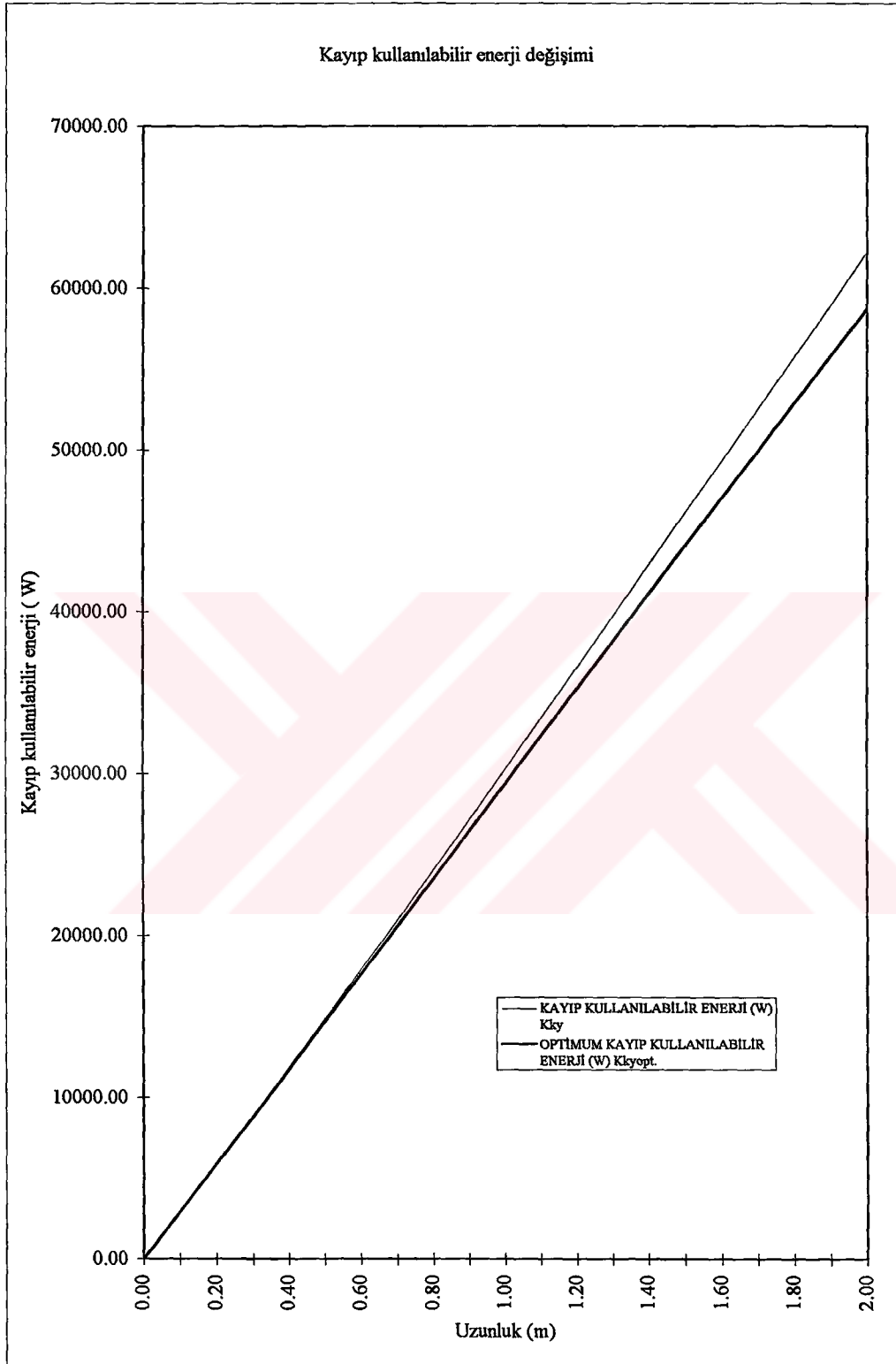
OPTIMUM OLMAYAN ISI DEĞİŞTİRİCİSİ PARAMETRİLERİNİN DEĞİŞİMİ						OPTIMUM ISI DEĞİŞTİRİCİSİ PARAMETRİLERİNİN DEĞİŞİMİ					
UZUNLUK (m)	X NOKTASINDAKİ SICAK AKIŞKAN SICAKLIĞI(K)	T ₂	SOĞUK AKIŞKAN SICAKLIĞI (K)	SICAK AKIŞKAN KULLANILABİLİR ENERJİSİ (J/kg)	SOĞUK AKIŞKAN KULLANILABİLİR ENERJİSİ (J/kg)	KAYIP KULLANILABİLİR ENERJİ (W)	OPTIMUM SICAK AKIŞKAN SICAKLIK DAĞILIMI (K)	OPTIMUM SOĞUK AKIŞKAN SICAKLIK DAĞILIMI (K)	OPTIMUM SICAK AKIŞKAN KULLANILABİLİR ENERJİSİ (J/kg)	OPTIMUM SOĞUK AKIŞKAN KULLANILABİLİR ENERJİSİ (J/kg)	OPTIMUM KAYIP KULLANILABİLİR ENERJİ (W)
0.00	338.59	308.30	18322.51	4536.13	0.00	338.59	308.24	18322.51	4515.11	0.00	0.00
0.10	337.24	306.99	17488.94	4086.35	2934.67	337.14	306.93	17429.43	4066.20	2952.76	2952.76
0.20	335.89	305.67	16673.62	3659.36	5886.68	335.71	305.62	16562.16	3641.39	5890.30	5890.30
0.30	334.54	304.36	15876.63	3255.29	8856.20	334.27	304.31	15718.24	3240.57	8827.83	8827.83
0.40	333.20	303.05	15098.04	2874.23	11843.42	332.85	303.02	14897.57	2863.64	11765.36	11765.36
0.50	331.86	301.75	14337.92	2516.31	14848.51	331.43	301.72	14100.05	2510.51	14702.89	14702.89
0.60	330.51	300.44	13596.37	2181.64	17871.66	330.02	300.44	13325.59	2181.06	17640.43	17640.43
0.70	329.17	299.14	12873.45	1870.34	20913.05	328.61	299.16	12574.09	1875.19	20577.96	20577.96
0.80	327.84	297.83	12169.25	1582.52	23972.87	327.21	297.88	11845.44	1592.82	23515.49	23515.49
0.90	326.50	296.53	11483.84	1318.30	27051.32	325.81	296.61	11139.55	1333.83	26453.03	26453.03
1.00	325.16	295.23	10817.31	1077.81	30148.57	324.42	295.35	10456.33	1098.12	29390.56	29390.56
1.10	323.83	293.93	10169.75	861.16	33264.83	323.04	294.09	9795.68	885.61	32328.09	32328.09
1.20	322.50	292.64	9541.23	668.48	36400.31	321.66	292.83	9157.50	696.18	35265.62	35265.62
1.30	321.17	291.34	8931.84	499.90	39555.19	320.29	291.58	8541.69	529.74	38203.16	38203.16
1.40	319.84	290.05	8341.67	355.53	42729.68	318.93	290.34	7948.16	386.19	41140.69	41140.69
1.50	318.51	289.10	7770.80	265.11	46110.42	317.57	289.10	7376.82	265.43	44078.22	44078.22
1.60	317.18	287.47	7219.32	140.28	49140.24	316.21	287.87	6827.57	167.38	47015.75	47015.75
1.70	315.86	286.64	6687.32	91.73	52515.83	314.86	286.64	6300.31	91.92	49953.29	49953.29
1.80	314.54	285.40	6174.89	38.24	55724.84	313.52	285.42	5794.96	38.97	52890.82	52890.82
1.90	313.21	284.20	5682.12	8.35	58946.54	312.18	284.20	5311.42	8.42	55828.35	55828.35
2.00	311.89	283.00	5209.09	0.17	62168.31	310.86	283.00	4852.33	0.17	58748.01	58748.01



Şekil 4.5 Ters akışlı ısı değiştiricisinin (örnek 2) akışkanların optimum ve optimum olmayan sıcaklık değişimlerinin grafiksel gösterimi.



Şekil 4.6 Ters akışlı ısı değiştiricisinde (örnek 2) akışkanların optimum ve optimum olmayan kullanılabilir enerjilerinin grafiksel gösterimi



Şekil 4.7 Ters akışlı ısı değıştiricisinde (örnek 2) akışkanların optimum ve optimum olmayan kayıp kullanılabilir enerjilerinin grafiksel gösterimi

BÖLÜM 5

NETİCELERİN DEĞERLENDİRİLMESİ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, ısı değiştiricisi ısı hesaplarını termodinamiğin birinci kanunu yanında termodinamiğin ikinci kanun analizinden yararlanılarak yapılmıştır. Bu amaçla, ısı değiştiricisinin ısı geçişini sağlaması şartıyla, kayıp kullanılabilir enerjisi minimum olan dizayn bulunmuştur. Bunun için Lagrange çarpanlar optimizasyon metodunu kullanarak optimum bağıntı bulunmuş ve ısı değiştiricisine optimum bağıntının uyarlanmasıyla ısı değiştiricisinin ısı hesapları yapılmıştır. Isı değiştiricisinin optimum bağıntının uygulanmasında, sıcak akışkan debisinin değiştirilmesi düşünülmüş ve de optimum sıcak akışkan debisi hesaplanmıştır. Böylece, minimum kullanılabilir enerji kaybına sahip ısı değiştiricisi ısı hesapları yapılmıştır.

Yapılan bu çalışmalarda, paralel, ters akışlı, sürekli basit bir ısı değiştiricisi üzerinde hesaplar yapılmıştır. Isı değiştiricisinde basınç kayıplarından dolayı tersinmezlik ihmal edilmiş olup, sonsuz sıcaklık farkında ısı geçişinden dolayı tersinmezlik gözönünde tutulmuştur. Isı değiştiricisinde, sıcaklıklar yalnızca ısı değiştiricisi boyunca değiştiği gözönünde tutulup, diğer parametreler sıcaklıkla veya diğer etkenlerden dolayı değişmesine rağmen sabit oldukları kabul edilmiştir.

Optimizasyon çalışmalarında, Lagrange çarpanlar optimizasyon metodunun kullanılması uygun görülmüştür. Andresen ve Gordon[15, 16] nun yaptığı optimizasyon çalışmalarında da benzer optimizasyon metodu kullanılmasıyla elde edilen optimum bağıntının bu çalışmadan da bulunan bağıntıyla aynı olduğu görülmektedir. Bununla birlikte, Andresen ve Gordon'nun optimizasyon çalışmasının amacı olan minimum entropi üretimine sahip ısı değiştiricisi dizaynı, bu çalışmada da minimum kullanılabilir enerji kaybı olmaktadır. Bu şartlarda iki optimizasyon

çalışmasının da, birbirine yakın neticeler meydana getirdiği görülmektedir. Çünkü entropi üretimiyle kullanılabilir enerji kaybı arasında Gouy-Stodola teoremi bulunmaktadır.

Isı değiştiricisi dizaynı için yapılan optimizasyon çalışmalarının kolayca yapılabilmesi için excel bilgisayar programı kullanılmıştır. Her bir hesap hücresinin bir denklemi ifade ettiği programda, verilenlerin değiştirilmesiyle çeşitli ters ve sürekli akışlı ısı değiştiricisi örnekleri için kolayca optimizasyon metodu uygulanarak, dizayn çalışması yapılmaktadır.

TABLO 4.1a ve TABLO 4.3a da örnek ısı değiştiricileri üzerinde yapılan excel programlarının uygulamaları bulunmaktadır. Burada, ilk olarak birinci kanuna dayalı çalışmalar yapılmıştır. İkinci kısmında ise optimizasyon çalışması bulunmaktadır. İkinci kısımda, optimum bağıntıdaki sabit sayı hesaplandıktan sonra, sıcak akışkan debisi bulunmuştur. Bundan sonra optimum ısı değiştiricisinin çıkış sıcaklıkları hesaplanmıştır. Optimum ısı değiştiricisinin kayıp kullanılabilir enerjisi ve entropi üretimleri hesaplandığında optimum olmayan ısı değiştiricisine göre değerlerinin düştüğü görülmüştür.

Optimizasyon çalışmalarının uygulamaları iki değişik örnek problem üzerinde görülmektedir. Örnek 2 ısı değiştiricisi Andresen-Gordon'nun[15] çalışmasında kullandığı örnekle aynıdır. Burada, Andresen'nin elde ettiği neticelerle örnek 2 ısı değiştiricisinde yapılan ısı hesaplarından elde edilen neticeler arasında benzerlik bulunmaktadır. İki örnek çalışmada da optimum bağıntı sabiti aynı hesaplanmış olup, Andresen'de minimum entropi üretimi, örnek 2 'de ise minimum kayıp kullanılabilir enerji olan dizayn yapılmaya çalışılmıştır.

Yapılan çalışmaların neticelerini daha iyi görebilmek için, optimum ısı değiştiricisiyle optimum olmayan ısı değiştiricisinin akışkanlarının sıcaklık, kullanılabilir enerji ve kayıp kullanılabilir enerji değişimlerini ısı değiştiricisi boyunca grafiksel olarak gösterimleri yapılmıştır. Yapılan grafiksel gösterimler optimizasyonun doğruluğunu ve parametrelerin değişimlerindeki davranışlarını görmekte çok güzel bir çalışma olmuştur.

TABLO 4.1 deki örnek 1 problemdeki verilere bakıldığında C_1 ve C_2 'nin birbirine yakın değerlere sahip olmadığı görülmektedir. Böylece yapılan optimizasyon

çalışmaları sonucu elde edilen parametrelerdeki değişimler ciddi şekilde görülmektedir. Bunun yanında TABLO 4.3 deki örnek 2 ısı değiştiricisinin C_1 ve C_2 değerlerinin birbirine yakın değerde olması sonucu, Şekil 4.5 deki optimizasyon sonucu elde edilen ısı değiştiricisiyle optimum olmayan ısı değiştiricisinin akışkanlarının sıcaklık değişimlerinin karşılaştırılmasında sıcaklık dağılımlarının birbirine yakın olduğu görüntü vermektedir. Çünkü örnek 2 verilenlerinde ki C_1 ile C_2 oranı, diğer bir değişle T_1 ile T_2 arasındaki oran, yani optimum bağıntı bulunan optimum bağıntı sabitine çok yakın değerde olduğundan örnek 2 ısı değiştiricisi optimum ısı değiştiricisine yakın uygunlukta olduğu görülür.

Şekil 4.2 ve Şekil 4.5 de görüldüğü gibi ısı değiştiricisi akışkanlarının sıcaklık dağılımlarında giriş sıcaklıkları verilenler olarak aynı kalmış olup, optimum sıcaklık dağılımları optimum olmayanlara göre değişmiştir. Burada sıcak akışkan sıcaklık değişimi soğuk akışkan sıcaklık değişimine yaklaşma eğilimi göstermiştir. Diğer yandan da optimum sıcak akışkan debisinin değerinin düşmesiyle kullanılabilir enerji kaybı ve entropi üretiminde azalma olduğu gözlenmiştir.

Şekil 4.3 ve Şekil 4.6 ile ısı değiştiricisinin akışkanlarının kullanılabilir enerjilerinin değişimleri grafiksel olarak gösterilmiştir. Burada da akışkanların sıcaklık dağılımlarına benzer değişimler görülmüştür. Bunun yanında Şekil 4.4 ve Şekil 4.7’de ısı değiştiricisinin kullanılabilir enerji kayıplarının optimum ve optimum olmayan değerlerinin değişimleri görülmektedir. Örnek 1 e ait grafikte kullanılabilir enerji kaybının optimum olmayana göre düştüğü görülmüştür. Bununla birlikte örnek 2 de optimum ısı değiştiricisinin kullanılabilir enerji kaybının optimum olmayana göre çok az değiştiği görülmüştür.

Isı değiştiricisi dizaynında yapılan optimizasyon metodundan elde edilen optimum neticenin ısı değiştiricisinde uygulanmasında çok fazla alternatif bulunmaktadır.

Isı değiştiricisi dizaynında kullanılan optimizasyon metodlarıyla birlikte ekonomik analizin önemi son yıllarda artmıştır. Dizayn çalışmalarının çoğu ekonomik analizle, yapılan termodinamiğin ikinci kanunu analizine dayalı optimizasyon metodlarının optimum olup olmadığı konusunda kesin fikirler vermektedir. Bunun için optimizasyon metodundaki minimum kullanılabilir enerji kaybını elde edilmesi için

gerekli yatırım maliyetinin verimli olup olmadığı konusunda ekonomik analiz fikir vermektedir. Burada, yapılan yatırım maliyetinin elde edilecek karla belirli zaman aralığında karşılayıp hangi sürede kara geçireceği konusundaki sorulara, yine ekonomik analizle cevap verilebilmektedir.



KAYNAKLAR

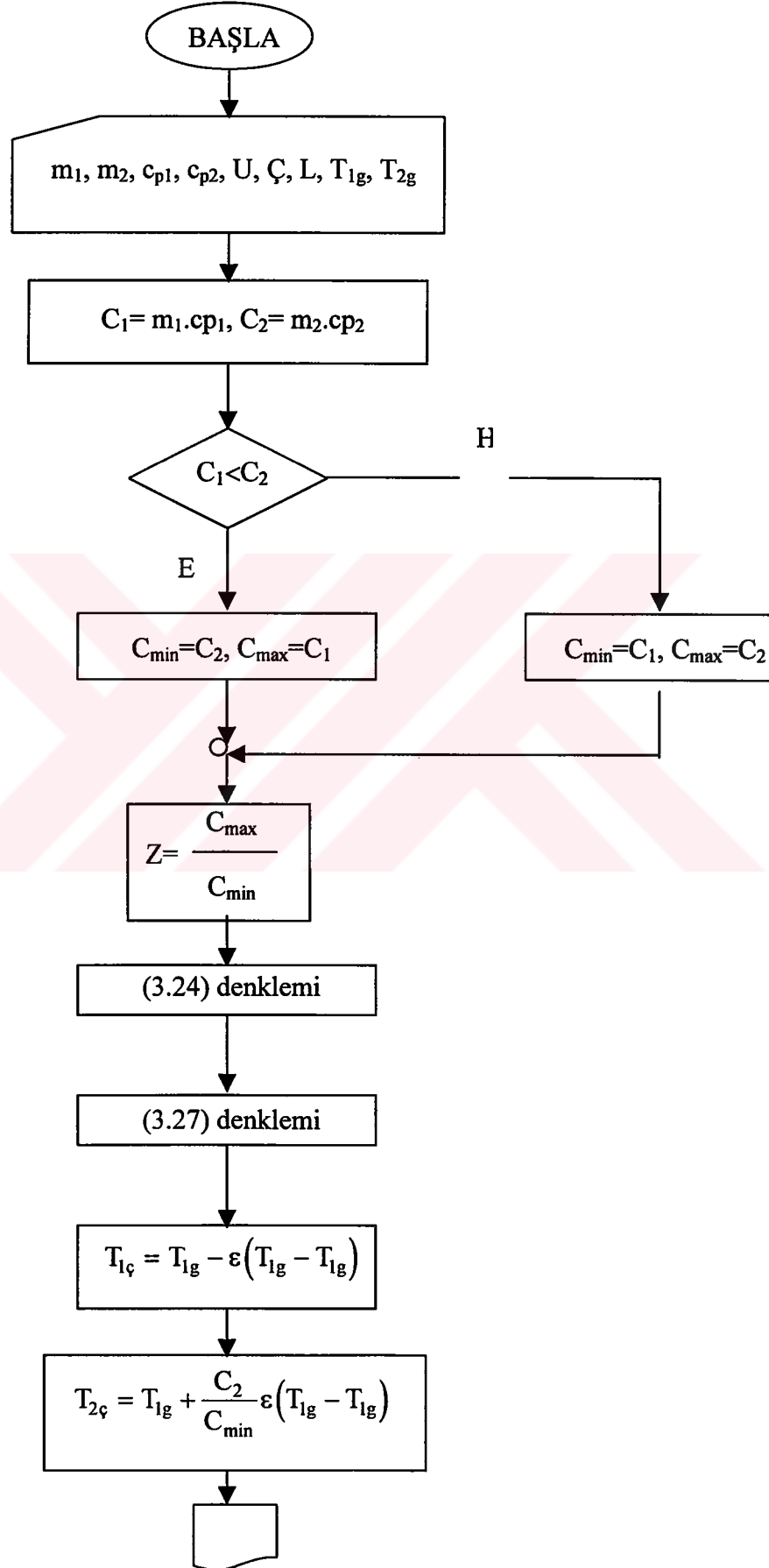
- [1] KAYS, M.W. and LONDON, A.L., *Compact Heat Exchangers 2*. McGraw-Hill, New York (1964)
- [2] SHAH, R. K. and MUELLER, A. D., *Heat Exchanger Basic Thermal Design Procedure*, Hemisphere, (1981)
- [3] KAKAÇ, S., *Heat Exchanger Design Course HVAC*, (1996)
- [4] HOLMAN, J. P., *Heat Transfer*, Mc Graw Hill, (1989)
- [5] MILLS, A.F., *Heat transfer*, Irwin, (1995)
- [6] BEJAN, A., *Entropy Generation Through Heat and Fluid Flow*, Wiley, New York, (1982)
- [7] MORAN, M.J., *Availability Analysis: A guide to Efficient Energy Use* Prentice Hall, Englewood Cliffs N.J. (1982)
- [8] MORAN, M.J and SHAPIRO, H.N., *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, Wiley, New York (1982)
- [9] BEJAN, A., *Advanced Engineering Thermodynamics*, Wiley, New York (1982)
- [10] BEJAN, A. TSATSORONIS, G, MORAN, M., *Thermal Design and Optimization*, John Wiley, (1996)
- [11] BEJAN, A., *Entropy Generation Minimizations*, CRS Press, (1996)
- [12] ÖZTÜRK, A., KILIÇ, A, *Çözümlü Problemlerle Termodinamik*, Çağlayan Basımevi, (1997)
- [13] ÇENGEL, Y. VE BOLES, M., *Termodinamik*, Mc Graw Hill, (1995)
- [14] ÖZTÜRK, A., *Genel Termodinamik Ders Notları*, İ.T.Ü Makine Fakültesi, Y.Lisans, (1997)
- [15] ANDRESEN, B. GORDON, J.M., *Optimal heating and cooling strategies for heat exchanger design*, J. Appl. Phys. 71(1), 1 January (1992)
- [16] ANDRESEN, B. GORDON, J.M., *Optimal paths for minimizing entropy generation in a common class of finite time heating*

- and cooling, Int.J: Heat and Fluid Flow*, Vol. 13, No.3, September (1992)
- [17] SCHLUNDER, E.W., *Heat exchanger design handbook*, Hemisphere Publishing Corp., New York, (1982)
- [18] PERRY, J.H., *Chemical engineers' handbook*, 4th ed., McGraw-Hill Book Company, Newyork, (1963)
- [19] SOMERSCALES, E.F.C and KNUDSEN, J.G. *Fouling of heat transfer equipment*, Hemisphere Publishing Corp., New York, (1981)
- [20] CORNELISSEN, R.L. ve HIRS, G.G., *Exergetic optimization of a heat exchanger*, ECOS'96, June 25-27, Stockholm, (1996)
- [21] EVANS, R.B., SPAKOVSKY, M.R., *Two Principles of differential second law heat exchanger design*, Journal of Heat Transfer, Vol. 113/329 May, (1991)
- [22] CAN, A., ERDAĞ, E., ERYENER, D., *Çift borulu bir ısı değiştiricisinde işletme değişkenlerinin ekserji kaybına etkisinin deneysel araştırılması*, Trakya Üniversitesi, ULIBTK'97, Edirne, (1997)
- [23] CHEN, L and YAN, Z., *The effect of heat transfer law on performace of a two heat source endoreversible cycle*, J.Chem. Phys, 90. 3740-3743, (1992)
- [24] SALAMON, P., NITZAN, A., ANDRESEN, B., and BERRY, R.S., *Minimum entropy production and the optimization of heat engines*. Phys. Rev. A. 21. 2115-2129, (1980)
- [25] LINNOFF, B., and AHMAD, S., *Heat exchanger networks: cost trade-off in energy and capital*, ASME Conf., Anaheim, Dec., (1986)
- [26] GHAMARIAN, A., THOMAS, W.R.L., and ROBERTSON, J.L., *Heat exchanger networks: economical approach temperature*, (1993)
- [27] KOTAS, T.J., *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*, Butterworths, (1985)
- [28] STOECKER, W.F., *Design of Thermal Systems*, 4. Ed., Mc Graw-Hill Book Company, (1989)
- [29] BEJAN, A., *Heat transfer*, Mc Graw-Hill Book Company, (1989)

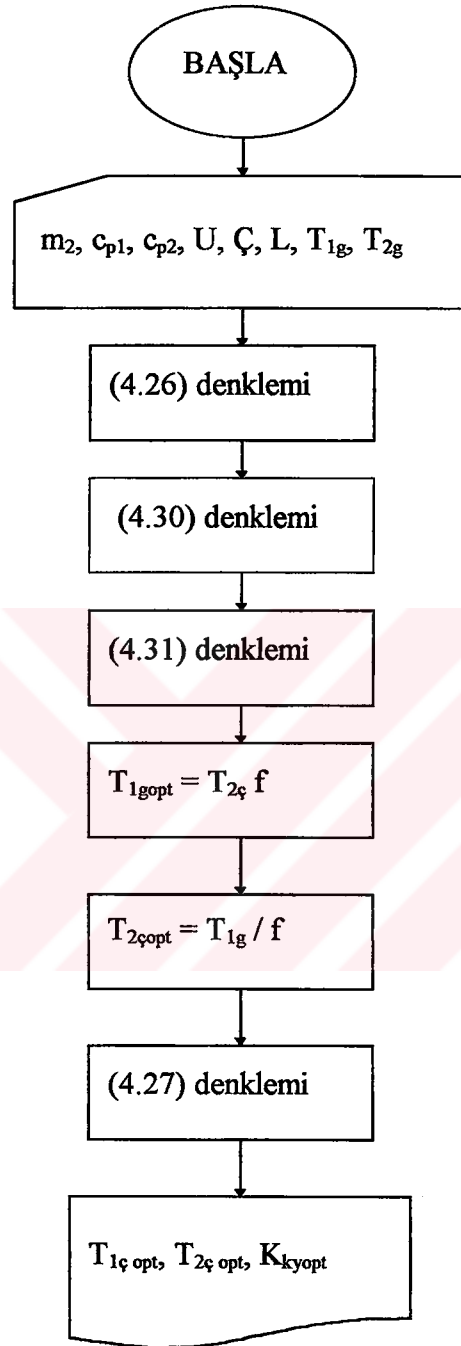
- [30] PAYKOÇ, E., *Çift borulu eşanjörlerde tersinmezlik*, Türk Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, cilt 9, sayı 3, s.35-41, Ekim 1986
- [31] RUSSELL, C.M.B. ve LUMMUS, C.E., *The design of industrial air cooled heat exchanger*, London, (1991)
- [32] DE OLIVEIRA, S., SCHWARZER, B., LE GOFF, P. AND TONDEUR, D., *Optimum entropy, exergy and economies of a heat exchanger*, International Chemical Engineering, Vol.34, No:3 pp 351-352, (1994)



EK A: GBS metodunun uygulanmasında akış diyagramı



EK B: Optimum bağıntının ısı değiştiricisine uygulanmasıyla ilgili akış diyagramı



ÖZGEÇMİŞ

Mehmet Can Yağcı, 1971 yılında Kayseri’de doğdu. İlk, orta, lise öğrenimini Kayseri’de tamamladı. Üniversite öğrenimine İ.T.Ü Makine Fakültesinde başladı ve lisans öğrenimini 1993 yılında bitirdi. Aynı yıl İ.T.Ü Fen Bilimleri Enstitüsün’de Yüksek Lisans öğrenimine başladı. Bu arada 1996 yılında askerlik görevini tamamladı.

Halen Isı Makina Ltd. Şti.’de Makina Mühendisi olarak çalışmaktadır. Isı Makina’ye 1993 de girdi ve halen ısıtma, soğutma ve havalandırma konularında proje ve uygulama mühendisliği yapmaktadır.