

TRAKYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TÜRBÜLANSLI CEBRİ KONVEKSİYONLA ISI GEÇİŞİ
SAĞLAYAN ISIL SİSTEMLERİN EKSERJİ
EKONOMİK ANALİZİ

Mak. Yük. Müh. Doğan ERYENER

DOKTORA TEZİ
Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı
Tez Yöneticisi: Prof. Dr.-Ing. Ahmet CAN
EDİRNE-2003

TRAKYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TÜRBÜLANSLI CEBRİ KONVEKSİYONLA ISI GEÇİŞİ SAĞLAYAN
ISIL SİSTEMLERİN EKSERJİ EKONOMİK ANALİZİ

Mak. Yük. Müh. Doğan ERYENER

DOKTORA TEZİ

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı

Tez Yöneticisi: Prof. Dr. – Ing. Ahmet CAN

TRAKYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TÜRBÜLANSLI CEBRİ KONVEKSİYONLA ISI GEÇİŞİ SAĞLAYAN
ISIL SİSTEMLERİN EKSERJİ EKONOMİK ANALİZİ

Mak. Yük. Müh. Doğan ERYENER

DOKTORA TEZİ

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı

Bu tez 07/05 /2003 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından kabul edilmiştir.

Prof. Dr.-Ing. Ahmet CAN
Jüri Başkanı, Danışman, Tez İzleme Komitesi ve Jüri Üyesi

Prof. Dr.-Ing. Gürbüz ATAGÜNDÜZ
Jüri Üyesi

Prof. Dr. Şükran DİLMAÇ
Tez İzleme Komitesi ve Jüri Üyesi

Doç. Dr. Ahmet CİHAN
Tez İzleme Komitesi ve Jüri Üyesi

Yrd. Doç.Dr. Semiha ÖZTUNA
Raportör, Jüri Üyesi

ÖZET

Sunulan tezde, türbülanslı cebri konveksiyonla ısı geçişi sağlayan ısı sistemler arasında, mühendislik uygulamalarında en çok kullanılan ısı değiştiricilerinin, ekserji analizi ve ekserji ekonomik optimizasyonu yapılmıştır.

Birinci aşamada, ısı değiştiricilerinde ekserji analizi yapılmıştır. Ekserji kaybı bağıntısı boyutsuzlaştırılmış ve etkinlik ile ısı geçiş birimi sayısı için, maliyet analizi yapılmaksızın, termodinamik optimumu veren eşitlikler elde edilmiştir. Isı değiştirici boyutlarının, ekserji kaybına etkisi incelenerek, sıcak ve soğuk akışkanların akış geometrilerinin optimizasyonu yapılmıştır.

Isı değiştiricilerinde sabit ekserji kaybı ile ısı geçişi arasındaki ilişki incelenerek, optimum etkinlik ve ısı geçiş birimi sayısının belirlenmesi için yeni bir yaklaşım geliştirilmiştir. Isı değiştiricilerinin hazırlık tasarımı aşaması için, geometrik parametrelerin ekserji kaybına etkisi, ayrıntılı olarak irdelenmiştir. Isı değiştirici tasarımı, çok değişkenli ve kısıtlamalı bir problem olarak ele alınmış ve çözümlene, doğrusal olmayan programlama teknikleri kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Doğrusal olmayan programlama ile ısı değiştirici boyutları, çeşitli işletme kısıtlamalarına göre, sabit ısı geçiş yüzeyi, sabit hacim, sabit yüzey ve hacim kısıtlamaları için minimum ekserjiyi verecek şekilde belirlenmiştir.

İkinci aşamada, ısı değiştiricilerinin ekserji ekonomik optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Mevcut yöntemlere göre daha rasyonel sonuçlar veren bir yaklaşım geliştirilerek, farklı akış düzenlemelerinin karşılaştırılması yapılmıştır. Ekserji ekonomik optimizasyon yaklaşımının, ısı değiştirici tasarımının hazırlık aşamasında uygulanabilmesi için, ticari olmayan bir bilgisayar yazılımı geliştirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Ekserji analizi, Ekserji Ekonomik Optimizasyon, Isı Değiştirici Tasarımı

SUMMARY

This thesis presents the exergy analysis and exergoeconomic optimization of the heat exchangers which are the most commonly used engineering applications among the thermal systems providing heat transfer with turbulent forced convection.

At the first stage of the study, heat exchangers were analyzed by employing the exergy analysis method. The exergy loss equation was obtained in the non-dimensional form. The effectiveness and Ntu equations providing the thermodynamic optimum were obtained without performing cost analysis. The influence of the dimensions of a heat exchanger on exergy loss was analyzed and the flow geometries of the hot and cold streams were optimized. In light of the analysis of the relevance between the rates of fixed irreversibility and the maximum possible heat transfer, a new approach was proposed to obtain optimum effectiveness and Ntu. The influence of the geometrical parameters on exergy loss was examined in detail for the preliminary design stage of the heat exchanger. Heat exchanger design was recognized as a constrained multivariable problem and solved by employing the non-linear programming methods. Heat exchanger dimensions with respect to the minimum exergy loss were determined by using the non-linear programming for area, volume, and combined area and volume constraints by regarding various operational constraints.

At the second stage of the study, the exergoeconomic optimization of the heat exchanger was performed. An optimization approach providing more rational results in comparison to methods currently used was proposed and the different flow arrangements were compared by using this method. A non-commercial computer software was developed for the sake of applying the exergoeconomic optimization method to the preliminary design stage of a heat exchanger.

Keywords: Exergy analysis, exergoeconomic optimization, heat exchanger design

ÖNSÖZ

Artan enerji açığı ile birlikte, Termodinamiğin mühendislik yaklaşımında önemli değişimler gerçekleşmiştir. Yeni yaklaşımlar arasında, Termoekonomi, Entropi üretiminin azaltılması ve Ekserji Analizi, yaygın olarak kullanılan yöntemler olmuşturlardır. Bu yöntemlerin arasında görece yeni olan ekserji ekonomik analizinin başlıca amaçları, enerji sitemlerindeki kayıpların yeri ve büyüklüğünün belirlenmesi, kayıplarla bağlantılı maliyetin hesaplanması ve en uygun sistem tasarımının gerçekleştirilmesi olarak sayılabilir.

Birincil işlevi, farklı sıcaklıktaki akışkanlar arasında ısı aktarımı gerçekleştirerek enerji tasarrufu sağlamak olan ısı değiştiricileri, mühendislik uygulamalarında sıklıkla kullanılan ısı sistemleridir. Sunulan doktora tezi kapsamında, ısı değiştiricilerin tasarımı, ekserji ekonomik yöntemle göre yapılmaktadır.

Bu çok önemli bilimsel konuda, araştırma yapmam için beni yönlendiren, çalışmayı yaparken yaşadığım zorlukların her zaman bilincinde olan ve çok büyük bir destek veren Sayın Hocam Prof.Dr.-Ing. Ahmet CAN' a yardımlarından dolayı sonsuz teşekkürlerimi sunuyorum.

Doktoraya başladığım zamanda beri, desteklerini eksik etmeyen, en zor zamanlardaki gerçekçi yaklaşımları ile beni yönlendiren sevgili Aileme teşekkür ederim.

Maddi ve manevi desteği olmasaydı eğer, belki de hiçbir zaman tamamlayamayacağım bu çalışma için sevgili ağabeyim İlhan Eryener' e şükranlarımı sunuyorum.

Görüş ve önerilerini belirterek beni her zaman destekleyen ve daima yanımda olan sevgili arkadaşlarım Cem İşleten, Vedat Taşkın ve Nilhan Ürkmez' e çok teşekkür ediyorum.

Doğan Eryener

İÇİNDEKİLER

ÖZET	i
SUMMARY	ii
ÖNSÖZ	iii
ÇİZELGE LİSTESİ	vii
ŞEKİL LİSTESİ	viii
SİMGELER	x
1. GİRİŞ	1
1.1. Isı Geçişi Sağlayan Isıl Sistemler	1
1.2. Termodinamik, Enerji ve Isıl Sistemleri Değerlendirme Yöntemleri	2
1.3. Ekonomik Değerlendirme Ölçütü Olarak Ekserji Kavramı	3
1.4. Isı Değiştiricilerinin Ekserji Analizi Üzerine Literatür İncelemesi	4
1.5. Tezin Amacı ve Kapsamı	10
2. EKSERJİ ANALİZİ YÖNTEMİ	11
2.1. Ekserji Kavramı	11
2.2. Ekserji Geçişine Neden Olan Etkileşimler	12
2.2.1. İş etkileşimi ile birlikte ekserji geçişi	13
2.2.2. Isı etkileşimi ile birlikte ekserji geçişi	13
2.2.3. Madde akışı ile bağlantılı ekserji geçişi	13
2.3. Ekserjinin Bileşenleri	14
2.4. Fiziksel Ekserji	15
2.5. Ekserji Analizi Yöntemi	16
3. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ VE TERSİNMEZLİKLER	21

3.1. Isı Değiştiricileri	21
3.2. Isı Değiştiricisi Çözümlemesi İçin Kabuller	22
3.3. Isı Değiştiricisi Analiz Yöntemleri	23
3.4. Isı değiştiricisi Tasarım Yöntembilimi	26
3.5. Isı Değiştiricilerindeki Tersinmezlikler	28
3.5.1. Sonlu sıcaklık farkında ısı geçişinden kaynaklanan tersinmezlik	28
3.5.2. Basınç düşüşünden kaynaklanan tersinmezlik	29
3.6. Isı Değiştiricisi Ekserji Dengesi	30
3.7. Ekserji Kaybının Hesaplanması	31
4. ISI DEĞİşTİRİCİLERİNİN EKSERJİ ANALİZİ	34
4.1 Isı Değiştiricisinde Ekserji Kaybı	34
4.1.1. Ekserji kaybının ısı bileşeni	34
4.1.2. Ekserji kaybının basınç bileşeni	37
4.1.3. Ekserji kaybı bağıntısının boyutsuz hale getirilmesi	41
4.2. Sabit Ekserji Kaybı İçin Isı Geçişi Analizi	43
4.3. Isıl ve Akış Tersinmezliği Arasındaki İlişki	50
4.4. Isı Değiştiricisi Boyutlarının Ekserji Kaybına Etkisi	53
5. ISI DEĞİşTİRİCİLERİNİN ÇOK DEĞİşKENLİ VE KISITLAMALI TASARIMI	59
5.1. Geometrik Değişkenlerin Ekserji Kaybına Etkisi	59
5.1.1. Sabit kovan çapı	62
5.1.2. Sabit boru uzunluğu	66
5.1.3. Sabit boru iç çapı ve boru sayısı	67
5.2. Çok Değişkenli ve Kısıtlamalı Durum	68
5.2.1. Doğrusal olmayan optimizasyon	69
5.2.2. Doğrusal olmayan problemin tanımlaması	70
5.2.3. Optimum ısı değiştiricisi boyutlarının belirlenmesi	72
5.2.4. Yüzey kısıtlaması	74

5.2.5. Hacim kısıtlaması	78
5.2.6. Yüzey ve Hacim kısıtlaması	81
6. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN EKSERJİ EKONOMİK ANALİZİ	84
6.1. Ekserji Ekonomik Analiz	84
6.2. Ekonomik Analiz	89
6.3. Ekserjinin Ekonomik Değeri	94
6.4. Bir Isı Değıştiricisinin Ekserji Ekonomik Optimizasyonu	97
6.4.1. Sayısal Örnek	102
6.4.2. Ekserji birim fiyatının optimum etkinliğe etkisi	107
6.4.3. Farklı ısı kapasite oranlarının optimum etkinliğe ve toplam maliyete etkisi	108
6.4.4. Farklı akış düzenlemeleri için optimum etkinlik değerleri	109
6.5. Ekserji Ekonomik Optimizasyon İçin Bilgisayar Yazılımı	112
7. SONUÇLAR VE TARTIŞMA	113
KAYNAKLAR	118
ÖZGEÇMİŞ	124
EKLER	125

ÇİZELGE LİSTESİ**Sayfa No**

Çizelge 5.1. Örnek problem için termofiziksel değerler	62
Çizelge 5.2. Optimum ısı değiştiricisi boyutları	72
Çizelge 5.2. $A=1500 \text{ m}^2$ ve farklı etkinlik değerleri için optimum ısı değiştirici boyutları	75
Çizelge 5.3. $A=1750 \text{ m}^2$ ve farklı etkinlik değerleri için optimum ısı değiştirici boyutları	76
Çizelge 5.4. $A=2000 \text{ m}^2$ ve farklı etkinlik değerleri için optimum ısı değiştirici boyutları	76
Çizelge 5.5. $V=20 \text{ m}^3$ ve farklı etkinlik değerleri için optimum ısı değiştirici boyutları	79
Çizelge 5.6. $V=30 \text{ m}^3$ ve farklı etkinlik değerleri için optimum ısı değiştirici boyutları	80
Çizelge 5.7. $V=20 \text{ m}^3$ ve $A=1500 \text{ m}^2$ için optimum ısı değiştirici boyutları	82
Çizelge 5.8. $V=20 \text{ m}^3$ ve $A=1500 \text{ m}^2$ için optimum ısı değiştirici boyutları	82
Çizelge 6.1. İsveç için ortalama enerji ve ekserji fiyatları	96
Çizelge 6.2. Farklı boru çapları ve sayıları için optimum etkinlik ve maliyet değerleri	105
Çizelge 6.3. Sabit ısı geçişi için optimum uzunluk ve boru çapı değerleri	106
Çizelge 6.4. Sabit ısı geçiş yüzeyi için optimum uzunluk ve boru çapı değerleri	106

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 3.1. Isı değiştiricisi tasarım yöntem bilimi	27
Şekil 3.2. Ters akışlı ısı değiştiricisinde ısı geçişi ve entropi retimi	28
Şekil 3.3. Ters akışlı ısı değiştiricide basınç düşüşünün entropi değişimine etkisi	29
Şekil 3.4. Ters akışlı ısı değiştiricisi şematik şekli	31
Şekil 4.1. E_D/Q_{max} =Sabit için ısı geçişi ile etkinlik arasındaki değişim ($\alpha = 0.6, \omega = 1.2$)	45
Şekil 4.2. E_D/Q_{max} =Sabit için ısı geçişi ile NTU arasındaki değişim ($\alpha = 0.6, \omega = 1.2$)	45
Şekil 4.3. $E_D/Q_{max} = 0.02$ için ısı geçişi ile etkinlik arasındaki değişim ($\alpha = 0.6, \omega \geq 1$)	46
Şekil 4.4. $E_D/Q_{max} = 0.02$ için ısı geçişi ile NTU arasındaki değişim ($\alpha = 0.6, \omega \geq 1$)	47
Şekil 4.5. $E_D/Q_{max} = 0.02$ için ısı geçişi ile etkinlik arasındaki değişim ($\alpha = 0.6, \omega \leq 1$)	48
Şekil 4.6. $E_D/Q_{max} = 0.02$ için ısı geçişi ile NTU arasındaki değişim ($\alpha = 0.6, \omega \leq 1$)	48
Şekil 4.7. $E_D/Q_{max}=0.02$ için ısı geçişi ile etkinlik arasındaki değişim ($\omega=1.2, \alpha=0.4-0.8$)	49
Şekil 4.8. $E_D/Q_{max}=0.02$ için ısı geçişi ile NTU arasındaki değişim ($\omega=1.2, \alpha=0.4-0.8$)	50
Şekil 4.9. Etkinlik ile boyutsuz ekserji kaybı ve bileşenlerinin değişimi	51
Şekil 4.10. Reynolds oranları için boyutsuz ekserji kaybı ile akış uzunlukları arasındaki değişim	55
Şekil 4.11. ap oranları için boyutsuz ekserji kaybı ile Reynolds oranı arasındaki değişim	56
Şekil 5.1. Ters akışlı boru demetli bir ısı değiştiricisinin geometrik değişkenleri	60
Şekil 5.2. Boyutsuz ekserji kaybının boru uzunluğu ve sayısı ile değişimi	63

Şekil 5.3. Etkinliğin boru uzunluğu ve sayısı ile değişimi	63
Şekil 5.4. Boyutsuz ekserji kaybının boru iç çapı ve sayısı ile değişimi	64
Şekil 5.5. Boyutsuz ekserji kaybının boru iç çapı ve uzunluğu ile değişimi	65
Şekil 5.6. Boyutsuz ekserji kaybının kovan çapı ve boru sayısı ile değişimi	66
Şekil 5.7. Boyutsuz ekserji kaybının kovan çapı ve boru iç çapı ile değişimi	67
Şekil 5.8. Boyutsuz ekserji kaybının kovan çapı ve boru uzunluğu ile değişimi	68
Şekil 5.9. Optimum L/D , n ve D_s arasındaki değişim	73
Şekil 5.10. Reynolds oranları için D/D_{hid} ile ekserji kaybı arasındaki değişim	74
Şekil 5.10. Etkinlik ve hidrolik çapın boyutsuz ekserji kaybına etkisi	77
Şekil 5.11. L/D_{hid} ve ısı geçiş yüzeyinin ekserji kaybına etkisi	80
Şekil 5.12. Reynolds sayılarının ekserji kaybına etkisi	83
Şekil 6.1. Ekserji ekonomik tasarım yordamı	88
Şekil 6.2. Sabit, değişken ve toplam maliyetin ürüne bağlı değişimi	90
Şekil 6.3. Bir ısı değiştiricisinin ilk yatırım maliyetinin ısı geçiş yüzeyi ile değişimi	92
Şekil 6.4. Isı değiştiricisi doğrusal maliyeti	92
Şekil 6.5. Optimum etkinlik ve NTU' nun grafiksel olarak belirlenmesi	102
Şekil 6.6. Ekserji birim fiyatı ile optimum etkinliğin değişimi	107
Şekil 6.7. Farklı ısıl kapasite oranları için optimum etkinliğin değişimi	108
Şekil 6.8. Farklı ısıl kapasite oranları toplam maliyetin değişimi	109
Şekil 6.9. Farklı akış düzenlemeleri için optimum etkinlik değerleri	110
Şekil 6.10. Farklı akış düzenlemeleri için yatırım maliyeti ve toplam maliyet	111
Şekil 7.1. Yıllık toplam maliyet yöntemi ve sunulan çalışma ile elde edilen optimum etkinlik değerlerinin hidrolik çap ile değişimi	115
Şekil 7.2. Yıllık toplam maliyet yöntemi ve sunulan çalışma ile elde edilen optimum maliyet değerlerinin hidrolik çap ile değişimi	115
Şekil 7.3. Yıllık toplam maliyet yöntemi ve sunulan çalışma ile elde edilen optimum etkinlik değerlerinin L/D_h ile değişimi	116
Şekil 7.4. Yıllık toplam maliyet yöntemi ve sunulan çalışma ile elde edilen optimum maliyet değerlerinin L/D_h ile değişimi	116

SİMGELER

a	Çevre sıcaklığı ile sıcak akımın giriş sıcaklığı arasındaki oran
b	Çevre sıcaklığı ile soğuk akımın giriş sıcaklığı arasındaki oran
A	Isı geçiş yüzeyi, m^2
C	Isıl kapasite, kW/K
c	Özgül ısı, kJ/kgK
C_a	Sabit bakım ve diğer masraflar için maliyet sayısı, \$
C_b	Isı değiştiricisi birim yüzeyi için maliyet, $\$/m^2$
c_E	Ekserji birim fiyatı, $\$/kJ$
C_{ID}	Isı değiştiricisi yıllık yatırım maliyeti, \$
C_T	Isı değiştiricisi yıllık toplam maliyeti, \$
C_Y	Isı değiştiricisi ilk yatırım maliyeti, \$
c_Y	Yakıt birim fiyatı, $\$/kJ$
C^*	Birim ısı geçişi için ısı değiştiricisi toplam maliyeti, $\$/kJ$
D	Boru çapı, m
D_{hid}	Hidrolik çap
D_s	Kovan çapı, m
E	Ekserji, kJ
e	Özgül ekserji, kJ/kg
E_D	Ekserji kaybı, kJ
e_D	Boyutsuz ekserji kaybı
f	Sürtünme katsayısı
F_A	Isı değiştiricisi yıllık maliyeti için düzeltme faktörü
F_B	Maliyet için basınç faktörü
F_D	Düzeltilme faktörü
F_{IF}	Maliyet indeksi düzeltme faktörü
F_K	Maliyet için montaj faktörü
F_M	Maliyet için malzeme faktörü
F_T	Maliyet için ısı değiştiricisi tipi faktörü

G	Kütle hızı, kg/sm ²
H	Entalpi, kJ
h	Özgül entalpi, kJ/kg
\bar{h}	Isı geçiş katsayısı, W/m ² K
L	Boru uzunluğu, m
\dot{m}	Kütlesel debi, kg/s
n	Boru sayısı
N	Isı değiştirici işletme süresi
n_a	Yıllık maliyet katsayısı
NTU	Isı geçiş birimi sayısı
N_f	Boyutsuz sürtünme katsayısı
P	Basınç, bar; Pa
Pr	Prandtl sayısı
Q	Isı geçişi, kJ
R	Gaz sabiti, kJ/kgK
Re	Reynolds sayısı
S	Entropi, kJ/K
s	Özgül entropi, kJ/kgK
St	Stanton sayısı
t	Zaman; işletme saati
T	Sıcaklık, K
U	Toplam ısı geçiş katsayısı, W/m ² K
x	Bağımsız değişken
W	İş, kJ
V	Hacim
v	Özgül hacim, m ³ /kg
Y	Yakıt türü
α	Sıcak ve soğuk akımların giriş sıcaklıkları oranı
ϵ	Etkinlik
ρ	Yoğunluk, kg/m ³
ω	Sıcak ve soğuk akışkanların ısı kapasiteleri oranı
μ	Dinamik viskozite, Pa.s

İndisler

0	Çevre
1	Giriş
2	Çıkış
c	Soğuk
ch	Kimyasal
ç	Çıkış
g	Giriş
h	Sıcak
ke	Kinetik
kh	Kontrol hacmi
m	Ortalama
max	Maksimum
min	Minimum
p	Sabit basınç
pe	Potansiyel
ph	Fiziksel
q	Isı geçişi
w	İş
ΔP	Basınç farkı
ΔT	Sıcaklık farkı
τ	Boyutsuz sıcaklık

GİRİŞ

1.1. Isı Geçişi Sağlayan Isıl Sistemler

Enerji, yeryüzündeki sınırlı kaynakları ve farklı biçimlere dönüştürülmesindeki güçlüklerin yanı sıra verimli kullanımıyla ilgili problemlerden dolayı, günümüzde teknolojik ilerlemenin en temel ve etkili bileşenlerinden birisidir. Bu nedenle üretim sonrası enerji dönüşümü ve aktarımının yapıldığı ısı sistemlerinin tasarımı, enerjinin verimli kullanımı ve dünya ekonomisi açısından büyük bir önem taşımaktadır. Isıl sistemlerin yaygın olarak kullanıldığı yerler, yalnızca kimya endüstrisi, ısı-güç tesisleri, imalat fabrikaları gibi endüstriyel alanlar değil, aynı zamanda soğutma ve ısıtma sistemleri, fırın vb. günlük yaşamla ilişkili alanlardır.

Bir ısı sistem çeşitli teknik bileşenlerin bir araya getirilmesinden oluşmaktadır. Isıl sistemlerin çoğunda yaygın olarak kullanılan ortak bileşenlerinden bir tanesi, farklı sıcaklıktaki akışkanlar arasında ısı geçişi sağlayan sistemlerdir. Bu nedenle, ısı geçişi sağlayan ekipmanın tasarımı, enerjinin verimli kullanımında en önemli noktalardan birisi olmaktadır. Mühendislik uygulamalarında bu şekilde ısı geçişini gerçekleştirmek için kullanılan sistemlere *Isı Değiştirici* adı verilmektedir. Isı değiştiricileri, hacim ısıtmasında, güç tesislerinde, gıda endüstrisinde, atık ısının geri kazanılmasında,

iklimlendirme ve soğutma tesislerinde, kimyasal işlemlerde; arabalar ve gemilerde, havacılık ve uzay araçlarında, elektronik cihazların soğutulmasında uygulama alanları bulmaktadırlar. Uygulama alanlarının fazlalığı, ısı değiştiricilerinin tasarım ve performans değerlendirmesinin, ne denli önemli olduğunu ortaya koymaktadır.

1.2. Termodinamik, Enerji ve Isıl Sistemleri Değerlendirme Yöntemleri

Mühendislik Termodinamiğinin temel uygulamalarından birisi, ısı sistemlerinin verimliliğini değerlendirmektir. Verimliliğin değerlendirilmesinde kullanılan geleneksel yöntemler Termodinamiğin Birinci Yasasına dayanmaktadır. Genel olarak, bir ısı sisteminin analizi yapılırken iki geleneksel yaklaşım uygulanmaktadır: Sisteme ait enerji dengesinin belirlenmesi ve bir sistemi değerlendirmek için termodinamiğin birinci yasasına dayanan verim ölçütlerinin hesaplanması.

Enerji, termodinamik biliminin temel bir kavramıdır ve ısı sistem analizlerinin en önemli bileşenlerinden birisidir. Termodinamiğin birinci yasasına göre, değişik enerji türlerinin toplamı sabit kalmaktadır. Bir sistemdeki enerji değişimi, yani sistemler arasındaki etkileşim sonucu, enerjinin bir biçimden diğerine dönüşüm miktarı, *enerji dengesi* kurularak belirlenmektedir. Bununla birlikte enerji dengesi, sisteme ait iç kayıplar hakkında bilgi vermemektedir; örneğin bir termodinamik sürecin gerçekleştirildiği sistemde, iş yapabilme kapasitesindeki değişimi belirleyememektedir.

Sistem veriminin hesaplanması için enerji dengesine dayanan ölçütler, sistemdeki enerji dönüşümünün niteliğine ilişkin sınırlı bilgiler vermektedir. Örneğin ısı değiştirici hesaplarında çok kullanılan ve termodinamiğin birinci yasası ile bağlantılı bir verim tanımı olan etkinlik, sistemdeki ısı geçişi miktarına ilişkin bilgiler verirken, basıncın ısı değiştirici verimine etkisini incelememektedir.

Bir süreç veya sistemdeki termodinamik mükemmelliği, yani enerji dönüşümlerinin “niteliğini” değerlendirmekte kullanılan yöntemlerin esasları, Termodinamiğin ikinci yasasına dayanmaktadır. Bu yöntemlerde, sisteme ilişkin değerlendirme yapabilmek için kullanılan çok sayıda ölçüt bulunmaktadır. Burada ikinci yasa yöntemleri iki bölüme ayrılabilir

- Entropiye dayanan yöntemler
- Ekserjiye dayanan yöntemler

Entropiyi temel alan yöntemler, bir ısı sistemdeki tersinmezliklerin belirlenmesi amacıyla kullanılmaktadırlar. Buna karşılık ekserji, enerjinin gerçek değerini ortaya koyan bir kavramdır; ekserji analizi yöntemiyle, değişik enerji türlerinin iş yapabilme bakımından kalite farklılıkları, enerji dönüşümlerinin gerçek verimliliği, bir ısı sistemde verimsizliğe neden olan bileşenler ve süreçler belirlenebilmektedir.

Entropiye dayanan yöntemlerin, ekserji analizi yöntemlerine tercih edildiği çok sayıda ısı sistem uygulaması mevcuttur. Bununla birlikte, termodinamik biliminin ekonomik değerlendirme ile beraber ele alındığı çalışmalarda, ekserjiye dayanan yöntemler yaygın olarak kullanılmaktadırlar.

1.3. Ekonomik Değerlendirme Ölçütü Olarak Ekserji Kavramı

Ekonomik analiz, mühendislik uygulamalarında vazgeçilmez unsurlardan birisidir. Pek çok sistemin yapılabilirliğinin maliyete bağlı olduğu bir gerçektir. Bir enerji sisteminin toplam maliyetinin belirlenmesi için, yatırım maliyeti, işletme ve bakım masrafları, enerji maliyeti ve ürünün son maliyeti gibi pek çok hesabın yapılması gerekmektedir. Bununla birlikte, enerji sistemlerinin ekonomik uygunluğuna, sadece toplam maliyetin göz önünde bulundurulmasıyla değil özellikle geleneksel yöntemlerde görüldüğü gibi, enerji hesaplarına dayanan parametrelerin, maliyete olan etkisinin incelenmesiyle karar verilmektedir.

Ekserji analizi, termodinamik olarak bir enerji sisteminin tasarım ve verimliliğinin tam bir değerlendirmesini sağlamaktadır. Ekserji, enerjinin termodinamik değerinin nesnel bir ölçüsü olmasının yanı sıra enerjinin ekonomik değeri ile yakından bağlantılı bir kavramdır. Bununla birlikte bir sistemin termodinamik uygunluğu, ekonomik olarak da en uygun olması anlamına gelmez, çünkü tasarımı yapılan bir sistemde, tersinmezlikleri azaltmak için değiştirilen boyutlar, sistemin yatırım

maliyetinde artışlara neden olabilmektedir. Dolayısıyla sistemin en uygun olarak tasarlanması için ekserji analizi ve ekonomik analiz birlikte ele alınmaktadır.

Termodinamiğin ikinci yasasındaki parametrelerin ekonomik değerlendirme ile birlikte ele alındığı yöntemlere genel olarak *Termoekonomi* adı verilmektedir. Ekserji ve ekonomik analizin birleştirildiği yöntemler, termoekonominin bir parçası olmaktadır ve literatürde, bu yöntemlere *Ekserji ekonomik* veya kısaca *Eksergoekonomi* adı verilmektedir. Ekserji ekonomik analiz, görece yeni bir kavramdır ve çağdaş Termodinamik biliminde, enerji sistemlerinin değerlendirilmesi için yaygın olarak kullanılan bir yöntemdir.

Enerji sistemlerine uygulanması çok önemli olmakla birlikte, termoekonomik yöntemler, bir enerji analizinin ya da geleneksel bir ekonomik analizin yerini almaktan çok tamamlayıcı ve geliştirici bir rol üstlenmektedir.

1.4. Isı Değiştiricilerinin Ekserji Analizi Üzerine Literatür İncelemesi

Isı değiştiricilerinin değerlendirilmesinde farklı prensiplere dayanan çok sayıda yaklaşım vardır. Bu yaklaşımlar arasında, son yıllarda geleneksel yöntemlere göre üstünlükleri onaylanan ve görece yeni olan termodinamiğin ikinci yasasına dayanan değerlendirme ölçütleri, daha önce de belirtildiği gibi, entropiyi ve ekserjiyi değerlendirme parametresi olarak kullanan ölçütler olmak üzere, iki bölümde sınıflandırılmaktadır.

Tez kapsamında, ısı değiştiricilerinin ekserji ekonomik analizi yapılmakla birlikte, başlangıçta, ekserji analizinin, ekonomik analizden bağımsız olarak anlaşılması zorunludur. Bu bakımdan literatür incelemesi, ekserji analizi çalışmaları ve ekserji ekonomik çalışmalar olarak iki bölüme ayrılmaktadır.

Ekserji analizi yönteminde, ekserji tanımına göre çevrenin bir referans noktası olarak alınması zorunludur. Buna karşın, entropiyi esas alan çalışmalarda, tam bir çevre tanımına ihtiyaç yoktur. Bu durum bazı araştırmacılar tarafından bir üstünlük olarak kabul edilirken, sisteme giren ve çıkan kütleler için, enerji miktarlarının gerçek büyüklüklerinin belirlenmesinde, en uygun parametrenin ekserji olduğu açıktır.

Bir enerji sistemini verimli kullanmak için ekserji kayıplarının azaltılması düşüncesinin doğasında, entropi üretiminin azaltılması kavramı bulunmaktadır. Diğer yandan, ekserji ve entropi analizlerinin teorik esaslarındaki farklılıklarına rağmen, ısı değiştiricilerinin özel mekanizmasından dolayı, maliyet analizi yapılmaksızın, entropi analizinden, ekserji analizine geçiş mümkündür; bu nedenle iki yöntemin ısı değiştiricileri için neredeyse özdeş oldukları söylenebilir. Dolayısıyla, ısı değiştiricilerinde, ekserji analizi yöntemi üzerine bir literatür incelemesinin, entropi ile ilgili çalışmaları kapsayacak şekilde yapılması gerçekçi bir yaklaşım olmaktadır.

Literatürde, entropinin bir değerlendirme parametresi olarak kullanıldığı çok sayıda araştırma vardır. Bu çalışmalarda, entropi ölçütü, araştırmacılar tarafından farklı biçimlerde kullanılmaktadır. En temel çalışmalar, tersinmezliği belirlemek için, ısı değiştiricilerindeki entropi üretiminin incelenmesi üzerine yapılmıştır. Bir ısı değiştiricisinde, ısı transferi ve basınç kayıplarından dolayı oluşan tersinmezlikler, literatürde ilk olarak Bejan, 1977, 1978, tarafından irdelenmiş ve bu çalışmalar, ısı değiştiricilerinin entropi ve ekserji analizleri için bir temel oluşturmuşlardır. Bejan, tersinmezlik kavramından yararlanarak, çok sayıda çalışmaya referans olan, modern mühendislik termodinamiğinin en çok kullanılan yöntemlerden birisini, *Minimum Entropi Üretimi* kavramını ve bununla bağlantılı olarak *Entropi Üretimi Sayısı*' nı tanımlamıştır. Farklı araştırmacılar, Bejan' ın yaklaşımlarından yararlanarak, ısı değiştiricilerindeki entropi üretimi kavramını geliştirmişlerdir.

Tersinmezliklerin incelenmesi açısından, entropi üretimini veren ifadenin boyutsuz formda kullanılması, geçen zaman zarfında öne çıkan konulardan birisidir. Araştırmacılar arasındaki en önemli farklılıklardan birisi, entropi üretimi bağıntısının boyutsuzlaştırılmasına getirdikleri yaklaşımlar olmuştur. Çeşitli boyutsuz entropi üretim eşitlikleri tanımlayan araştırmacılar, bunları farklı isimlerle sunmuşlardır. Bunlardan en önemli olanları, literatürde sıklıkla atıf almış çalışmalar, aşağıda özetlenmektedir.

Entropi üretimini boyutsuz biçimde elde etmenin çeşitli yolları vardır. Boyutsuzlaştırmanın en açık yolu, entropi üretimini veren ifadeyi ısı kapasite oranına bölmektir. Bu yöntem ilk olarak Bejan, 1977, tarafından kullanılmıştır; Bejan elde edilen eşitliğe *Entropi Üretim Sayısı* adını vermiştir. Hesselgreaves, 2000, bu şekilde bir boyutsuzlaştırmanın bazı olumsuzluklarını belirtmekle birlikte, ısı değiştiricisindeki entropi üretiminin fiziksel davranışını ortaya koymak için, bu yöntemin daha uygun

olduğunu söylemektedir. Gerçekten de farklı araştırmacıların, ısı değiştircilerine özgü tersinmezlik mekanizmasını açıklarken, entropi üretim sayısından çok yararlandıkları gözlemlenmektedir.

Boyutsuzlaştırmanın en rasyonel yollarından birisi, entropi üretiminin, ısı değiştircisindeki ısı geçişi ile çevre sıcaklığının oranına bölünerek elde edilmesi olmuştur. Bu yaklaşım, London, 1983, ve Witte ve Shamsundar, 1983, tarafından kullanılmıştır. Natalini ve Sciubba, 1999, tarafından sunulan boyutsuz entropi üretim sayısı, ısı geçişi tersinmezliğinin, toplam tersinmezliğe oranını veren Bejan sayısıdır.

Hesselgreaves, 2000, yapmış olduğu bir değerlendirmede, bu yaklaşımda, çevre sıcaklığının analize ilave edilmesinin sunumu karmaşıklaştırdığını belirtmektedir. Hesselgreaves, 2000, entropi üretimi eşitliğini, ısı değiştircisinde gerçekleşen ısı geçişini, soğuk akımın giriş sıcaklığına bölerek boyutsuzlaştırmıştır. Böylece, Bejan tarafından tanımlanan entropi üretim sayısının olumsuzluklarını ortadan kaldırmıştır.

Çok sayıda araştırmacı, tersinmezlikleri incelemek ve ikinci yasaya göre ısı değiştircilerinin tasarım ve değerlendirmesi yapmak için, boyutsuz entropi sayılarına atıfta bulunmuştur. Bununla birlikte, boyutsuz sayılar, ısı değiştirci değerlendirmesinde kullanılan yegane parametreler değildirler. Isı değiştircisi tersinmezliğinin bir başka ölçüsü, ikinci yasa verimi ya da etkinliğidir. İkinci yasa verim ölçütleri, maliyet değerlendirmesi yapılmaksızın, tersinmezliklerin sistem verimliliğine etkisinin irdelenmesi bakımından önemlidir. Çeşitli verim tanımlamaları farklı araştırmacılar tarafından yapılmıştır. Bunlar arasında en önemlileri olarak kabul edilebilecek iki yaklaşım aşağıda kısaca özetlenmektedir.

Bruges, 1959, ve Reistad, 1970, ısı değiştircisindeki soğuk akımın tersinmezliğini, sıcak akımın tersinmezliğine oranlayarak bir ikinci yasa etkinliği tanımlamıştır. Bu etkinlik ifadesi, Bejan, 1982 tarafından, entropi üretim sayısı kullanılarak geliştirilmiş ve ısı değiştircisi ikinci yasa verimine, entropi üretiminin etkisi gösterilmiştir. Golem ve Brzustowski, 1977, basınç kayıplarının neden olduğu tersinmezliği ihmal ederek, iki akım arasındaki sıcaklık farkı ile tersinmezlik arasındaki ilişkiyi değerlendirmek için, aynı etkinlik ifadesini daha basite indirgemıştir.

Isı değiştirci ikinci yasa verimi üzerine bir başka önemli öneri, Witte ve Shamsundar, 1983, tarafından yapılmıştır. Witte ve Shamsundar, ısı değiştircisi

tersinmezliğin ısı geçişine oranını kullanarak, literatürde çok atıf yapılan bir termodinamik verimlilik kavramını ortaya koymuştur.

Entropinin değerlendirme parametresi olarak kullanıldığı bir başka yaklaşım, Sekulic, 1990, tarafından önerilen *Isı Değişimi Tersinirlik Norm'* udur. Bu yaklaşımda Sekulic, ısı değiştirici verimliliğini değerlendirmek için, enerji dönüşümünün kalite düzeyinin kullanılmasını önermiş ve bu kavramı *Enerji Dönüşüm Kalitesi* olarak adlandırmıştır. Sekulic, basınç kayıplardan dolayı oluşan tersinmezlikleri ihmal ederek, ısı değiştiricisindeki enerji dönüşümünün kalitesini belirlemek için, ısı değişimi tersinirlik norm kavramını ortaya koymuştur. Sekulic, böylece, ısı değiştiricilerinde kayıplara neden olan süreçlerin bir irdelemesini yapmıştır.

Yukarıda kısaca özetlenmiş olan yöntemler, ısı değiştiricilerinin tamamında uygulanabilecek basitleştirilmiş yaklaşımlardır. Bu yöntemlerin dışında, literatürde, tersinmezliğini inceleyen, görece daha karmaşık yaklaşımların yanı sıra ısı değiştiricilerinde özel durumları içeren çalışmalarda mevcuttur. Mevcut yöntemler arasındaki önemli farklılıklardan bir tanesi, içerdikleri matematiksel işlemlerin karmaşıklık derecesidir. Basitleştirilmiş yöntemler, kolay anlaşılabilir çözümleri içerdiklerinden dolayı pratik uygulamalar için tercih edilmektedirler.

Literatürde, ısı değiştiricilerinin tersinmezlik analizi üzerine, ekserjinin değerlendirme parametresi olarak kullanıldığı çok sayıda araştırma vardır. Bu araştırmalarda, ekserji ölçütü, entropi ölçütünde olduğu gibi farklı biçimlerde kullanılmıştır. Yaklaşımlar aşağıda özetlenmektedir.

Boyutsuzlaştırma ve buna bağlı değerlendirme, ekserji esaslı çalışmalarda da ön plana çıkmaktadır. Boyutsuz tersinmezliği veren çok sayıda eşitlik, araştırmacılar tarafından tanımlanırken, farklı şekillerde adlandırılmışlardır. Ekserji analizi, görece daha yeni bir yöntem olduğundan, bazı boyutsuz sayıların, farklı adlandırmalara rağmen aynı anlama geldikleri gözlemlenmektedir.

London, 1982, ısı değiştiricilerindeki tersinmezliklerin maliyetlerini incelediği çalışmasında, tersinmezliği ısı geçişine bölerek boyutsuzlaştırmıştır. Prasad ve Shen, 1993, boyutsuz tersinmezliğin bir diğer biçimi olan boyutsuz yokolan ekserjiyi, tersinmezliği ısı kapasite ile referans sıcaklığının çarpımına bölerek önermiş ve boyutsuz yokolan ekserjiyi minimize ederek, verilen bir ısı değiştiricinin işletim şartları için, termodinamik uygunluğu belirlemiştir. Das ve Roetzel, 1998, ısı değiştiricisinin

girişindeki ısı ekserjiyi, tersinmezliğe bölerek özgül ekserjiyi tanımlamıştır ve ısı değiştiricilerinin en yüksek verimliliğini, özgül tersinmezliğin minimize edilmesine göre belirlemiştir.

Ekserji değişimini veren denklemin, çeşitli ısı değiştirici tasarım yöntemlerinde kullanılan parametrelere bağlı ifade edilmesi, ekserji analizi için bir diğer yaklaşım olmuştur. Özellikle, Etkinlik – Isı geçiş birimi sayısı yöntemi, ısı değiştirici çözümlemesinde çok kullanılan yöntemlerden birisidir. Bejan,1977, Sekulic,1986, Sekulic ve Herman, 1986, Can vd., 1998, Das ve Roetzel, 1998, Hesselgreaves, 2000, gibi araştırmacılar tersinmezlikleri etkinlik ve ısı geçiş birimi sayısına göre ifade etmişler ve tersinmezliklerin bu parametreler ile değişimini incelemişlerdir.

Ekserji verimi, ısı değiştirici performansı için kullanılan bir başka ölçüt olmuştur. Literatürde, ekserji verimini ifade eden farklı tanımlamalar vardır; bununla birlikte üç farklı tanımın, sayıca fazla referans aldığı gözlemlenmektedir. Bruges, 1959, ve Reistad,1970, tarafından verilen verim ifadesinde, ısı değiştiricisindeki soğuk akımın ekserjisi ile sıcak akımın ekserjisi arasındaki oran olarak tanımlanan ikinci yasa verimi, çok kullanılan bir ifade olmuştur. En çok kullanılan verim ifadesi, Kotas, 1985, tarafından, toplam çıkış ekserjilerinin toplam giriş ekserjilerine oranı şeklinde tanımlanan temel verim ifadesidir. Bir diğer verim tanımı, yine Kotas, 1985, tarafından, *Rasyonel Verim* olarak adlandırmış ve bir sistemden transfer edilen tüm ekserjinin, sistemdeki süreci gerçekleştirmek için gerekli ekserji girişine oranı şeklinde verilmiştir. Aynı ifade, Tsatsaronis, 1993 tarafından, farklı bir sembolle gösterilerek, *Ekserjetik Verim* olarak adlandırılmıştır. Buraya kadar yapılan literatür incelemesi, ekonomik analiz hesaba katılmaksızın, sadece ısı değiştiricilerinin tersinmezlik analizini kapsamaktadır. Literatür incelemesinin diğer bölümü, yani ısı değiştiricilerinin termoekonomik analizine dair çalışmalar, aşağıda özetlenmektedir.

Ekonomiyi kapsayan ikinci yasa çalışmaları, entropi ve ekserji esaslı çalışmalar olmak üzere iki ana bölümde toplanmasına karşın, yukarıda belirtilen nedenlerden dolayı, bir bütün olarak değerlendirilmektedir.

Ekserji esaslı ekonomik çalışmaların, özellikle seçilen parametreye bağlı olarak, termoekonomik, ikinci yasa maliyeti, ekserji maliyeti ve eksergoekonomik adlandırmaları altında farklı şekillerde tanımlandıkları görülmektedir. Genel olarak, ikinci yasaya dayalı ekonomik analiz, termoekonomi olarak adlandırılmasına karşın, son

dönem yayınlarda termoekonomi, ekserji esaslı maliyet azaltılması olarak ele alındığından, *Eksergoekonomi* olarak adlandırılmaktadır.

Isı değiştiricilerinin ikinci yasaya dayalı ekonomik analizi ile ilgili yapılan çalışmalar incelendiğinde, hemen tüm araştırmacılar tarafından kabul gören ve standartlaşan bir ekserji ekonomik yöntembiliminin olduğu görülmektedir. Isı değiştiricilerin termoekonomik analizine dair ilk çalışmalardan birisi London, 1982, tarafından yapılmıştır. London, termodinamik tersinmezliklerin neden olduğu ekonomik maliyetinin değerlendirilmesi için, sadece ısı değiştiricilerinde değil enerji dönüştürme sistemlerinin diğer bileşenlerinde de kullanılabilecek bir yöntem sunmuş ve işletimsel olarak uygun bir yöntem sunmuştur. London ve Shah, 1983, bu yöntemi kullanarak ısı değiştiricisi tasarımı ve optimizasyonu için bir yöntembilim önermiştir. Bir diğer önemli çalışma Knoche ve Hesselmann, 1985, tarafından gerçekleştirilmiştir. Knoche ve Hesselmann, bir ısı değiştiricisinin ekserji kaybı ve yatırım maliyeti ilişkisini esas alarak, optimum logaritmik sıcaklık farkını veren grafiksel bir optimizasyon yöntemi geliştirmiştir. Kotas, 1985, termoekonomik optimizasyona bir örnek olarak, bir güç santralında kullanılan ısı değiştiricilerinin ekserji ekonomik optimizasyonunu ayrıntılı olarak açıklamıştır.

Zubair, Kadaba ve Evans, 1987, bir termoekonomik tasarım prosedürü geliştirerek, çift fazlı ısı değiştiricilerinin ikinci yasaya dayalı termodinamik optimizasyonunu yapmış ve optimum ısı geçiş birimi sayısını belirlemiştir. Zubair, 1998, aynı tasarım prosedürünü kullanarak, optimum tek fazlı akışkan hızını, boru demetli bir ısı değiştiricinin birim yüzeyinin maliyet fonksiyonu olarak göstermiştir.

Witte, 1988, çalışmasında bir ısı değiştiricisinin ikinci yasa optimizasyonunu gerçekleştirerek, farklı ekserji fiyatlarının optimizasyona etkisini göstermiştir. Oliveira vd., 1994, ısı değiştiricilerinde entropi, ekserji ve ekonomik optimumlar arasındaki farkları değerlendirmiş, ekonomik optimum ve termodinamik optimumun bağlantılı ama eşit olmadığını göstermiştir.

Cornelissen, 1997, ve Cornelissen ve Hirs, 1997 ve 1999, ısı değiştiricilerinin termoekonomik optimizasyonuna dair önemli çalışmalar gerçekleştirmiştir. Cornelissen ve Hirs, bir ısı değiştiricisini, üretim aşamasından kullanım süresinin sonuna kadar ekserji analizi ile birlikte değerlendirerek, en düşük tersinmezliği veren ısı değiştiricisi boyutlarını belirlemiştir. Burada kullanılan yöntem Cornelissen ve Hirs tarafından

Ekserjetik Yaşam Çevrimi Analizi olarak adlandırılmıştır. Can vd., 2002, kondenser tipi ısı değiştiricileri için eksergoekonomik analiz yapmış ve optimum işletme şartlarını belirlemiştir. El-Sayed, 2002, ekserji kayıplarının optimal ısı değiştiricisi tasarımına etkisini inceleyerek, daha yüksek verim için çeşitli tasarım örnekleri sunmuştur.

1.5. Tezin Amacı ve Kapsamı

Bu tezin temel amacı, etkili bir yöntem olarak ekserji ekonomik analizinin ısı sistem tasarımı için bir uygulamasını yapmaktır. Bu amaçla, mühendislik uygulamalarında yaygın olarak kullanılan bir ısı sistem olan, türbülanslı cebri taşınım ile ısı geçişi sağlayan ısı değiştiricileri, çalışmanın ilgi odağı kabul edilmektedir.

Çalışma esas olarak iki aşamayı kapsamaktadır. Birinci aşamada, ısı değiştiricilerine ilişkin ekserji analizi literatüründe eksik olan hususların, yeni yaklaşımlarla tamamlanması planlanmıştır. Bu bakımdan, ısı değiştiricilerinde geometrik parametre seçiminin, ekserji yok olmasına etkilerinin ayrıntılı olarak incelenmesi, farklı tasarım ve işletme kısıtlamaları için, ısı değiştiricilerinin ekserji analizinin, doğrusal olmayan programlama tekniklerinden yararlanılarak yapılması ve termodinamik optimumu verecek en uygun boyutların belirlenmesi amaçlanmaktadır.

Çalışmanın ikinci aşamasında, bu alandaki mühendislik uygulamalarında, en çok kullanılan ısı değiştiricilerine uygulanabilecek ve bilgisayar destekli tasarımına olanak verecek, ekserji ekonomik esaslı bir optimizasyon yaklaşımının geliştirilmesi amaçlanmaktadır. Ekserji ekonomik yöntem için, mevcut yaklaşımlarda eksik olan hususlar göz önünde bulundurularak, daha rasyonel sonuçlar veren bir yaklaşımın, ısı değiştiricileri tasarımı için uygulanması hedeflenmektedir. Bu çerçevede, ekserji ekonomik optimizasyon yaklaşımının, ısı değiştirici hazırlık tasarımı aşamasında uygulanabilmesine olanak veren bir bilgisayar yazılımının, görsel bir programlama dili kullanılarak geliştirilmesi, tez kapsamında bulunmaktadır.

EKSERJİ ANALİZİ YÖNTEMİ

2.1. Ekserji Kavramı

Termodinamik biliminde, belirli bir haldeki sistemden elde edilebilecek en çok iş, yani enerjinin iş potansiyeli, sistemlerin niteliklerini ölçmek için bir araç olarak kullanılmaktadır. Mühendislik termodinamiğinin geçmişine bakıldığında, başka hiçbir kavramın, elde edilebilecek en çok işi veren özeliğın tanımı kadar farklı isimlendirmeler ve sembollerle gösterilmediğı görülür. Bu özellik, A, B, E, Ex, ϵ , Ξ , Φ ve Ψ simgeleri ile gösterilirken, adlandırmalar için kullanılabilirlik, essergi, kullanılabilir enerji, iş yeteneğı, ekserji vb. kullanılmıştır. Bununla birlikte bu özeliğın adlandırılmasında, 1953 ' te Alman bilim adamı Rant tarafından önerilen, Yunanca *ex* (dış, dıştaki) ve *ergon* (güç veya iş) kelimelerinden türetilmiş yeni bir kelime olan *ekserji*, bugün tüm dünya ülkelerinde benimsenmektedir.

Ekserjinin tam bir tanımını yapabilmek için, bazı termodinamik kavramların anlaşılması gerekmektedir. Kuramsal olarak, bir sistemden en çok işin elde edilebilmesi, iki koşulun yerine getirilmesi ile mümkündür: İşin, bir sistemin başlangıç halinden son haline, tümten tersinir bir hal değışimi ile getirilerek elde edilmesi ve sistemin son halinin çevre ile dengede olması. Tümten tersinir bir hal değışiminde, tersinmezlik

yoktur ve hal değiştiren bir sistemden elde edilebilecek en fazla yararlı iş, tersinir iş tanımı vermektedir. Bununla birlikte, bir sistemden elde edilebilecek en çok iş, hal değişiminin tersinir olmasının yanı sıra çevre koşullarına da bağlıdır. Çevresiyle termodinamik dengede olan bir sistemin hali *ölü hal* olarak adlandırılmaktadır. Ölü haldeyken sistem, çevresiyle ısı ve mekanik dengede olmasının yanı sıra çevresine göre kinetik ve potansiyel enerjileri de sıfırdır. Ayrıca bu durumda sistem ve çevre arasında kimyasal bir denge vardır. Bu şartlar altındaki bir sistemin çevresi ile herhangi bir etkileşimde bulunması olanaksızdır. Başka bir deyişle, ölü halde bulunan bir sistemden iş elde edilemez. Sistem ve çevresi arasındaki denge durumunu ifade eden bir başka ölü hal tanımı ise *sınırlı ölü hal* 'dir. Sınırlı ölü hal, sistemin son halinin, çevre ile sadece mekanik ve ısı denge durumuna geldiği, yani sistem basıncı ve sıcaklığının, çevre basıncı ve sıcaklığına eşit olduğu durumu ifade etmektedir.

Yukarıda kısaca belirtilen kavramlar ışığında ekserji, Kotas,1985, Szargut vd.,1988, ve Bejan vd., 1996, gibi araştırmacılar tarafından, belirli bir başlangıç halinden ölü hale ulaşıncaya kadar, bir sistemden elde edilebilecek en fazla teorik yararlı iş olarak tanımlanmaktadır. Dolayısıyla, ekserji aynı zamanda bir sistemin belirli bir halinden çevre haline gidişinin bir ölçüsü olmaktadır. Bu bakımdan ekserji, bir sistemin niteliğini belirlemek için bir araç olmasının yanı sıra değişik sistemlerin iş potansiyellerini karşılaştırmak için de kullanılmaktadır. Genel olarak, bir sistemin ekserjisi, hal değişimi sonucunda azalmaktadır, korunması olanaksızdır. Ekserjinin azalması, farklı sistemlerin karşılaştırılması için bir ölçüt olarak alınabilmektedir.

2.2. Ekserji Geçişine Neden Olan Etkileşimler

Değişik enerji türlerinden kaynaklanan ekserjileri belirlemek için uygulanan termodinamik bağıntılar farklıdır. Genel olarak, ekserji geçişinin ortaya çıktığı üç farklı etkileşim söz konusudur:

1. İş etkileşimi nedeniyle ekserji geçişi,
2. Isı etkileşimi nedeniyle ekserji geçişi,
3. Madde akışı ile bağlantılı ekserji geçişi (Kütle ile birlikte enerji transferi).

2.2.1. İş etkileşimi ile birlikte ekserji geçişi

Bir sistem ile çevresi arasında iş etkileşimi olması halinde, ekserji geçişi doğrudan iş tarafından aktarılan enerji ile bağlantılı olmaktadır ve sistem sınırında gerçekleşen ekserji geçişi, yararlı işe eşittir.

2.2.2. Isı etkileşimi ile birlikte ekserji geçişi

Termodinamiğin ikinci yasası, eğer bir sistemin sıcaklığı, çevre sıcaklığından farklı ise, çevre sıcaklığı ile sistem sıcaklığı arasında çalışan bir ısı makinası aracılığı ile iş elde edilebileceğini söylemektedir. Böyle bir sistemden elde edilebilecek iş, ısı geçişi ve sıcaklıklara bağlıdır. Isı etkileşimi ile bağlantılı ekserji geçişi, ikinci yasa eşitlikleri kullanılarak belirlenir ve genel olarak

$$E_q = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) Q \quad (2.1)$$

bağıntısı ile ifade edilmektedir. Burada, Q, ısı geçişini, T sistem sıcaklığı ve T₀ çevre sıcaklığını göstermektedir.

2.2.3. Madde akışı ile bağlantılı ekserji geçişi

Birden çok giriş ve/veya çıkışın olabileceği bir sistemde, madde akışı ile birlikte enerji aktarımı, yani akışın enerjisi söz konusudur ve bu durumda ekserji, *akış ekserjisi* olarak adlandırılmaktadır. Akış ekserjisi, sadece çevresi ile etkileşimde bulunan bir süreç aracılığı ile belirli bir halden ölü hale kadar elde edilebilecek en fazla iş olarak tanımlanmaktadır. Akış ekserjisi, açık sistemin özelliğine, akış koşullarına bağlı olarak farklı bağıntılar ile hesaplanabilir. Akış ekserjisinin hesaplanması ile ilgili ayrıntılı bilgi Bölüm 2.4. ' te fiziksel ekserji başlığı altında verilmektedir.

2.3. Ekserjinin Bileşenleri

Ekserji, enerjinin bütün biçimleri için ifade edilebilen bir özelliktir. Dolayısıyla, bir sistemin toplam ekserjisi, sistemin içerdiği farklı enerji potansiyelleri dikkate alınarak belirlenmektedir. Nükleer, manyetik, elektrik ve yüzey gerilmesi gibi farklı enerji biçimlerinin oluşumuna neden olabilecek özel etkilerin olmadığı varsayılırsa, sistemin toplam ekserjisi E , fiziksel E_{ph} , kinetik E_{ke} , potansiyel E_{pe} ve kimyasal E_{ch} ekserjilerden oluşmaktadır. Toplam ekserji

$$E = E_{ph} + E_{ke} + E_{pe} + E_{ch} \quad (2.2)$$

veya birim kütle için

$$e = e_{ph} + e_{ke} + e_{pe} + e_{ch} \quad (2.3)$$

bağıntıları ile ifade edilmektedir.

Ekserji tanımında, referans noktası olarak kabul edilen çevreye göre hareketine ve bir yerçekimi alanındaki yüksekliğine bağlı olarak, sistemin sahip olduğu iş potansiyelleri, sırasıyla kinetik ve potansiyel ekserjilerdir. Kimyasal ekserji, Bejan vd.,1996, tarafından bir kimyasal tepkime ile birlikte kimyasal kompozisyonu ölü hale ulaşan sistemden elde edilebilecek en fazla teorik iş olarak tanımlanmaktadır.

Bir sistemin hızı ve ağırlık merkezinin yüksekliğinin, çevreye göre sıfır olduğu ve sistemde herhangi bir kimyasal tepkimenin olmadığı durumda, kinetik, potansiyel ve kimyasal ekserji değişimleri sıfırdır ve toplam ekserji, tamamen fiziksel ekserjiye eşit olur. Bu durum, pek çok mühendislik sistemi için geçerlidir; örneğin tez kapsamında incelenen ısı değiştiricilerinde, kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilebilir olmasının yanı sıra kimyasal tepkime yoktur. Dolayısıyla toplam ekserji, yalnızca fiziksel ekserjiden oluşmaktadır.

2.4. Fiziksel Ekserji

Fiziksel ekserji, sadece çevresi ile etkileşimi içeren bir fiziksel süreç aracılığı ile P basıncında ve T sıcaklığındaki bir sistemden, P₀ basıncında ve T₀ sıcaklığındaki sınırlı ölü hale ulaşınca kadar elde edilebilecek maksimum teorik faydalı iştir.

Tez kapsamında incelenen ısı değiştiricileri açık sistemler olduklarından, bu bölümde sadece madde akışı için fiziksel ekserjinin ifadeleri verilmektedir. Akışın fiziksel ekserjisi, Bejan vd. tarafından

$$E_{ph} = H - H_0 - T_0 (S - S_0) \quad (2.4)$$

veya birim kütle için

$$e_{ph} = h - h_0 - T(s - s_0) \quad (2.5)$$

bağıntısı ile ifade edilmektedir. Burada, H entropi, h özgül entropi, S entropi, s özgül entropiyi ifade etmektedir.

Bir akışın fiziksel ekserjisi, termodinamik sistemlerin irdelenmesini daha uygun bir hale getirmek amacıyla iki bileşenin fonksiyonu olarak ifade edilebilmektedir:

$$e_{ph} = e^{\Delta T} + e^{\Delta P} \quad (2.6)$$

Akış ve çevre arasındaki sıcaklık farkından kaynaklanan ekserji, fiziksel ekserjinin ısı bileşeni ($e^{\Delta T}$) olarak, basınç farkından kaynaklanan ekserji, fiziksel ekserjinin basınç bileşeni ($e^{\Delta P}$) olarak adlandırılmaktadır.

Genel olarak, ekserji analizi yönteminde, basınç ve sıcaklığın ekserji değişimine etkisini daha iyi ortaya koyabilmek için, fiziksel ekserji hesaplanırken, maddenin özgül ısısının sabit olduğu varsayımı ile bir basitleştirme yapılmaktadır. Buna göre katı ve sıvı durumu için fiziksel ekserji

$$e_{ph} = c \left[(T - T_0) - T_0 \ln \frac{T}{T_0} \right] - v_m (P - P_0) \quad (2.7)$$

bağıntısı ile ifade edilmektedir. Burada, v_m çevre sıcaklığında belirlenen özgül hacimdir.

Gazların fiziksel ekserjisi, mükemmel gaz bağıntılarının yardımı ile hesaplanmaktadır. Mükemmel gaz modeli, termodinamik sistemlerin çözümlemesinde çok kullanılan yararlı bir yaklaşımdır. Bu bakımdan, sistemlerin ekserji analizi yapılırken mükemmel gaz modeli çok kullanılmaktadır. Buna göre bir mükemmel gazın özgül ekserjisi

$$e_{ph} = c_p (T - T_0) - T_0 \left(c_p \ln \frac{T}{T_0} - R \ln \frac{P}{P_0} \right) \quad (2.8)$$

bağıntısı ile ifade edilmektedir. Burada c_p sabit basınçtaki özgül ısıdır.

2.5. Ekserji Analizi Yöntemi

Ekserji analizi, enerji sistemlerinin analizi ve tasarımı için, termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarının birlikte kullanıldığı bir yöntemdir. Szargut vd., 1998 göre ekserji analizi yönteminin temel amacı, ısı ve kimyasal proseslerin termodinamik kusurlarının sebeplerini miktar olarak değerlendirmek ve ortaya çıkarmaktır. Bu analiz proseslerin geliştirilmesi için ihtimalleri gösterir, fakat ihtimallerin uygulanabilirliği üzerine karar veremez. Ekserji analizinin, ısı sistemlerindeki kayıp ve savurganlıkların gerçek büyüklüklerini belirlediği, enerji kaynaklarının daha verimli kullanımına erişmek için yararlı olduğu çok sayıda araştırmacı tarafından belirtilmektedir.

Literatürdeki çalışmalara dayanarak, ekserji analizi yönteminin, ısı sistemlerinin değerlendirilmesi bakımından sağladıkları şöyle sıralanabilir:

- Bir ısı sistemdeki kayıpların gerçek büyüklüklerini belirler. Bir başka deyişle, sistemlerin termodinamik kusurlarının, miktar olarak belirlenmesini sağlar
- Termodinamik bakımından, enerji kalitesini belirlemek için bir araçtır. Eşit verime sahip farklı sistemlerin karşılaştırılmasını sağlar.
- Mevcut sistemlerdeki verimsizlikleri azaltmak için olasılıkları gösterir.
- Termodinamiğin birinci yasasının, kayıpları belirlemek açısından yetersiz olduğu süreçler ve sistemler için değerlendirme olanağı sağlar.
- Ekserji, ısı sistemlerde kullanılan enerjinin gerçek büyüklüğünün saptanması için uygun parametre olduğundan, sistemlerin ön tasarımı, yapılabirlik analizi ve tasarımların en iyilenmesi bakımından daha elverişlidir.

Ekserji analizi, geniş anlamda, bir sistem için ekserji dengesini veren denklemin elde edilmesine dayanan bir yöntemdir. Tez kapsamında incelenen ısı değiştiricileri, bir açık sistem/kontrol hacmi uygulaması olduğundan, bu bölümde, ekserji dengesi, sadece açık sistemler için matematiksel olarak ifade edilmektedir. Bejan vd.,1996, göre kontrol hacmi için genel ekserji dengesinin sözel anlatımı şöyledir:

Kontrol hacminin birim zamandaki ekserji değişimi, kontrol hacmi sınırlarından ısı geçişi sonucu birim zamanda geçen ekserji, kontrol hacminde yapılan iş sonucu birim zamanda geçen ekserji, kütleyle birim zamanda kontrol hacmindeki net ekserji aktarımı ve kontrol hacmi içinde tersinmezliklerden dolayı birim zamandaki ekserji kaybının toplamına eşittir.

Ekserji dengesi matematiksel olarak aşağıda gösterildiği gibi ifade edilebilir:

$$\frac{dE_{kh}}{dt} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \dot{Q}_j - \left(\dot{W}_{kh} - p_0 \frac{dV_{kh}}{dt} \right) + \sum_g \dot{m}_g e_g - \sum_{\zeta} \dot{m}_{\zeta} e_{\zeta} - \dot{E}_D \quad (2.9)$$

Burada, alt indisler g ve ζ , sırasıyla kontrol hacmine giriş ve çıkış halini belirtmektedir.

Ekserji dengesini veren denklemde, eşitliğin sol tarafındaki dE_{kh}/dt terimi, kontrol hacmi içindeki ekserjinin birim zamandaki değişimini göstermektedir.

Ekserji denge denkleminin sağ tarafındaki \dot{Q}_j terimi, anlık sıcaklığın T_j olduğu yerde, kontrol hacmi sınırında birim zamanda ısı geçişini ifade etmektedir. Bu ısı geçişiyle gerçekleşen ekserji geçişi

$$\dot{E}_{q,j} = \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j \quad (2.10)$$

bağıntısı ile ifade edilmektedir.

\dot{W}_{kh} kontrol hacminde, iş tarafından yapılan enerji geçiştir ve bununla bağlantılı ekserji geçişi

$$\dot{E}_w = \dot{W}_{kh} - p_0 \frac{dV_{kh}}{dt} \quad (2.11)$$

bağıntısı ile ifade edilmektedir. Burada dV_{kh}/dt , kontrol hacmi içindeki hacmin birim zamandaki değişimidir.

Ekserji denge denklemindeki $\dot{m}_g e_g$ terimi, kontrol hacminin girişinde, birim zamandaki ekserji geçişi miktarıdır. Benzer olarak $\dot{m}_\zeta e_\zeta$ çıkışta, birim zamandaki ekserji geçişi miktarıdır.

Giriş ve çıkıştaki ekserji geçişleri sırasıyla

$$\dot{E}_g = \dot{m}_g e_g \quad (2.12)$$

$$\dot{E}_\zeta = \dot{m}_\zeta e_\zeta \quad (2.13)$$

bağıntıları ile ifade edilebilir.

Son olarak \dot{E}_D kontrol hacmindeki tersinmezlikler nedeniyle birim zamandaki ekserji kaybını göstermektedir. Ekserji kaybı

$$\dot{E}_D = T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (2.14)$$

bağıntısı ile ifade edilmektedir. $\dot{S}_{\text{üretim}}$ kontrol hacmindeki entropi üretimidir.

Mühendislik uygulamalarında çok rastlanılan bir durum olan, açık sistemde sürekli akış olması, aynı zamanda ısı değiştiricileri için de geçerlidir. Bu durumda kontrol hacmi içerisindeki özellikler zamanla değişmez yani kontrol hacmindeki ekserji değişimi $dE_{kh}/dt=0$ ve hacim değişimi $dV_{kh}/dt=0$ olur. Böylece ekserji denge denklemi aşağıdaki şekli almaktadır:

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \dot{Q}_j - \dot{W}_{kh} + \sum_g \dot{m}_g e_g - \sum_{\zeta} \dot{m}_{\zeta} e_{\zeta} - \dot{E}_D \quad (2.15)$$

Bir sistemin termodinamik performansını belirlemek için kullanılan ekserji analizindeki farklı yaklaşımların temelini ekserji dengesi oluşturmaktadır. Ekserji analizi yönteminde, sistemin termodinamik bakımdan irdelenebilmesi için farklı değerlendirme ölçütleri kullanılmaktadır. Bunlar arasında, ekserji kaybı ve ekserji kaybına bağlı olarak tarif edilen termodinamiğin ikinci yasa verimi, en çok kullanılan değerlendirme ölçütlerdir.

Ekserji kaybı, ekserji analizinde en çok kullanılan değerlendirme ölçütüdür. Ekserji kaybı, bir sürecin tersinmezliğinin mutlak ölçüsü olduğundan, bir ısıl sistemin bileşenlerinde, enerjinin ne kadarlık bir kısmının, verimsiz kullanıldığının belirlenmesi için önemli bir araçtır. Bundan başka ekserji kaybı, literatürde yapılan çalışmalarda, sistem verimsizliklerin neden olduğu işletme maliyetlerinin belirlenmesinde ve bununla bağlantılı tasarımların optimizasyonunda kullanılan bir ölçüttür. Bu bakımdan ekserji kaybı, araştırmacılar tarafından ısıl sistem uygulamaları için daha gerçekçi bir büyüklük olarak kabul edilmektedir.

Ekserji kaybına bağlı olarak tarif edilen termodinamiğin ikinci yasa verimi literatürde *ekserjetik verim* olarak adlandırılmaktadır. Ekserjetik verim, daha öncede belirtildiği gibi literatürde farklı şekillerde tanımlanabilen bir ölçüttür. Ekserjetik verim, Bejan vd., 1996, göre, termodinamik bakımdan, bir enerji sisteminin performansının gerçek bir ölçüsünü sağlamasının yanı sıra enerji sistemlerinin, benzer enerji sistemleri ile görece karşılaştırılması için de önemlidir.

Tez kapsamında, ısı değiştircilerinin ekserji ekonomik analizi yapıldığından, amaca uygun değerlendirme ölçütü olarak ekserji kaybı alınmaktadır.

ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ VE TERSİNMEZLİKLER

3.1. Isı Değıştircileri

Farklı sıcaklıktaki akışkanlar arasında, bir katı cidar vasıtasıyla ısı alışverişı gerçekleştiren mekanik düzenlere *ısı değıştircisi* adı verilir. Geleneksel anlamda, bir ısı değıştircisinin birincil işlevi, sıcak bir akışkandan soğuk akışkana ısı enerjisinin aktarılması olmakla birlikte, günümüzde, ısı değıştircileri soğutma, buharlaştırma, yoğunlaştırma, damıtma, yoğunlaştırma, kristalleştirme, süreç kontrolü, pastörize etme, strelize etme gibi farklı amaçlarla kullanılmaktadırlar. Bu bakımdan endüstride büyük bir öneme sahip olan ısı değıştircilerinin kullanıldıkları mühendislik alanları şöyle sıralanabilir: Hacim ısıtması, atık ısının geri kazanılması, soğutma ve iklimlendirme tesisleri, güç santralleri, petro-kimya endüstrisi, nakil, hava ve uzay araçları, gıda endüstrisi.

Isı değıştircilerinin, farklı uygulama alanlarında kullanılan çok çeşitli türleri vardır. Isı değıştircileri, yapıları, akış düzenlemeleri, yüzey yoğunlukları, akış sayıları ve ısı geçiş mekanizmaları gibi farklı özelliklerine göre çok geniş bir şekilde sınıflandırılabilirler. Bununla birlikte, literatürde ısı değıştircileri en çok, akış düzenlemelerine ve konstrüksiyon tiplerine göre sınıflandırılmaktadırlar.

Uygulamada çok yaygın olarak kullanılan bazı ısı değiştiricisi türleri arasında, iki değişik ısı değiştirici tipinin, diğerlerine göre öne çıktığı gözlemlenmektedir: Gövde-borulu ısı değiştiricisi, çok yönlü kullanım imkanı ile birlikte endüstride en çok karşılaşılan tiptir. Geleneksel gövde-borulu ısı değiştiricilerinden farklı olarak, birim hacimde daha büyük ısı geçiş yüzeyine sahip olan kompakt ısı değiştiricileri, yaygın olarak kullanılan bir diğer tiptir. Değişik tasarımda çok sayıda ısı değiştirici tipinin yanı sıra yeni tasarımlar hakkındaki çalışmalar literatürde mevcuttur. Bu bakımdan ısı değiştiricilerinin, ısı transferindeki en önemli araştırma konularından birisi oldukları söylenebilir.

Akış düzenlemesi, ısı değiştiricilerinin sınıflandırılmasının yanı sıra tasarımında da kullanılan önemli bir özelliktir. Sıcak ve soğuk akışkanların ısı değiştiricisi içersindeki akış doğrultuları, genel olarak, aynı, ters ve çapraz akışlı olmak üzere üç farklı düzenleme ile gerçekleştirilmektedir. Akış düzenlemesinin, ısı değiştiricisi tasarımda kullanılan parametrelerin belirlenmesi bakımından büyük bir önemi vardır.

3.2. Isı Değiştiricisi Çözümlemesi İçin Kabuller

Isı değiştiricileri hakkında yapılan yayınlardan, bazı kolaylaştırıcı kabuller yapılmaksızın, bir ısı değiştiricisi için çözümleme yapılmasının olanaksız olduğu bilinmektedir. Kabuller, pratikteki uygulamalardan büyük sapmalara neden olmayacak şekilde, bir mantıksal çerçevede oluşturulmuşlardır. Örneğin bir ısı değiştiricisinin ısı yalıtımı yapılarak işletildiği düşünülürse, çevreye karşı kaybetmiş olduğu ısı, küçük bir miktar olacağından göz ardı edilebilir. Kabullerin sağlamış olduğu bir diğer yarar, bu şekilde ısı değiştiricisinde temel probleme odaklı bir çözümleme yapılmasının olanaklı olmasıdır. Kabuller, incelenen ısı değiştiricisine ve tasarım yöntemine göre farklılıklar göstermekle birlikte bir genelleme yapılması mümkündür. Bu çalışma kapsamında incelenen ısı değiştiricilerinde, enerji dengesi ve sonraki çözümler için, aşağıdaki kabuller yapılmaktadır:

1. Isı değiştiricisi sürekli akış koşullarında işletilmektedir (ısı değiştiricisinden geçen akışların kütle debileri ayrı ayrı sabittir, akışkanın giriş sıcaklıkları ve ısı değiştiricisi dahilindeki sıcaklıkları zamana bağlı olarak değişmez).
2. Isı değiştiricisi çevreye karşı ısıl olarak yalıtılmış olup, ısı geçişi sadece sıcak ve soğuk akışkanlar arasında olmaktadır.
3. Isı değiştiricisi cidarlarında ve akışkanlarda ısıl enerji kaynağı yoktur.
4. Ters ve aynı yönlü ısı değiştiricilerinde, her akış kesitinde akışkanların sıcaklıkları üniformdur.
5. Isı değiştiricisi içinde akan akışkanlarda faz değişikliği yoktur.
6. Akışkanların zgl ısıları ısı değiştiricisi boyunca sabittir.
7. Her bir akışkanın ısı değiştiricisi girişindeki sıcaklığı ve hızı düzenlidir.
8. Isı değiştiricisi boyunca, toplam ısı geçiş katsayısı sabittir.
9. Her bölümde, ısı geçiş yüzey alanı düzenli olarak dağılmıştır.
10. Isı değiştiricisi boyunca her bir akışkan tarafındaki akış düzenli olarak dağılmıştır. Akış dağılım bozukluğu, akış sızıntısı, akışın kesilmesi söz konusu değildir. Herhangi bir akış kesitindeki akış şartları gövde (ortalama) hızında tanımlanmıştır.
11. Akışkan ve cidar içinde aksenal ısı iletimi ihmal edilmiştir.
12. Potansiyel ve kinetik enerji değişimleri göz ardı edilmiştir.

Yukarıda yapılan kabuller, sürekli akış koşullarındaki ısı değiştiricilerinin teorik zmlemesi için gereklidir. Isı değiştiricisinde, sabit kabul edilen özellikler gerçekte değişkendir. Ancak bir çok ısı değiştiricisi için uygulamada bu değişimler önemsizdir. Örneğin zgl ısılar için ortalama değerlerin alınması oldukça doğru sonuçlar vermektedir.

3.3. Isı Değiştiricisi Analiz Yöntemleri

Isı değiştiricilerinin performans hesapları ve boyutlandırılması, ısı değiştiricilerinin ısıl zmlemelerindeki iki temel problem olarak kabul edilmektedir.

Performans hesapları, boyutları, giriş sıcaklıkları ve akış debileri belirli mevcut bir ısı değiştiricisi için, çıkış sıcaklıkları, basınç düşüşü ve ısı geçişinin belirlenmesi ile ilgilidir. Diğer yandan, boyutlandırma problemi, belirli bir ısı geçişi ve basınç düşüşü için, ısı değiştiricinin boyutlarının belirlenmesi ile ilgilidir.

Genel olarak bir ısı değiştiricinin çözümlenmesinde, biri *Ortalama Logaritmik Sıcaklık Farkı Yöntemi*, diğeri *Etkinlik-Isı Geçiş Birimi Sayısı Yöntemi* olmak üzere iki temel yöntem kullanılmaktadır. Her iki yöntem, performans hesabı ve boyutlandırma için kullanılabilir, ancak aynı sonuçları vermekle birlikte yaklaşımları çok farklıdır. Bununla birlikte, problemin verilerine bağlı olarak, yöntemlerden birisi ile daha kolay bir çözüme ulaşmak mümkündür.

Bir ısı değiştiricisinde, akışkanların giriş ve çıkış sıcaklıkları belirli ise, boyutlandırma amacıyla yapılan tasarım hesaplarında, geleneksel logaritmik sıcaklık farkı yöntemi kolaylık sağlar. Aynı sonuç, uygun bir diyagram veya bağıntı kullanılarak, etkinlik-ısı geçiş birimi sayısı yöntemiyle de elde edilebilir. Isı değiştiricisi tasarımında, yalnızca giriş sıcaklıkları biliniyorsa, etkinlik-ısı geçiş sayısı yöntemi ile çözüme ulaşmak daha kolaydır. Bu durumda logaritmik sıcaklık farkı yönteminin, çok sayıda deneme-yanılma gerektirmesi, çözümlenmenin uzun sürmesine neden olmaktadır. Etkinlik-ısı geçiş sayısı yönteminde ise tekrarlı bir hesaplama gerek yoktur; ısı değiştiricisinin tipine bağlı olarak uygun bir bağıntı veya diyagram ile çözüm oldukça basite indirgenmektedir. Bu nedenlerden ötürü tez kapsamında, ısı değiştiricisi tasarımı için etkinlik-ısı geçiş birimi sayısı yöntemi kullanılmaktadır.

Isı değiştiricilerinin çözümlenmesi, Kays ve London, 1964, tarafından geliştirilen Etkinlik-Isı geçiş birimi sayısı yöntemi ile önemli ölçüde basitleştirilmiştir. Bu yöntemde ε etkinlik, bir ısı değiştiricisinde gerçekleşen ısı geçişinin, bir akımdan diğerine, olası en yüksek ısı geçişine oranı olarak tanımlanmaktadır

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} \quad (3.1)$$

Isı değiştiricisinde gerçekleşebilecek en yüksek ısı geçişi

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min} (T_{h,g} - T_{c,g}) = C_{\min} \Delta T \quad (3.2)$$

bağıntısı ile hesaplanmaktadır. Burada, $T_{h,g}$ ve $T_{c,g}$ sırasıyla, sıcak ve soğuk akışkanların giriş sıcaklıklarını, C_{min} , sıcak ve soğuk akışkanların ısı kapasiteleri arasında küçük olan değeri, ΔT ısı değiştiricisindeki maksimum sıcaklık farkını, yani her iki akışkanın giriş sıcaklıkları arasındaki farkı göstermektedir.

Genel olarak, herhangi bir ısı değiştiricisinin etkinliği, akış düzenlemesi, soğuk ve sıcak akışkanların ısı kapasite oranları ve NTU ile gösterilen, ısı geçiş birimi sayısına bağlı olarak belirlenebilir. Buna göre etkinlik için

$$\varepsilon = f\left(NTU, \frac{C_{min}}{C_{max}}, Akış\ düzenlemesi\right) \quad (3.3)$$

bağıntısı yazılabilir.

Isı geçiş birimi sayısı NTU, boyutsuz bir parametredir ve

$$NTU = \frac{1}{C_{min}} \int_0^A U dA = \frac{UA}{C_{min}} \quad (3.4)$$

bağıntısı ile ifade edilmektedir. Burada, U ortalama toplam ısı geçiş katsayısını, A ısı geçiş yüzeyini göstermektedir. Başka bir deyişle, NTU, ısı değiştiricisinin ısı kapasitesinin, akış kapasitesine oranı anlamındadır. Bu bakımdan NTU, ısı değiştiricisinin fiziksel büyüklüğünün bir ifadesi olması yanı sıra ısı geçiş yüzeyinin bir ölçüsüdür.

Değişik akış düzenlemeleri ve ısı değiştiricisi türleri için, etkinlik ve NTU arasındaki bağıntılar, London ve Kays,1964, tarafından verilmiştir. ε ve NTU' nun birbirlerinin fonksiyonu olarak yazılabilmesi, ısı değiştiricilerinin tasarım ve performans problemlerinin çözümü için gerekli deneme-yanılma işlemlerini ortadan kaldırarak, kolaylık sağlamaktadır.

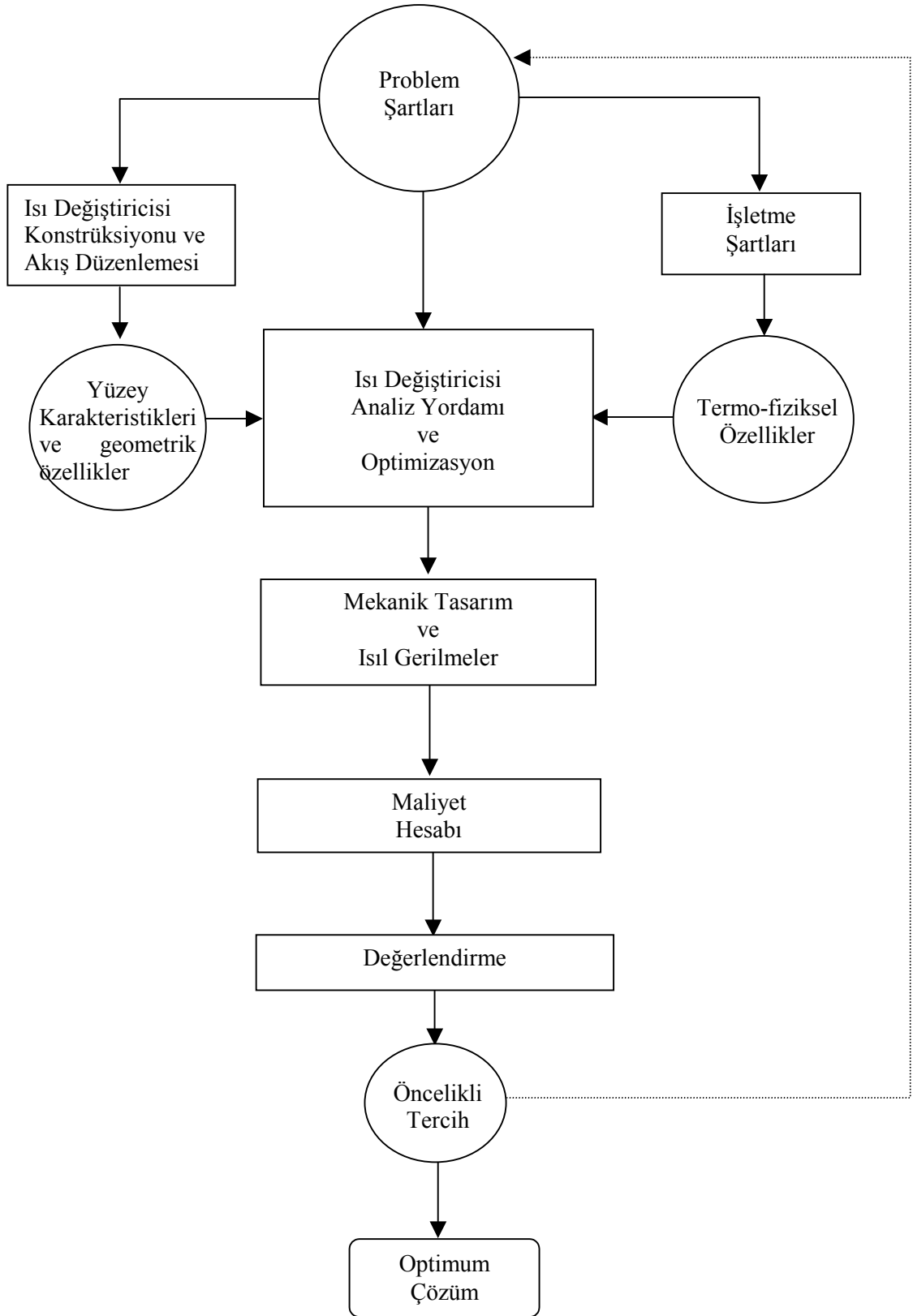
3.4. Isı Değiştiricisi Tasarım Yöntembilimi

Isı değiştiricisi tasarımı, karmaşık ve çok disiplinli bir problemdir. Genel olarak, yeni bir ısı değiştiricisinin tasarımında, süreç/tasarım şartları, ısıl ve hidrolik tasarım, mekanik tasarım, imalat ve maliyetin göz önünde bulundurulması, etmenler arası ilişkiler ve sistem esaslı optimizasyon gibi farklı bilim dalları etkilidir. Tasarımda etkili bilim dalları, tek başına önemli bir problem olmakla birlikte, aralarında sıkı bir bağ vardır. Bu bakımdan ısı değiştiricisi tasarımı, birden fazla çözümü içeren, çok aşamalı ve elde edilen sonuçlara göre tekrarlı bir süreç olarak kabul edilmektedir.

Isı değiştiricileri için bir toplam tasarım yöntembilimi çeşitli araştırmacılar tarafından verilmektedir. Literatürde, ısı değiştiricisi tasarım ve optimizasyon yöntembilimi için verilen akış şemalarında, tasarım aşamalarının genel olarak aynı işlem adımlarından oluştuğu gözlemlenmektedir. Literatürdeki yaklaşımlara göre bir ısı değiştiricisi tasarım yöntembilimi şekil 3.1.' de gösterildiği gibi verilebilir.

Bir ısı değiştiricisi tasarımının, genel olarak üç farklı alt tasarıma (hazırlık tasarımı) bağlı olduğu söylenebilir: Süreç şartları, ısıl ve hidrolik tasarım, mekanik tasarım. Verilen problem ve işletme şartlarına göre süreç şartlarının belirlenmesi, ısı değiştiricisi tasarımının başlangıç kademesini oluşturmaktadır; konstrüksiyon, akış düzenlemesi, mimari hususlar, malzeme seçimi gibi etmenleri içermektedir. Isıl ve hidrolik tasarım, ısı değiştiricisi tasarımının en önemli bölümüdür; ısı geçiş ve basınç düşüşü analizden oluşmaktadır. Bu kademedeki elde edilen sonuçlara göre bir optimizasyon yapılabilir. Mekanik tasarım, ısı değiştiricisinin mekanik ve yapısal tasarımı ile birlikte işletme ve bakım hususlarını içermektedir; ısıl gerilmeler, akışkanları hareket ettirecek cihazların seçimi, montaj vb. etmenler vardır.

Bu üç hazırlık tasarımı, birlikte değerlendirilerek, farklı parametrelere göre optimize edilmiş çözümler elde edilmektedir. Optimize edilmiş çözümler, sonraki aşamada, maliyet analizi ile birlikte değerlendirilmekte ve maliyete etki eden unsurlar arasında bir "dengeleme" ya da bir "öncelik tercih" yapılarak, en uygun çözüme ulaşılmaktadır. Eğer ısı değiştiricisi, çok parçalı bir sistem dahilinde işlev görüyorsa, öncelikli tercih sonrası sistem, bütünüyle yeniden değerlendirilerek, optimum çözüme ulaşılmaktadır.



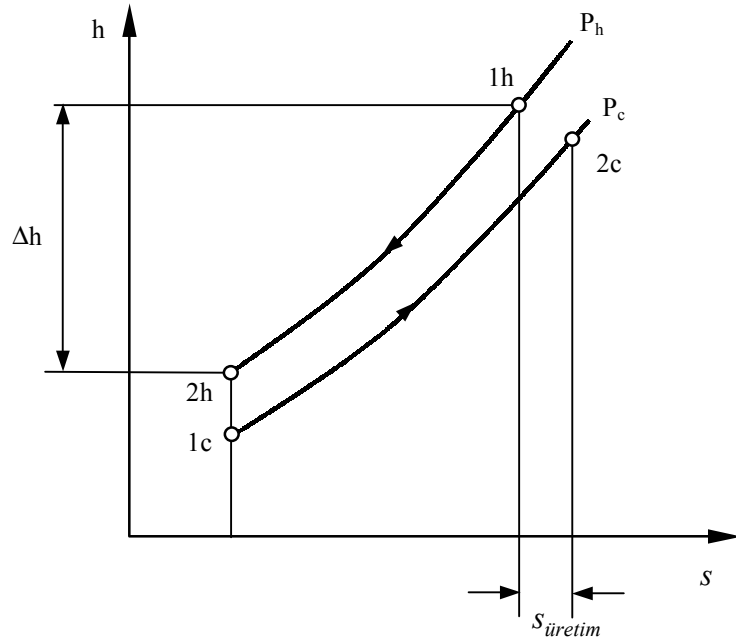
Şekil 3.1. Isı değiştiricisi tasarım yöntem bilimi

3.5. Isı Değiştircilerindeki Tersinmezlikler

Genel olarak, bir ısı değiştircisinde oluşan tersinmezliklerin iki temel nedeni vardır: Sonlu sıcaklık farkında akışkanlar arasındaki ısı geçişi ve akış sürtünmesinden dolayı oluşan basınç kayıpları.

3.5.1. Sonlu sıcaklık farkında ısı geçişinden kaynaklanan tersinmezlik

Bir ısı değiştircisinde, sıcak ve soğuk akışkanlar arasında, sonlu sıcaklık farkında gerçekleşen ısı geçişi tersinmezliğin birincil nedenidir. Entropi üretimi, bir sistemdeki tersinmezliklerin ölçüsü olduğundan, tersinmezliğin büyüklüğünü belirlemek için, ısı geçişi sırasında oluşan toplam entropi üretimi hesaplanmaktadır. Bir ısı değiştircisi için ısı geçişi süreci, entropi üretimi grafiksel olarak gösterilebilir.

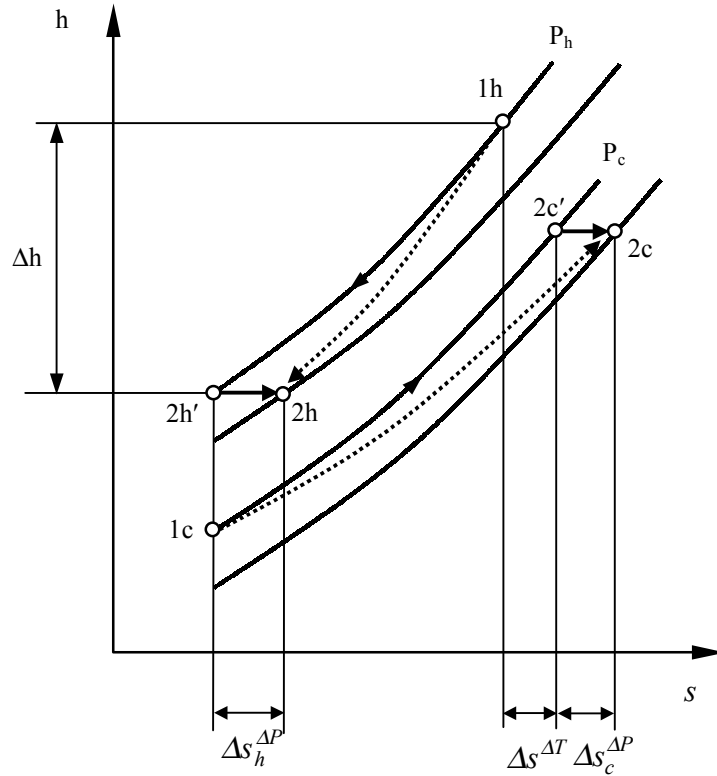


Şekil 3.2. Ters akışlı ısı değiştircisinde ısı geçişi ve entropi üretimi

Ters akışlı bir ısı değıştircisinin, eşbasınç durumdaki ısı geçiş süreci, şekil 3.2.' de görüldüğü bir entalpi-entropi diyagramında gösterilmektedir. Sıcak akışkanın giriş ve çıkış halleri arasındaki entalpi farkı, sıcak akışkanın soğuk akışkana verdiği ısıyı göstermektedir. Sıcak ve soğuk akışkanlar arasındaki ısı geçişinden kaynaklanan entropi üretimi, diyagram üzerinde belirtilmektedir.

3.5.2. Basınç düşüşünden kaynaklanan tersinmezlik

Isı değıştircilerinde basınç düşüşünün nedeni akış sürtünmesidir. Gaz akışının olduğu ısı değıştircilerinde, basınç kayıplarının toplam tersinmezliğin artışına önemli oranda katkısı olmaktadır. Bu nedenle basınç kayıpları süreç analizi yapılırken ihmal edilemez.



Şekil 3.3. Ters akışlı ısı değıştircisinde basınç düşüşünün entropi değışimine etkisi

Basınç kayıplarının ısı değiştiricisi tersinmezliğine olan etkisi Şekil 3.3.' te görüldüğü gibi bir entalpi-entropi diyagramı ile gösterilmektedir. Isı değiştiricisine giren akışkanların, giriş ve çıkış basınçları arasındaki fark, diyagramda, sıcak ve soğuk akışkan için, sırasıyla $\Delta s_h^{\Delta P}$ ve $\Delta s_c^{\Delta P}$ ile gösterilen entropi üretimlerine neden olmaktadır. Bu durumda toplam tersinmezlik, ısıl ve basınç bileşeni olarak iki ayrı Őekle ayrılabilir. Tersinmezliğin bu iki bileşeni birbirlerinden bağımsız değildir. Örneğin bir akışkanın akış hızı ile ısı geçişi ve basınç kayıpları arasında bir ilişki vardır: Akış hızlarındaki artış, ısı değiştiricisinde ısı geçiş katsayısının artmasını sağlarken basınç kayıplarının da artmasına da neden olmaktadır; bu durumda tersinmezliğin ısıl bileşeni azalırken basınç bileşeni artmaktadır. Bu bakımdan, bir ısı değiştiricisinde tersinmezliğin azaltılması, tersinmezlik bileşenlerinin tek başına değil birlikte analizi yapılarak mümkündür.

3.6. Isı Değiştiricisi Ekserji Dengesi

Bir ısı değiştiricisi için genellikle iş etkileşimi olmadığından, kontrol hacminde, işle bağlantılı ekserji geçişi yoktur. Isı değiştiricisine giren akışkanların, kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilebildiğinden, potansiyel ve kinetik ekserji değişimleri sıfıra eşit alınmaktadır. Eğer ısı değiştiricisinin tümü kontrol hacmi olarak seçilirse, çevreye olan ısı geçişi sıfır ya da çok az olacaktır; dolayısıyla ısı geçişiyle gerçekleşen ekserji geçişi sıfır olmaktadır. Bu durumda ısı değiştiricisinin ekserji dengesi için, denklem (2.15) ' ten yararlanılarak

$$0 = \sum_g \dot{m}_g e_g - \sum_\zeta \dot{m}_\zeta e_\zeta - \dot{E}_D \quad (3.5)$$

elde edilir. Bu denklem düzenlenirse, ekserji kaybı için aşağıdaki eşitlik elde edilir:

$$\dot{E}_D = \sum_g \dot{m}_g e_g - \sum_\zeta \dot{m}_\zeta e_\zeta \quad (3.6)$$

3.7. Ekserji Kaybının Hesaplanması

Isı değiştircilerindeki ekserji kaybı, tüm akış düzenlemeleri için aynı biçimde belirlenmektedir. Bununla birlikte, aynı şartlar için akış düzenlemelerinin ısı geçiş miktarları ve sürtünme kayıpları arasındaki farklılık, tersinmezlik miktarlarının farklı olmasına neden olmaktadır. Ekserji kaybı bileşenlerinin belirlenmesinde, şekil 3.4.' de şematik olarak gösterilen, giriş şartları belirli ters akışlı bir ısı değiştircisi göz önüne alınmaktadır. Sıcak ve soğuk akışkanlar sırasıyla, h ve c, giriş ve ıkışlar 1 ve 2 alt indisleri ile gösterilmektedir.



şekil 3.4. Ters akışlı ısı değiştircisi şematik şekli

Bir ısı değiştircisinde ekserji kaybı, denklem (3.6)' ya göre, soğuk ve sıcak akımların giriş ve çıkıştaki ekserjilerinin farkı alınarak belirlenebilir

$$\dot{E}_D = (\dot{E}_{h,1} - \dot{E}_{h,2}) - (\dot{E}_{c,2} - \dot{E}_{c,1}) \quad (3.7)$$

Eşitlik düzenlenirse ekserji kaybı, sıcak ve soğuk akımların ekserji değişimlerinin farkı olarak

$$\dot{E}_D = \Delta\dot{E}_h - \Delta\dot{E}_c \quad (3.8)$$

bağıntısı ile ifade edilebilir.

Ekserji değişimleri, tersinmezliklerin iki bileşeni olarak, ekserjinin ısı ve basınç bileşenlerine göre düzenlenirse

$$\dot{E}_D = (\Delta\dot{E}_h^{\Delta T} + \Delta\dot{E}_h^{\Delta P}) - (\Delta\dot{E}_c^{\Delta T} - \Delta\dot{E}_c^{\Delta P}) \quad (3.9)$$

$$\dot{E}_D = (\Delta\dot{E}_h^{\Delta T} - \Delta\dot{E}_c^{\Delta T}) + (\Delta\dot{E}_h^{\Delta P} + \Delta\dot{E}_c^{\Delta P}) \quad (3.10)$$

$$\dot{E}_D = \Delta\dot{E}^{\Delta T} + \Delta\dot{E}_h^{\Delta P} + \Delta\dot{E}_c^{\Delta P} \quad (3.11)$$

eşitlikleri elde edilir.

Toplam ekserji kaybı, denklem (3.11)' den görüldüğü gibi ekserji değişiminin ısı ve basınç bileşenlerine bağlıdır, buna göre ekserji kaybı

$$\dot{E}_D = \dot{E}_D^{\Delta T} + \dot{E}_D^{\Delta P} \quad (3.12)$$

bağıntısı ile ifade edilebilir.

Ekserji kaybının bileşenleri, ısı değiştiricisinde son bulan sıcaklıklar ve basınçlar kullanılarak belirlenmektedir.

Isı değiştiricisindeki ekserji kaybının ısı ve basınç bileşenleri, mükemmel gaz varsayımı ile gazlar için

$$\dot{E}_D^{\Delta T} = \dot{m}_h c_{p,h} \left[(T_{h1} - T_{h2}) - T_0 \ln \frac{T_{h1}}{T_{h2}} \right] - \dot{m}_c c_{p,c} \left[\left[(T_{c2} - T_{c1}) - T_0 \ln \frac{T_{c2}}{T_{c1}} \right] \right] \quad (3.13)$$

$$\dot{E}_D^{\Delta P} = T_0 \left[\left(\dot{m}_h R_h \ln \frac{P_{h1}}{P_{h2}} \right) + \left(\dot{m}_c R_c \ln \frac{P_{c1}}{P_{c2}} \right) \right] \quad (3.14)$$

eşitlikleri ile belirlenebilir.

Ekserji kaybının bileşenleri, sıvılar için denklem (2.7) kullanılarak

$$\dot{E}_D^{\Delta T} = \dot{m}_h c_h \left[(T_{h1} - T_{h2}) - T_0 \ln \frac{T_{h1}}{T_{h2}} \right] - \dot{m}_c c_c \left[\left[(T_{c2} - T_{c1}) - T_0 \ln \frac{T_{c2}}{T_{c1}} \right] \right] \quad (3.15)$$

$$\dot{E}_D^{\Delta P} = \left[\dot{m}_h \frac{P_{h1} - P_{h2}}{\rho_h} + \dot{m}_c \frac{P_{c1} - P_{c2}}{\rho_c} \right] \quad (3.16)$$

eşitlikleri ile belirlenebilir.

ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN EKSERJİ ANALİZİ

4.1 Isı Değıştiricisinde Ekserji Kaybı

Bir ısı değıştiricisinde, ekserjinin yok olmasının nedenleri önceki bölümde açıklanmıştı. Isı geçişı ve akış sürtünmesi tersinmezlikleri arasındaki karşılıklı etkileşimden dolayı, ısı değıştiricisinde ekserji kaybının indirgenmesi, kompleks bir problemdir. Tersinmezliklerin karşılıklı etkileşimi incelemeden önce, bu iki mekanizmanın, ekserji kaybı etkilerinin ayrı olarak ele alınması yararlıdır.

Ekserji kaybı bileşenlerinin belirlenmesinde, şekil 3.4.' de gösterilen, giriş şartları belirli ters akışlı bir ısı değıştiricisi göz önüne alınmaktadır. Basitlik için, her iki akışkan ideal gaz varsayılmaktadır.

4.1.1. Ekserji kaybının ısıl bileşeni

Bir ısı değıştiricisinde, sıcak ve soğuk akışkanların ısı geçiş miktarları için sırasıyla

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h1} - T_{h2}) \quad (4.1)$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c2} - T_{c1}) \quad (4.2)$$

yazılabilir.

Denklem (3.13) ile verilmiş ekserji kaybının ısı bileşeni, sıcak akışkanın vermiş olduğu ısının, soğuk akışkanın almış olduğu ısıya eşit olduğu göz önüne alınarak, ısı değiştiricisinde son bulan sıcaklıklar için düzenlenebilir

$$\dot{E}_D^{\Delta T} = T_0 \left[\dot{m}_h c_{p,h} \ln \frac{T_{h2}}{T_{h1}} + \dot{m}_c c_{p,c} \ln \frac{T_{c2}}{T_{c1}} \right] \quad (4.3)$$

Isı değiştiricisindeki sıcak akışkanın ısı kapasitesinin soğuk akışkanın ısı kapasitesine oranı ω ile gösterilebilir

$$\omega = \frac{C_h}{C_c} = \frac{(\dot{m}c_p)_h}{(\dot{m}c_p)_c} \quad (4.4)$$

Burada, $\omega = C_h/C_c$ için üç durum söz konusudur

$$\begin{aligned} \omega > 1 & \quad C_c = C_{\min} \\ \omega < 1 & \quad C_h = C_{\min} \\ \omega = 1 & \quad C_h = C_c = C_{\min} \end{aligned} \quad (4.5)$$

Isı geçişi ile ekserji kaybı arasındaki ilişkiyi incelemek için, ekserjinin ısı bileşenini veren denklem, ısı değiştiricisi etkinliğini içerecek şekilde düzenlenebilir. $\omega > 1$ durumunda etkinlik ε için, tanım gereği

$$\varepsilon = \frac{C_h (T_{h1} - T_{h2})}{C_{\min} (T_{h1} - T_{c1})} = \omega \frac{T_{h1} - T_{h2}}{T_{h1} - T_{c1}} \quad (4.6)$$

$$\varepsilon = \frac{C_c(T_{c2} - T_{c1})}{C_{\min}(T_{h1} - T_{c1})} = \frac{T_{c2} - T_{c1}}{T_{h1} - T_{c1}} \quad (4.7)$$

bağıntıları yazılabilir.

Ekserji kaybının ısı bileşeni, etkinlik ve ısı kapasite oranı göz önüne alınarak tekrar yazılabilir

$$\dot{E}_{D,\Delta T} = T_0 C_{\min} \left\{ \ln \left[1 + \varepsilon \left(\frac{T_{h1}}{T_{c1}} - 1 \right) \right] + \omega \ln \left[1 - \frac{\varepsilon}{\omega} \left(1 - \frac{T_{c1}}{T_{h1}} \right) \right] \right\} \quad (4.8)$$

Eğer $\omega=1$ olursa, bu sıcak ve soğuk akışkanların ısı kapasitelerinin birbirine eşit olduğu anlamına gelir ve ekserji kaybı bağıntısındaki logaritmik terimler için, $\ln(1+y) \cong y - y^2/2 + \dots$ açılımı kullanılarak, doğrusal yaklaşım yapılırsa

$$\dot{E}_{D,\Delta T} = T_0 C_{\min} \varepsilon (1 - \varepsilon) \tau^2 \quad (4.9)$$

eşitliği elde edilir.

Burada τ , boyutsuz sıcaklık farkıdır ve

$$\tau = \frac{|T_{h1} - T_{c1}|}{\sqrt{T_{h1} T_{c1}}} \quad (4.10)$$

biçiminde ifade edilmektedir.

Ekserji kaybının ısı bileşenini veren eşitlikte, doğrusal yaklaşımlarda yüksek mertebeden terimlerin ihmal edilmesi nedeniyle % 10' dan daha düşük bir hata oranı vardır. Literatürde, bazı araştırmacıların eşitliği, $1 - \varepsilon \ll 1$ durumu için, aşağıda gösterildiği gibi daha basit bir biçime indirgedikleri gözlemlenmektedir

$$\dot{E}_{D,\Delta T} = T_0 C_{\min} (1 - \varepsilon) \tau^2 \quad (4.11)$$

4.1.2. Ekserji kaybının basınç bileşeni

Isı değiştiricisinde her bir akışkanın basınç dūřuřu, giriş ve çıkış basınçları arasındaki farktır:

$$\Delta P = P_{giriş} - P_{ıkış} \quad (4.12)$$

Denklem (3.14) ile verilmiş ekserji kaybının basınç bileşeni, basınç dūřuřu göz önüne alınarak aşağıda gösterildiği gibi yazılabilir

$$\dot{E}_{D,\Delta P} = T_0 \left[-\dot{m}_h R_h \ln \left(1 - \frac{\Delta P_h}{P_{h1}} \right) - \dot{m}_c R_c \ln \left(1 - \frac{\Delta P_c}{P_{c1}} \right) \right] \quad (4.13)$$

Bu denklem yeniden düzenlenirse

$$\dot{E}_{D,\Delta P} = T_0 \left[-\dot{m}_h c_h \left(\frac{R}{c} \right)_h \ln \left(1 - \frac{\Delta P_h}{P_{h1}} \right) - \dot{m}_c c_c \left(\frac{R}{c} \right)_c \ln \left(1 - \frac{\Delta P_c}{P_{c1}} \right) \right] \quad (4.14)$$

elde edilir. Normal olarak $\Delta P \ll P_1$ olduğundan logaritmik terimler için

$$\ln \left(1 - \frac{\Delta P}{P_1} \right) \approx -\frac{\Delta P}{P_1} \quad (4.15)$$

yazılabilir. Bu durumda ekserji kaybının basınç bileşeni için

$$\dot{E}_{D,\Delta P} = T_0 \left[\dot{m}_h c_h \left(\frac{R}{c} \right)_h \frac{\Delta P_h}{P_{h1}} + \dot{m}_c c_c \left(\frac{R}{c} \right)_c \frac{\Delta P_c}{P_{c1}} \right] \quad (4.16)$$

elde edilir.

Basınç dūřuřu, literatürde yaygın olarak kullanılan bir bağıntı ile aşağıda gösterildiği gibi ifade edilebilir

$$\frac{\Delta P}{P} = f \frac{2L}{D} \frac{G^2}{\rho P} \quad (4.17)$$

Burada f sürtünme faktörüdür ve akışın karakteristiğine ve ısı değiştiricisi tipine bağlı olarak değişmektedir. L akış uzunluğu, D akışın gerçekleştiği kesitin çapıdır. Bu ifadedeki G , akımın kütle hızıdır ve kütle debinin akış kesitine bölünmesiyle

$$G = \frac{\dot{m}}{A_{Akış}} \quad (4.18)$$

elde edilir. Burada $A_{akış}$, akış kesitidir.

Basınç düşüşü, Das ve Roetzel, 1998, tarafından ısı geçiş birimi sayısına bağlı olarak verilmektedir. Buna göre ekserji kaybı bağıntısında basınç düşüşü terimi için

$$\frac{R}{c_p} \frac{\Delta P}{P} = N_f^2 NTU \quad (4.19)$$

yazılabilir. Burada N_f boyutsuz sürtünme katsayısı anlamındadır ve

$$N_f = \frac{G}{\sqrt{2\rho P}} \left(\frac{f}{St} \right)^{1/2} \left(\frac{R}{c_p} \right)^{1/2} \quad (4.20)$$

bağıntısı ile hesaplanmaktadır. Burada St , birimsiz Stanton sayısıdır ve türbülanslı akış için Colburn analogisine dayanarak hesaplanabilir. Buna göre Stanton sayısı için

$$St = \frac{1}{2} f Pr^{-2/3} \quad (4.21)$$

yazılarak, boyutsuz sürtünme katsayısı düzenlenirse

$$N_f = \frac{G}{\sqrt{2\rho P}} \left(2\text{Pr}^{2/3}\right)^{1/2} \left(\frac{R}{c_p}\right)^{1/2} \quad (4.22)$$

elde edilir. Burada, Pr Prandtl birimsiz sayısıdır.

Ekserji kaybının basınç bileşeni, sıcak ve soğuk akışkanlar için, denklem (4.19) kullanılarak yazılabilir

$$\dot{E}_{D,\Delta P} = T_0 \left(\dot{m}_h c_{p,h} N_{f,h}^2 NTU_h + \dot{m}_c c_{p,c} N_{f,c}^2 NTU_c \right) \quad (4.23)$$

Bu eşitlik $\omega < 1$ durumu göz önüne alınarak yeniden yazılırsa

$$\dot{E}_{D,\Delta P} = T_0 C_{\min} \left(N_{f,h}^2 NTU_h + \frac{1}{\omega} N_{f,c}^2 NTU_c \right) \quad (4.24)$$

elde edilir.

Bejan vd.,1996, ısı değiştiricilerinin toplam ısı transferi katsayısı belirlenirken, soğuk ve sıcak akımları ayıran yüzeyin ısı direncinin, ihmal edilebileceğini belirtmektedirler. Buna göre, toplam ısı geçiş birim sayısı, ısı geçiş yüzeyinin her bir bölümüne ait NTU değerlerine bağlı olarak ifade edilebilir

$$\frac{1}{NTU} = \frac{\omega}{NTU_c} + \frac{1}{NTU_h} \quad (4.25)$$

Sıcak ve soğuk akışkanların ısı geçiş birimi sayıları için sırasıyla

$$NTU_h = \frac{\bar{h}_h A_h}{C_{\min}}, \quad NTU_c = \frac{\bar{h}_c A_c}{C_{\max}} \quad (4.26)$$

yazılabilir. Burada, \bar{h} her bir ısı geçiş yüzeyindeki ısı geçiş katsayısıdır.

Ekserji kaybının basınç bileşeni, denklem (4.25) ve denklem (4.26)' dan yararlanarak yeniden yazılabilir

$$\dot{E}_{D,\Delta P} = T_0 C_{\min} NTU \left[N_{f,h}^2 \left(1 + \omega \frac{NTU_h}{NTU_c} \right) + N_{f,c}^2 \left(1 + \frac{1}{\omega} \frac{NTU_c}{NTU_h} \right) \right] \quad (4.27)$$

Soğuk ve sıcak akımların ısı geçiş birimi sayıları için sırasıyla

$$NTU_c = \frac{4L_c}{D_c} St_c \quad (4.28)$$

$$NTU_h = \frac{4L_h}{D_h} St_h \quad (4.29)$$

yazılır ve ekserji kaybının basınç bileşeni yeniden düzenlenirse

$$\dot{E}_{D,\Delta P} = T_0 C_{\min} NTU \left[N_{f,h}^2 \left(1 + \omega \frac{D_c L_h St_h}{D_h L_c St_c} \right) + N_{f,c}^2 \left(1 + \frac{1}{\omega} \frac{D_h L_c St_c}{D_c L_h St_h} \right) \right] \quad (4.30)$$

elde edilir.

Denklem (4.30) ile birlikte ekserjinin basınç bileşeninin, toplam ısı geçiş birimi sayısına ve her bir akışkanın termofiziksel özellikleri ile akış geometrisine bağlı olduğu görülebilir. Buna göre basınç bileşeni

$$\dot{E}_{D,\Delta P} = T_0 C_{\min} NTU f(St, D, L) \quad (4.31)$$

biçiminde ifade edilebilir. Burada, $f(St, D, L)$, denklem (4.30)' da verilen, termofiziksel özellikler ve akış geometrilerine ilişkin terimlerdir.

4.1.3. Ekserji kaybı bağıntısının boyutsuz hale getirilmesi

Ekserji kaybı bağıntısının boyutsuzlaştırılması farklı şekillerde yapılabilir. En açık boyutsuzlaştırma, ekserji kaybı denkleminin, minimum ısı kapasiteye bölünmesi ile yapılabilir. Eğer $\omega=1$ olursa, boyutsuz ekserji kaybı için

$$\frac{\dot{E}_D}{C_{\min}} = T_0 \left[\varepsilon(1-\varepsilon)\tau^2 + NTUf(St, D, L) \right] \quad (4.32)$$

elde edilir. Bu eşitlik, ε -NTU bağıntılarından yararlanarak değişik ısı değiştiricisi türleri için düzenlenebilir. Ters akışlı bir ısı değiştiricisi için $\omega=1$ durumunda etkinlik ve ε -NTU arasında

$$NTU = \frac{\varepsilon}{1-\varepsilon} \quad (4.33)$$

$$\varepsilon = \frac{NTU}{1+NTU} \quad (4.34)$$

bağıntıları yazılabilir. Bu bağıntılardan yararlanarak, boyutsuz ekserji kaybı denklemini, etkinliğe bağlı olarak

$$\frac{\dot{E}_D}{C_{\min}} = T_0 \left[\varepsilon(1-\varepsilon)\tau^2 + \frac{\varepsilon}{1-\varepsilon} f(St, D, L) \right] \quad (4.35)$$

veya ısı geçiş birimi sayısına bağlı olarak

$$\frac{\dot{E}_D}{C_{\min}} = T_0 \left[\frac{NTU}{(1+NTU)^2} \tau^2 + NTUf(St, D, L) \right] \quad (4.36)$$

elde edilebilir.

Boyutsuzlaştırmanın bir başka yolu, ekserji kaybı denkleminin, ısı değiştiricisinde gerçekleşen ısı geçişine bۆlünmesi ile yapılabilir. Isı değiştiricisinde gerçekleşen ısı geçişi için etkinlik tanımına gۆre

$$\dot{Q} = \varepsilon \dot{Q}_{\max} = \varepsilon C_{\min} \Delta T \quad (4.37)$$

yazılabilir. Ekserji kaybı denklemini, ısı geçişi gۆz ۆnüne alınarak yeniden dۆzenlenirse

$$\dot{E}_D = T_0 \varepsilon C_{\min} \Delta T \left[(1 - \varepsilon) \frac{\tau^2}{\Delta T} + \frac{NTU}{\varepsilon} \frac{f(St, D, L)}{\Delta T} \right] \quad (4.38)$$

elde edilir. Ekserji kaybı, ısı geçişine bۆlünerek aşağıda gۆsterildięi gibi boyutsuz hale getirilir

$$e_D = \frac{\dot{E}_D}{\dot{Q}} = T_0 \left[(1 - \varepsilon) \frac{\tau^2}{\Delta T} + \frac{NTU}{\varepsilon} \frac{f(St, D, L)}{\Delta T} \right] \quad (4.39)$$

Boyutsuz ekserji kaybı, $\omega=1$ durumunda ters akışlı bir ısı değiştiricisi için ε -NTU bağıntısından yararlanarak dۆzenlenirse etkinliğe bağlı olarak

$$e_D = T_0 \left[(1 - \varepsilon) \frac{\tau^2}{\Delta T} + \frac{1}{1 - \varepsilon} \frac{f(St, D, L)}{\Delta T} \right] \quad (4.40)$$

veya NTU ' ya bağlı olarak

$$e_D = T_0 \left[\frac{1}{(1 + NTU)} \frac{\tau^2}{\Delta T} + (1 + NTU) \frac{f(St, D, L)}{\Delta T} \right] \quad (4.41)$$

elde edilir.

4.2. Sabit Ekserji Kaybı İçin Isı Geçişi Analizi

Bugüne kadar yapılan ikinci yasa çalışmalarında, ekserji kaybının (ya da entropi üretiminin) ne şekilde azaltılabileceği incelenmiştir. Ayrıca, minimum entropi üretiminin yanında, maksimum entropi üretiminin hangi şartlar için oluşacağı yapılan çalışmalarda önemli bir yer tutmaktadır. Bir ısı değiştiricisinde, ısı geçişi sabit iken, entropi üretiminin çeşitli parametrelere göre değişiminin incelenmesi çok araştırılan bir konudur. Bir diğer yaklaşım, entropi üretimini minimize etmek için optimum sıcaklık farkı ve ısı transfer yüzeyinin belirlenmesidir. Genel olarak yapılan yaklaşımlarda giriş sıcaklıkları sabit olarak alınırken, geometrinin değişken olduğu kabul edilmektedir.

Isı değiştiricilerinde temel amaç, yalnızca verilen ısı akısını aktarmak değil, verilen bir tersinmezlik oranı ile sistemi işler yapabilmektir. Bu yaklaşım, proseslerin ekserji kaybına dayanan ekonomik değerlendirmesi bakımından önemlidir. Bu bağlamda, sabit ekserji kaybı (yani sabit ekserji kaybı maliyeti) için, ısı geçişinin artırılması incelenmesi gereken bir durum olmaktadır.

Giriş sıcaklıklarının değişken olabileceği bir ısı değiştiricisi düşünölsün. Bu tür bir ısı değiştiricisi ile çeşitli ısıl proseslerde karşılaşölmaktadır (örneğin seri bağılı ısı değiştiricilerinde). Böylece, ısı değiştiricisindeki maksimum olası ısı geçişi de değişken olmaktadır.

Çevre sıcaklıkları ile ısı değiştiricisi giriş sıcaklıklarının, birbirlerine oranları aşağıda gösterildiğı gibi ifade edilirse

$$a = \frac{T_0}{T_{h1}} \quad b = \frac{T_0}{T_{c1}} \quad \alpha = \frac{T_{c1}}{T_{h1}} = \frac{a}{b} \quad (4.42)$$

Maksimum ısı geçişi için denklem (4.37)' den yararlanılarak

$$\dot{Q}_{\max} = T_0 C_{\min} \left[\frac{1}{a} - \frac{1}{b} \right] \quad (4.43)$$

eşitliğı elde edilir.

Isı geçişi boyutsuz formda $\omega \geq 1$ ve $\omega < 1$ için sırasıyla aşağıdaki gibi yazılabilir

$$\frac{\dot{Q}}{C_c T_0} = \varepsilon \left(\frac{1}{a} - \frac{1}{b} \right) \quad (4.44a)$$

$$\frac{\dot{Q}}{C_c T_0} = \omega \varepsilon \left(\frac{1}{a} - \frac{1}{b} \right) \quad (4.44b)$$

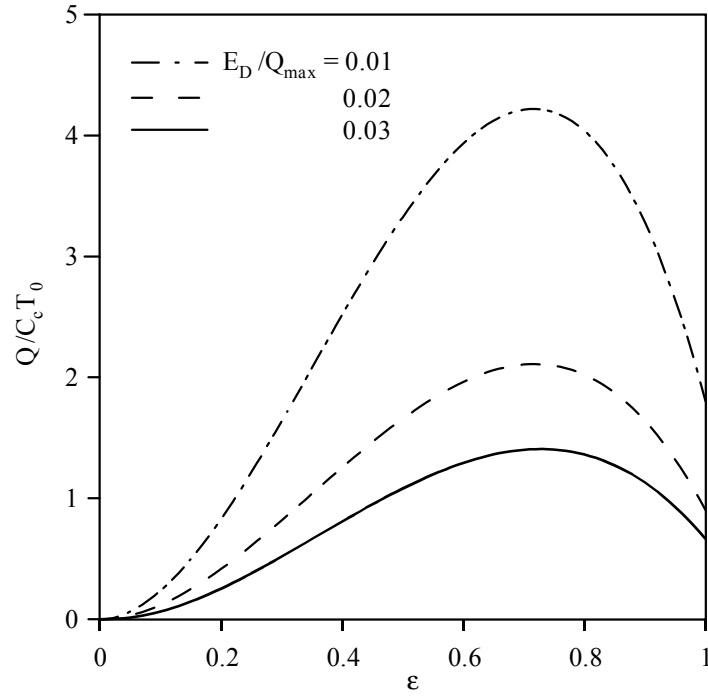
Ekserji kaybının maksimum ısı geçişine oranı $\omega > 1$ ve $\omega \leq 1$ için sırasıyla aşağıdaki gibi yazılabilir

$$\frac{\dot{E}_D}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{ab \left\{ \ln \left[1 + \varepsilon \left(\frac{1}{\alpha} - 1 \right) \right] + \omega \ln \left[1 - \frac{\varepsilon}{\omega} (1 - \alpha) \right] \right\}}{b - a} \quad (4.45a)$$

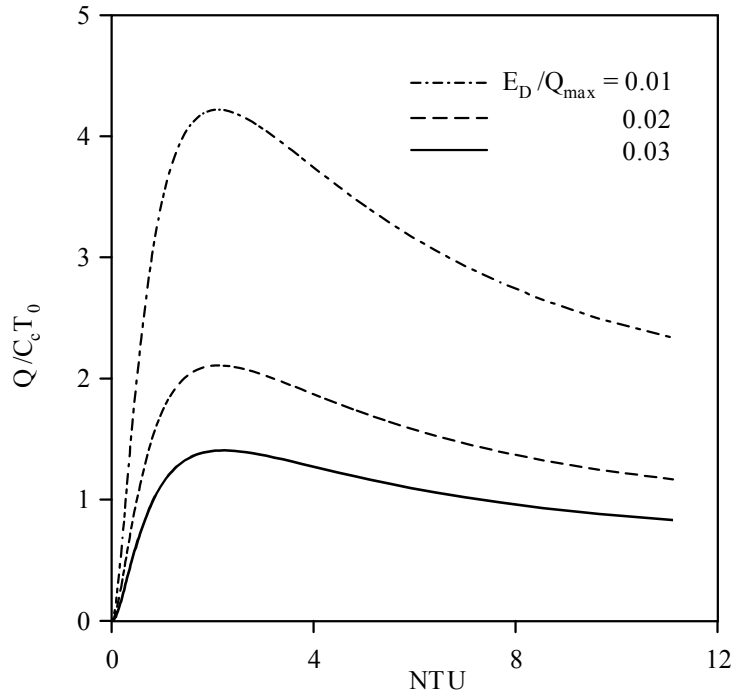
$$\frac{\dot{E}_D}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{ab \left\{ \ln [1 - \varepsilon (1 - \alpha)] + \frac{1}{\omega} \ln \left[1 + \omega \varepsilon \left(\frac{1}{\alpha} - 1 \right) \right] \right\}}{b - a} \quad (4.45b)$$

Ekserji kaybının, maksimum ısı geçişine oranı hesaplanırken, giriş sıcaklıklarının değişimi için $b = 0.01-1.0$ aralığında, ω ve $\alpha = a/b$ oranının çeşitli değerleri kullanılmaktadır. NTU değerleri, ters akışlı bir ısı değiştiricisi için, Kays ve London, 1964, tarafından verilen etkinlik ile NTU arasındaki bağıntıdan belirlenmiştir.

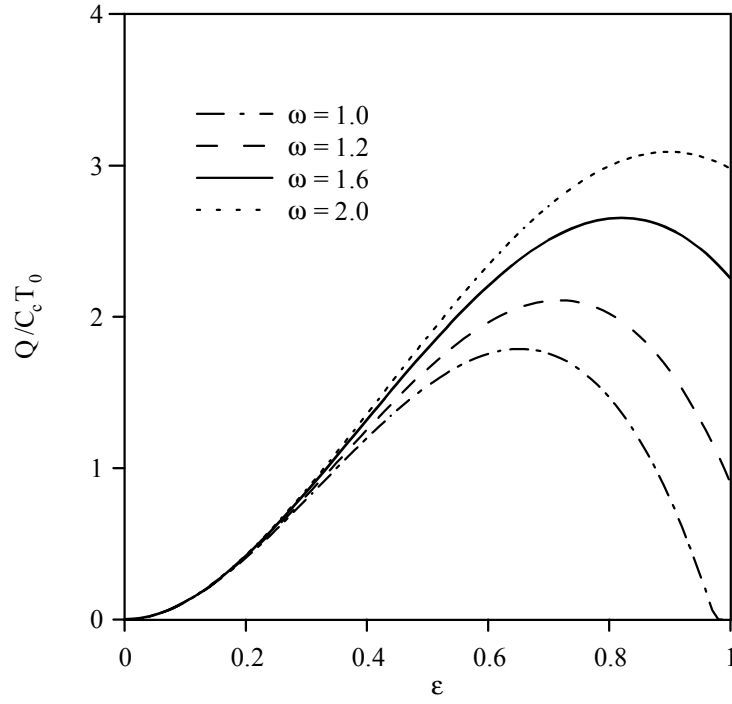
Isı değiştiricisinde basınç kayıplarının olmadığı varsayılarak, ekserji kaybı ısı bileşeninin, maksimum ısı geçişine göre sabit olması durumu, çeşitli grafiklerle incelenmektedir. Şekil 4.1. ve şekil 4.2. 'de, $\omega = 1.2$ ve $\alpha = 0.6$ ile birlikte sabit E_D/Q_{\max} değerleri için ısı geçişi ile etkinlik ve ısı geçiş birimi sayısı arasındaki değişim çizilmiştir. E_D/Q_{\max} ' in aldığı tüm sabit değerler için etkinliğin $\varepsilon \approx 0.7$ olduğu yerde ısı geçişinin en yüksek değerine ulaştığı gözlemlenmektedir. Benzer şekilde NTU geçişi birimi sayısının, belirli bir değerinde, ısı geçişi en yüksek değerine ulaşmaktadır.



Şekil 4.1. $E_D/Q_{\max} = \text{Sabit}$ için ısı geçişi ile etkinlik arasındaki değişim ($\alpha = 0.6$, $\omega = 1.2$)

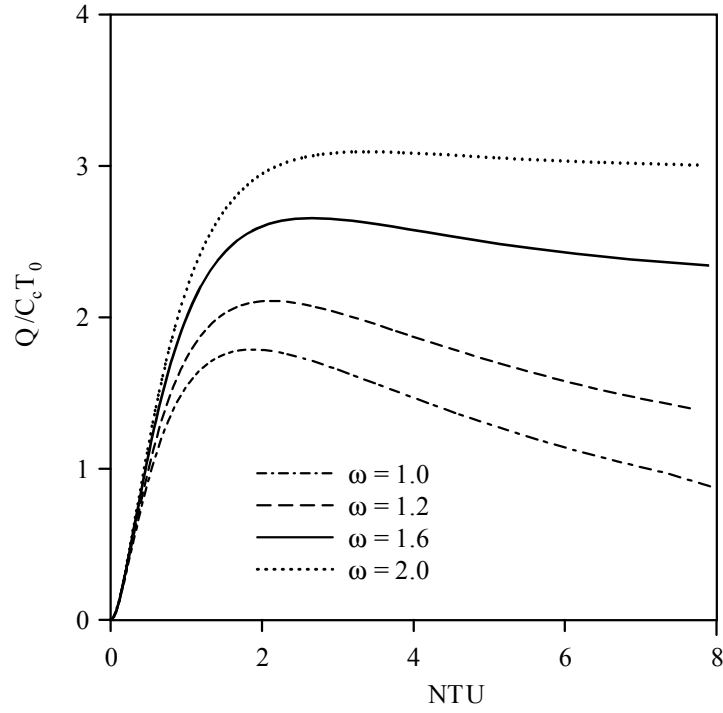


Şekil 4.2. $E_D/Q_{\max} = \text{Sabit}$ için ısı geçişi ile NTU arasındaki değişim ($\alpha = 0.6$, $\omega = 1.2$)



Şekil 4.3. $E_D/Q_{\max} = 0.02$ için ısı geçişi ile etkinlik arasındaki değişim ($\alpha = 0.6$ $\omega \geq 1$)

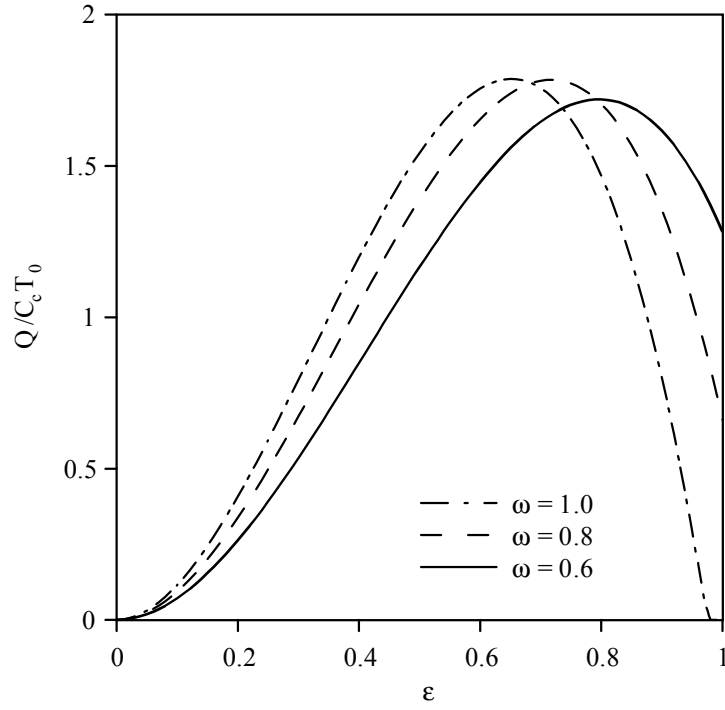
Şekil 4.3.ve şekil 4.4. ' te $\alpha = 0.6$ ve $E_D/Q_{\max} = 0.02$ ile birlikte $\omega \geq 1$ için, ısı geçişi ile etkinlik ve NTU arasındaki değişim çizilmiştir. Sıcak ve soğuk akışkanların ısı kapasiteleri arasındaki oranın artması ile birlikte, en yüksek ısı geçişine karşılık gelen etkinlik değerinin arttığı gözlemlenmektedir. Bununla birlikte daha yüksek ısı geçişleri elde edilmektedir. En düşük etkinlik değeri $\omega = 1.0$ ' e karşılık gelmektedir. Benzer sonuçlar şekil 4.4. ' ten görüldüğü gibi ısı geçiş birimi sayısı içinde elde edilmiştir.



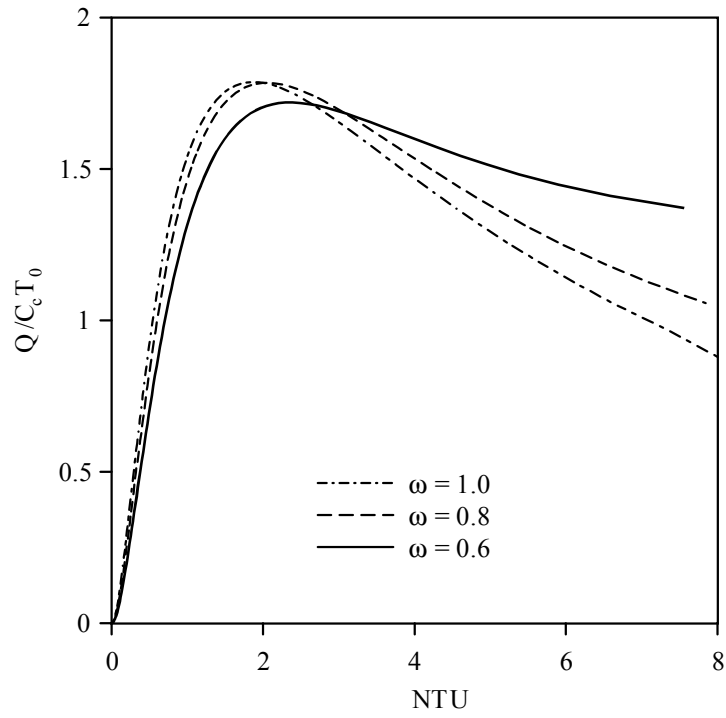
Şekil 4.4. $E_D/Q_{\max} = 0.02$ için ısı geçişi ile NTU arasındaki değişim ($\alpha = 0.6$ $\omega \geq 1$)

Şekil 4.5. ve şekil 4.6. ' da $\alpha = 0.6$ ve $E_D/Q_{\max} = 0.02$ ile birlikte $\omega \leq 1$ için, ısı geçişi ile etkinlik ve NTU arasındaki değişim çizilmiştir. Sıcak ve soğuk akışkanların ısı kapasiteleri arasındaki oranın azalması ile birlikte, en yüksek ısı geçişine karşılık gelen etkinlik değeri artarken, ısı geçişlerinde azalma gözlemlenmektedir. En düşük etkinlik değeri $\omega = 1.0$ ' e karşılık gelmektedir. Benzer sonuçlar şekil 4.6. ' dan görüldüğü gibi ısı geçiş birimi sayısı içinde elde edilmiştir.

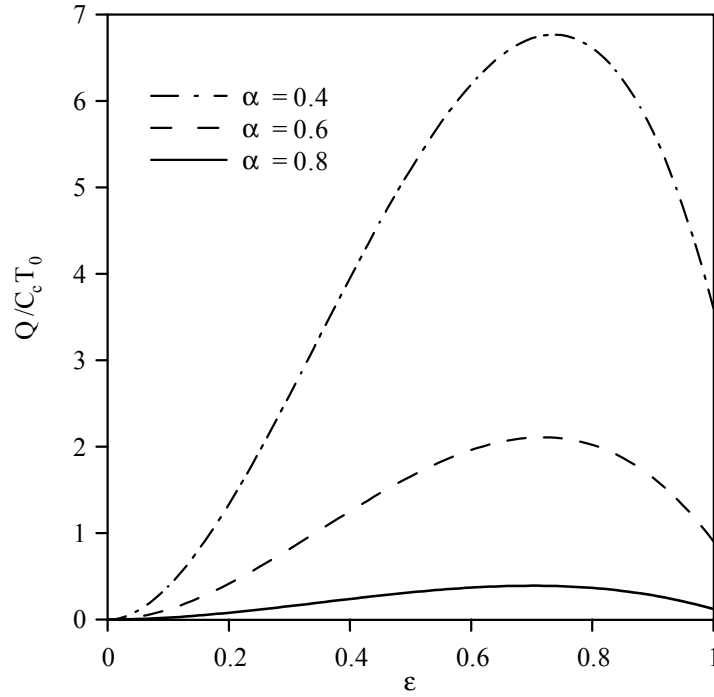
Şekil 4.3.-4.6. birlikte değerlendirildiklerinde, ısı kapasite oranının değişiminde, sabit ekserji kaybı için, en yüksek ısı geçişini veren en düşük etkinlik ve NTU değerleri $\omega = 1.0$ için elde edilmektedir. Etkinlik için $\epsilon \geq 0.6$ geçerli olduğu gözlemlenmektedir.



Şekil 4.5. $E_D/Q_{\max} = 0.02$ için ısı geçişi ile etkinlik arasındaki değişim ($\alpha = 0.6$, $\omega \leq 1$)



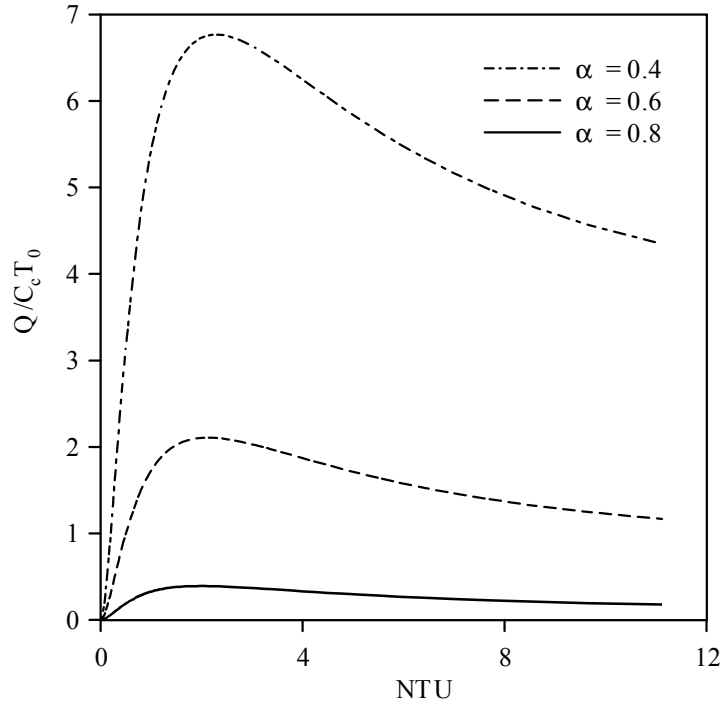
Şekil 4.6. $E_D/Q_{\max} = 0.02$ için ısı geçişi ile NTU arasındaki değişim ($\alpha = 0.6$, $\omega \leq 1$)



Şekil 4.7. $E_D/Q_{max}=0.02$ için ısı geçişi ile etkinlik arasındaki değişim ($\omega=1.2$, $\alpha=0.4-0.8$)

Şekil 4.7. ve şekil 4.8.' de $\omega = 1.2$ ve $E_D/Q_{max} = 0.02$ ile birlikte, $\alpha = 0.4 - 0.8$ aralığı için ısı transferi ile etkinlik ve NTU arasındaki değişim çizilmiştir. Sıcak ve soğuk akışkanların sıcaklıkları arasındaki oranın tüm değerleri için, en yüksek ısı geçişine karşılık gelen etkinlik değeri değişmemektedir; yalnızca ısı geçişinin, artan sıcaklık oranı ile birlikte azaldığı gözlemlenmektedir. Benzer sonuçlar şekil 4.8. ' de NTU değerleri için de gözlemlenmektedir.

Sabit ekserji kaybı analizi, ısı değiştiricisi hazırlık tasarımı aşamasında, maliyet analizi yapılmaksızın, etkinlik seçimine dair önemli bilgiler vermektedir. Etkinliğin, ısıl kapasite oranına bağlı olarak belirli bir değerden daha düşük seçilmesi, ısı geçişinin düşmesine neden olmaktadır. Sonuçlar özellikle, seri bağlı ısı değiştiricilerinin tasarımı bakımından önemlidir.



Şekil 4.8. $E_D/Q_{\max}=0.02$ için ısı geçişi ile NTU arasındaki değişim ($\omega=1.2$, $\alpha=0.4-0.8$)

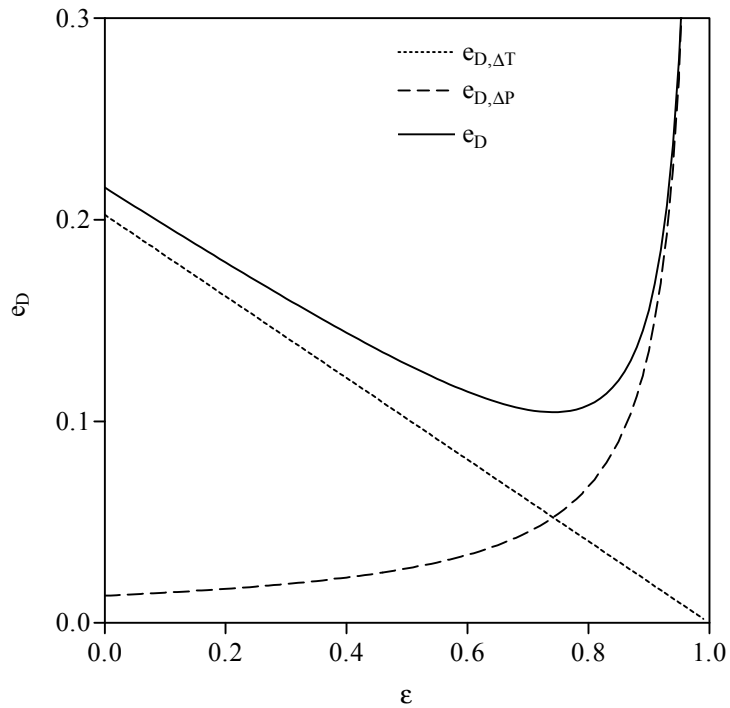
4.3. Isıl ve Akış Tersinmezliği Arasındaki İlişki

Isı geçişi ve sürtünmenin, bir ısı değiştiricisinde kayıp ekserjiye olan etkileri farklıdır. Genel olarak, ısı değiştiricisinde ısı geçiş yüzeyinin artması ile birlikte daha fazla ısı geçişi gerçekleşmektedir ve böylece ekserji kaybının ısı bileşeninin azalmasına neden olmaktadır. Buna karşılık yüzey artışı, sürtünme nedeniyle oluşan basınç kayıplarının artışına neden olduğundan, ekserji kaybının basınç bileşeni de artmaktadır. Dolayısıyla bu iki tip tersinmezliğin, birbirleri ile bağlantılı olduğu söylenebilir; tersinmezliklerden birinin azaltılması, diğerinin olumsuz olarak artmasına neden olmaktadır.

Isıl ve akış tersinmezlikleri arasındaki ilişki, sıcak ve soğuk akışkanların ısı kapasitelerinin eşit olduğu durumda, ısı kapasite farklılığından kaynaklanan

tersinmezlik hesaba katılmadığından, daha açık olarak belirlenebilir. Bu bakımdan çözümlene için $\omega=1$ alınmıştır.

Etkinlik ile ekserji kaybı bileşenlerinin değişiminin incelenmesi, bileşenler arasındaki ilişkinin belirlenmesi bakımından yararlıdır. Buna göre denklem (4.40) ile verilen boyutsuz ekserji kaybı denkleminde, geometrik özellikler ve sıcaklıklarla ilgili uygun değerler kullanılarak, etkinlik ile ekserji kaybının değişimini, şekil 4.9. ' da gösterildiği gibi genel bir eğilim olarak belirlemek mümkündür.



Şekil 4.9. Etkinlik ile boyutsuz ekserji kaybı ve bileşenlerinin değişimi

Şekil 4.9. ' da görüldüğü gibi, boyutsuz ekserjinin ısı bileşeni, etkinlik değeri arttıkça, yani sabit giriş sıcaklıkları için ısı geçişi arttıkça azalmaktadır. Buna karşılık etkinlik artışı denklem (4.30)' dan görülebileceği gibi NTU değerinin artmasına, yani, ısı geçişi yüzeyinin artmasına neden olmaktadır. Bunun sonucunda, ekserji kaybının basınç bileşeni artmaktadır. Grafikten, her iki bileşenin toplamı ile elde edilen ekserji kaybının, en düşük olduğu noktaya karşılık gelen bir optimum etkinlik değeri belirlenebilir.

En uygun etkinlik değerinin matematiksel olarak belirlenmesi mümkündür. Bunun için ekserji kaybı denkleminin etkinliğe göre türevi alınıp sifıra eşitlenmesi gerekir. Denklem (4.40) ile verilmiş boyutsuz ekserji kaybının, etkinliğe göre türevi

$$\frac{de_D}{d\varepsilon} = T_0 \left[-\frac{\tau^2}{\Delta T} + \frac{1}{(1-\varepsilon)^2} \frac{f(St, D, L)}{\Delta T} \right] = 0 \quad (4.46)$$

şeklindedir. Buradan en uygun etkinlik değeri için

$$\varepsilon_{opt} = 1 - \left[\frac{f(St, D, L)}{\tau^2} \right]^{1/2} \quad (4.47)$$

elde edilir.

Aynı optimum noktanın, NTU için de belirlenmesi mümkündür. Bunun için denklem (4.41) ile verilmiş ekserji kaybı denkleminin NTU' ya göre türevi alınarak sifıra eşitlenirse en uygun NTU değeri elde edilir

$$\frac{de_D}{dNTU} = T_0 \left[-\frac{1}{(1+NTU)^2} \frac{\tau^2}{\Delta T} + \frac{f(St, D, L)}{\Delta T} \right] = 0 \quad (4.48)$$

$$NTU_{opt} = \left[\frac{\tau^2}{f(St, D, L)} \right]^{1/2} - 1 \quad (4.49)$$

Optimum etkinlik ve NTU değerleri, boyutsuz ekserji kaybı denkleminde yerine yazılırsa, en düşük ekserji kaybı için

$$e_{D, \min} = \frac{2T_0 \tau f(St, D, L)^{1/2}}{\Delta T} \quad (4.50)$$

sonucu bulunur.

Bu sonuçtan görüldüğü gibi, en düşük ekserji kaybı, akışkanların giriş sıcaklıklarına ve ısı değiştiricisi boyutları ile akış parametrelerine bağlıdır. Aynı durum, en uygun etkinlik ya da NTU değerinin belirlenmesi için de geçerlidir. Sonuç olarak, ısı ve akış tersinmezliği arasında, termodinamik olarak en uygun değerin belirlenmesinin, bir boyutlandırma problemi olduğu söylenebilir.

4.4. Isı Değiştiricisi Boyutlarının Ekserji Kaybına Etkisi

Bir ısı değiştiricisinin işletme şartları, ısı geçişi anlamında belirli ise, ısı değiştiricisinin etkinliği sabit olur. Bu durumda, ekserji kaybı, etkinlikten bağımsızdır, yani ısı tersinmezlik değişmezdir; bu NTU değerlerinin de değişmez olduğu anlamına gelir. Bunun neticesinde ekserji kaybı, basınç bileşenindeki geometrik büyüklüklere ve akış parametrelerine bağlı olmaktadır.

Denklem (4.30) ile verilen ekserji kaybı basınç bileşeni $\omega = 1$ durumunda

$$\dot{E}_{D,\Delta P} = T_0 C_{\min} NTU \left[N_{f,h}^2 \left(1 + \frac{D_c L_h St_h}{D_h L_c St_c} \right) + N_{f,c}^2 \left(1 + \frac{D_h L_c St_c}{D_c L_h St_h} \right) \right] \quad (4.51)$$

olur. Bu eşitlik sıcak ve soğuk akışkanlar arasında

$$\begin{aligned} L^* &= \frac{L_c}{L_h} \\ D^* &= \frac{D_c}{D_h} \\ St^* &= \frac{St_c}{St_h} \end{aligned} \quad (4.52)$$

tanımları yapılarak yeniden düzenlenirse

$$\dot{E}_{D,\Delta P} = T_0 C_{\min} NTU \left[N_{f,h}^2 \left(1 + \frac{D^*}{L^* St^*} \right) + N_{f,c}^2 \left(1 + \frac{L^* St^*}{D^*} \right) \right] \quad (4.53)$$

elde edilir.

Bu eşitlikteki Stanton sayısı, sürtünme faktörü ve Reynolds sayısının fonksiyonu olduğundan, ekserji kaybının basınç bileşeni, bağımsız parametreler olarak, akışkanların kütesel hızları, Reynolds sayıları ve L^* , D^* ile gösterilen geometrik büyüklüklerinin oranlarına bağlıdır. Yani ısı değiştiricisinin bir tarafına ait (L/D) , G ve Re bilinmeyenleri, tasarım bakımından üç serbestlik derecesini oluşturmaktadır. Burada, çeşitli araştırmacıların önceki çalışmalarında, uzunluk ve çap arasında en uygun oranı veren bağıntıların belirlenmiş olmasından dolayı, tekrardan kaçınmak amacıyla, akış uzunluğu ile akış çapı arasındaki oranın, ekserji kaybına etkisi incelenmemektedir.

Isı değiştiricisindeki akışlar için, tam gelişmiş türbülans modeli kullanılırsa, her iki tarafın sürtünme faktörü

$$f = 0.046 Re^{-0.2} \quad (10^4 < Re < 10^6) \quad (4.54)$$

eşitliği ile verilebilir. Colburn analojisi ve sürtünme faktörü bağıntısı yardımıyla ekserji kaybının basınç bileşeni için

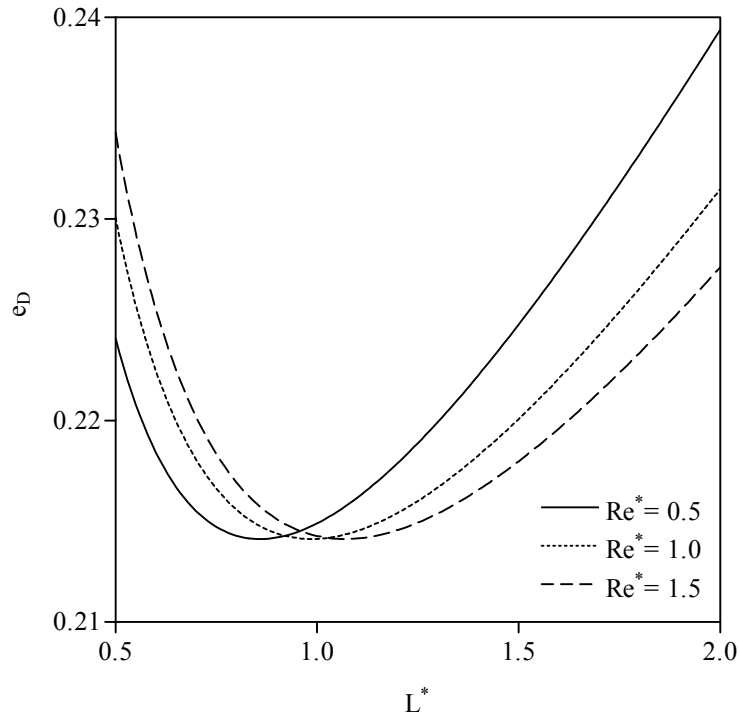
$$\dot{E}_{D,\Delta P} = T_0 C_{\min} NTU \left[N_{f,h}^2 \left(1 + \frac{1}{(L/D)^* (Re^*)^{-0.2} (Pr^*)^{-2/3}} \right) + N_{f,c}^2 \left(1 + \left(\frac{L}{D} \right)^* (Re^*)^{-0.2} (Pr^*)^{-2/3} \right) \right] \quad (4.55)$$

elde edilir. Burada Re^* ve Pr^* , sıcak ve soğuk akışkanların Reynolds ve Prandtl sayıları oranlarıdır

$$\begin{aligned} \text{Re}^* &= \frac{\text{Re}_c}{\text{Re}_h} \\ \text{Pr}^* &= \frac{\text{Pr}_c}{\text{Pr}_h} \end{aligned} \quad (4.56)$$

İşletme şartları ve etkinliğin sabit olması durumunda, akışkanların giriş ve çıkış sıcaklıkları belirli olacağından, boyutsuz sürtünme katsayısındaki termodinamik özellikler, ortalama sıcaklık değerleri için belirlenebilir.

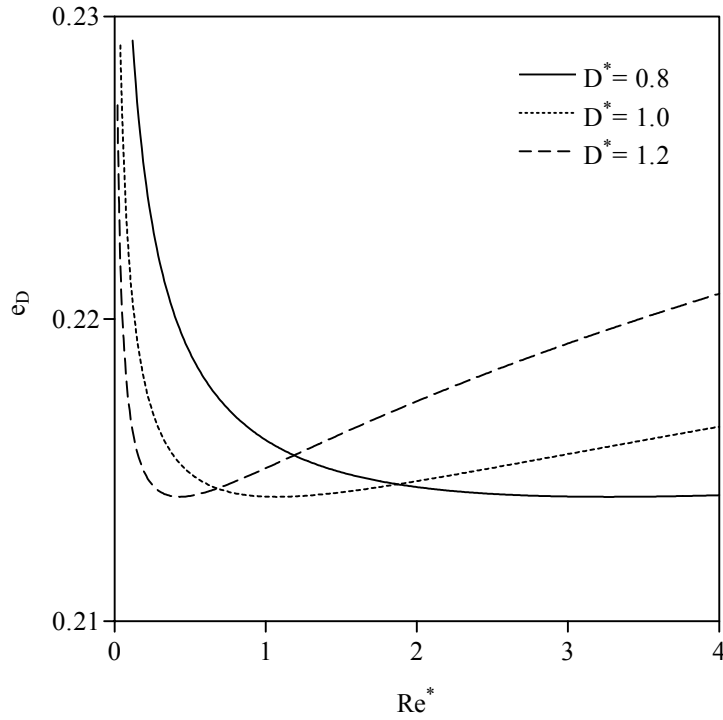
Bir ısı değiştiricisinde kütle hızları seçilirse, ısı değiştiricisindeki her iki tarafın akış kesiti, yani çapları belirli olacağından, ekserji kaybının değişiminde, her iki tarafın akış uzunlukları ve Reynolds sayıları oranları etkili olmaktadır. Şekil 4.10.'da farklı Reynolds oranları için, akış uzunlukları oranı ile boyutsuz ekserji kaybının değişimi, boyutsuz sürtünme katsayıları ve Prandtl sayıları için varsayılan değerler alınarak gösterilmektedir.



Şekil 4.10. Reynolds oranları için boyutsuz ekserji kaybı ile akış uzunlukları arasındaki değişim ($\varepsilon = 0.6$, $\Delta T = 400 \text{ K}$, $\tau^2 = 0.27$, $N_{f,c}^2 = 0.018$, $N_{f,h}^2 = 0.0175$, $D^* = 1$ ve $\text{Pr}^* \approx 1$ alınmıştır)

Grafikten görüldüğü gibi farklı Reynolds sayıları için, ekserji kaybını minimize eden bir optimum akış uzunluğu oranı vardır; Re^* 'nin büyük değerlerinde optimum L^* değerleri artmaktadır.

Ekserji kaybı değişiminde, her iki tarafın çap oranı ve Reynolds sayıları diğer etkili parametrelerdir. Literatürde, çeşitli araştırmacıların yaptıkları çalışmalarda, optimizasyon probleminin basitleştirilmesi amacıyla, sıcak ve soğuk akışkanların akış kesitlerinin çapları birbirine eşit alınmaktadır. Bununla birlikte gerçekte bu değerler birbirine eşit olmayabilir. Şekil 4.11.' de, akış uzunlukları oranı sabit kabul edilerek, farklı çap oranları için, boyutsuz ekserji kaybının, Reynolds oranı ile değişimi gösterilmektedir. Grafikten, büyük çap oranlarında, ekserji kaybını en az yapan optimum Reynolds oranı daha keskin olarak belirlenmektedir. Azalan çap oranlarında, optimum Reynolds oranı değerlerinin artışı gözlemlenmektedir.



Şekil 4.11. Çap oranları için boyutsuz ekserji kaybı ile Reynolds oranı arasındaki değişim ($\epsilon = 0.6$, $\Delta T = 400 K$, $\tau^2 = 0.27$, $N_{f,c}^2 = 0.018$, $N_{f,h}^2 = 0.0175$, $L^* = 1$ ve $Pr^* \approx 1$ alınmıştır)

Yukarıdaki grafiklerden görüldüğü gibi, ısı değiştiricisinde ekserji kaybının değişimi, iki tarafın, yani soğuk ve sıcak akışkanlara ait ısı geçişi yüzeylerinin boyutlarına, özellikle de L/D oranlarına bağlıdır. Isı değiştiricisinin bir tarafına ait optimum L/D değerine bağlı olarak minimum ısı geçiş yüzeyi veya ekserji kaybını en az yapan ısı geçiş yüzeyi, çeşitli araştırmacıların önceki çalışmalarında belirlenmiştir. Bununla birlikte bir taraf için ısı geçiş yüzeyi belirlenmiş veya seçilmiş olduğunda, diğer yüzeyde yaklaşık bu yüzeye eşit olur; bu bakımdan ikinci tarafın L/D oranının belirlenmesi, birinci yüzeyin belirlenmiş olmasının getirdiği bir sınırlama ile karşı karşıya bulunmaktadır. Buna göre, iki tarafın L/D değerleri arasında, ekserji kaybını en az yapan bir oran söz konusudur. İki tarafın L/D oranları

$$\left(\frac{L}{D}\right)^* = \frac{L_c / D_c}{L_h / D_h} \quad (4.57)$$

tanımı yapılarak, denklem (4.53) ' te yerine yazılırsa,

$$\dot{E}_{D,\Delta P} = T_0 C_{\min} NTU \left[N_{f,h}^2 \left(1 + \frac{1}{(L/D)^* St^*} \right) + N_{f,c}^2 \left(1 + (L/D)^* St^* \right) \right] \quad (4.58)$$

elde edilir. Buradan ekserji kaybını minimum yapan (L/D)* değeri, basınç bileşeninin (L/D)* ' ye göre kısmi türevi sıfıra eşitlenerek belirlenir

$$\left(\frac{L}{D}\right)_{opt}^* = \frac{N_{f,h}}{N_{f,c}} \frac{1}{St^*} \quad (4.60)$$

Colburn analojisi ve sürtünme faktörü yardımıyla optimum (L/D)* yeniden düzenlenirse

$$\left(\frac{L}{D}\right)_{opt}^* = \frac{N_{f,h}}{N_{f,c}} \left(\frac{Re_h}{Re_c} \right)^{-0.2} \left(\frac{Pr_h}{Pr_c} \right)^{-2/3} \quad (4.61)$$

elde edilir.

Optimum $(L/D)^*$ oranı kullanılarak, ekserji kaybı basınç bileşeninin en düşük değerini veren bağıntı

$$\dot{E}_{D,\Delta P,\min} = T_0 C_{\min} NTU (N_{f,h} + N_{f,c})^2 \quad (4.62)$$

olarak elde edilir.

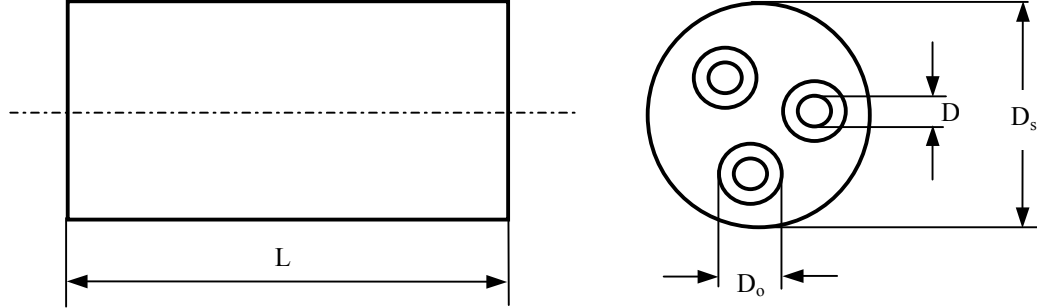
ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN ÇOK DEĞİŞKENLİ VE KISITLAMALI TASARIMI

5.1. Geometrik Değişkenlerin Ekserji Kaybına Etkisi

Bir ısı değiştiricisi tasarımı için etkinlik, Reynolds sayısı, kütle hızı, geometrik boyutlar, giriş şartları, kütle debiler vb. çok sayıda parametreye gereksinim vardır. Geleneksel tasarım yöntemlerinde, parametrelerden bazıları için değerler verilerek, diğer parametrelerin, uygun bir tasarıma ulaşıncaya değin, deneme-yanılma hesaplamaları ile belirlenmesi amaçlanmaktadır. Sonuçların, öngörülen şartlar ve kısıtlamaları sağlamadığı durumlarda, parametreler için verilen değerler değiştirilerek, hesaplamalar tekrarlanmaktadır. Bununla birlikte, şartlar ve kısıtlamaların sağlanması, ısı değiştirici tasarımının en uygun olarak yapıldığı anlamına gelmemektedir.

Bu bölümde, yukarıda kısaca anlatılan geleneksel yöntemlerin yerine, ısı değiştiricilerinin tasarımında ve değerlendirilmesinde, çok kullanılan yöntemlerden birisi olarak, ikinci yasa analizi kullanılmaktadır. Geometrik büyüklüklerin ekserji kaybına etkisini incelemek için, havanın, yanma sonu ürünleri kullanılarak, ters akışlı

boru demetli bir ısı değiştiricisinde ısıtılmasının gerçekleştirildiği bir örnek problem kullanılmaktadır.



Şekil 5.1. Ters akışlı boru demetli bir ısı değiştiricisinin geometrik değişkenleri

Ters akışlı boru demetli bir ısı değiştiricisinin boyutları şematik olarak şekil 5.1. 'de gösterilmektedir. Isı değiştirici tasarımında kullanılan parametrelerden bazılarını, geometrik değişkenlere bağlı olarak ifade etmek mümkündür. Giriş sıcaklıkları ve kütlelel debileri belli olan tek geçişli bir boru demetli ısı değiştiricisinde, temel geometrik değişkenler şekil 5.1.' de görüldüğü gibi, kovan çapı D_s , iç boru çapı D , dış boru çapı D_o , boru sayısı n ve ısı değiştirici uzunluğu L olarak verilebilir. Bejan vd., 1996, belirttiği gibi, dış boru çapı D_o ile iç çap D arasında $D_o/D=1.2$ alınarak bir basitleştirmenin yapılması mümkündür. Buna göre ısı değiştirici tasarımı için dört parametrenin belirlenmesi yeterlidir: n , D , L , D_s .

Isı değiştiricinin, sıcak ve soğuk tarafı için, kütlelel hızları ve Reynolds sayıları, geometrik değişkenlere bağlı olarak sırasıyla aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$G_h = \frac{\dot{m}_h}{A_{Akış,h}} = \frac{4\dot{m}_h}{\pi[D_s^2 - n(1.2D)^2]} \quad (5.1)$$

$$Re_h = \frac{G_h D_{hid}}{\mu_h} = \frac{4\dot{m}_h}{1.2\mu_h n \pi D} \quad (5.2)$$

$$G_c = \frac{\dot{m}_c}{A_{Akış,c}} = \frac{4\dot{m}_c}{n\pi D^2} \quad (5.3)$$

$$Re_c = \frac{G_c D}{\mu_c} = \frac{4\dot{m}_c}{\mu_c n\pi D} \quad (5.4)$$

Burada, μ , akışkanların ortalama sıcaklık için belirlenen dinamik viskozitesidir.

Isı değiştiricinin etkinliği, $\omega=1$ için, (4.25), (4.28) ve (4.29) no'lu denklemler kullanılarak, geometrik değişkenlere bağlı olarak aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\varepsilon = \frac{4LSt_c St_h}{4LSt_c St_h + St_c D_{hid} + St_h D} \quad (5.5)$$

Ekserji analizine göre geometrik değişkenlerin belirlenmesini açıklamak için, kullanılan sayısal örneğe ait veriler çizelge 5.1.' de gösterilmektedir. Sayısal örnek ile ilgili yapılan kabuller aşağıda verilmektedir:

1. Isı değiştiricisi tamamıyla çevreden izole edilmiştir.
2. Borular düz ve pürüzsüzdür.
3. Daralma ve büyümede basınç kayıpları ihmal edilmektedir.
4. Boru kalınlığının ısı direnci ihmal edilmektedir.
5. İki akımda sabit özgül ısıları ile birlikte ideal gaz kabul edilmiştir.
6. Her iki akım için tam gelişmiş türbülanslı akış kabul edilmiştir.
7. Her iki akımın termofiziksel özellikleri giriş şartlarından belirlenmiştir.
8. μ , ρ , c_p , Pr özellikleri sabit varsayılmıştır.

Isı değiştiricisi boyutlarının ve boru sayısının, ekserji kaybına etkisinin belirlenmesinde, değişkenlerin fazlalığından dolayı bazı parametreler sabit kabul edilerek, diğerlerinin ekserji kaybına etkisi belirlenmektedir. Boyutsuz ekserji kaybı denklemindeki termofiziksel değerlerin dışında kalan tüm parametreler, geometrik büyüklükler kullanılarak elde edilmektedir. Hesaplamalar, her iki taraf için, akışkanların Reynolds sayıları $10^4 < Re < 10^6$ olacak şekilde $\omega=1$ için yapılmaktadır.

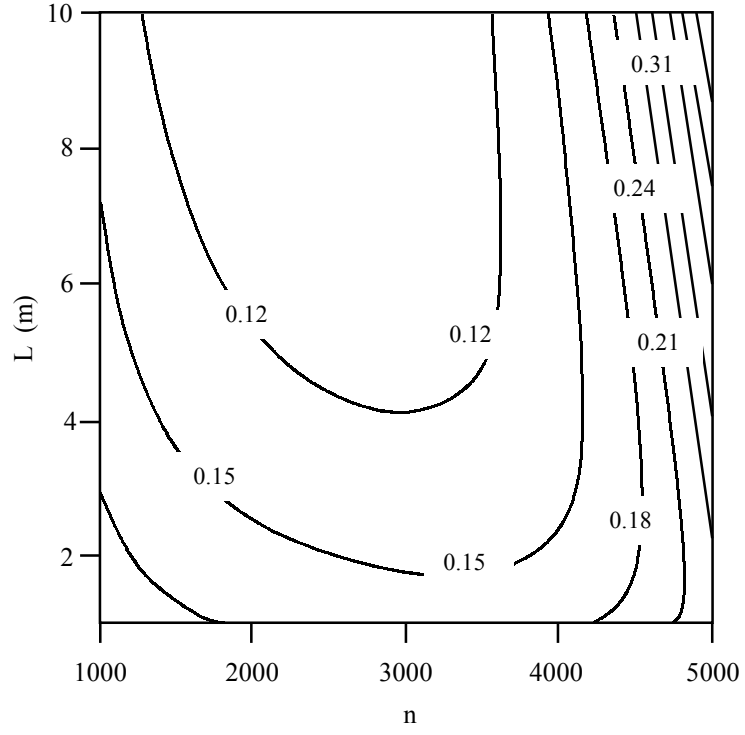
Çizelge 5.1. Örnek problem için termodinamik değerler (Bejan vd., 1996, yararlanarak)

Soğuk taraf (Hava)	Sıcak taraf (Gaz)
$\dot{m}_c = 88.1 \text{ kgs}^{-1}$	$\dot{m}_h = 82.44 \text{ kgs}^{-1}$
$c_{p,c} = 1.135 \text{ kJkg}^{-1}\text{K}^{-1}$	$c_{p,h} = 1.213 \text{ kJkg}^{-1}\text{K}^{-1}$
$T_{c,i} = 600 \text{ K}$	$T_{h,i} = 1000 \text{ K}$
$P_{c,i} = 10.13 \text{ bar}$	$P_{h,i} = 1.099 \text{ bar}$
$Pr_c = 0.71$	$Pr_h = 0.72$
$\mu_c = 4.1 \times 10^{-5} \text{ Pa.s}$	$\mu_h = 4.57 \times 10^{-5} \text{ Pa.s}$
$R_c = 0.287 \text{ kJkg}^{-1}\text{K}^{-1}$	$R_h = 0.294 \text{ kJkg}^{-1}\text{K}^{-1}$
$\rho_c = 4.90 \text{ kgm}^{-3}$	$\rho_h = 0.42 \text{ kgm}^{-3}$
$T_0 = 300 \text{ K}$	$P_0 = 1 \text{ bar}$

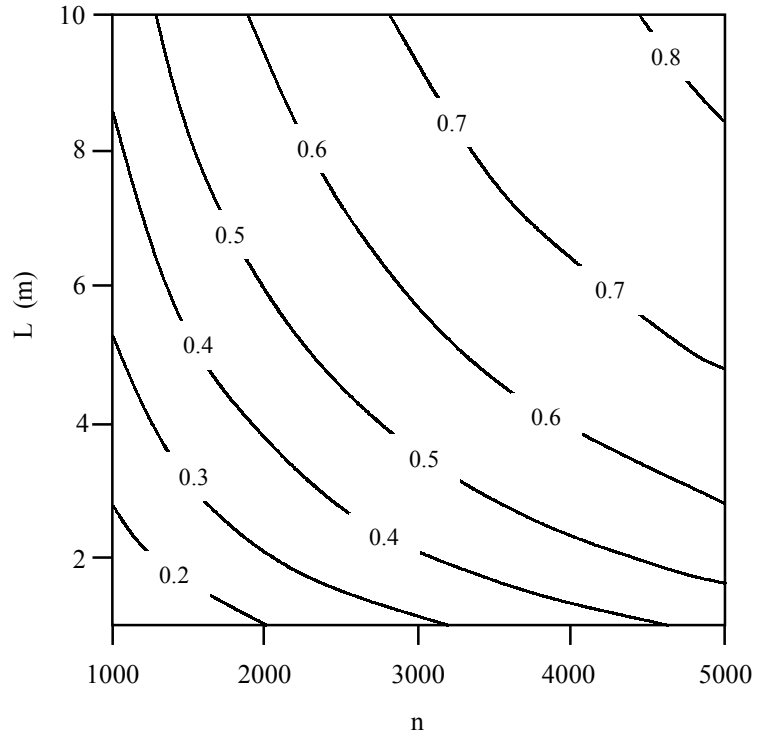
5.1.1. Sabit kovan çapı

Isı değiştiricisi kovan çapının (ön alan) sabit olması durumunda, tasarım parametreleri olarak n , D ve L kalmaktadır. Burada, parametrelerden bir tanesi bağımsız olarak seçilirse, diğerlerinin değişiminin, ekserji kaybına etkisi belirlenmektedir. Örnek problemde kovan çapı $D_s = 2 \text{ m}$ olarak kabul edilmektedir. $D=0.02 \text{ m}$ için n boru sayısı ve L boru uzunluğunun boyutsuz ekserji kaybına etkisi üç boyutlu olarak Şekil 5.2.'de gösterilmektedir.

Şekil 5.2. ile verilmiş grafiğin daha iyi anlaşılabilmesi için, Şekil 5.3. 'te, ısı değiştiricisi etkinliği ile uzunluk ve boru sayısının değişimi, üç boyutlu olarak çizilmektedir. Şekil 5.2.'de görüldüğü gibi, boyutsuz ekserji kaybının azaltılması, boru sayısı ve uzunluğunun, uygun değerlerde belirlenmesine bağlıdır. Belirli bir boru uzunluğu için, boru sayısının, grafik ölçeğine göre, çok küçük ya da büyük seçilmesi, ekserji kaybının artmasına neden olduğu gözlemlenmektedir; her uzunluk için ekserji kaybını en az yapan bir optimum boru sayısı bulunmaktadır. Diğer yandan, Şekil 5.3 'te görüldüğü gibi, belirli bir uzunluk için, boru sayısının ya da belirli bir boru sayısı için, uzunluğun artırılması, ısı değiştiricisi etkinliğinin artmasını sağlamaktadır.



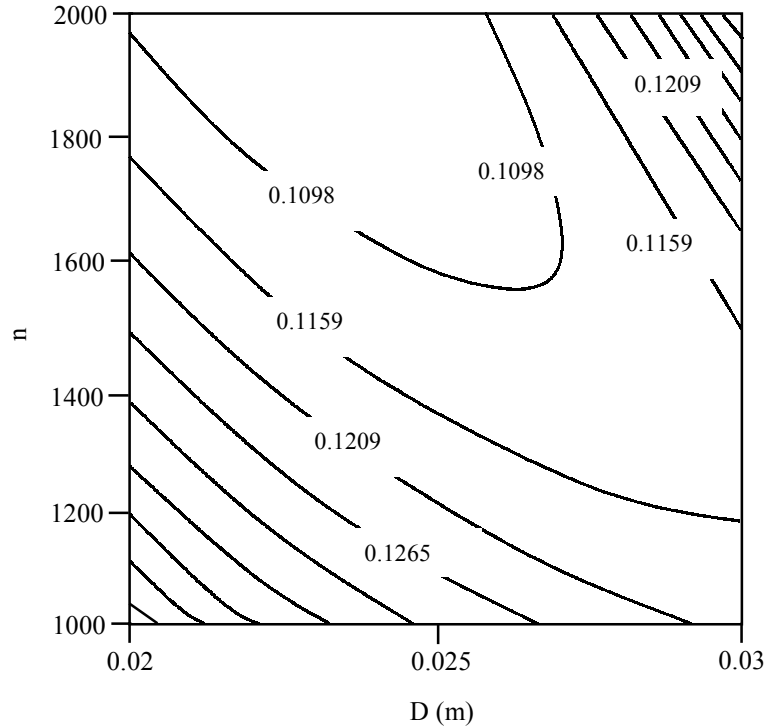
Şekil 5.2. Boyutsuz ekserji kaybının boru uzunluğu ve sayısı ile değişimi ($D_s=2\text{m}$, $D=0.02\text{m}$)



Şekil 5.3. Etkinliğin boru uzunluğu ve sayısı ile değişimi ($D_s=2\text{m}$, $D=0.02\text{m}$)

Büyük boru sayılarında uzunluğun arttırılması, etkinliği arttırmakla birlikte, boyutsuz ekserji kaybının artmasına neden olmaktadır. Burada, boru uzunluğu ve sayısının belirlenmesi için, daha uygun bir yol, boyutsuz ekserji kaybının sabit olması esasına dayanmaktadır. Isı değiştiricisinde boyutsuz ekserji kaybı, belirli bir değerde sabit olacak şekilde, örneğin $e_D=0.12$ sabit boyutsuz ekserji eğrisine göre uzunluğun değişimi, küçük boru sayılarında etkinliğin azalmasına neden olurken, görece daha büyük boru sayılarında yüksek etkinlik değerlerine ulaşılmaktadır.

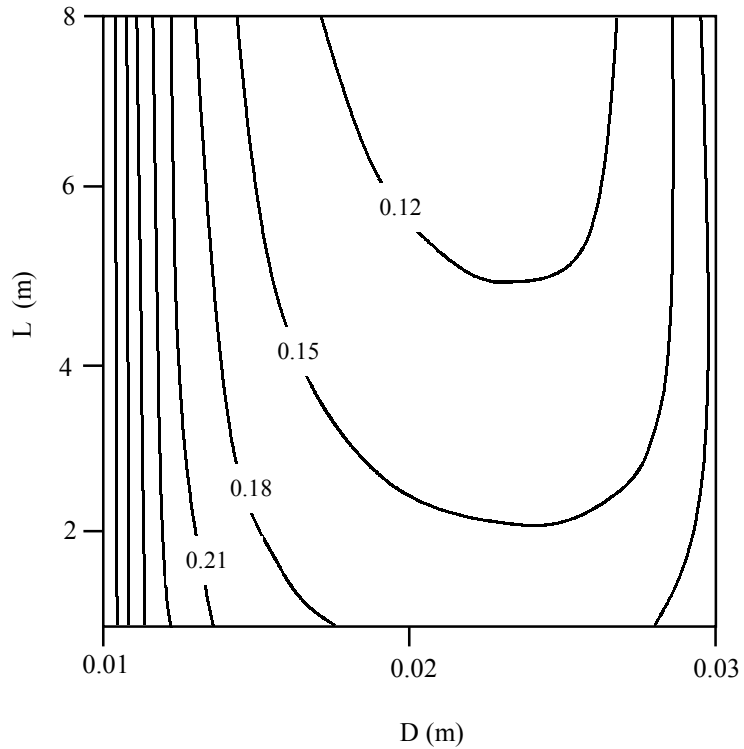
şekil 5.4.'te belirli bir boru uzunluğu $L=8$ m için, boru sayısı ile boru iç çapının, ekserji kaybına etkisi gösterilmektedir. Belirli bir boru sayısı için boru iç çapının büyük olması, ısı değiştiricisi etkinliğini arttırmakla birlikte şekil 5.4.' ten görüldüğü gibi, belirli bir çap değerinden sonra ekserji kaybının artmasına neden olmaktadır. Küçük boru çaplarında boru sayısının artması, ekserji kaybını azaltırken büyük boru çapları ekserji kaybının artmasına neden olmaktadır. Sabit ekserji kaybı eğrilerine göre, belirli bir boru iç çapı için, boru sayısının arttırılması, etkinliğin büyümesini sağlamaktadır.



şekil 5.4. Boyutsuz ekserji kaybının boru iç çapı ve sayısı ile değişimi ($D_s=2$ m, $L=8$ m)

Boru uzunluğu ile boru iç çapı arasındaki oran, ısı değiştiricilerinin ikinci yasaya göre tasarımında çok kullanılan parametrelerden birisidir. Gerçekte, uzunluk ile çap arasında, ısı değiştiricisinin tek tarafı için ekserji kaybını en az yapan bir optimum değerın belirlenmesine dair pek çok çalışma literatürde mevcuttur. Burada, uzunluk ve iç çapın ekserji kaybına etkisi, ısı değiştiricinin her iki tarafı göz önüne alınarak belirlenmektedir.

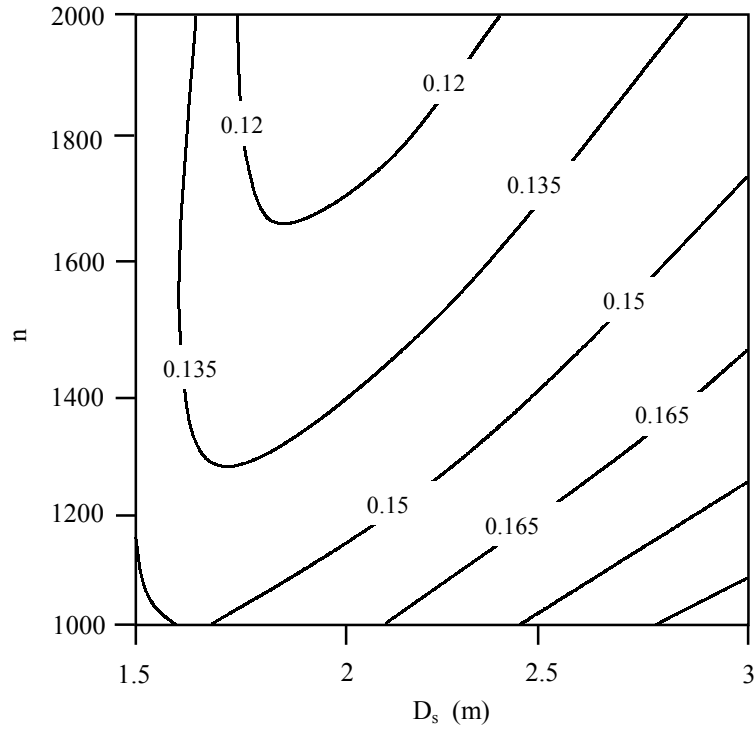
şekil 5.5 'te belirli bir boru sayısı $n = 2000$ için, uzunluk ile iç çapın, ekserji kaybına etkisi gösterilmektedir. Belirli bir uzunluk için, grafik ölçeğine göre, iç çapın küçük veya büyük sečilmesi, ekserji kaybının artmasına neden olmaktadır. Buna karşın, belirli bir iç çap için, uzunluğun arttırılması ile birlikte boyutsuz ekserji kaybı azalırken etkinlik artmaktadır.



şekil 5.5. Boyutsuz ekserji kaybının boru iç çapı ve uzunluğu ile değişimi
($D_s = 2m$, $n = 2000$)

5.1.2. Sabit boru uzunluğu

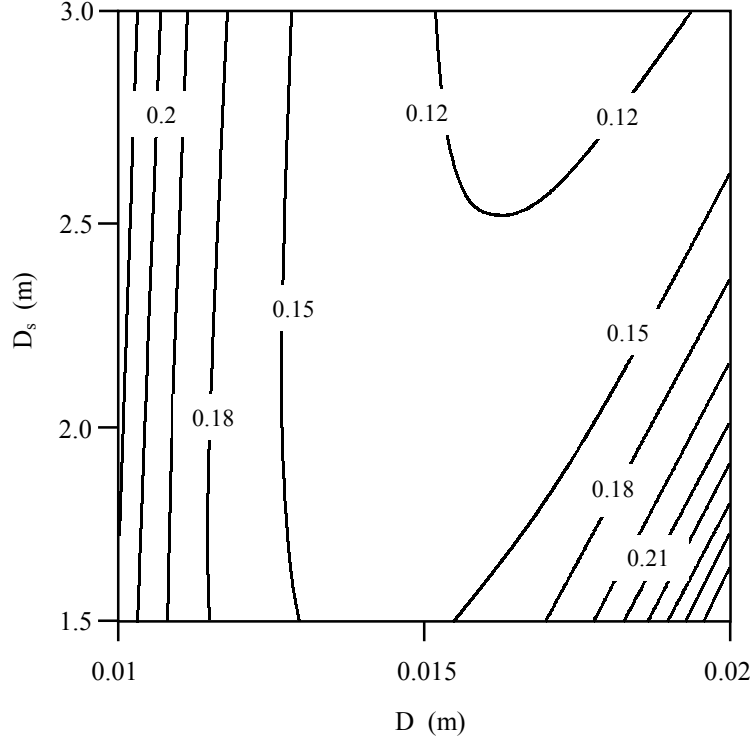
Isı değiştirici uzunluğunun sabit olması durumunda, tasarım parametreleri olarak n , D ve D_s kalmaktadır. Örnek problemde, boru uzunluğu $L=8$ m olarak kabul edilmektedir. Şekil 5.6.' da $D=0.02$ m için, n boru sayısı ve D_s kovan çapının ekserji kaybına etkisi gösterilmektedir. Belirli bir kovan çapında boru sayısının arttırılması, ısı değiştirici etkinliğinin artmasını sağlamaktadır; bu artış özellikle küçük kovan çaplarında daha fazla olmaktadır. Bununla birlikte, boru sayısının artması, küçük kovan çaplarında, boyutsuz ekserji kaybının artmasına neden olmaktadır.



Şekil 5.6. Boyutsuz ekserji kaybının kovan çapı ve boru sayısı ile değişimi
($D=0.02$ m, $L=8$ m)

Şekil 5.7. ' de boru sayısı $n=2000$ için, boru çapı ile kovan çapının boyutsuz ekserji kaybına etkisi gösterilmektedir. Genel olarak, belirli bir kovan çapı için, boru iç çapının arttırılması ile birlikte ısı değiştirici etkinliği artmaktadır. Bununla birlikte,

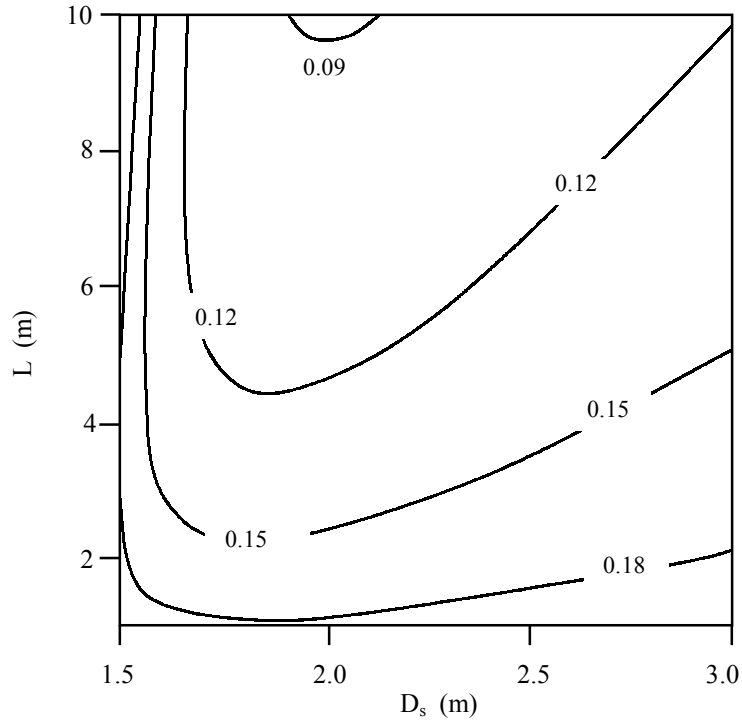
boyutsuz ekserji kaybını en az yapan bir boru iç çapı değeri vardır. Küçük kovan çapı ve büyük boru değerlerinde, daha büyük etkinlik değerlerine ulaşılmakla birlikte, bu durum boyutsuz ekserji kaybının da daha fazla artmasına neden olmaktadır.



Şekil 5.7. Boyutsuz ekserji kaybının kovan çapı ve boru iç çapı ile değişimi
($n=2000$, $L=8$ m)

5.1.3. Sabit boru iç çapı ve boru sayısı

Isı değiştirici boru iç çapı ve boru sayısının sabit olması durumunda, tasarım değişkenleri olarak, kovan çapı ve boru uzunluğu kalmaktadır. Örnek problemde $D=0.02$ m ve $n=2000$ kabul edilmektedir. Şekil 5.8' de kovan çapı ile boru uzunluğunun boyutsuz ekserji kaybına etkisi gösterilmektedir.



Şekil 5.8. Boyutsuz ekserji kaybının kovan çapı ve boru uzunluğu ile değişimi
($n=2000$, $D=0.02$ m)

Belirli bir boru uzunluğu için, boyutsuz ekserji kaybını en az yapan bir kovan çapı değeri olduğu gözlemlenmektedir. Küçük kovan çapları ve büyük boru uzunluklarında, ısı değiştirici etkinliği artmakla birlikte ekserji kaybı da artmaktadır.

5.2. Çok Değişkenli ve Kısıtlamalı Durum

Genel olarak, bir ısı değiştirici tasarımında, uyulması zorunlu bir dizi kısıtlama olabilir. Bu kısıtlamalar, işletme ile ilgili kısıtlamalar ve geometri ile ilgili kısıtlamalar olarak, iki ayrı sınıfa dahil edilmektedirler. Bazı işletme kısıtlamalarına örnek olarak, ısı değiştiricisi boru demeti ve kovan tarafındaki, en fazla izin verilebilir basınç düşüşü, her iki tarafın en düşük ve en yüksek akış hızları ya da buna bağlı olarak, her iki tarafın Reynolds sayıları aralığı verilebilir. Bazı geometrik kısıtlamalar ise ısı değiştiricisinin

ısı geçiş yüzeyi, ısı değiştiricisi hacmi ve yüzey ile hacmin birlikte sabit olduğu durum olarak verilebilir.

Isı değiştiricisi boyutlarına ilişkin beş temel değişkenin, işletme ve geometrik kısıtlamaları ile birlikte ele alınması durumunda, tasarım çok karmaşık bir problem halini alır. Bu tür bir ısı değiştirici tasarımı, çok değişkenli ve kısıtlı bir optimizasyon problemi olarak ele alınabilir ve doğrusal olmayan programlama teknikleri kullanılarak çözülebilir.

5.2.1. Doğrusal olmayan optimizasyon

Optimizasyon, Arora, 1989 tarafından, bir fonksiyonun minimum veya maksimum değerlerini veren şartların belirlenmesi süreci olarak tanımlanmaktadır. Genel olarak bir optimizasyon sürecinde, bir tasarımın, bir başka tasarıma göre daha iyi olup olmadığına karar verebilmesi için, kullanılan bir ölçüt vardır. Bu ölçüt, *amaç fonksiyon* olarak adlandırılmaktadır. Stoecker, 1989, en düşük maliyetin büyük olasılıkla en yaygın amaç fonksiyonlarından birisi olduğunu ve amaç fonksiyonun, probleme etki eden değişkenlerin bir fonksiyonu olması gerektiğini belirtmektedir.

Optimizasyonun yordamının matematiksel elemanları, amaç fonksiyon ve probleme ilişkin bir dizi kısıtlamadan oluşmaktadır. Amaç fonksiyon, probleme etki eden x_1, x_2, \dots, x_n bağımsız değişkenlerinin bir fonksiyonu olarak

$$f(x) = f(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (5.6)$$

ifade edilmektedir. Problem değişkenlerinin etki ettiği kısıtlamalar, eşitlik ve eşitsizlik kısıtlamaları olarak iki gruba ayrılmaktadır. Eşitlik kısıtlamaları,

$$\phi_1 = \phi_1(x_1, x_2, \dots, x_n) = 0 \quad (5.7)$$

.

$$\phi_m = \phi_m(x_1, x_2, \dots, x_n) = 0 \quad (5.8)$$

ve eşitsizlik kısıtlamaları

$$\Psi_1 = \Psi_1(x_1, x_2, \dots, x_n) \leq L_1 \quad (5.9)$$

.

$$\Psi_j = \Psi_j(x_1, x_2, \dots, x_n) \leq L_j \quad (5.10)$$

biçiminde ifade edilmektedirler.

Arora, 1989, probleme ilişkin fonksiyonlarının tümünün ya da bazılarının (amaç fonksiyon ve/veya kısıtlama fonksiyonları) doğrusal olmaması durumunda, problemin, bir *doğrusal olmayan optimizasyon problemi* olduğunu belirtmektedir. Isıl tasarım optimizasyonun da, en çok karşılaşılan problem tipi, amaç fonksiyon ve kısıtlamalı doğrusal olmayan problemler olmaktadır. Doğrusal olmayan optimizasyon problemlerinin çözümü, *Doğrusal Olmayan Programlama* olarak adlandırılan sayısal yöntemlerle gerçekleştirilmektedir.

Doğrusal olmayan optimizasyon problemlerinin çözümü için, çok sayıda sayısal yöntem ve yaklaşım mevcuttur. Bununla birlikte, doğruluk derecesi, bilimsel alanlarda kabul gören, hazır bilgisayar yazılımları, çözümlemede yararlanılan önemli bir araç olarak son zamanlarda öne çıkmaktadır. Bu bölümde, doğrusal olmayan bir problem olarak, bir ısı değiştiricisinin, ekserji kaybına göre optimizasyonu, hazır bilgisayar yazılımlarının yardımıyla gerçekleştirilmektedir.

5.2.2. Doğrusal olmayan problemin tanımlaması

Isı değiştirici optimizasyon probleminin, amaç ve kısıtlama fonksiyonları ile optimizasyon değişkenleri aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır:

- Amaç fonksiyonu: Boyutsuz ekserji kaybı;
- Optimizasyon değişkenleri: Boru iç çapı, boru sayısı, boru uzunluğu ve kovan çapı;

- Optimizasyon kısıtlamaları: Isı geçişi (etkinlik olarak verilmektedir) , maksimum basınç düşüşü, türbülanslı akış için Reynolds değerleri, ısı geçiş yüzeyi, ısı değiştiricisi hacmi.

Tasarım problemi için gerekli termofiziksel veriler, çizelge 5.1.' den alınmaktadır. Amaç fonksiyonu olarak (4.40) no'lu boyutsuz ekserji kaybı denklemi kullanılmaktadır. Burada, ısı değiştirici tasarımının optimizasyonu için, geçerli eşitlik ve eşitsizlik kısıtlamaları vardır. Eşitlik kısıtlaması olarak ısı değiştiricisinde gerçekleştirilen ısı geçişi, etkinlik ile ifade edilmektedir. Bir başka kısıtlama olarak ısı geçiş yüzeyi, boru demetli bir ısı değiştiricisi için

$$A = \pi n D_o L \quad (5.11)$$

bağıntısı ile ifade edilmektedir. Bir diğer kısıtlama olan ısı değiştiricisinin hacmi

$$V = \frac{1}{4} \pi D_s^2 L \quad (5.12)$$

bağıntısı ile ifade edilmektedir.

Optimizasyonun eşitsizlik kısıtlamaları, en fazla izin verilebilir basınç düşüşü için

$$\frac{\Delta P}{P_{giris}} < L_1 \quad (5.13)$$

şeklinde verilmektedir; burada L_1 , eşitsizlik değeridir. Bir başka eşitsizlik kısıtlaması, tam gelişmiş türbülanslı akış için Reynolds değerleridir. Buna göre kısıtlama için

$$L_1 < Re < L_2 \quad (5.14)$$

yazılmaktadır. Burada L_1 ve L_2 türbülanslı akış için sınır değerleridir.

5.2.3. Optimum ısı değiştirici boyutlarının belirlenmesi

Ekserji kaybını ez az yapan ısı değiştirici boyutlarının belirlenmesi, değişkenlerin çokluğundan dolayı zor bir problemdir. Literatürde boyutlara ilişkin basitleştirici yaklaşımların çoğunda, bazı değişkenlerin optimizasyon probleminden bertaraf edildikleri gözlemlenmektedir (örneğin boru sayısı etkisi ve kovan çapının ihmal edilmesi, boru iç çapının hidrolik çapa eşit alınması vb.). Böylece kalan değişkenlerin optimizasyonu, matematiksel ve grafiksel yöntemler kullanılarak yapılmaktadır. Bununla birlikte bu çalışmalarda, örneğin bir kovan çapının ya da boru sayısının, optimum değerlerine ilişkin herhangi bir veri yoktur.

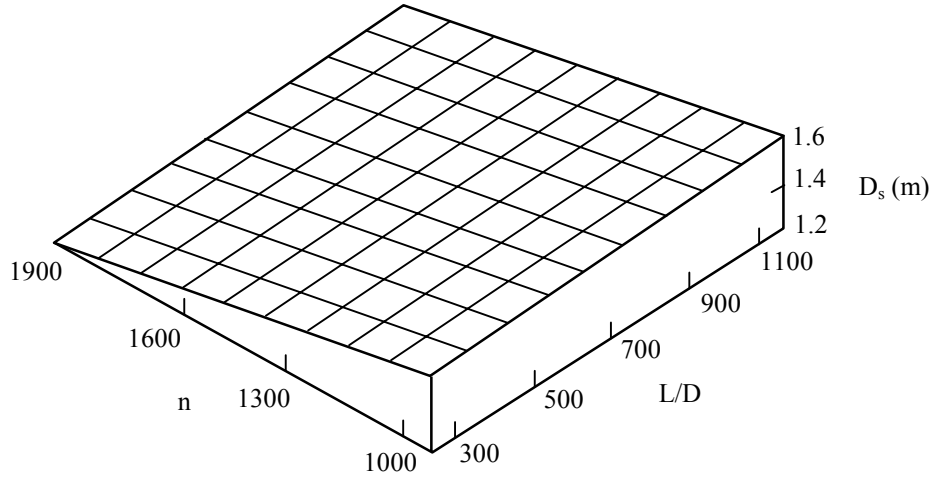
Isı değiştirici geometrik değişkenlerinin optimizasyonu, boru iç çapının çeşitli değerleri için, doğrusal olmayan programlama tekniklerini içeren bir yazılım kullanılarak yapılmaktadır. Sonuçlar çizelge 5.2. ' de verilmektedir.

Çizelge 5.2. Optimum ısı değiştiricisi boyutları

D (m)	n	D _s (m)	L (m)	U (W/m ² K)	A (m ²)	ε	e _D	L/D _s	D _{hid}
0.010	1914	1.247	2.83	241	204	0.330	0.270	2.270	0.056
0.011	1740	1.308	4.06	219	293	0.391	0.245	3.103	0.061
0.012	1595	1.367	5.55	200	400	0.445	0.225	4.057	0.067
0.013	1472	1.426	7.32	184	528	0.493	0.208	5.135	0.073
0.014	1367	1.478	9.01	171	650	0.527	0.193	6.094	0.078
0.015	1276	1.538	11.55	158	833	0.569	0.180	7.509	0.085
0.016	1196	1.579	12.93	150	933	0.584	0.169	8.187	0.089
0.017	1125	1.624	14.91	142	1075	0.604	0.159	9.183	0.095
0.018	1063	1.672	17.46	134	1259	0.628	0.150	10.443	0.100
0.019	1007	1.719	20.12	127	1451	0.648	0.142	11.703	0.106
0.020	957	1.769	23.54	120	1698	0.670	0.135	13.305	0.112

Çizelge 5.2.' de görüldüğü gibi, ısı değiştirici boru iç çapının artması ile birlikte, optimum boru sayısı azalırken, optimum kovan çapı ve boru uzunluğu artmaktadır. Bununla birlikte, optimum ısı geçiş yüzeyi ve optimum etkinliğin artması ile birlikte, toplam ısı geçiş katsayısı ve minimum boyutsuz ekserji kaybı azalmaktadır. Boru iç çapının iki kat artışı için, optimum boru sayısı iki kat azalırken, boru uzunluğunun yaklaşık on kat artışı gösterdiği gözlemlenmektedir.

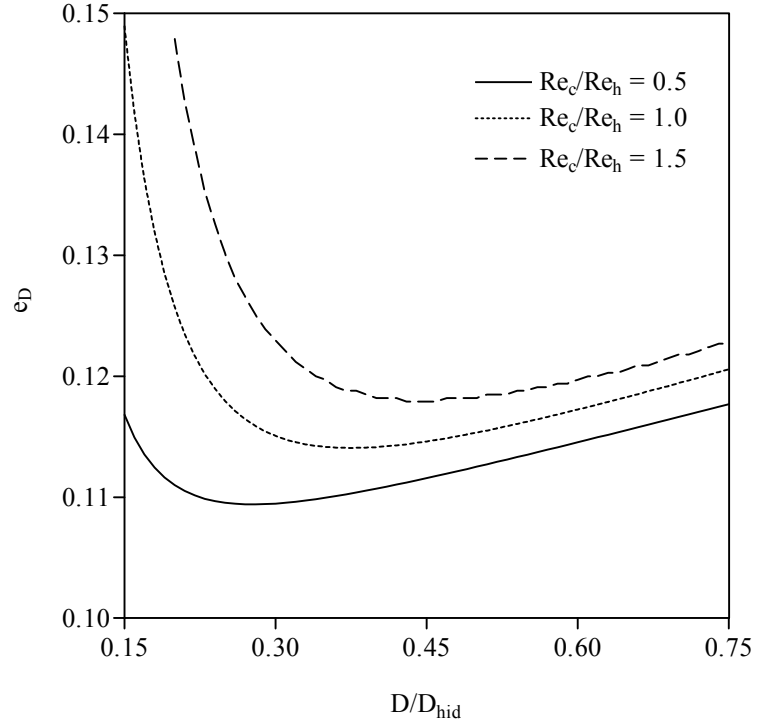
Optimum geometrik değişkenlerin birbirleri ile olan değişimi, bir üç boyutlu grafik ile şekil 5.9.' da gösterilmektedir. Doğrusal olmayan programlama ile belirlenmiş optimum değerler incelediğinde, boru iç çapının hidrolik çaptan oldukça farklı değerler aldığı gözlemlenmektedir.



Şekil 5.9. Optimum L/D , n ve D_s arasındaki değişim

Çizelge 5.2. 'de görüldüğü gibi iç çap ile hidrolik çap arasında oransal olarak sabit bir değer, $D/D_{hid} \cong 0.18$ söz konusudur. Literatürde sıklıkla karşılaşılan boru iç çapının hidrolik çapa eşit alınması kabulü, matematiksel açıdan önemli bir kolaylık sağlamakla birlikte, gerçekte hidrolik çap ile iç çap arasındaki oran, her iki tarafın Reynolds sayılarına bağlı olmaktadır. Bu oran şekil 5.10. 'da sıcak ve soğuk tarafın Reynolds sayıları oranlarının farklı değerleri için gösterilmektedir. Sıcak ve soğuk akışkanların Reynolds oranlarına göre, boyutsuz ekserji kaybını en az yapan farklı

optimum D/D_{hid} değerleri belirlenmektedir. Sıcak ve soğuk akışkanların, büyük Reynolds oranları ile birlikte, optimum değerlerin arttığı gözlemlenmektedir. Yapılan hesaplamalara göre $\varepsilon=0.6$ ve $Re_c/Re_h = 8$ için, optimum $D/D_{hid} \cong 1$ oranı elde edilmektedir.



Şekil 5.10. Reynolds oranları için D/D_{hid} ile ekserji kaybı arasındaki değişim

5.2.4. Yüzey kısıtlaması

Isı geçiş yüzeyi kısıtlaması, ısı değiştiricisi maliyetinin sınırlanması bakımından önemlidir. Isı değiştiricisi maliyetinin hesaplanmasında, temel parametre olarak, ısı geçiş yüzeyinin sabit tutulması, maliyetin belirli bir değerde sabitlenmesi ya da belirli bir değeri aşmaması için yapılmaktadır. Bu durumda tasarım problemi, belirli bir ısı geçiş yüzeyi ile belirli bir ısı geçişini sağlayan ısı değiştiricisi boyutlarının, ekserji kaybını en az yapacak şekilde belirlenmesi olmaktadır.

Optimizasyon kısıtlamaları aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır:

- Basınç düşüşü:

$$\left(\frac{\Delta P}{P}\right)_{hava} < 1.0 \quad \left(\frac{\Delta P}{P}\right)_{gaz} < 1.0$$

- Her iki taraf için Reynolds aralığı: $10^4 < Re < 10^6$
- Isı değiştirici etkinliği için değerler: $\epsilon = 0.6, 0.7, 0.8$
- Boru iç çapı değerleri: $D = 0.01, 0.02, 0.03$ m
- Isı geçiş yüzeyleri: $A = 1500 \text{ m}^2, 1750 \text{ m}^2, 2000 \text{ m}^2$

Optimizasyon, etkinlik ve ısı geçiş yüzeyinin üç farklı değeri için, bağımsız değişken olarak alınan iç çapın, üç farklı değerine göre gerçekleştirilmektedir. Isı geçiş yüzeyi 1500 m^2 , 1750 m^2 ve 2000 m^2 için optimizasyon sonuçları sırasıyla çizelge 5.2., 5.3. ve 5.4.'te verilmektedir.

Çizelge 5.2. $A=1500 \text{ m}^2$ ve farklı etkinlik değerleri için optimum ısı değiştirici boyutları

D (m)	n	D _s (m)	L (m)	U (W/m ² K)	e _D	L/D _s	D _{hid}	L/D _{hid}
$\epsilon = 0.6 \quad A = 1500 \text{ m}^2$								
0.01	12470	2.351	3.190	100	0.092	1.357	0.025	128
0.02	2623	2.156	7.584	100	0.097	3.518	0.050	152
0.03	1053	2.050	12.591	100	0.100	6.142	0.075	168
$\epsilon = 0.7 \quad A = 1500 \text{ m}^2$								
0.01	7171	1.784	5.548	156	0.105	3.110	0.025	222
0.02	1510	1.636	13.177	156	0.123	8.054	0.050	264
0.03	606	1.555	21.874	156	0.137	14.067	0.075	292
$\epsilon = 0.8 \quad A = 1500 \text{ m}^2$								
0.01	3662	1.274	10.865	267	0.295	8.528	0.025	436
0.02	769	1.168	25.861	267	0.399	22.141	0.050	518
0.03	309	1.110	42.910	267	0.480	38.658	0.075	574

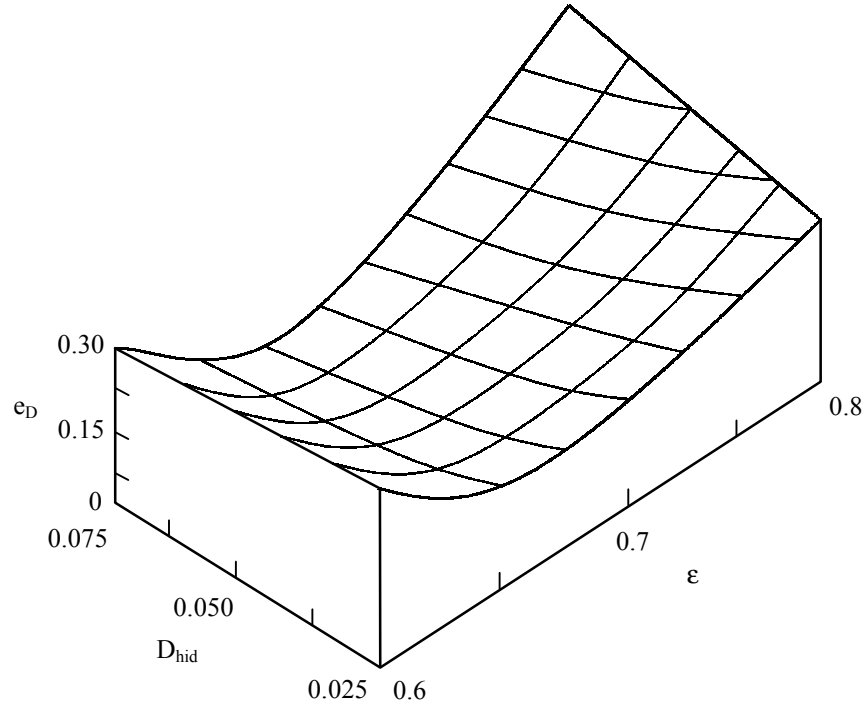
Çizelge 5.3. $A=1750 \text{ m}^2$ ve farklı etkinlik değerleri için optimum ısı değiştirici boyutları

D (m)	n	D_s (m)	L (m)	U (W/m ² K)	e_D	L/ D_s	D_{hid}	L/ D_{hid}
$\epsilon = 0.6 \quad A = 1750 \text{ m}^2$								
0.01	15129	2.589	3.068	86	0.089	1.2	0.025	123
0.02	3180	2.374	7.298	86	0.092	3.1	0.050	146
0.03	1277	2.257	12.115	86	0.094	5.4	0.075	162
$\epsilon = 0.7 \quad A = 1750 \text{ m}^2$								
0.01	8708	1.964	5.331	133	0.091	2.7	0.025	214
0.02	1831	1.801	12.679	133	0.103	7.0	0.050	255
0.03	735	1.712	21.051	133	0.113	12.3	0.075	282
$\epsilon = 0.8 \quad A = 1750 \text{ m}^2$								
0.01	4439	1.403	10.456	229	0.213	7.5	0.025	419
0.02	934	1.286	24.863	229	0.285	19.3	0.050	499
0.03	375	1.223	41.285	229	0.339	33.8	0.075	552

Çizelge 5.4. $A=2000 \text{ m}^2$ ve farklı etkinlik değerleri için optimum ısı değiştirici boyutları

D (m)	n	D_s (m)	L (m)	U (W/m ² K)	e_D	L/ D_s	D_{hid}	L/ D_{hid}
$\epsilon = 0.6 \quad A = 2000 \text{ m}^2$								
0.01	17884	2.814	2.968	75	0.086	1.1	0.025	119
0.02	3758	2.581	7.058	75	0.089	2.7	0.050	142
0.03	1510	2.453	11.715	75	0.090	4.8	0.075	157
$\epsilon = 0.7 \quad A = 2000 \text{ m}^2$								
0.01	10290	2.135	5.156	117	0.082	2.4	0.025	207
0.02	2163	1.958	12.262	117	0.091	6.3	0.050	246
0.03	869	1.861	20.356	117	0.098	10.9	0.075	272
$\epsilon = 0.8 \quad A = 2000 \text{ m}^2$								
0.01	5246	1.525	10.113	200	0.164	6.6	0.025	405
0.02	1103	1.398	24.045	200	0.215	17.2	0.050	483
0.03	443	1.329	39.926	200	0.255	30.0	0.075	534

Çizelge değerlerinden görüldüğü gibi, belirli bir yüzey için, etkinlik artışı ile birlikte optimum boru sayısı ve kovan çapı azalırken boru uzunluğu artmaktadır. Bununla birlikte hidrolik çapın, farklı etkinlik ve yüzey değerlerinde, aynı boru iç çapı değerleri için sabit kaldığı gözlemlenmektedir ve tüm etkinlik ve yüzey değerleri için, iç çap ile hidrolik çap arasındaki oran, yaklaşık olarak 0.40 değerine eşit olmaktadır. Hidrolik çap ile etkinliğin ekserji kaybına etkisi üç boyutlu olarak şekil 5.10. ' da gösterilmektedir. Hidrolik çapın artışı, küçük etkinlik değerlerinde görece az, büyük etkinlik değerlerinde ise görece büyük ekserji kaybına neden olmaktadır. Diğer yandan grafik üzerinde, en az ekserji kaybına neden olan en uygun etkinlik ve hidrolik çap değerleri belirlidir.



Şekil 5.10. Etkinlik ve hidrolik çapın boyutsuz ekserji kaybına etkisi ($A=1500 \text{ m}^2$)

Belirli bir ısı geçişi ve yüzey için en uygun değerler, en düşük ekserji kaybına göre belirlenmektedir; çizelgelerden, en düşük ekserji kaybının, en küçük iç çap değerlerine karşılık geldiği gözlemlenmektedir. Bu durum hazırlık tasarımında seçilmesi gereken çap ve buna bağlı olarak, diğer değişkenlerin hangi değerlere sahip

olması gerektiği bakımından önemli bir fikir vermektedir. Öte yandan literatürde, klasik tasarım yöntemlerine göre iyi bir tasarım için, boyutların en uygun değerlerine ilişkin çok sayıda çalışma mevcuttur. Bu noktada Sekulic ve Shah, 1998, özellikle Bell, 1988 tarafından önerilen değerlerin önemli olduğunu belirtmektedir. Bell, 1988, boru demetli ısı değiştiricilerinin, yaklaşık olarak boyutlandırılması çalışmalarında, kovan maliyeti ile boru tarafındaki basınç düşüşünün optimize edildiği iyi bir tasarım için, uzunluk ile kovan çapı arasındaki oranın L/D_s , 6 ile 15 arasında olması gerektiğini, farklı ısı geçiş yüzeyleri ve boru iç çapları için bir diyagram oluşturarak belirtmektedir. Böyle bir değer aralığının, ısı değiştirici tasarımına getirmiş olduğu kolaylık aşikardır. Öte yandan, optimizasyon sonuçlarının, Bell tarafından önerilen L/D_s değerleri ile birlikte incelenmesi, ekserji analizi ile klasik yaklaşımlar arasındaki farklılıkların sayısal olarak gösterilmesi bakımından önem arz etmektedir.

Çizelgelerden, belirli bir ısı geçiş yüzeyi için, Bell tarafından önerilen uygun L/D_s oranının, etkinliğin artması ile birlikte küçülen iç çaplarda elde edildiği gözlemlenmektedir. Başka bir deyişle küçük etkinlik değerlerinde, uygun L/D_s oranı, büyük ekserji kaybına karşılık gelmektedir. Diğer etkinlik değerlerinde, örneğin çizelge 5.2. 'de $\epsilon=0.8$ için, uygun L/D_s değeri ve en düşük ekserji kaybı, aynı çap değeri için elde edilmektedir. $\epsilon=0.7$ için uygun L/D_s değeri, iki farklı çap için elde edilmekle beraber, bu çap değerlerinden birisi, diğerine göre daha az ekserji kaybına neden olmaktadır. Dolayısıyla ekserji analizinin, en azından, klasik yaklaşıma göre birden fazla seçeneğine sahip bir ısı değiştirici ön tasarımı için, yardımcı bir araç olarak kullanılması mümkündür.

5.2.5. Hacim kısıtlaması

Bu kısıtlama, ısı değiştiricisinin uygulama yerinin sınırlı olması durumunda önemlidir. Boyutların optimizasyonu önceki bölümde kullanılan kısıtlamalarla birlikte iki farklı hacim değeri 20 m^3 ve 30 m^3 için yapılmaktadır. Optimizasyon kısıtlamaları aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır:

- Basınç düşüşü:

$$\left(\frac{\Delta P}{P}\right)_{hava} < 1.0 \quad \left(\frac{\Delta P}{P}\right)_{gaz} < 1.0$$

- Her iki taraf için Reynolds aralığı: $10^4 < Re < 10^6$
- Isı değiştirici etkinliği için değerler: $\varepsilon = 0.6, 0.7, 0.8$
- Boru iç çapı değerleri: $D = 0.01, 0.02, 0.03$ m
- Isı değiştirici gövde hacmi: $V = 20 \text{ m}^3, 30 \text{ m}^3$

Optimizasyon sonuçları çizelge 5.5. ve çizelge 5.6. ' da verilmektedir. Genel olarak hacim kısıtlamasında, çap ve etkinlik artışı ile birlikte boru sayısı, kovan çapı ve ısı geçiş yüzeyi azalırken boru uzunluğu artmaktadır. Her bir çizelgede gösterilen etkinlik değerleri için en düşük ekserji kaybı küçük L/D_s oranlarında elde edilmektedir. Bununla birlikte bu L/D_s değerleri için, ısı geçiş yüzeyi daha büyük olarak belirlenmektedir. Etkinlik ve dolayısıyla NTU sabit olduğundan, toplam ısı geçiş katsayısı, yüzeyin değişiminde etkili olmaktadır. İç çap artışıyla birlikte ısı geçiş katsayısı artmakta, dolayısıyla yüzey alanı azalmaktadır.

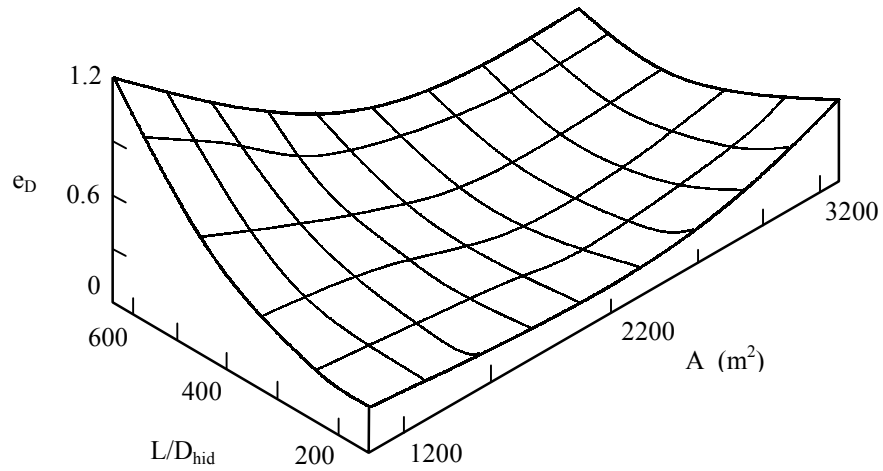
Çizelge 5.5. $V=20 \text{ m}^3$ ve farklı etkinlik değerleri için optimum ısı değiştirici boyutları

D (m)	n	D_s (m)	L (m)	U ($\text{W/m}^2\text{K}$)	A (m^2)	e_D	L/D_s	D_{hid}	L/D_{hid}
$\varepsilon = 0.6 \quad V = 20 \text{ m}^3$									
0.01	19140	2.93	2.97	70	2139	0.086	1.012	0.025	117
0.02	5923	2.551	3.92	86	1748	0.099	1.5	0.022	180
0.03	1431	1.881	7.20	129	1165	0.143	3.8	0.033	220
$\varepsilon = 0.7 \quad V = 20 \text{ m}^3$									
0.01	19140	2.629	3.68	88	2658	0.072	1.4	0.018	204
0.02	3404	1.934	6.81	134	1747	0.135	3.5	0.022	312
0.03	824	1.427	12.50	200	1165	0.309	8.8	0.033	383
$\varepsilon = 0.8 \quad V = 20 \text{ m}^3$									
0.01	19140	2.305	4.79	116	3459	0.094	2.1	0.011	431
0.02	1735	1.381	13.35	229	1747	0.468	9.7	0.022	612
0.03	420	1.019	24.53	343	1165	1.479	24.1	0.033	751

Çizelge 5.6. $V=30 \text{ m}^3$ ve farklı etkinlik değerleri için optimum ısı değiştirici boyutları

D (m)	n	D_s (m)	L (m)	U ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)	A (m^2)	e_D	L/D_s	D_{hid}	L/D_{hid}
$\varepsilon = 0.6 \quad V = 30 \text{ m}^3$									
0.01	19140	3.238	3.64	57	2628	0.084	1.1	0.034	108
0.02	9570	3.259	3.60	58	2595	0.088	1.1	0.022	162
0.03	2376	2.424	6.50	86	1747	0.104	2.7	0.033	199
$\varepsilon = 0.7 \quad V = 30 \text{ m}^3$									
0.01	19140	2.904	4.53	71	3267	0.067	1.6	0.025	183
0.02	5665	2.494	6.14	89	2623	0.088	2.5	0.022	282
0.03	1367	1.838	11.30	134	1747	0.152	6.1	0.033	346
$\varepsilon = 0.8 \quad V = 30 \text{ m}^3$									
0.01	19140	2.544	5.90	94	4257	0.063	2.3	0.016	365
0.02	2884	1.78	12.06	153	2622	0.195	6.8	0.022	554
0.03	697	1.313	22.16	229	1747	0.561	16.9	0.033	677

Hacim kısıtlaması için uzunluk ile hidrolik çap arasındaki oran ve ısı geçiş yüzeyinin boyutsuz ekserji kaybına etkisi şekil 5.11.' de gösterilmektedir. Büyük L/D_{hid} değerlerinde ekserji kaybının büyük oranda arttığı gözlemlenmektedir. L/D_{hid} ' in küçük değerlerinde, ekserji kaybı azalmakla birlikte, ısı geçiş yüzeyinin belirli bir değerinden sonra görece bir artış gerçekleşmektedir.

Şekil 5.11. L/D_{hid} ve ısı geçiş yüzeyinin ekserji kaybına etkisi ($V=20 \text{ m}^3$)

5.2.6. Yüzey ve Hacim kısıtlaması

Isı değiştirici hacminin yanı sıra ısı geçiş yüzeyi de sabit olabilir. Bu durumda boyutların optimizasyonu, 20 m³ ve 30 m³ ısı değiştirici hacimleri için 1500 m² ısı geçiş yüzeyi sabit alınarak yapılmaktadır.

Optimizasyon kısıtlamaları aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır:

- Basınç dūřüřü:

$$\left(\frac{\Delta P}{P} \right)_{hava} < 1.0$$

$$\left(\frac{\Delta P}{P} \right)_{gaz} < 1.0$$

- Her iki taraf için Reynolds aralığı: $10^4 < Re < 10^6$
- Isı değiştirici etkinliği için değerler: $\varepsilon = 0.6, 0.7, 0.8$
- Boru iç çapı değerleri: $D = 0.01, 0.02, 0.03$ m
- Isı geçiş yüzeyi: $A = 1500$ m²
- Isı değiştirici gövde hacmi: $V = 20$ m³, 30 m³

Optimizasyon sonuçları çizelge 5.7. ve çizelge 5.8.' de gösterilmektedir. Daha önce yüzey kısıtlamasında belirtildiği gibi, herhangi bir iç çap için farklı etkinlik değerlerinde, aynı hidrolik çapların elde edildiği gözlemlenmektedir. Herhangi bir etkinlik değerinde farklı çaplar için, diğer kısıtlamalardan farklı olarak uzunluk değerleri yaklaşık eşit olmaktadır. Benzer şekilde aynı sonuç, kovan çapları için de geçerlidir.

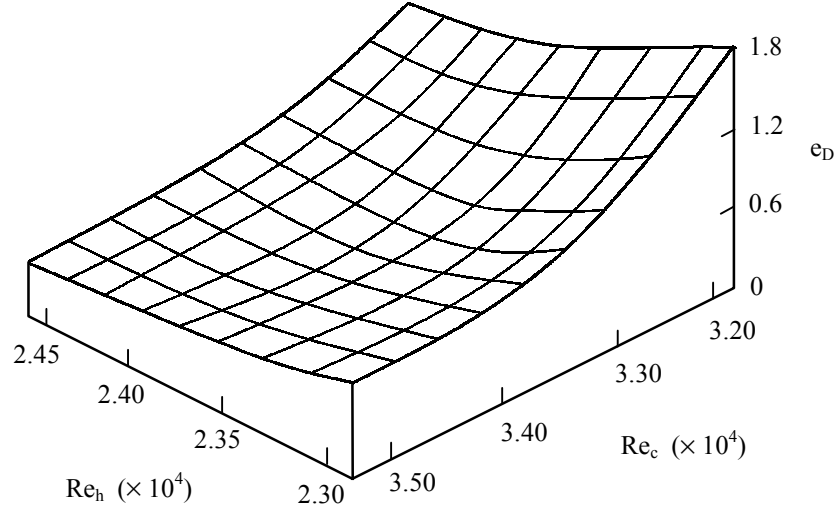
Çizelge 5.7. $V=20 \text{ m}^3$ ve $A=1500 \text{ m}^2$ için optimum ısı değıştirici boyutları

D (m)	N	D_s (m)	L (m)	U ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)	e_D	L/ D_s	D_{hid}	L/ D_{hid}
$\epsilon = 0.6$ A = 1500 m^2 V = 20 m^3								
0.01	7783	2.232	5.112	100	0.096	2.3	0.041	124
0.02	4002	2.263	4.971	100	0.101	2.2	0.029	170
0.03	2746	2.296	4.831	100	0.166	2.1	0.017	279
$\epsilon = 0.7$ A = 1500 m^2 V = 20 m^3								
0.01	4480	1.693	8.881	156	0.121	5.2	0.041	215
0.02	2304	1.717	8.636	156	0.140	5.0	0.029	295
0.03	1580	1.742	8.392	156	0.402	4.8	0.017	484
$\epsilon = 0.8$ A = 1500 m^2 V = 20 m^3								
0.01	2284	1.209	17.421	267	0.387	14.4	0.041	422
0.02	1174	1.226	16.940	267	0.501	13.8	0.029	577
0.03	806	1.244	16.462	267	2.010	13.2	0.017	950

Çizelge 5.8. $V=20 \text{ m}^3$ ve $A=1500 \text{ m}^2$ için optimum ısı değıştirici boyutları

D (m)	n	D_s (m)	L (m)	U ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)	e_D	L/ D_s	D_{hid}	L/ D_{hid}
$\epsilon = 0.6$ A = 1500 m^2 V = 30 m^3								
0.01	4646	2.112	8.565	100	0.121	4.1	0.068	126
0.02	2366	2.131	8.408	100	0.097	3.9	0.056	150
0.03	1607	2.151	8.252	100	0.105	3.8	0.044	188
$\epsilon = 0.7$ A = 1500 m^2 V = 30 m^3								
0.01	2674	1.602	14.879	156	0.220	9.3	0.068	219
0.02	1362	1.617	14.607	156	0.124	9.0	0.056	261
0.03	925	1.632	14.336	156	0.158	8.8	0.044	326
$\epsilon = 0.8$ A = 1500 m^2 V = 30 m^3								
0.01	1363	1.144	29.186	267	0.957	25.5	0.068	429
0.02	694	1.155	28.653	267	0.405	24.8	0.056	511
0.03	472	1.165	28.121	267	0.603	24.1	0.044	641

Yüzey ve hacim kısıtlamasında, ekserji kaybı değişiminde, iç çap ve boru sayısı etkili olmaktadır; kovan çapları ve kütleli debilerin değişmediği düşünüldüğünde, boru sayısı ve çaptaki değişimlerin, Reynolds sayılarına etki edeceği aşikardır, dolayısıyla, ekserji değişiminin her iki taraftaki Reynolds sayılarından kaynaklandığı söylenebilir. Şekil 5.12. ' de her iki tarafın optimum değerlerine göre belirlenen Reynolds sayılarının, boyutsuz ekserji kaybı ile değişimi gösterilmektedir. Sıcak ve soğuk akışkanların Reynolds sayılarının büyük olması durumunda, ekserji kaybının en az olduğu gözlemlenmektedir. Soğuk akışkanın Reynolds sayısındaki azalma, ekserji kaybının önemli oranda artmasına neden olurken, sıcak akışkandaki azalma diğerine göre çok etkili değildir.



Şekil 5.12. Reynolds sayılarının ekserji kaybına etkisi ($V=20 \text{ m}^3$, $A=1500 \text{ m}^2$, $\varepsilon=0.6$)

ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN EKSERJİ EKONOMİK ANALİZİ

6.1. Ekserji Ekonomik Analiz

Ekserji analizi, herhangi bir enerji sisteminin tasarım ve başarımının, termodinamik olarak değerlendirilmesi için gerekli bilgiyi veren bir yöntemdir. Önceki bölümlerde, ekserji analizinde kullanılan ölçütlerden birisi olan ekserji kaybından yararlanılarak, bir ısı değiştiricisinin termodinamik optimumu belirlenmiştir. Bununla birlikte termodinamik optimumun, aynı zamanda ısı değiştirici maliyetini en düşük yapan çözüm olduğu, geometrik değişkenlerin ısı değiştirici maliyetine olan etkileri hesaba katılmadığı için söylenemez. Bu bakımdan termodinamik optimumun, ekonomik optimumdan farklı olarak düşünülmesini gerekir.

Tribus ve El-Sayed, 1980, Gaggioli, 1983, Tsatsaronis, 1993, gibi araştırmacılar, ekserjinin yalnızca enerjinin termodinamik değerinin nesnel bir ölçüsü olmadığını, aynı zamanda kullanıcıların, enerjinin faydalı olan kısmı için ödeme yaptıkları düşünüldüğünde, enerjinin ekonomik değeri ile yakından ilişkili olduğunu belirtmektedirler. Genel olarak bir sistemdeki verimsizliklerin, sistemden elde edilen ürünün maliyet artışına neden olacağı aşıkardır. Bir ısıl sistemde elde edilen ürünün, enerjinin bir biçimi olduğu düşünülürse, burada termodinamik verimsizliklerin enerji

dönüşümünde ve bunun sonucu olarak ürün maliyetinde oynayacağı rol önem kazanmaktadır. Bir sistemdeki termodinamik verimsizlikleri belirlemenin en iyi yolunun, ekserji kayıpları ile mümkün olduğu önceki bölümlerde belirtilmiştir. Bir başka deyişle, ekserji kaybı, Tsatsaronis, 1993, tarafından da belirtildiği üzere, ısı sistemdeki “enerji savurganlığı” nı temsil eden bir değer olmaktadır. Bu bakımdan, enerji dönüşümünü sağlayan sistemin ya da ısı sistemden elde edilecek ürünün maliyetinin, doğrudan ekserji kayıpları ile bağlantılı olduğu söylenebilir.

Ekserji kayıplarının indirgenmesi, ısı sistemin termodinamik verimliliğinin artması ile birlikte sistem maliyetinin ekonomik olarak iyileştirilmesi anlamına gelmektedir. Yani ekserji kaybının bir maliyeti, bir başka deyişle sisteme giren ve çıkan ekserjinin bir ekonomik değeri/fiyatı vardır. Bu bakımdan, Valero vd., 1986, Gaggioli ve El-Sayed, 1987, Tsastaronis, 1993, Lozano ve Valero, 1993, Rosen, 2002, vb. pek çok araştırmacı, maliyetle ilişkilendirilebilecek en uygun termodinamik özelliğin enerji değil ekserji olduğunu kabul etmektedir. Yatırım maliyetleri ile ekserji arasındaki güçlü ilişki nedeniyle Rosen, 2002, enerji ile ekonomik değer arasında bir bağlantı kurulmasının, elde edilen ürünün yanlış fiyatlandırılmasına neden olacağını bir güç santralı örneği ile açıklamaktadır. Rosen, 2002, enerjiye dayalı fiyatlandırma yapılmasının, bu tür tesislerin iflas etmelerinin nedenleri arasında bulunduğunu belirtmektedir.

Bir ısı sistemde ekserji kayıplarının indirgenmesi, sistem tasarımının veya işletme şartlarının değiştirilmesi ile mümkündür. Buna karşın tasarımın termodinamik olarak iyileştirilmesi, sistem toplam maliyetinin artmasına neden olabilir. Yani termodinamik optimum, ekonomik bakımdan “en iyi çözüm” ya da maliyetlerin düşürülmesi anlamına gelmeyebilir. Bir sistemin ekonomik olarak en uygun maliyetinin termoekonomik optimizasyon ile belirlenebileceği, Kotas, 1985, Szargut vd, 1988, Bejan vd, 1996, Tsatsaronis, 1996, El-Sayed, 2002, Rosen, 2002 gibi araştırmacılar tarafından belirtilmektedir. Günümüzde termoekonomi kavramı, ekserji analizi yardımıyla bir sistemin en düşük maliyetinin elde edilmesi anlamında kullanılmaktadır. Bu nedenle ekonomik olarak en iyi sonuca ulaşmak için, ısı sistemin yatırım maliyeti, ekserji analizi ile birlikte ele alınmaktadır. Konuyla ilgili çeşitli yaklaşımlar, literatürde “Termoekonomi”, “İkinci yasa fiyatlandırması”, “Ekserji ekonomi”, “Eksergoekonomi” gibi farklı adlandırmalar ile ifade edilmektedir. Bununla birlikte, ilk olarak

Tsatsaronis, 1984, tarafından önerilen *Eksergoekonomi* deyişi, bugün yaygın olarak çok sayıda ülkede kullanılmaktadır ve termoekonomi kavramı ile eş anlamlı olarak ele alınmaktadır.

Ekserjinin ekonomik yönü ile ilgili çalışmalar yapan çok sayıda araştırmacıdan birisi olan Wall, 1993, konunun önemini şöyle vurgulamaktadır: “ekserji kavramı yalnızca verimlilik çalışmaları için değil maliyet hesaplaması ve ekonomik analiz için de çok önemlidir. Maliyet aksettirilmiş bir değer olmalıdır, ve bu değer genel olarak enerji ile değil fakat ekserji ile bağlantılı olduğunda, yaygın ve sıklıkla, büyük ölçekte olan enerjinin kötü kullanımının, maliyetini belirlemektedir. Ekserji içeriğinin maliyet hesaplamasında bir temel olarak kullanılması, ürüne değer biçilmesi ve kar değerlendirmesine yardımcı olabilir. Ekserji ayrıca, işletme ve tasarım mühendisliği kararlarını ve tasarım optimizasyonu desteklemektedir. Ekserji, yakıtlar ve kaynaklar; süreç, cihaz ve sistem verimlilikleri; savurganlık ve maliyetleri; ve sistem çıkışının değeri ve maliyeti için rasyonel bir temel sağlamaktadır.”

Rosen ve Dinçer, 2003, ekonomi ile birleştirilmiş ekserjinin, sistemlerin optimizasyonu ve sistematik incelemesi için güçlü bir araç olduğunu belirtmektedir. Son zamanlarda yapılan bir çalışmada, Sciubba, 2001, ekserjinin çeşitli ekonomik faktörlerle bağlantısını açıklarken, ekserjinin, ekonomik değerler ile gerçek, çok güçlü ve doğrudan ilişkili olarak görüldüğünü belirtmektedir.

“Eksergoekonomi” deyimini ilk olarak öneren Tsatsaronis,1993, eksergoekonomik analiz uygulamalarının değerlendirmesini yaptığı çalışmalarında tam bir termoekonomik analizin,

- Ayrıntılı bir ekserji analizi,
- Enerji sisteminin ekonomik analizi,
- Ekserji fiyatlandırması,
- Sistemin eksergonomik bir değerlendirmesini

içerdiğini belirtmektedir. Tsatsaronis, termoekonomik analizin amaçlarını şöyle açıklamaktadır:

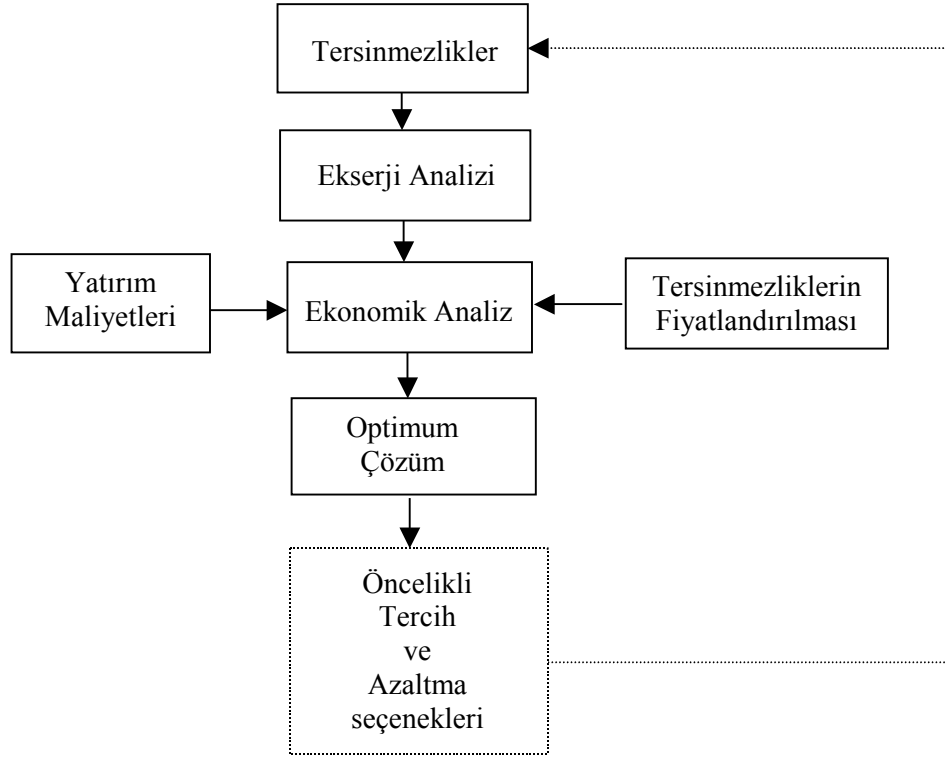
- Bir enerji sistemindeki gerçek termodinamik kayıpların (“enerji savurganlığı”) yeri, büyüklüğü ve kaynağının belirlenmesi (ekserji kayıpları).
- Ekserji kayıplarıyla bağlantılı maliyetin hesaplanması.
- Birden fazla ürüne sahip bir enerji-dönüşüm sistemindeki her ürünün üretim maliyetine değer biçilmesi.
- Bir enerji sistemi için tasarım safhasında, yapılabilirlik ve optimizasyon çalışmalarının, mevcut bir sistem için ise proses geliştirme çalışmalarının kolaylaştırılması.
- Fabrikaların işletilmesi ve bakımı için, araştırma fonlarının ödenek ayırmasına dair karar verme prosedürüne yardımcı olma.
- Teknik alternatiflerin karşılaştırılması.

Kotas, 1985, termoeconomik optimizasyonun amacını, verilen bir sistem yapısı içinde, yatırım maliyeti ve ekserji maliyetine dayanan giderler arasında, sistem ürününün minimum maliyetini verecek bir dengenin elde edilmesi olarak açıklamaktadır. Kotas, 1985, ısı sistemini karmaşıklığı nedeniyle, çoğu kez termoeconomik optimizasyonun, zor bir problem olduğunu belirtmektedir. Kotas’ a göre Termoeconomik analiz, optimizasyonun son aşaması olarak aşağıdakileri ele almalıdır:

- En etkili sistem tasarımına ulaşmak için, sistem sentezi olarak bilinen termodinamik irdeleme prosedürü.
- Belirli bir yatırım maliyeti için, bileşen verimini artırma amacıyla, sistem elemanlarının geometrik parametrelerinin termodinamik optimizasyonu.

Çeşitli araştırmacılar tarafından yukarıda belirtilen hususlar, bir ekserji ekonomik tasarım yordamı olarak şekil 6.1.’ de gösterilmektedir.

Ekserji ekonomik tasarım yordamı, sistem bileşenlerindeki tersinmezliklerinin tanınması ile başlamaktadır. Her bir sistem bileşeni için, tersinmezliklerin ölçüsü olarak ekserji analizi yapılmaktadır.



Şekil 6.1. Ekserji ekonomik tasarım yordamı

Sistemdeki tersinmezliklerin maliyeti, konu ile ilgili tüm tersinmezliklere bir parasal değer verilerek belirlenmekte ve sonraki aşamada, yatırım maliyetleri ile birlikte ele alınarak sistemin ekonomik analizi yapılmaktadır. Son aşamada, toplam maliyetin azaltılması için seçenekler incelenmektedir. Burada, toplam maliyetin azaltılması, tersinmezliklerin azaltılması ile mümkün olabilir, bununla birlikte tersinmezlik biçimlerinden herhangi birinin indirgenmesi, bir diğerinin artmasına, ya da yatırım maliyetinin yükselmesine neden olabilir. Dolayısıyla ekserji ekonomik tasarım yordamının son aşamasında bir öncelikli tercih söz konusudur ve öncelikli tercihin değerlendirileceği bir döngü ile en iyi çözüme ulaşılır.

Sonuç olarak, konuyla ilgili çeşitli araştırmacıların da belirttikleri gibi, eksergoekonomi, verimli ve maliyet etkili sistem tasarımında kullanılan en önemli yöntemlerden birisidir.

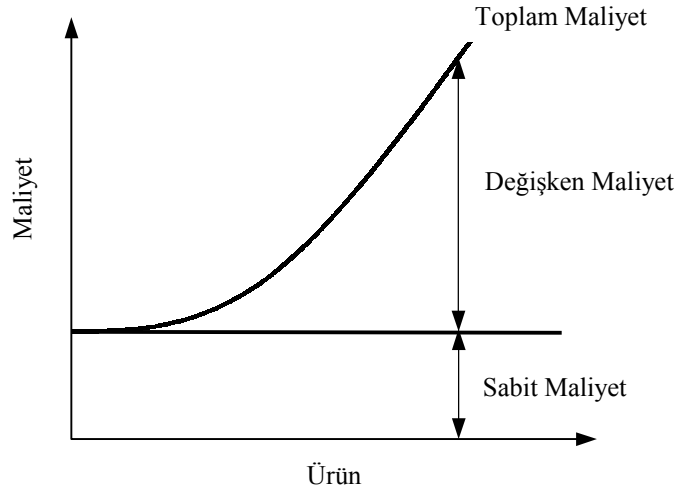
6.2. Ekonomik Analiz

Ekonomik analiz, termoekonomik analizin bir bölümüdür ve bir ısı sistemine, yatırım, bakım, işletme ve yakıt maliyetlerinden oluşan giderlerin, yani toplam sistem maliyetinin parasal olarak değerlendirilmesini kapsamaktadır.

Genel olarak, bir sistemin toplam maliyeti, işçi giderleri, zaman tarifeli satın alma, sistemin kurulması, işletmesi ve bakımı, finansal kaynaklar, vergi oranları, yakıt masrafları, enflasyon oranı, sigorta giderleri, faizler, ürün satışından elde edilen gelirler vb daha da çeşitlendirilebilecek pek çok etmene bağlıdır. Etmenlerin sayıca fazla olmasına karşın, günümüzde çeşitli yaklaşımlar/yöntemler ile bir ısı sistemin maliyetinin belirlenmesi veya tahmini bir değer biçilmesi mümkündür. Mühendislik uygulamalarının çoğunda, nihai kararın ekonomik değerlendirmeye göre verildiği düşünüldüğünde, sistemlerin yapılabirlik analizleri için maliyet tahmini, çok önemli olmaktadır.

Günümüzde, özellikle Avrupa ve Amerika Birleşik Devletleri'nde, ısı sistemlerinin imalatçıları, bilim enstitüleri, devlet kuruluşları vb. kurumların, maliyet belirlemesine ilişkin çalışmaları, yayınları ve maliyet indeksleri mevcuttur. Isı sistemlerinde kullanılan teçhizatlara değer biçilmesinde, kurumlar arasında farklılıklar olması doğaldır (rekabetçi piyasa şartlarında aynı fiyatların olması mümkün değildir), bununla birlikte, bugün için herhangi bir teçhizatın maliyetinin belirlenmesinde kullanılan yaklaşımlarda, önemli bir farklılığın olmadığı söylenebilir.

Genel olarak herhangi bir teçhizatın toplam maliyeti, sabit ve değişken giderler olmak üzere iki ayrı sınıfa ayrılmaktadır. Sabit maliyetler, vergiler, sigorta, faiz, bakım, idare vb. etmenlerle ilgilidir ve teçhizatın yapısına bağlı olarak, bir değişiklik göstermemektedir. Buna karşın değişken maliyetler, doğrudan teçhizatın yapısına bağlı olarak ortaya çıkan giderlerdir. Şekil 6.2. 'de maliyetin bu sınıflandırılması, grafiksel olarak gösterilmektedir.



Şekil 6.2. Sabit, değişken ve toplam maliyetin ürüne bağlı değişimi

Herhangi bir teçhizat maliyetinin gerçekçi bir tahmini, maliyete etki eden ana parametrenin doğru olarak seçilmesi ile mümkündür. Bejan vd.,1996, belirttiği gibi, bu parametre, örneğin bir kompresör ya da pompa da güç, bir depoda ise hacim olarak alınmaktadır. Maliyet, genel olarak bu parametrenin değişimi ile artmakta ya da azalmaktadır. Bu parametreye etkisi olmayan etmenlerin neden olduğu giderler ise ana parametreden bağımsızdır; örneğin sabit bakım masrafları ana parametreden bağımsız olarak kabul edilmektedirler. Parametreye bağımlı ve bağımsız giderlerin toplamı, teçhizatın toplam maliyetini vermektedir. Burada kısaca anlatılan bu yaklaşım, uzun süredir çok tercih edilen bir maliyet tahmini hesabının esasını oluşturmaktadır.

Günümüzde, bir ısı değiştirici maliyetinin tahmini parasal değeri, yukarıda anlatılan yaklaşım kullanılarak belirlenmektedir. Çeşitli araştırmacılar, ısı değiştirici imalatçıları ve enstitüler, ısı değiştirici türüne göre tahmini maliyetlerin hesaplanmasına olanak tanıyan bağıntılar geliştirmişlerdir. Bu yaklaşımlarda ısı geçiş yüzeyi, ısı değiştirici maliyetine en çok etki eden değişken olarak alınmaktadır, diğer etmenler, örneğin basınç, malzeme vb, yan unsurlar olarak kullanılmaktadır. Bugün için, Corripio vd., 1982, tarafından boru demetli ısı değiştiricileri için geliştirilmiş maliyet hesaplaması, aralarında Kotas, 1985, Knoche ve Hesselmann, 1985, Zubair vd., 1987, Polley vd., 1991, Jegede ve Polley, 1992, Muralikrishna ve Shenoy, 2000, Nasr ve Polley, 2000, Can vd., 2002, bulunduğu çeşitli araştırmacılar tarafından da yaygın

olarak kullanılan bir yaklaşımdır. Bu yaklaşımda boru demetli bir ısı değiştiricisinin maliyeti

$$C_{ID} = F_D C_Y \quad (6.1)$$

bağıntısı ile ifade edilmektedir. Burada, C_Y , ısı değiştiricisinin ilk yatırım maliyetini, F_D düzeltme faktörünü ifade etmektedir. Düzeltme faktörü,

$$F_D = F_T \cdot F_M \cdot F_B \cdot F_K \cdot F_{\text{indeksfaktör}} \cdot F_A \quad (6.2)$$

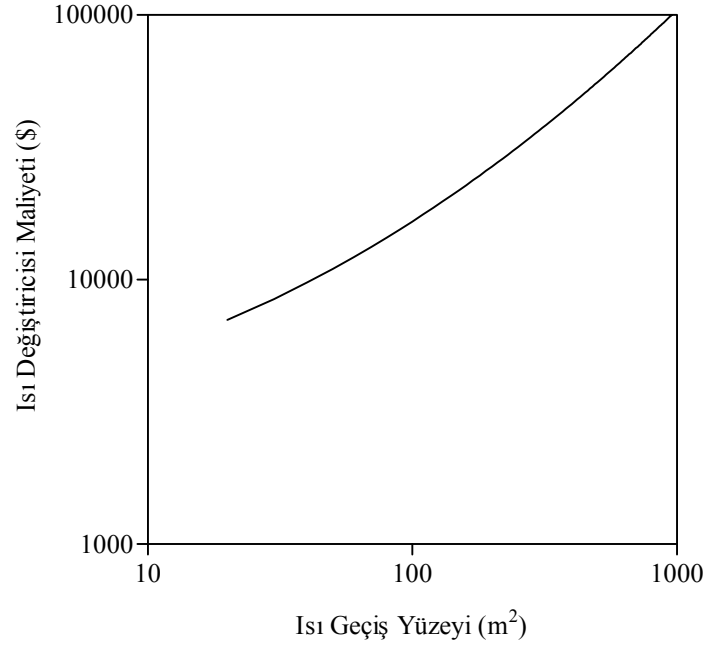
bağıntısı ile belirlenmektedir. Burada, F_T , F_M ve F_B sırasıyla tip, malzeme ve basınç maliyetleri için düzeltme faktörleridir. F_K ve F_A sırasıyla kurma/montaj ve toplam kullanım süresi boyunca sistem maliyetinin, bazı etmenlerden dolayı zamana bağlı olarak değişebileceği dikkate alınarak, ısı değiştiricisi maliyetinin yıllık olarak belirlenmesi için düzeltme faktörleridir. Ayrıca, ısı değiştirici temel maliyeti için kullanılan maliyet indeksi düzeltme faktörü gereklidir.

Bir boru demetli ısı değiştiricisinin ilk yatırım maliyeti Corripio vd., 1982, tarafından

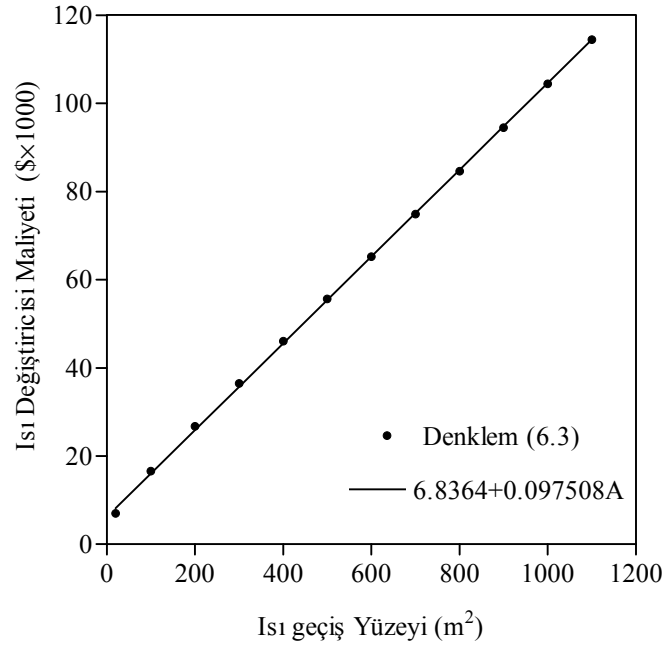
$$C_Y = \text{Exp}[8.202 + 0.01506(\ln A) + 0.06811(\ln A)^2] \quad (6.3)$$

eşitliği ile verilmektedir. Burada A , istenen ısı geçişini sağlamak için gerekli ısı geçiş yüzeyidir.

Bu bağıntı, ısı geçiş yüzeyinin 20 ile 1100 m² arasındaki değişimi için logaritmik ölçekte grafiksel olarak Şekil 6.3.' de gösterilmektedir. Bununla birlikte bu bağıntının karmaşık yapısı, çeşitli araştırmacılar tarafından yapılan maliyet tahmini ile ilgili çalışmalarda, doğrusal ölçekte çizilip, denklem uydurma ile basitleştirilmiştir. Corripio vd., 1982, tarafından verilen bağıntı, Şekil 6.4. ' te gösterildiği gibi doğrusallaştırılabilir.



Şekil 6.3. Bir ısı değiştiricisinin ilk yatırım maliyetinin ısı geçiş yüzeyi ile değişimi



Şekil 6.4. Isı değiştiricisi doğrusal maliyeti

Şekil 6.4. ' te görüldüğü gibi, ısı değiştiricisi maliyetinin doğrusallaştırılmış eşitliği ile denklem (6.3) arasındaki fark çok azdır ve ortalama hata oranı % 1.0155 olarak belirlenmiştir.

Sonuç olarak bir ısı değiştiricinin ilk yatırım maliyeti, doğrusallaştırılmış bir eşitlik olarak

$$C_Y = C_a + C_b A \quad (6.4)$$

bağıntısı ile verilmektedir. Burada C_a yüzeyden bağımsız sabit bakım ve diğer masraflar, C_b ısı değiştirici sisteminin, birim yüzey başına maliyetini temsil etmektedir. Bu eşitlik düzeltme faktörü ile çarpılırsa, bir ısı değiştiricinin yıllık yatırım maliyeti elde edilir

$$C_{ID} = F_D (C_a + C_b A) \quad (6.5)$$

Türkiye' de ısı değiştiricisi üreten çok sayıda firma ve atölye olmakla birlikte, incelemeler, ülkemizde bir ısı değiştiricinin maliyet tahmini için, herhangi bir sistematik yaklaşımın yapılmadığını göstermektedir. Bu nedenle tez kapsamında, Türkiye' de faaliyet gösteren herhangi bir şirketin maliyet verilerinden yararlanılmamıştır.

Öte yandan özellikle Amerika Birleşik Devletleri'nde, ısı değiştiricisi maliyetlerinin belirlenmesine dair çok sayıda çalışmanın mevcut olduğu literatürde gözlemlenmektedir. Bu ülkede, süreç ve maliyet mühendisliğinin, uzun süredir bir uzmanlık alanı haline gelmiş olduğu, konuyla ilgili kamusal ve ticari çalışmalar yapan kuruluşlardan anlaşılmaktadır. Tez kapsamında, ısı değiştirici tahmini maliyetleri için, ABD' de, kavramsal süreç mühendisliği ve rekabetçi maliyet analizi konularında faaliyet gösteren, özellikle ekipman ve ısı sistemlerinin maliyetleri, tasarımı ve optimizasyonu alanında uzmanlaşmış Matches (www.matches.com) adlı ticari bir şirketin, tahmini maliyet verilerinden yararlanılmaktadır.

6.3. Ekserjinin Ekonomik Değeri

Termoekonominin bir başka tanımı, ekserji için bir fiyatın, yani bir ekonomik özelliğın uygulanması vasıtasıyla, termodinamik analiz ve ekonominin birleştirilmesi olarak verilebilir. Herhangi bir termoekonomik analizin en zor yanı, ekserji kayıplarının neden olduğu işletme maliyetlerinin değerlendirilmesi; yani tersinmezliklerin maliyetinin belirlenmesidir. Termoekonomik analiz, genel olarak, ekserji fiyatlandırması ve optimizasyon yöntemlerine dayanan iki kategoriye ayrılmaktadır. Ekserji fiyatlandırması (ekserjiye dayalı maliyet hesabı ya da ekserjetik maliyet), fiyat belirleme için mantıklı bir temel oluşturan ve gerçek ürün maliyetinin belirlenmesi için kullanılan bir yöntemdir. Ekserjetik maliyet, birden fazla bileşene sahip sistemlerin ekserji analizi için, daha elverişli bir yaklaşımdır ve üretim sürecinin termodinamik verimi için bir ölçüdür. Optimizasyon yöntemleri ise optimum tasarım ya da işletme şartlarının belirlenmesinde kullanılan ve genelde tek başına bir sistem için uygulanan yaklaşımlardır. Bu yöntemlerde, ekserji kaybının ekonomik değeri, optimizasyon sürecinin bir bölümünü oluşturmaktadır.

Ekserjiye parasal bir değer atanmasında ya da birim ekserjinin maliyetinin belirlenmesinde kullanılan çok sayıda yaklaşım vardır. Bu bölümde, çok bileşenli sistemlerin ekserjiye dayalı maliyet hesabında kullanılan yöntemlere, tez kapsamında ısı değiştiricileri tek başına sistemler olarak incelendiğinden değinilmemiştir.

Valero vd., 1986, bir kütle ya da enerji akışının ekserjetik maliyetini, bir ekserji birimini elde etmek için gerekli maliyet olarak belirtmektedir. Ekserjiye bir ekonomik değer verilmesinin daha iyi anlaşılabilmesi için, çeşitli enerji biçimlerinin fiyatları ile ekserji arasındaki ilişkinin incelenmesi gerekir. Enerji ile ekserji fiyatları arasındaki farklılıkları ortaya koyan böyle bir inceleme, Wall, 1993, tarafından, İsveç' te kullanılan farklı ticari enerji ürünleri için gerçekleştirilmiştir:

- Elektrik: Elektrik enerjisi teorik olarak tamamen işe dönüşebilir, bu nedenle enerji fiyatı aynı zamanda ekserji fiyatıdır.
- Benzin ve Dizel: Benzin esas olarak oktan (C_8H_{18}) ' dan oluşmaktadır ve benzinin ekserji içeriğı, enerji değerinin yaklaşık % 94 ' ne karşılık gelmektedir. Dizel

yakıtının (42.7 MJ/kg) ekserji içeriği alt ısı değerine dayanan enerji içeriğinin yaklaşık % 104' dür.

- Akaryakıt: Akaryakıtın ekserji içeriği, alt ısı değerine dayanan enerji içeriğinin yaklaşık % 97' sidir.
- Şehir Gazı: Şehir gazı, yaklaşık olarak % 65 Hidrojen, % 20 Karbondioksit, ve diğer maddelerden oluşmaktadır. Şehir gazının özgül enerjisi ve ekserji içeriği sırasıyla 92.2 ve 75.5 MJ/kg ' dır. Ekserji içeriği, enerji içeriğinin yaklaşık % 82' sidir.
- Kömür: Kömür fiyatı ve ekserji içeriği her bir kömür tipine bağlı olarak değişmektedir.
- Odun ürünleri: Odun ürünlerinin yakıt değerleri su içeriğine bağlı olarak değişmektedir. % 50 su içeriği durumunda enerji ve ekserji değerleri sırasıyla 12.4 ve 12.1 MJ/kg ' dır. Bu değerler, açığa çıkan su buharının yoğunlaştırıldığı durum için geçerlidir. Hacim ısıtması amacıyla kullanılan odunda, kalite farklılıklarından dolayı bir fiyat hesaplaması zordur.
- Bölgesel ısıtma: Bölgesel ısıtmada ekserji içeriği dış sıcaklık ile değişmektedir. İsveç-Göteborg için ortalama ekserji içeriği, ısıtma mevsimi için gerekli toplam enerji miktarının yaklaşık % 17' sidir. Ekserji fiyatının, enerji fiyatının altı misli pahalı olduğu görülmektedir.

Wall, 1993, tarafından incelenmiş çeşitli enerji ürünleri için enerji ve ekserji fiyatları, Rosen ve Dinçer, 2003, tarafından gözden geçirilmiş haliyle çizelge 6.1. de verilmektedir. Enerji ve ekserji fiyatları arasındaki farkın küçük olduğu görülmektedir. Yalnızca bölgesel ısıtma kullanıcıları, birim ekserji için diğer enerji kullanıcılarından daha çok ödeme yapmaktadırlar.

Çizelge 6.1.' de verilen, bölgesel ısıtmada kullanılan enerji ve ekserji fiyatları arasındaki fark, ekserjetik fiyatlandırmanın önemini anlatması bakımından iyi bir örnektir. Bir kullanıcının ısıtma amacıyla ödemiş olduğu rakam, enerjiye dayalı bir fiyatlandırmada, diğer ticari enerji ürünleri ile büyük farklılıklar göstermemektedir. Buna karşılık bölgesel ısıtmada, ekserji için elde edilen yüksek birim fiyat, aslında sistemin ne denli masraflı olduğuna dair iyi bir örnek olmasının yanı sıra neden ekserji esaslı bir fiyatlandırma yapılması gerektiğini de açıklamaktadır.

Çizelge 6.1. İsveç için ortalama enerji ve ekserji fiyatları (Rosen ve Dinçer, 2003)

Enerji Ürünü	Enerji fiyatı, \$/GJ	Ekserji fiyatı, \$/GJ
Elektrik	1.00	1.00
Benzin	1.67	1.78
Diesel	0.85	0.81
Akaryakıt #1	0.81	0.83
Akaryakıt #3-4	0.65	0.66
Şehir Gazı	0.90	1.10
Kömür	0.28	0.29
Ateş odunu	0.29	0.29
Kağıt	0.21	0.22
Odun kağıdı	0.47	0.49
Bölgesel ısıtma	0.83	4.89

Çizelge 6.1. ' den görüldüğü gibi ekserjinin birim fiyatı, birim ekserjiyi elde etmek için kullanılan enerji tipinin fiyatına bağlıdır. Ekserjinin fiyatlandırılması

$$c_Y Y = c_E E \quad (6.6)$$

bağıntısı ile ifade edilebilir. Burada, Y yakıt türünü, c_Y yakıt birim fiyatını, E yakıtın ekserjisi ve c_E yakıt ekserjinin birim fiyatını göstermektedir.

Yukarıda kısaca anlatılan ekserji fiyatlandırması, ısı değiştiricilerine de uygulanabilir bir yaklaşımdır ve London ve Shah, 1983, Kotas, 1985, Knoche ve Hesselmann, 1985, Cornelissen ve Hirs, 1999, Dentice d'Accadia vd., 2002, Can vd., 2002, El-Sayed, 2003, gibi ısı değiştiricilerinin termoekonomik analizi üzerine çalışmalar yapan araştırmacılar tarafından kullanılmıştır.

Ekserji fiyatlandırmasında önemli olan nokta, ekserjiyi elde etmek için kullanılan enerji tipi ve bunun ticari fiyatıdır. Isı değiştiricilerinde "enerji üretimi" yoktur ancak ısı aktarımında kullanılmak üzere üretilmiş enerjinin, ekserjisi için bir maliyet daima söz konusudur. Örneğin Can vd., 2002, ile Dentice d'Accadia, 2002, ısı pompalarında kullanılan kondenser tipi ısı değiştiricilerinin eksergoekonomik analizinde, ekserjinin birim fiyatı için, ticari enerji tüketiminin gerçekleştiği tek yer olan kompresörde,

kullanılan elektrik enerjisinin birim fiyatını baz almıştır. Kotas, 1985, ise, bir güç santralinde kullanılan ısı değiştiricisine giren ekserjinin birim fiyatı için, güç santraline ısı enerjisi sağlayan kazanda kullanılan yakıtın birim fiyatını almıştır.

6.4. Bir Isı Değiştiricisinin Ekserji Ekonomik Optimizasyonu

Bir ısıl sistemin ekserji ekonomik optimizasyonda temel amaç en düşük toplam maliyeti sağlayan tasarım ve şartların belirlenmesidir. Sistemin yatırım maliyetinde etkili olan parametreler, aynı zamanda tersinmezliklere etki ederler. Dolayısıyla C_Y yatırım maliyeti ve E_D ekserji kaybı bu parametrelerin fonksiyonlarıdır:

$$C_Y = C_Y(x_1, x_2, \dots, x_i) \quad (6.7)$$

$$\dot{E}_D = \dot{E}_D(x_1, x_2, \dots, x_i) \quad (6.8)$$

Kotas, 1985, Knoche ve Hesselman, 1985, gibi araştırmacılar tarafından önerilen optimizasyon yöntemleri, Beyer, 1972, 1974, 1979, ' in termoekonomik kavramlarına dayanmaktadır ve ekserji ekonomik optimizasyonun amacı, sistem elemanının yıllık yatırım maliyeti ve yıllık işletme masraflarının en aza indirgenmesi olarak belirtilmektedir.

Kotas, 1985 ve Knoche ve Hesselmann, 1985, tarafından uygulanan yöntemde, sistemin toplam maliyeti (C_T), yatırım maliyeti (C_Y) ve ekserji kaybı maliyeti (C_E) toplamından oluşmaktadır:

$$C_T = C_Y + C_E \quad (6.9)$$

Bu yöntem, bugün için, bir sistem elemanının, ekserji ekonomik optimizasyonun gerçekleştirilmesinde, diğer araştırmacılar tarafından kullanılan yaklaşımların esasını oluşturmaktadır.

Toplam maliyetin, yıllık maliyet olarak ifade edilmesi, ekserji ekonomik optimizasyonun esaslarından birini oluşturmaktadır. Bu amaçla, ilk yatırım maliyeti, bir yıllık maliyet katsayısı yardımıyla yıllık olarak ifade edilirken, ekserji kayıplarının neden olduğu işletme masrafları, sistemin yıllık işletme saati ile birlikte hesaplanmaktadır. Buna göre yıllık toplam maliyet

$$C_T = n_a C_Y + t c_E \dot{E}_D \quad (6.10)$$

bağıntısı ile ifade edilmektedir. Burada

n_a : Ana parayı geri kazanma katsayısıdır; yatırım maliyeti ile çarpıldığında yıllık geri ödeme elde edilmektedir;

C_Y : Yatırım maliyeti;

t : Yıllık işletme süresi;

c_E : Sisteme giren ekserjinin birim maliyeti;

E_D : Ekserji kaybı;

anlamındadır.

Isı değiştiricisi ilk yatırım maliyeti için denklem (6.4) kullanılırsa, bir ısı değiştiricinin yıllık toplam maliyeti için

$$C_T = n_a (C_a + C_b A) + t c_E \dot{E}_D \quad (6.11)$$

elde edilir.

Bu yaklaşım, ısı değiştiricilerinin ekserji ekonomik analizi literatürüne önemli katkılar sağlayan, Zubair ve Kadaba, 1987, Witte, 1988, Zubair, 1998, Can vd., 2002, El-Sayed, 2002, Dentice d'Accadia, 2002, tarafından gerçekleştirilen çalışmalarda da kullanılmıştır. Bununla birlikte, bu yaklaşımda ısı değiştiricilerinin ekserji ekonomik optimizasyonu bakımından, bazı olumsuz noktalar bulunmaktadır. Bu olumsuzluklar aşağıda sıralanmaktadır:

- Ekserjinin birim fiyatı, ısı değiştirici optimum noktasının belirlenmesinde etkili bir parametredir. Ekserji birim fiyatı azaldığında, örneğin elektrik enerjisine göre elde edilmiş ekserji değerinin % 80, kömüre göre ise % 50 civarında azalması durumunda, ısı değiştirici için bir optimum nokta mevcut olmamaktadır. Bu durum, optimizasyon yaklaşımında bir alt sınır değeri olduğunu göstermektedir. Öte yandan, ekserji birim fiyatının düşmesi ile birlikte optimum noktanın olmaması, optimizasyon probleminin doğasına bütünüyle aykırı bir durumdur. Birim ekserjinin, daha ucuz olarak elde edilmesi ile ısı değiştirici optimizasyonu anlamını yitirmektedir. Bu olumsuzluk, Witte, 1988, ' nin çalışmasında da belirtilmekle birlikte, problemin çözümine ilişkin herhangi bir öneri yapılmamıştır.
- Isı değiştiricisinde, sıcak ve soğuk akışkanların ısıl kapasitelerinin birbirinden farklı olması durumunda, yani $\omega \neq 1$ için, optimum noktanın belirlenmesinde bazı problemlerle karşılaşılmaktadır. Örneğin $\omega > 1.3$ ve $\omega < 0.6$ durumunda optimum nokta bulunmamaktadır. Bu sonuç, yine optimizasyon probleminin doğasına aykırı bir durumu göstermektedir.
- $\omega \neq 1$ için belirlenen optimum noktalarda, ω değerlerine göre tutarsızlıklar mevcuttur. Örneğin, $\omega = 0.60-0.99$ arasında, belirlenen optimum etkinlik değerleri giderek azalan bir eğilime sahipken, bazı ω değerlerinde bu eğilime uymayan çok farklı optimum etkinlik değerleri elde edilmektedir.
- Isı geçişi ve basınç düşünün neden olduğu ekserji kayıplarının maliyeti, gerçekçi olarak yansıtılamamaktadır. Isıl bileşen için, ısı değiştiricide ekserji kaybının etkinlik ile değişiminde, belirli bir etkinliğe karşılık ($\omega = 1$ için $\epsilon = 0.5$, $\omega \neq 1$ için $\epsilon > 0.5$) ekserji kaybı en yüksek değerine ulaşmaktadır. Yani belirli etkinlik değerlerinin optimizasyona uygun olmadığı öngörülmektedir. Dolayısıyla bu sonuçtan basınç bileşeni de etkilenmektedir. Öte yandan etkinlik değişimi ile birlikte ısı geçişi de değişmektedir ve bu değişim, optimizasyon yordamında hesaba katılmamaktadır. Bu bakımdan, bu değişim çok anlamlı değildir ve optimizasyon sonuçları bakımından yanıltıcı olmaktadır.

Yukarıda belirtilen olumsuzluklardan dolayı, tez kapsamında Kotas, 1985 ve Knoche ve Hesselmann, 1985, tarafından uygulanan ekserji ekonomik yöntem doğrudan kullanılmamaktadır. Bu çalışmada, mevcut optimizasyon yönteminde bir değişiklik yapılarak, ısı değiştiricileri ekserji ekonomik optimizasyonu için bir yaklaşım önerilmektedir. Bu yaklaşımda, ısı değiştirici yıllık maliyeti, mevcut optimizasyon yaklaşımında küçük ama önemli bir değişiklik yapılarak, birim ısı geçişi için hesaplanmaktadır. Böylece, yukarıda bahsedilen olumsuzlukların tamamı ortadan kaldırılırken, bir ısı değiştiricisinde temel amacın ısı enerjisi elde edilmesi olduğu düşünüldüğünde, ekserji ekonomik optimizasyon için, daha gerçekçi bir yaklaşım ortaya konmaktadır. Sonuçları itibarıyla, ısı değiştiricisinde gerçekleşen ısı geçişi için ekserji kaybının irdelenmesi, daha rasyonel bir çözüm olarak görünmektedir.

Yeni yaklaşıma göre, ısı değiştiricisinin birim ısı geçişi için toplam yıllık maliyeti

$$C^* = \frac{C_T}{\dot{Q}} = n_a(C_a + C_b A) \frac{1}{\dot{Q}} + tc_E \frac{\dot{E}_D}{\dot{Q}} \quad (6.12)$$

bağıntısı ile ifade edilmektedir.

Birim ısı geçişi için toplam maliyeti, ısı geçiş birimi sayısı ve etkinlik için ifade etmek mümkündür. Isı geçiş yüzeyi için, ısı geçiş birimi sayısı NTU' ya bağlı olarak

$$A = \frac{C_{\min}}{U} NTU \quad (6.13)$$

eşitliği yazılabilir. $\omega=1$ durumunda, ısı değiştirici yıllık toplam maliyeti için, etkinlik ve ısı geçiş birimi sayısı bağıntıları yardımıyla

$$C^* = n_a \left[C_a + C_b \left(\frac{C_{\min}}{U} NTU \right) \right] \left(\frac{1 + NTU}{NTU C_{\min} \Delta T} \right) + tc_E T_0 \frac{1}{\Delta T} \left[\frac{1}{(1 + NTU)} \tau^2 + (1 + NTU) f(St, D, L) \right] \quad (6.14)$$

elde edilir. Benzer şekilde, birim ısı geçişi için toplam maliyet, etkinlik ve ısı geçiş birimi sayısı bağıntıları kullanılarak düzenlenirse

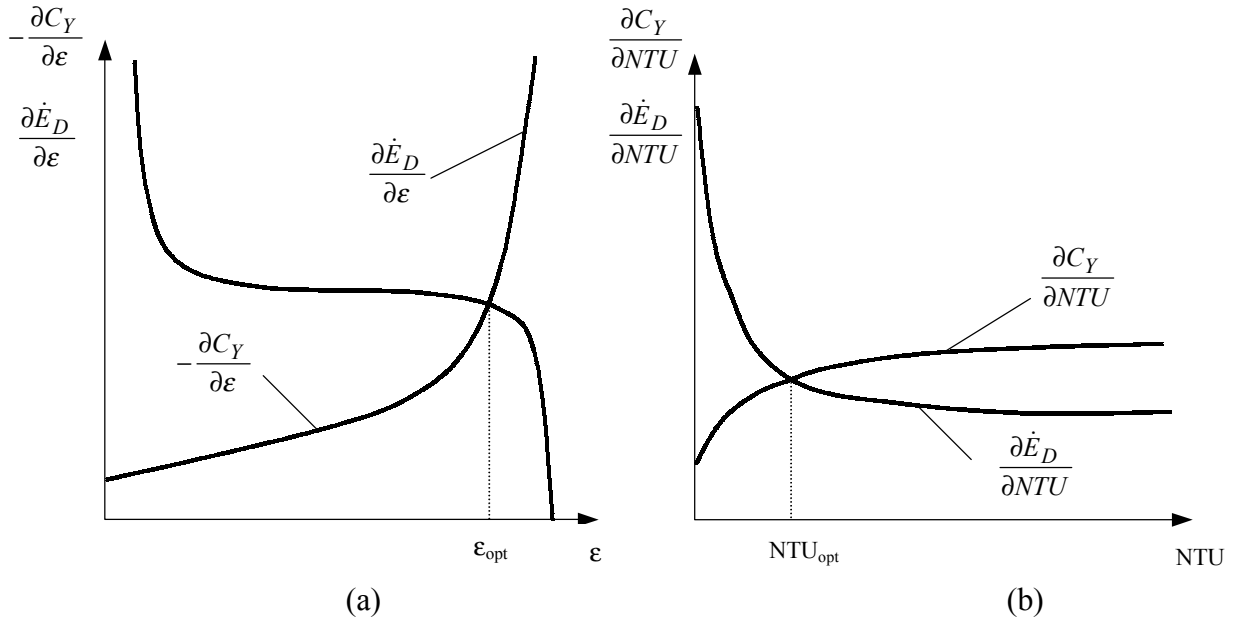
$$C^* = n_a \left[C_a + C_b \frac{C_{\min}}{U} \left(\frac{\varepsilon}{1-\varepsilon} \right) \right] \left(\frac{1}{\varepsilon C_{\min} \Delta T} \right) + tc_E T_0 \frac{1}{\Delta T} \left[(1-\varepsilon)\tau^2 + \frac{1}{1-\varepsilon} f(St, D, L) \right] \quad (6.15)$$

elde edilir.

Optimizasyon yöntemindeki en önemli kararlardan birisi, yatırım ve tersinmezlik maliyetleri ile bağlantılı olarak doğru parametrenin seçimidir. Yıllık toplam maliyetin, bu parametreye göre türevi alınır ve elde edilen eşitlik sıfıra eşitlenirse, seçilen parametrenin optimumu belirlenir. Genel olarak ısı değiştiricilerinde, bu parametre ısı geçiş yüzeyidir, çünkü yüzey hem yatırım maliyeti hem de tersinmezlikler ile doğrudan bağlantılıdır. Ancak ısı geçiş yüzeyinden başka, yüzey ile doğrudan bağlantılı diğer değişkenlerin, örneğin ısı geçiş birimi sayısı veya etkinliğin optimizasyonu da mümkündür.

Isı değiştiricisi için yukarıda bahsedilen değişkenlerin optimum değerleri, denklem (6.12) ' nin seçilen değişkene göre türevi sıfıra eşitlenerek belirlenmektedir. Bununla birlikte denklem (6.12) ' nin türevinin, ısı geçiş yüzeyi, ısı geçiş birimi sayısı ve etkinlik için çözümünü veren bir matematiksel bağıntının elde edilmesi mümkün olmadığından, tez kapsamında çözüm, grafiksel yöntemler kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

Denklem (6.12)' nin etkinlik ve NTU için grafiksel çözümü şekil 6.5. ' te gösterilmektedir. Şekil 6.5.a ve b' de görüldüğü gibi birim ısı geçişi için yatırım maliyeti ve ekserji kaybının türev eğrilerinin kesişim noktasında, optimum etkinlik ve ısı geçiş birimi sayısı elde edilmektedir .



Şekil 6.5. Optimum etkinlik ve NTU' nun grafiksel olarak belirlenmesi

6.4.1. Sayısal Örnek

Bu bölümde ters akışlı boru demetli bir ısı değıştiricinin, ekserji ekonomik optimizasyonu, sayısal bir örnek ile gerçekleştirilmektedir. Örnek problem için çizelge 5.1.' de verilmiş termofiziksel değerler ve Bölüm 5.1. deki sayısal örnek ile ilgili kabuller kullanılmaktadır. Birim ısı geçişi için toplam maliyet eşitliğindeki ana parayı geri kazanma katsayısı, Linhoff ve Turner, 1980 tarafından verilen

$$n_a = \frac{i(1+i)^N}{(1+i)^N - 1} \quad (6.16)$$

eşitliği ile belirlenebilir. Burada, i faiz oranı, N işletme süresidir. Isı değıştirici için, ana parayı geri kazanma katsayısı, $i = 0,20$ ve $N = 20$ yıl kabulü ile belirlenmiştir:

$$n_a = \frac{0.20(1+0.20)^{20}}{(1+0.20)^{20} - 1} = 0.20$$

Ekserjinin birim fiyatı, Wall, 1993 'un yaklaşımı kullanılarak Türkiye' deki elektrik fiyatına göre alınmıştır:

$$c_E = 0.08 \text{ \$ / KWh}$$

Isı değiştirici maliyeti için, Matches tarafından verilen fiyatlardan yararlanılarak, 10 bar işletme basıncında, karbon elik' ten imal edilmiş boru demetli bir ısı değiştiricinin, ısı geçiş yzeyine göre yatırım maliyetini veren bağıntı kullanılmaktadır:

$$C_Y = 64774 + 84.174A \text{ (\$)} \quad (6.17)$$

Çizelge 5.1.' den en dşuk ısıl kapasite $C_{\min} = 100 \text{ kW/K}$, boyutsuz sıcaklık farkı $\tau^2 = 0.27$ olarak belirlenmiş, evre sıcaklığı $T_0 = 300 \text{ K}$, ısı değiştirici yıllık işletme saati $t = 5000 \text{ h}$ varsayılmıştır. Boru iç çapının $D = 0.01$, kovan çapının $D_s = 2 \text{ m}$ ve boru sayısının $n = 4000$ olarak seçilmesi durumunda, Kütlesel hızları;

$$G_c = 280 \text{ kg / m}^2\text{s} \quad , \quad G_h = 30.7 \text{ kg / m}^2\text{s}$$

Reynolds sayıları;

$$Re_c = 6.84 \times 10^4 \quad , \quad Re_h = 4.785 \times 10^4$$

Boyutsuz sürtünme katsayıları;

$$N_{f,c} = 0.057 \quad , \quad N_{f,h} = 0.063$$

Stanton sayıları;

$$St_c = 3.09 \times 10^{-3} \quad , \quad St_h = 3.35 \times 10^{-3}$$

ve toplam ısı geçiş katsayısı

$$U = 0.111 \text{ kW} / \text{m}^2 \text{K}$$

olarak belirlenmiştir.

Değerlerin denklem (6.15) ' de yerine yazılması ile yıllık toplam maliyet için

$$C^* = 0.20 \left[(64774 + 84.174.A) \frac{100}{0.111} \left(\frac{\varepsilon}{1-\varepsilon} \right) \right] \left(\frac{1}{\varepsilon \cdot 100.400} \right) \\ + 5000.0.08.300. \frac{1}{400} \left[(1-\varepsilon)0.27 + \frac{1}{1-\varepsilon} 0.029 \right]$$

elde edilmektedir. Bu eşitliğin etkinliğe göre grafiksel çözümü yapılırsa, toplam maliyeti en düşük yapan optimum etkinlik değeri

$$\varepsilon_{opt} = 0.665$$

olarak elde edilir. Etkinlik değerine bağlı olarak, diğer parametreler ve toplam maliyet aşağıda gösterildiği gibi belirlenmiştir:

NTU	A (m ²)	L (m)	C* (\$/kJ)
1.99	1795	14.3	54.6

Bu noktada hazırlık tasarımı sonuçları için bir “Öncelikli Tercih” söz konusu olabilir. Örneğin uzunluk ve ısı geçiş yüzeyinin azaltılması, tasarım parametrelerinin değiştirilmesi ile mümkündür. Bu değişimin, basınç kayıplarına, ısı geçişine ve toplam

maliyete olan etkisi, tasarımcı tarafından karar verilecek bir öncelikli tercih durumunu oluşturmaktadır. Bu bakımdan çizelge 6.2. ' de farklı boru çapları ve boru sayıları için, optimum etkinlik ve buna bağlı olarak belirlenmiş değerler verilmektedir.

Belirli bir boru çapı için, boru sayısının, toplam maliyeti en düşük yapan bir optimum değeri vardır. Farklı boru sayıları için belirlenen optimum etkinlikler içinde, maliyeti en düşük yapan boru sayısına karşılık gelen optimum etkinlik en büyük değere sahiptir. Optimum etkinlik değerine kadar boru sayısının arttırılması, ısı geçiş yüzeyinin artmasına, optimum değerden sonra ise azalmasına neden olduğu gözlemlenmektedir. Uzunluk, NTU ve toplam ısı geçiş katsayısına bağlı olarak değişkenlik göstermektedir.

Çizelge 6.2. Farklı boru çapları ve sayıları için optimum etkinlik ve maliyet değerleri

D (m)	n	ϵ_{opt}	U (kW/m ² K)	NTU	A (m ²)	L (m)	Re _c ($\times 10^4$)	Re _h ($\times 10^4$)	C* (\$/kJ)
0.01	3000	0.530	0.103	1.13	1090	11.6	9.12	6.38	79.1
0.01	4000	0.665	0.111	1.99	1795	14.3	6.84	4.79	54.6
0.01	5000	0.740	0.117	2.85	2439	15.5	5.47	3.83	43.2
0.01	6000	0.775	0.122	3.44	2819	15.0	4.56	3.19	37.5
0.01	7000	0.790	0.127	3.76	2958	13.4	3.91	2.73	35.0
0.01	8000	0.794	0.132	3.85	2923	11.6	3.42	2.39	34.3
0.01	9000	0.791	0.136	3.78	2776	9.8	3.04	2.13	34.8
0.01	10000	0.785	0.141	3.65	2597	8.3	2.74	1.91	36.1
0.02	1500	0.772	0.106	3.39	3184	33.8	9.12	6.38	37.8
0.02	2000	0.790	0.115	3.76	3277	26.1	6.84	4.79	34.5
0.02	2500	0.784	0.122	3.63	2966	18.9	5.47	3.83	36.3
0.02	3000	0.750	0.129	3.00	2317	12.3	4.56	3.19	41.1
0.02	3500	0.702	0.136	2.36	1729	7.9	3.91	2.73	48.8

Isı değiştiricisinde belirli bir ısı geçişinin gerçekleştirilmesi amaçlandığında, etkinlik ve NTU sabit olduğundan, toplam maliyetin en az yapılmasında belirleyici olarak, boru çapı ve sayısı ile uzunluğu etkili olmaktadır. Boru sayısının seçilmesi durumunda kalan parametrelerin optimum değerleri çizelge 6.3.' te verilmektedir.

Belirli bir ısı geçişi için, etkinlik sabit olacağından, birim ısı geçişi için toplam maliyet üzerinde, basınç kayıplarının boyutlara göre değişimi etkili olmaktadır. Herhangi bir etkinlik değerinde, boru sayısının artışı ile optimum çap ve uzunluk değerleri azalırken, toplam maliyette önemli bir değişim gerçekleşmemektedir. Boru sayısının artışı ile birlikte ısı geçiş yüzeyi azalmaktadır; yatırım maliyetlerinin düşmesine neden olmakla birlikte toplam maliyetin sabit kalması, ekserji kaybının neden olduğu işletme maliyetlerinin artması anlamına gelmektedir.

Çizelge 6.3. Sabit ısı geçişi için optimum uzunluk ve boru çapı değerleri

ϵ	n	D_{opt} (m)	L_{opt} (m)	U (kW/m ² K)	A (m ²)	C^* (\$/kJ)
0.60	3000	0.016	8.38	0.119	1291	41.92
0.60	4000	0.014	6.95	0.123	1223	41.87
0.60	5000	0.013	5.78	0.131	1180	41.89
0.65	3000	0.016	10.38	0.119	1564	39.11
0.65	4000	0.014	8.61	0.123	1515	39.05
0.65	5000	0.013	7.16	0.131	1462	39.08
0.70	3000	0.016	13.04	0.119	1966	36.74
0.70	4000	0.014	10.82	0.123	1903	36.67
0.70	5000	0.013	8.99	0.127	1836	36.70

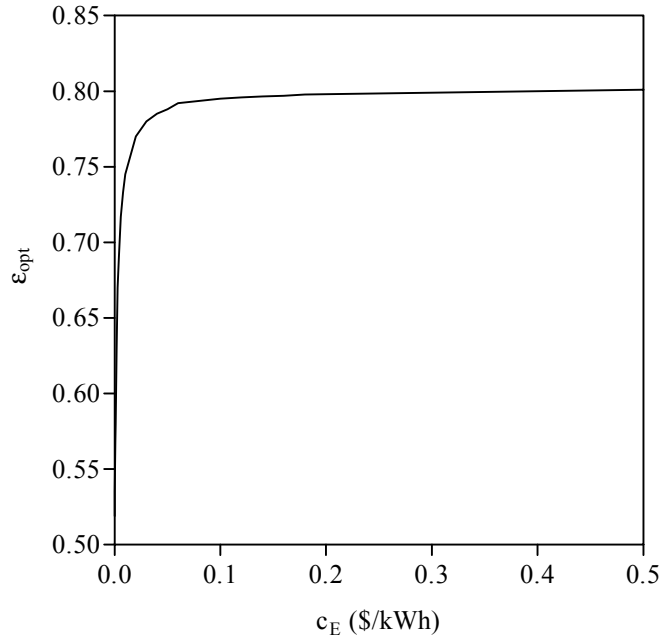
Çizelge 6.4. Sabit ısı geçiş yüzeyi için optimum uzunluk ve boru çapı değerleri

A (m ²)	n	D_{opt} (m)	L_{opt} (m)	U (kW/m ² K)	ϵ	C^* (\$/kJ)
1000	2000	0.021	7.58	0.117	0.539	45.90
1000	3000	0.017	6.24	0.121	0.548	45.22
1000	4000	0.015	5.31	0.126	0.557	44.76
1500	2000	0.021	11.37	0.117	0.637	40.02
1500	3000	0.017	9.36	0.121	0.645	39.45
1500	4000	0.015	7.96	0.126	0.648	39.16
2000	2000	0.020	15.92	0.115	0.697	36.88
2000	3000	0.017	12.48	0.121	0.708	36.52
2000	4000	0.014	11.37	0.123	0.710	36.25

Isı değiştiricisi yatırım maliyetinin belirli bir değerde olması, ısı geçiş yüzeyinin sabit olması ile mümkündür. Çizelge 6.4. ' te sabit ısı geçiş yüzeyleri için optimum çap ve uzunluk değerleri gösterilmektedir. Herhangi bir yüzey için, boru sayısının artışı ile optimum boru uzunluğu ve çapı azalırken etkinlik artmaktadır. Isı geçiş yüzeyi artışı nedeniyle, yatırım maliyetlerinde önemli bir artış olmakla birlikte toplam maliyetlerde görece bir azalma gerçekleşmektedir. Bu durumda daha fazla ısı geçişi ile toplam maliyetin indirgenmesi mümkündür.

6.4.2. Ekserji birim fiyatının optimum etkinliğe etkisi

Birim ekserjiyi elde etmek için kullanılan enerji tipinin fiyatına bağlı olarak belirlenen ekserjinin birim fiyatı, optimum tasarım üzerinde etkilidir. Farklı ekserji birim fiyatlarının optimum etkinlik ile değişimi Şekil 6.6. ' da gösterilmektedir. Ekserji birim fiyatının artması ile birlikte optimum etkinlik artmaktadır. Dolayısıyla, ekserji birim fiyatının artışı ile hem yatırım maliyeti hem de işletme maliyeti artmaktadır.

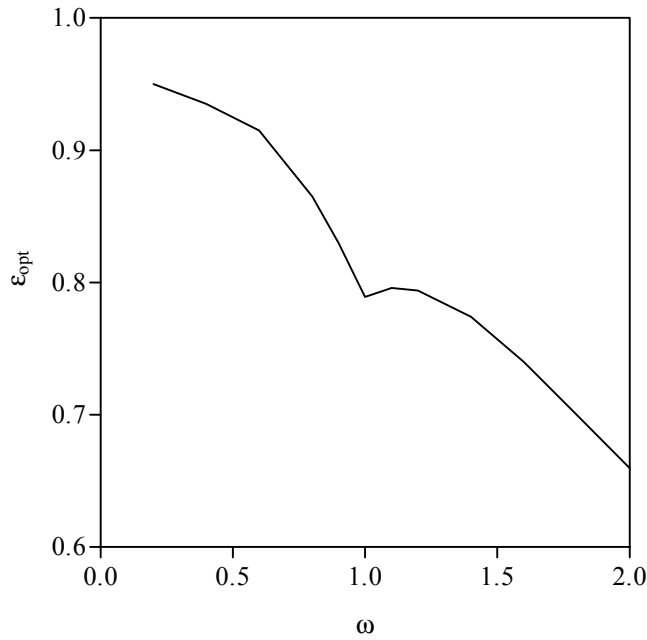


Şekil 6.6. Ekserji birim fiyatı ile optimum etkinliğin değişimi

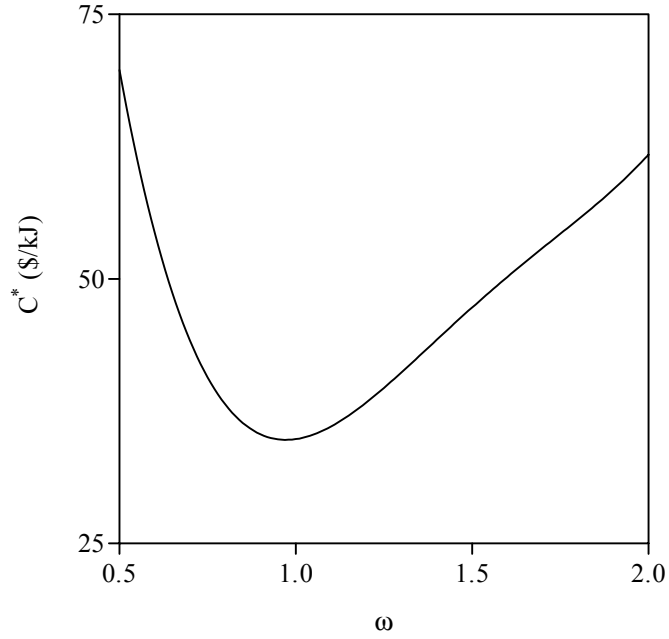
Bu bakımdan, birim ekserjiyi elde etmek için kullanılan enerjinin düşük fiyata sahip olması, maliyetlerin önemli oranda düşmesini sağlayacaktır. Öte yandan ekserjinin birim fiyatının belirli bir değerinden sonra, işletme masraflarının yatırım maliyetine oranla baskın olmasından dolayı, optimum etkinliğin değişmediği gözlemlenmektedir.

6.4.3. Farklı ısı kapasite oranlarının optimum etkinliğe ve toplam maliyete etkisi

Sıcak ve soğuk akışkanların farklı ısı kapasite oranları için optimum etkinliğin değişimi şekil 6.7. 'de gösterilmektedir. Isıl kapasite oranının artması ile birlikte optimum etkinliğin azaldığı gözlemlenmektedir. Bununla birlikte optimum etkinlikteki değişimin, birim ısı geçişi için ısı değiştiricisi yatırım ve işletme maliyetlerine etkisi önemlidir. Şekil 6.8. ' de farklı ısı kapasite oranları için toplam maliyetin değişimi gösterilmektedir.



Şekil 6.7. Farklı ısı kapasite oranları için optimum etkinliğin değişimi



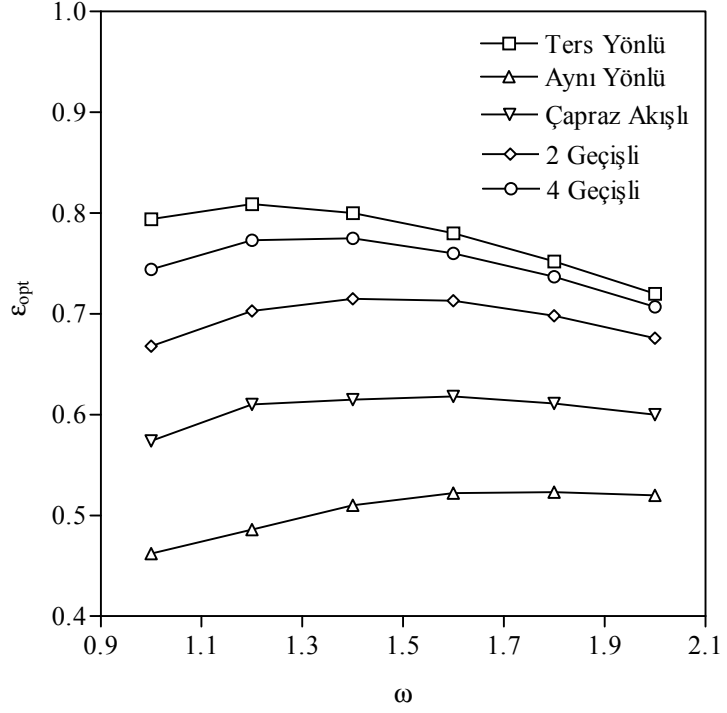
Şekil 6.8. Farklı ısı kapasite oranları için toplam maliyetin değişimi

Birim ısı geçişi için en az toplam maliyet, $\omega = 1.0$ durumunda olmaktadır. Bu sonuç, $\omega = 1.0$ durumunda, ekserji kaybının, $\omega > 1$ ve $\omega < 1$ için daha düşük olması nedeniyle elde edilmektedir. Isıl kapasite oranının artması ile birlikte optimum etkinlik azaldığından yatırım maliyeti düşerken işletme masraflarının artması nedeniyle, toplam maliyette bir artış gözlemlenmektedir.

6.4.4. Farklı akış düzenlemeleri için optimum etkinlik değerleri

Ekserji ekonomik optimizasyon, farklı akış düzenlemelerine uygulanabilir bir yöntemdir. Birim ısı geçişi için yıllık toplam maliyetin farklı akış düzenlemelerine uygulanması, Incropera ve Witt, 2001, tarafından verilen etkinlik ve ısı geçiş birimi sayıları arasındaki bağıntılardan yararlanılarak yapılmaktadır. Akış sınıflandırmasına göre, ters yönlü, aynı yönlü, çapraz akışlı, iki boru geçişli ve dört boru geçişli olmak üzere beş farklı düzenleme için, ekserji ekonomik optimizasyon gerçekleştirilmektedir.

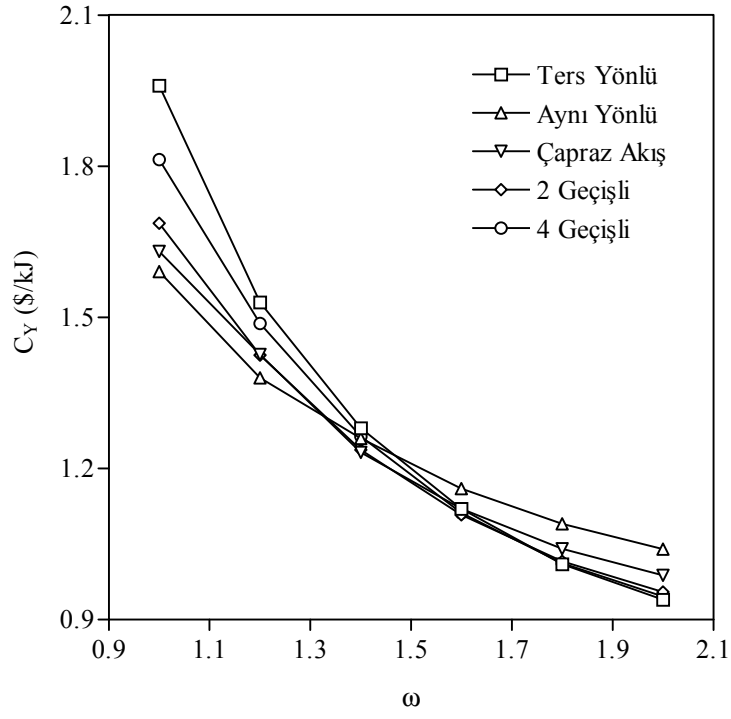
Farklı akış düzenlemeleri için, ısıl kapasite oranı ile optimum etkinlik arasındaki değişim, şekil 6.9. ' da gösterilmektedir.



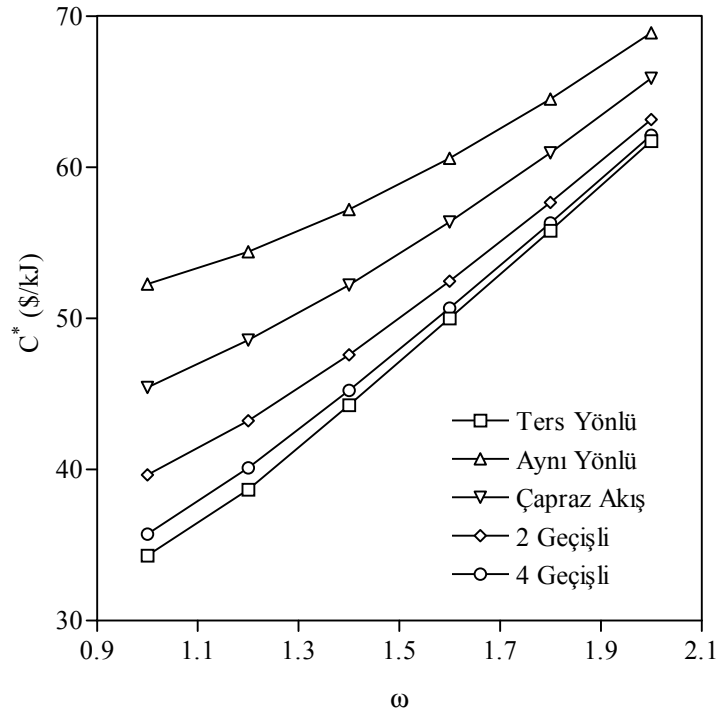
Şekil 6.9. Farklı akış düzenlemeleri için optimum etkinlik değerleri

En yüksek optimum etkinlik değerlerine ters yönlü ısı değiştiricide ulaşılmaktadır. Buna karşın en düşük etkinlik değerleri, aynı yönlü ısı değiştiricide elde edilmektedir. Bu belirli bir ısıl kapasite oranı için, ters akış durumunda daha çok ısı geçişi elde edilebileceği anlamına gelmektedir. Boru geçiş sayısının artırılması ile birlikte optimum etkinlik değerlerinin arttığı gözlemlenmektedir.

Öte yandan optimum etkinlikteki değişimin maliyete olan etkisi, akış düzenlemelerinin karşılaştırılması bakımından önemlidir. Şekil 6.10 a ve b ' de farklı akış düzenlemeleri için, ısıl kapasite oranının ilk yatırım maliyetine ve toplam maliyete olan etkisi gösterilmektedir.



(a)



(b)

Şekil 6.10. Farklı akış düzenlemeleri için yatırım maliyeti ve toplam maliyet

Genel olarak, ω ısı kapasite oranının artması ile birlikte ilk yatırım maliyetleri azalırken, toplam maliyet artmaktadır; bu durum işletme masrafların, çok yükselmesi anlamına gelmektedir. Ters yönlü akış durumunda, $\omega=1.0$ için, en yüksek yatırım maliyeti elde edilirken, ω ' nun artışı ile birlikte yatırım maliyeti azalmaktadır. $\omega = 2.0$ için en düşük yatırım maliyeti elde edilmektedir. Buna karşın, $\omega=1.0$ için en düşük yatırım maliyeti aynı yönlü akış durumunda gerçekleşmektedir.

Tüm akış düzenlemeleri içinde en düşük toplam maliyet, ısı değiştiricideki akışın ters yönlü olması durumunda elde edilmektedir. En düşük toplam maliyet bakımından, dört boru geçişli ısı değiştiricileri, ters akışlı ısı değiştiricilerinden sonra gelmektedir. En yüksek maliyet ise aynı yönlü akış durumunda gerçekleşmektedir.

6.5. Ekserji Ekonomik Optimizasyon İçin Bilgisayar Yazılımı

Bu çalışmada geliştirilen yaklaşımların ve ekserji ekonomik optimizasyon yönteminin, bir ısı değiştiricinin hazırlık tasarımı aşamasında, kolaylıkla uygulanabilmesi için, görsel bir programlama dili kullanılarak bir bilgisayar yazılımı geliştirilmiştir. Böylece tez çalışması ile elde edilen sonuçların, pratik uygulamalar için kullanılması amaçlanmaktadır.

Ülkemizde, ısı değiştirici sektöründe faaliyet gösteren çok sayıda firma bulunmaktadır. Yapılan araştırmada, bazı önemli firmaların, ısı değiştirici hazırlık tasarımı aşamasında, bir bilgisayar yazılımından yararlandıkları tespit edilmiştir. Ancak, bu yazılımların çoğunun, herhangi bir yonteme göre bir optimizasyon yordamını içermedikleri saptanmıştır. Bu bakımdan, ekserji ekonomik yonteme göre optimizasyon yordamını içeren bir bilgisayar yazılımının, hem ekserji analizini içermesi hem de optimizasyon gerçekleştirilmesi nedeniyle, firmalar için yararlı olacağı düşünülmektedir.

Dünyada da mevcut ticari ısı değiştirici yazılımları arasında, ekserji ekonomik optimizasyon prosedürü içeren bir bilgisayar yazılımı yoktur. Tez kapsamında geliştirilen yazılım, bu bakımdan önem arz etmektedir.

Geliştirilen bilgisayar yazılımının, akış şeması ve ekran çıktıları Ek-A ve Ek-B ' de gösterilmektedir.

SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Isı değiştircilerinde yokolan ekserjiyi veren bağıntı, etkinlik ve ısı geçiş birimi sayısı için elde edilerek, ısı geçişine göre boyutsuz hale getirilmiştir. Boyutsuz yokolan ekserji eşitliğinden yararlanılarak, etkinlik ve ısı geçiş birimi sayısı için maliyet analizi yapılmaksızın termodinamik optimumu veren eşitlikler elde edilmiştir. Optimum değerleri kullanılarak bir ısı değiştircisinde en düşük yokolan ekserjiyi veren eşitlik belirlenmiştir. Elde edilen eşitlikler, literatürde etkinlik ve ısı geçiş birimi sayısının termodinamik optimumlarının belirlenmesi bakımından bir çalışma mevcut olmadığından önem arz etmektedir.

Isı değiştirici boyutlarının yokolan ekserjiye etkisi incelenmiştir. Literatürde boyutların, ekserji yok olmasına etkisi üzerine çok sayıda çalışma mevcut olmakla birlikte bu çalışmalar da yapılan boyutlandırma yaklaşımları, genelde ısı değiştircinin tek tarafı için yapılmışlardır. Buna karşın sunulan tezde, ısı değiştircinin her iki tarafı birlikte değerlendirilerek, boyutlardaki değişimin yokolan ekserjiye etkisi incelenmiştir. Sıcak ve soğuk akışkanların akış geometrilerinin optimizasyonu, ekserji yok olmasını en az yapacak şekilde belirlenmiştir.

Sunulan tezde, ısı değiştircilerinde sabit yokolan ekserji ile ısı geçişi arasındaki ilişki incelenerek, optimum etkinlik ve ısı geçiş birimi sayısının belirlenmesi için yeni bir yaklaşım geliştirilmiştir. Sabit yokolan ekserji analizi ile bir ısı değiştircinin hazırlık tasarımı aşamasında, maliyet analizi yapılmaksızın, uygun etkinlik seçimine dair bilgiler elde edilmiştir. Sabit yokolan ekserji yaklaşımı, özellikle ısı değiştirici şebekelerinin tasarımı bakımından önem arz etmektedir.

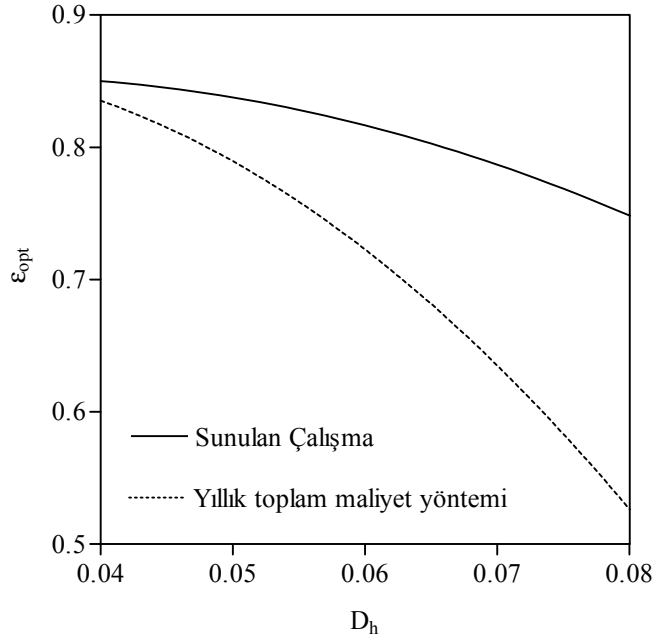
Isı değiştirici boyutlarının yokolan ekserjiye etkisi, bir örnek probleme ait değerler kullanılarak, ayrıntılı olarak incelenmiş, sonuçlar üç boyutlu grafik olarak gösterilmiştir. Isı değiştirici boyutlarının optimizasyonu üzerine yapılan çalışmalarda, genelde ihmal edilen boru sayısı ve kovan çapı gibi parametrelerin, ekserji yok olmasına etkileri incelenmiştir. Böylece, hazırlık tasarımı aşamasında, kovan çapı ve boru sayısının seçimine dair bilgiler elde edilmiştir.

Isı değiştirici tasarımı, çok değişkenli ve sınırlamalı bir problem olarak ele alınmış ve çözümlenme doğrusal olmayan programlama teknikleri kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Literatürde, ısı değiştirici boyutlarının doğrusal olmayan programlama teknikleri kullanılarak belirlenmesine ilişkin çok sayıda çalışma mevcut olmakla birlikte, bu konuda ekserji analizi kullanılarak yapılmış bir incelemeye rastlanılmamıştır. Doğrusal olmayan programlama ile ısı değiştirici boyutları, çeşitli işletme sınırlamalarına göre, sabit ısı geçiş yüzeyi, sabit hacim, sabit yüzey ve hacim sınırlamaları için minimum ekserjiyi verecek şekilde belirlenmiştir. Optimizasyon sonuçları, geleneksel yöntemlere göre elde edilmiş sonuçlarla karşılaştırılarak, ekserji analizi yönteminin, geleneksel yöntemlere göre farklılığı sayısal olarak ortaya konulmuştur.

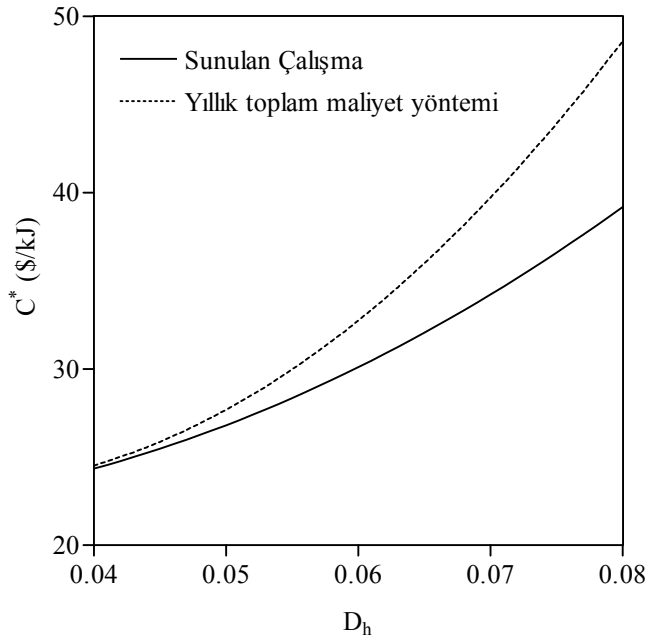
Isı değiştiricilerinin ekserji ekonomik optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Literatürde, ısı değiştiricilerinin ekserji ekonomik optimizasyonun da kullanılan yöntem geliştirilerek, daha rasyonel sonuçlar veren bir yaklaşım yapılmıştır. Bu yaklaşım kullanılarak, boru demetli ısı değiştiricileri için farklı akış düzenlemeleri, optimum etkinlik ve maliyet bakımından karşılaştırılmışlardır.

Literatürde, ekserji birim fiyatı değişiminin, optimum değerlere etkisi konusunda eksik olan bilgi, yeni yaklaşım kullanılarak tamamlanmıştır. Ekserjinin birim fiyatı ve ısı kapasite oranının, optimum etkinliğe etkisi belirlenmiştir.

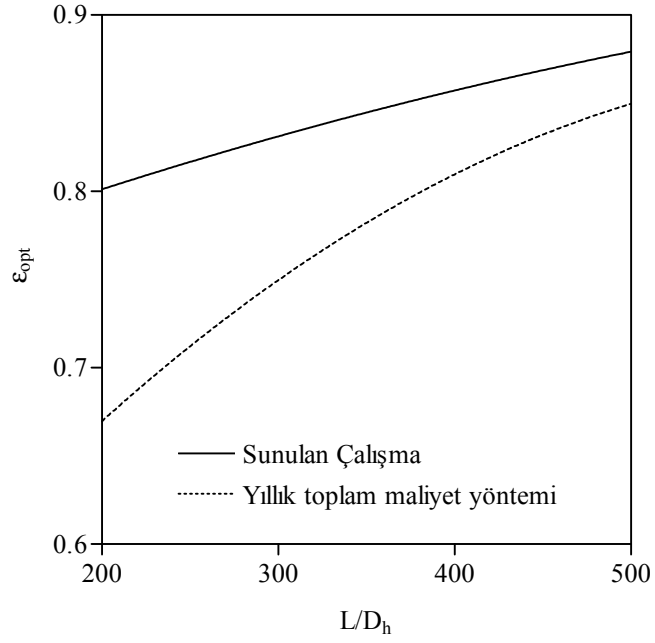
şekil 7.1., 7.2., 7.3. ve 7.4' te, literatürde ısı değiştiricilerinin ekserji ekonomik optimizasyonu için kullanılan yıllık toplam maliyet yöntemi ile sunulan çalışmada önerilen yaklaşımdan elde edilen sonuçlar, çeşitli parametrelere göre grafiksel olarak karşılaştırılmaktadır. şekil 7.1. ve şekil 7.2.' de bu iki yaklaşım kullanılarak belirlenmiş optimum etkinlik ve maliyet değerlerinin, hidrolik çap ile değişimi gösterilmektedir. Birim ısı geçişi için elde edilen optimum etkinlik değerlerinin, yıllık toplam maliyet yöntemine göre belirlenmiş değerlerden daha büyük oldukları gözlemlenmektedir.



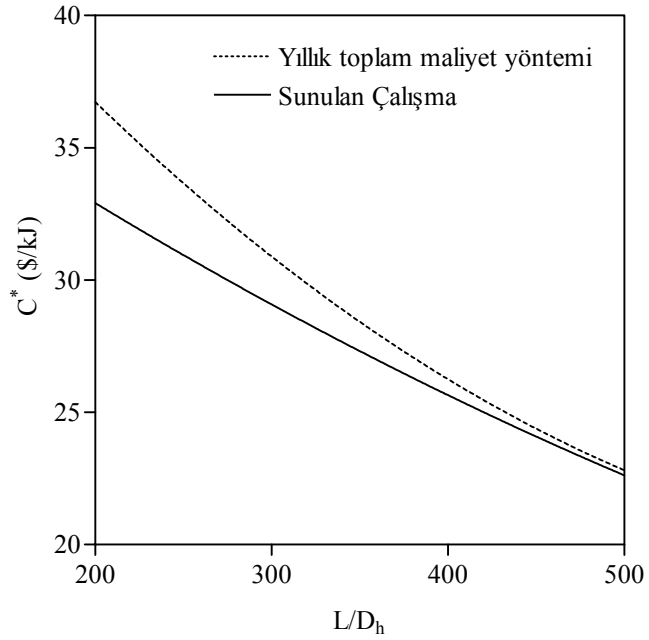
Şekil 7.1. Yıllık toplam maliyet yöntemi ve sunulan çalışma ile elde edilen optimum etkinlik değerlerinin hidrolik çap ile değişimi



Şekil 7.2. Yıllık toplam maliyet yöntemi ve sunulan çalışma ile elde edilen optimum maliyet değerlerinin hidrolik çap ile değişimi



Şekil 7.3. Yıllık toplam maliyet yöntemi ve sunulan çalışma ile elde edilen optimum etkinlik değerlerinin L/D_h ile değişimi



Şekil 7.4. Yıllık toplam maliyet yöntemi ve sunulan çalışma ile elde edilen optimum maliyet değerlerinin L/D_h ile değişimi

Bununla birlikte her iki yaklaşım maliyet bakımından karşılaştırıldıklarında, birim ısı geçişi için elde edilen maliyet değerlerinin sunulan çalışmada daha düşük olduğu gözlemlenmektedir. Şekil 7.3. ve şekil 7.4.' de optimum etkinlik ve birim ısı geçişi için maliyet değerlerinin L/D_h ile değişimi gösterilmektedir. Sunulan çalışmada elde edilen optimum etkinlik değerlerinin, yıllık toplam maliyet yöntemine göre belirlenmiş değerlerden daha büyük, maliyet değerlerinin ise daha düşük olduğu gözlemlenmektedir.

Ekserji ekonomik optimizasyon yaklaşımının, ısı değiştirici tasarımının hazırlık aşamasında kolaylıkla uygulanabilmesi için, ticari olmayan bir bilgisayar yazılımı geliştirilmiştir. Bilgisayar yazılımı ekserji analizi yönteminin, ısı değiştiricilerinin bilgisayar destekli tasarımında kullanılmasına dair bir örnek olması amacıyla, görsel bir programlama dili kullanılarak hazırlanmıştır. Yazılımın, ısı değiştiricisi tasarımında faaliyet gösteren firmalar için, yeni yaklaşımların mühendislik uygulamalarında yer bulması bakımından yararlı olacağı düşünülmektedir. Öte yandan, dünyada, ekserji ekonomik optimizasyon prosedürü içeren bir ısı değiştiricisi yazılımının mevcut olmamasından dolayı, yapılan çalışmanın literatüre önemli katkılar sağlayacağı düşünülmektedir.

Türkiye' de ısı değiştiricileri çeşitli alanlarda yaygın olarak uygulanmaktadır. Bununla birlikte gelişmiş ülkelerle karşılaştırıldığında, ısı değiştiricisi uygulamaları için ülkemizde bir mühendislik disiplininin henüz oluşmadığı, konunun öneminin yeterince anlaşılmadığı gözlemlenmektedir. Benzer bir durumun ekserji analizi yöntemi için de geçerli olduğunu söylemek mümkündür. Gelişmiş ülkelerde ekserji ekonomik yöntem kullanılarak yapılan uygulamalar giderek artarken, ülkemizde yapılan çalışmaların akademik düzeyde kaldıkları, bu çalışmalardan uygulamaya yönelik faydanın elde edilemediği gözlemlenmektedir. Öte yandan, son yıllarda ülkemizde de yaygın olarak kullanılmaya başlanan bilgisayar yazılımları ile mühendislik uygulamalarına daha bilimsel ve analitik bir yaklaşım yapılmaktadır. Yazılımların tasarımla uğraşan mühendislere getirmiş oldukları faydalar aşikardır. Sunulan çalışma ile birlikte ekserji analizi yöntemi, bilgisayar destekli ısı değiştiricisi tasarımı için pratik olarak uygulanabilmektedir. Ayrıca bu çalışma ile birlikte mühendislik uygulamalarına ilişkin sayıca az olan yerli yazılımların çeşitliliğine bir katkı sağlanmaktadır. Bu bakımdan sunulan çalışmanın, Türkçe ekserji analizi literatürüne ve ülkemizdeki mühendislik uygulamalarına katkılar sağlayacağı düşünülmektedir.

KAYNAKLAR

Arora J.S., 1989, "Introduction To Optimum Design", McGraw-Hill, New York.

Bejan A., 1977, "The Concept of Irreversibility in Heat Exchanger Design: Counterflow Heat Exchangers for Gas-to-Gas Applications", Journal of Heat Transfer, Vol 99, pp. 374-380.

Bejan A., 1978, "General Criterion For Rating Heat Exchanger Performance", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 21, pp. 655-658.

Bejan A., 1982, "Advanced Engineering Thermodynamics", John Wiley & Sons, New York.

Bejan A, Tsatsaronis G., Moran M., 1996, "Thermal Design and Optimization", John Wiley & Sons, New York.

Bell, K.J., 1988, "Delaware Method for Shell-Side Design", in Heat Transfer Equipment Design, R.K. Shah, E.C. Subbarao, and R.A. Mashelkar (eds.), Hemisphere, New York, pp.167-177.

Beyer J., 1972, "Zur Aufteilung der Primaerenergie Kosten in Koppelprozessen auf Grundlage der Strukturanalyse", Energieanwendung, 21, No.3, 79-82.

Beyer J., 1974, "Strukturwaermetechnischer Systeme und Ökonomische Optimierung der Systemparameter", Energieanwendung, 23, No.9, 274-279.

Beyer J., 1979, "Einige Probleme der praktischen Anwendung der exergetischen Methode in Waermewirtschaftlichen Untersuchungen industrieller Produktionsprozesse", Energieanwendung, 27, No.6, 204-208.

Bruges, E.A., 1959, "Available Energy and the Second Law Analysis", Butterworth, London.

Can A., Eryener D., Buyruk E., 1998, "Experimental Studies on Influence of Process Variables to the Exergy Losses at the Double Tube Heat Exchanger", Heat Transfer Enhancement of Heat Exchangers, NATO ASI Series: Applied Sciences, Vol. 355, pp. 641-648.

Can A., Buyruk E., Eryener D., 2002, "Exergoeconomic Analysis of Condenser Type Heat Exchangers", Exergy, an International Journal, Vol 2, pp.113-118.

Cornelissen, 1997, "Thermodynamic and Sustainable Development", PhD Thesis, University Twente, Netherlands.

Cornelissen R.L., Hirs G., 1997, "Exergetic Optimisation of a Heat Exchanger", Energy Conversion and Management, Vol 38, No. 15-17. pp. 1567-1576.

Cornelissen R.L., Hirs G., 1999, "Thermodynamic Optimisation of a Heat Exchanger", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 42, pp..951-959.

Corrpio, A. B., 1982, "Cost of Heat Exchangers and Storage Tanks via Correlations", Chem. Eng., Vol. 1, pp.125-127.

Das S.K., Roetzel W., 1998, "Second Law Analysis of a Plate Exchahnegr with an axial dispersive wave", Cryogenics, Vol 38, pp.791-798.

Dentice d'Accadia M., Fichera A., Sasso M., Vidiri M., 2002, "Determining the Optimal Configuration of a Heat Exchanger (with a two-phase refrigerant) Using Exergoeconomics", Applied Energy, Vol 71, pp. 191-203

De Oliveira S., Schwarzer B., Le Goff P., Tondeur D., 1994, "Optimum entropy, exergy, and economics of a heat exchanger", International Chemical Engineering, Vol 34. No.3, pp.351-352.

El-Sayed Y.M., 2002, "Application of Exergy to Design", Energy Conversion and Management, Vol 43, pp. 1165-1185.

Gaggioli, R. A., 1983, "Efficiency and Costing", A.C.S. Symposium Series, 235, 3.

Gaggioli R. A. and El-Sayed Y. M., 1987, "A Critical Review of Second Law Costing Methods", Proceedings of the IV International Symposium on Second Law Analysis of Thermal Systems (ASME Book I00236), pp. 59-73. ASME, New York.

Golem P.J., Brzustowski T.A., 1977, "Second-law Analysis of Energy Processes. Part II. The Performance of Simple Heat Exchangers", Trans. Can. Soc. Mech. Eng., Vol. 4, pp. 219-226.

Hesselgreaves J.E., 2000, "Rationalisation of second law of heat exchangers", Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol 43, pp. 4189-4204.

Incropera F.P., DeWitt D.P., 2001, "Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri (Türkçe Çeviri)", Literatür, İstanbul.

Jegade F.O., Polley G.T., 1992, "Optimum Heat Exchanger Design", Trans IChemE, Vol 70, Part A, pp.133-141.

Kays M.W., London A.L., 1964, "Compact Heat Exchangers", McGraw-Hill, New York.

Knoche K.F., Hesselmann K., 1985, "Exergoökonomische Bewertung einer Luftzerlegungs Anlage", Chem.-Ing. Tech. Vol. 57, pp. 602-609.

Kotas T.J., 1985, "The Exergy Method of Thermal Plant Analysis", Butterworths, London.

Linhoff B., Turner J.A., 1980, "Simple Concepts in Process Synthesis Give Energy Savings and Elegant Designs", The Chemical Engineer, 742-747.

London A.L., 1982, "Economics and the Second Law: An Engineering View and Methodology", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol 25, pp. 743-751.

London A.L., Shah R.K., 1983, "Cost of irreversibilities in heat exchanger design", Heat Transfer Engineering, Vol.4, pp.59-73

Lozano, M. A. , Valero A., 1993, “Theory of the Exergetic Cost”, Energy 18, N°3, pp. 939-960.

Nasr M.R.J., Polley G.T., 2000, “An Algorithm for Cost Comparison of Optimized Shell-and-Tube Heat Exchangers with Tube Inserts and Plain Tubes”, Chem. Eng. Technol, Vol.23, pp. 267-272.

Natalini G., Sciubba E., 1999, “Minimization of the local rates of entropy production in the design of air-cooled gas turbine blades, J. Engrg. Gas T. Power, Vol 121.

Muralikrishna K., Shenoy U.V., 2000, “Heat Exchanger Design Targets for Minimum Area and Cost”, Trans Icheme, Vol. 78, Part A, pp. 161-167.

Polley G.T., Panjeh Shahi M.H., Picon Nunez M., 1991, “Rapid Design Algorithms for Shell-and-Tube and Compact Heat Exchangers”, Trans IChemE, Vol. 69, pp. 435-444.

Prasad R.C., Shen J.,1993, “Performance Evaluation of Convective Heat Transfer Enhancement Devices Using Exergy Analysis”, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol 36, pp. 4193-4197

Reistad, G.M.,1970, “Availability: Concepts and applications”, Ph.D. thesis, University of Wisconsin, Madison.

Rosen M.A., 2002, “Exergy and Economics: Is exergy profitable ?”, Exergy, an International Journal, pp..218-220.

Rosen M.A. , Dinçer I., 2003, “Exergy-Cost-Energy-Mass Analysis of Thermal Systems and Processes”, Energy Conversion and Management, Vol 44, pp.. 1633-1651.

Sciubba E., 2001, “Beyond Thermoeconomics? The concept of extended exergy accounting and its application to the analysis and design of thermal systems”, Exergy, an International Journal, Vol 1., pp. 68-84.

Sekulic D.P., 1986, “Entropy Generation in a Heat Exchanger”, Heat Transfer Engineering, vol. 7, nos.1-2, pp. 83-88.

Sekulic D.P., Herman C.V., 1986, "One Approach To Irreversibility Minimization In Compact Crossflow Heat Exchanger Design", *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, Vol. 13, pp. 23-32.

Sekulic D.P., 1990, "The Second Law Quality of Energy Transformation in a Heat Exchanger", *Journal of Heat Transfer*, Vol.112, pp.295-300.

Sekulic D.P., Shah R.K., 1998, "Heat Exchangers" in *Handbook of Heat Transfer*, W.M. Rohsenow, J.P. Hartnett, Y.I. Cho (eds.), McGraw-Hill, Chapter 17, pp.1-169.

Shah R.K., 1991, "Multidisciplinary Approach to Heat Exchanger Design, in *Industrial Heat Exchangers*", Lecture Series von Karman Institute for Fluid Dynamics, Belgium.

Stoecker W.F., 1989, "Design of Thermal Systems", McGraw-Hill, New York.

Szargut J., Morris D.R., Steward F.R., 1988, "Exergy Analysis of Thermal, Chemical, and Metalurgical Processes", Hampshire, New York.

Tribus, M., El-Sayed Y.M., 1980, "Thermoeconomic Analysis of an Industrial Process", Center for Advanced Study, M.I.T., Cambridge, MA.

Tsatsaronis G., 1984, "Energy Economics And Management In Industry", *Proc. European Conference 1*, Vol. 151.

Tsatsaronis G., Lin L., Pisa J., 1993, "Exergy Costing in Exergoeconomics", *Journal of Energy Resources Technology*, Vol 115, pp.9-16.

Tsatsaronis G., 1993, "Thermoeconomic Analysis and Optimization of Energy Systems", *Prog. Energy Combust. Sci.*, Vol. 19, pp.227-257.

Valero, A., Lozano M.A., Muñoz M., 1986, "A General Theory of Exergy Saving", *ASME Book H0 341A. WAM, AES*, vol. 2-3, pp. 1-22.

Wall G., 1993, "Exergy, ecology and democracy-Concept of a Vital Society", *ENSEC'93*, July 5-9, Cracow, Poland, pp. 111-21.

Witte L.C, Shamsundar N.,1983, “A thermodynamic efficiency concept for heat exchange devices”, J. Engineering for Power, Vol 105 , pp. 199-203.

Witte L.C., 1988, “The Influence of Availability Costs on Optimal Heat Exchanger Design”, Journal of Heat Transfer, Vol. 110, pp.830-835.

Zubair S.M., Kadaba P.V., Evans R.B.,1987, “Second-Law based Thermoeconomic Optimization of two-phase Heat exchangers, Journal Heat Transfer, Vol. 109, pp. 287-294.

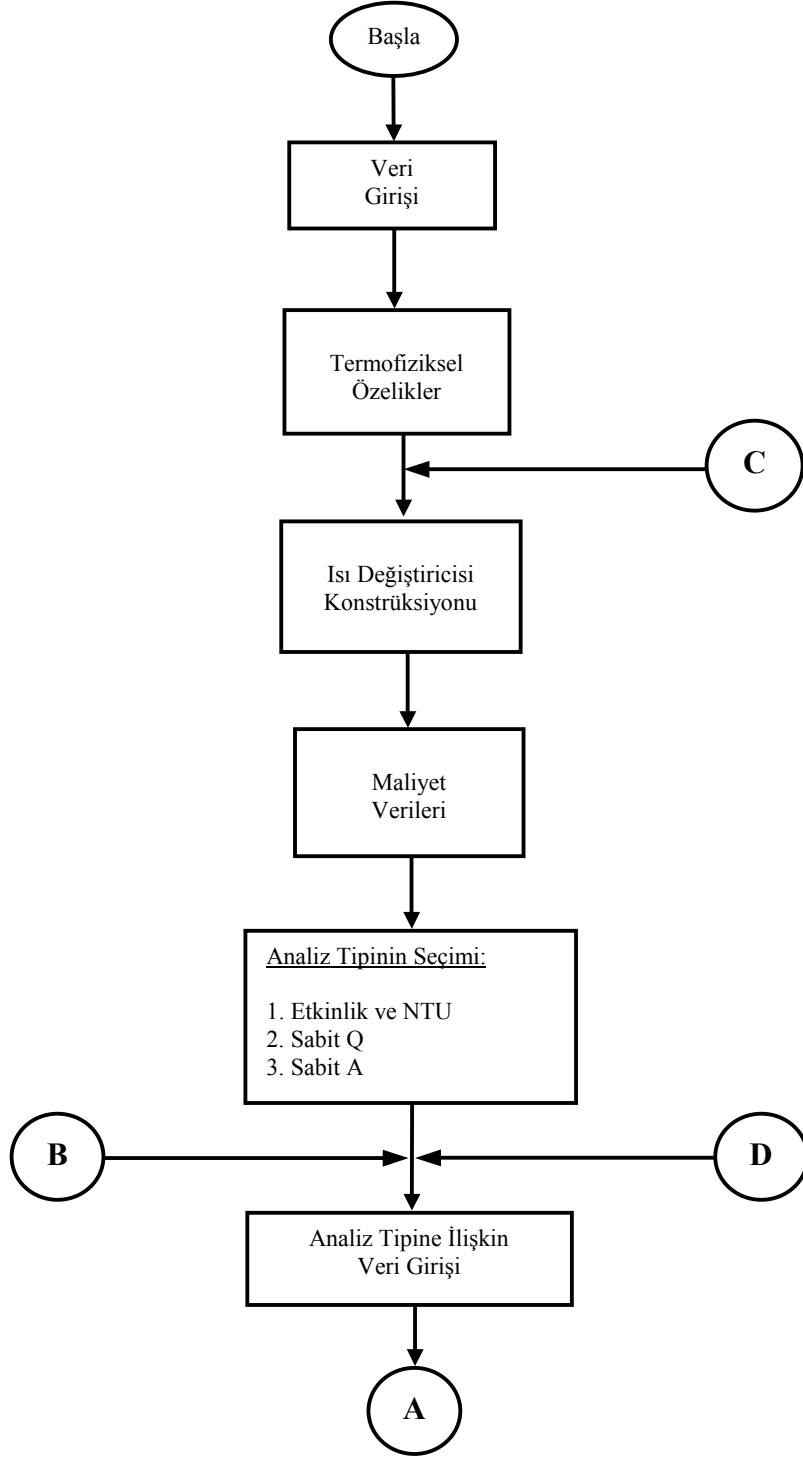
Zubair S.M., 1998, “Thermoeconomic considerations in the design and rating of two-phase heat exchangers”, Energy, Vol. 23 , pp.1057-1063.

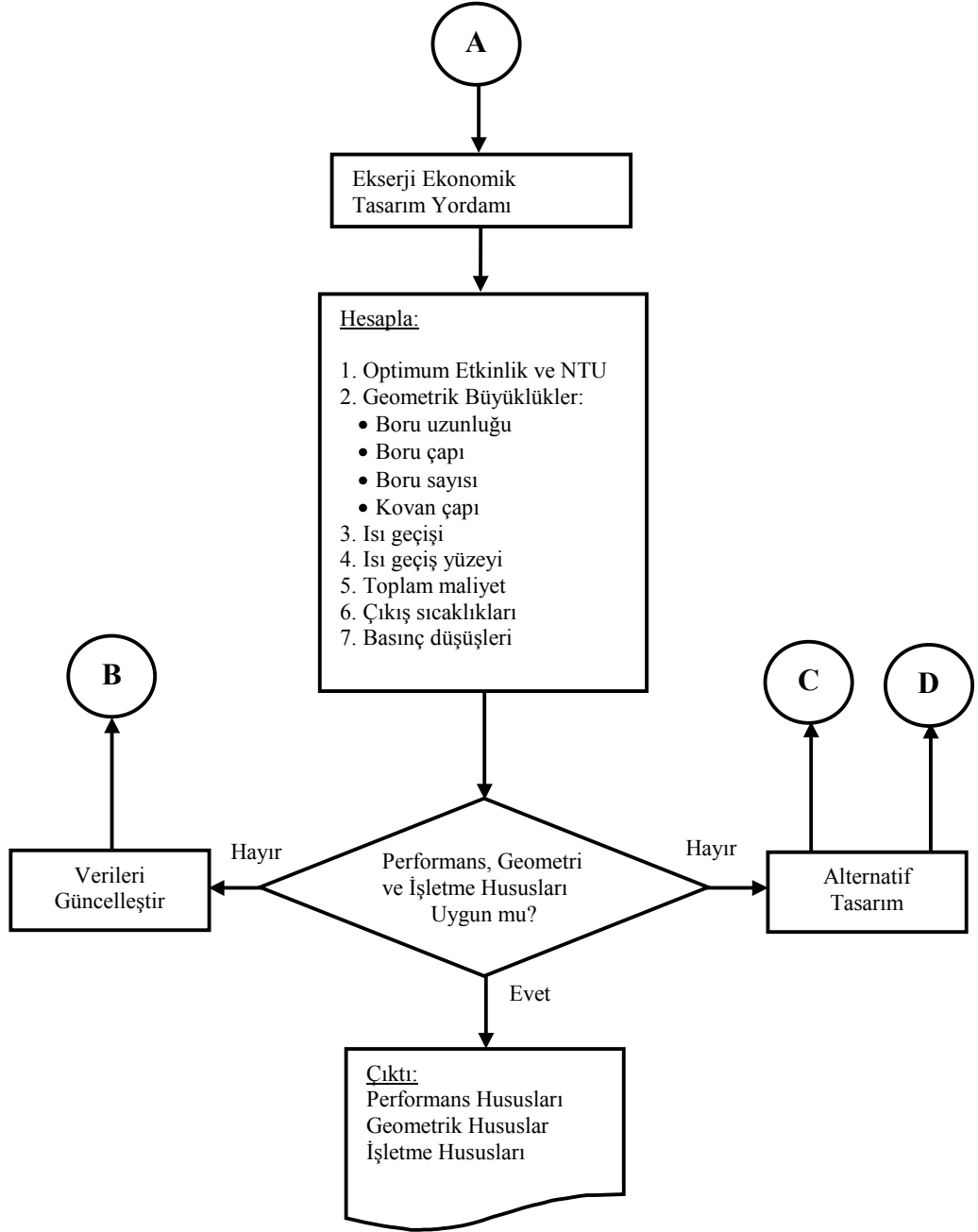
ÖZGEÇMİŞ

Doğan Eryener 12.05.1969 ‘ da Almanya’ da doğdu. İlk ve orta öğretimini Edirne’de tamamladı. Trakya Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünden 1992 ‘de Lisans diplomasını aldı. Trakya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünde Lisansüstü eğitimini 1995’ te tamamladı. Trakya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünde Doktora programına 2000 ‘de başladı. Doğan Eryener, 1993 yılından beri Trakya Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Termodinamik Anabilim Dalında Araştırma Görevlisi olarak görev yapmaktadır.

EK-A

Aşağıda çalışma kapsamında geliştirilen bilgisayar yazılımının genel çalışma prensiplerini açıklayan akış çizelgesi verilmektedir.





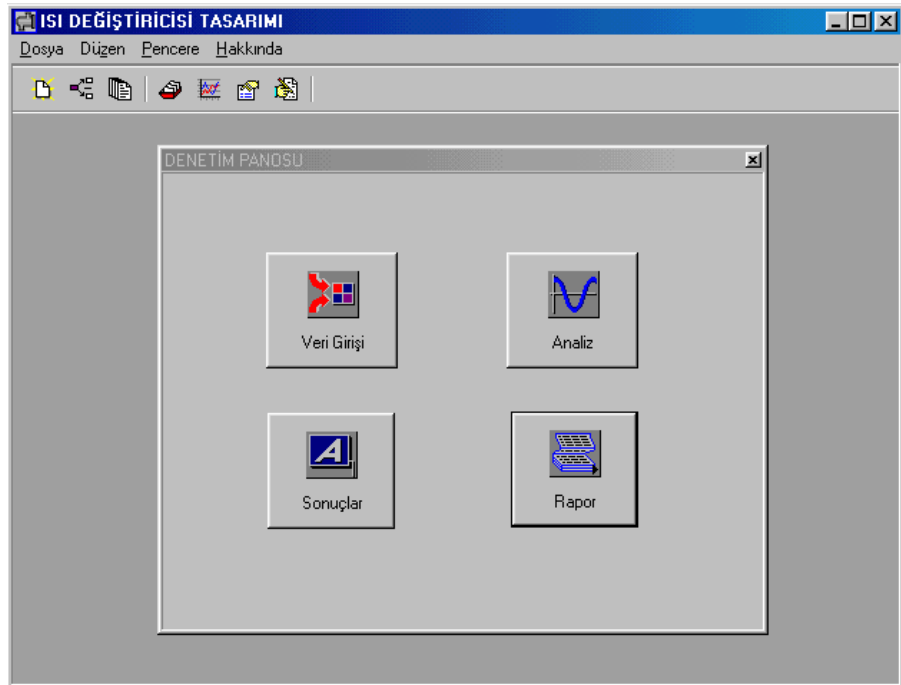
EK-B

Isı Değiştiricisi Yazılımının Tanımlanması

Isı değiştiricilerinin ekserji ekonomik analizinde kullanılabilircek bilgisayar yazılımı, ileri grafik özelliklerine sahip görsel bir programlama dili kullanılarak geliştirilmiştir. Yazılımın çalışabilmesi için minimum bilgisayar gereksinimleri, Microsoft Windows 98 ve üstü işletim sistemi, 32 MB hafıza ve 10 MB boş sabit disk alanıdır.

Yazılımın bileşenleri

Isı değiştiricisi yazılımı, kullanımı son derece kolay olması için, modüler biçimde hazırlanmıştır. Yazılım, Şekil B.1. ' de açılış ekranında görüldüğü gibi, Veri Girişi, Analiz, Sonuçlar ve Rapor olarak adlandırılmış dört ayrı modülden oluşmaktadır.



Şekil B.1. Isı değiştiricisi tasarımı açılış ekranı

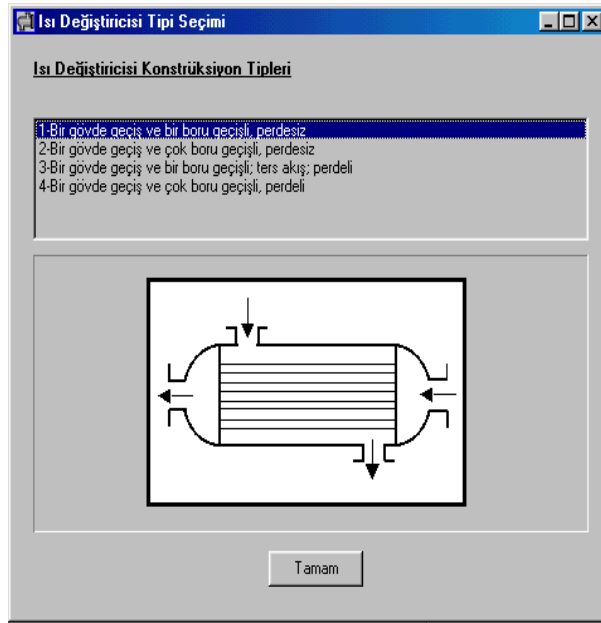
Şekil B.2. İşletme şartları ve termofiziksel verilerin girilmesinde kullanılan form

Veri girişi modülünde, tasarımı yapılmak istenen ısı değiştiricisine ait işletme şartları, termofiziksel özellikler, konstrüksiyon ve maliyet verilerinin girişi yapılmaktadır. Her bir giriş formundaki değerlerin bir bölümü, yazılımın veritabanından alınmaktadır. Şekil B.2.' de işletme şartları ve termofiziksel özelliklerin girildiği form gösterilmektedir.

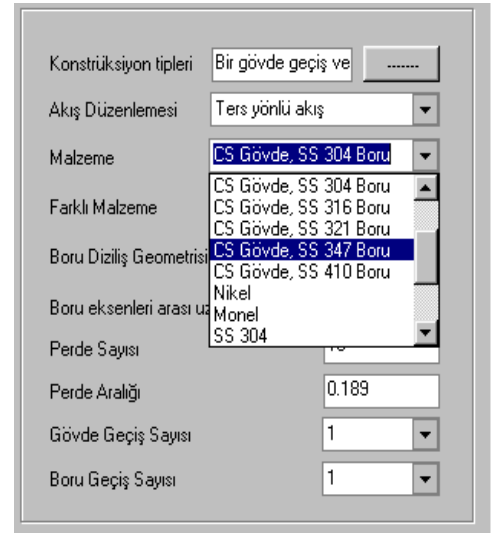
Şekil B.3. Isı değiştiricisi konstrüksiyon verilerinin girilmesinde kullanılan form

Şekil B.3.' te ısı değiştiricisi konstrüksiyon verilerinin girildiği form gösterilmektedir. Konstrüksiyon tipi seçimi ayrı bir form üzerinden yapılmaktadır; konstrüksiyon tipinin seçimi için şekil B.4a. ' da görüldüğü gibi altı seğenek vardır. Her bir seğeneğe ait konstrüksiyon şekli görülebilmektedir.

Malzeme seçimi için geniş bir seğenek yazılımın veritabanında mevcuttur; ayrıca kullanıcının, veritabanında olmayan bir malzeme için, veri girmesine olanak tanınmaktadır (Şekil B.4b.).



(a)



(b)

Şekil B.4. Konstrüksiyon tipi ve malzeme seçimi

Şekil B.5' te ekonomik analiz için gerekli veri girişinin yapılabildiği form gösterilmektedir. Form üzerinde, malzeme tipine göre, ısı değiştiricisi maliyetini veren bağıntuların atanması sağlanmaktadır. Ayrıca kullanıcının kendi maliyet verilerini girmesine olanak tanınmaktadır.

Isı değiştiricisi tasarım yazılımında üç farklı analiz seğeneği bulunmaktadır. Geleneksel ısı değiştiricisi yazılımlarından farklı olarak, burada çıkış sıcaklıkları verilmediğinden, optimum etkinlik ve NTU değerleri belirlenmektedir. Ayrıca sabit ısı geğişi ve sabit yüzey için optimum boyutlandırma yapılmaktadır.

ISIRI DEĞİŞTİRİCİSİ TASARIMI

Dosya Düzen Pencere Hakkında

VERİ GİRİŞİ

İşletme Şartları ve Termofiziksel Özellikler | Isı Değiştiricisi Konstrüksiyonu | Maliyet Verileri

Isı Değiştirici İlk Kuruluş Maliyetine Ait Veriler

Konstrüksiyon []

Malzeme []

İşletme Basıncı []

Kullanıcının Özel Isı Değiştiricisi Maliyet Verileri

Farklı Malzeme []

Yüzeyle bağımsız Maliyet, \$ []

Yüzeyle bağlı maliyet, \$/m2 []

İşletme Giderlerine Ait Veriler

Ekserji Birim Fiyatı, \$/kJ []

Yıllık İşletme Saati, h []

İşletme Süresi, Yıl []

Faiz Oranı, % []

DENETİM PANOSUNA DÖN

Şekil B.5. Maliyet verilerinin girilmesinde kullanılan form

ISIRI DEĞİŞTİRİCİSİ TASARIMI

Dosya Düzen Pencere Hakkında

ANALİZ

Analiz

Analiz Seçenekleri

Optimum Etkinlik ve NTU Değerlerinin Belirlenmesi

Sabit Isı Geçişi İçin Optimum Boyutların Belirlenmesi

Sabit Isı Geçişi Yüzeyle İçin Optimum Boyutların Belirlenmesi

Optimum Etkinlik ve NTU İçin Veri Girişi

Gövde Çapı, m [2]

Boru Sayısı [6000]

Sabit Isı Geçişi Yüzeyle İçin Veri Girişi

Yüzey, m2 []

Gövde Çapı, m []

Boru Sayısı []

Sabit Isı Geçişi İçin Veri Girişi

Etkinlik []

Gövde Çapı, m []

Boru Sayısı []

DENETİM PANOSUNA DÖN

Şekil B.6. Analiz seçenekleri

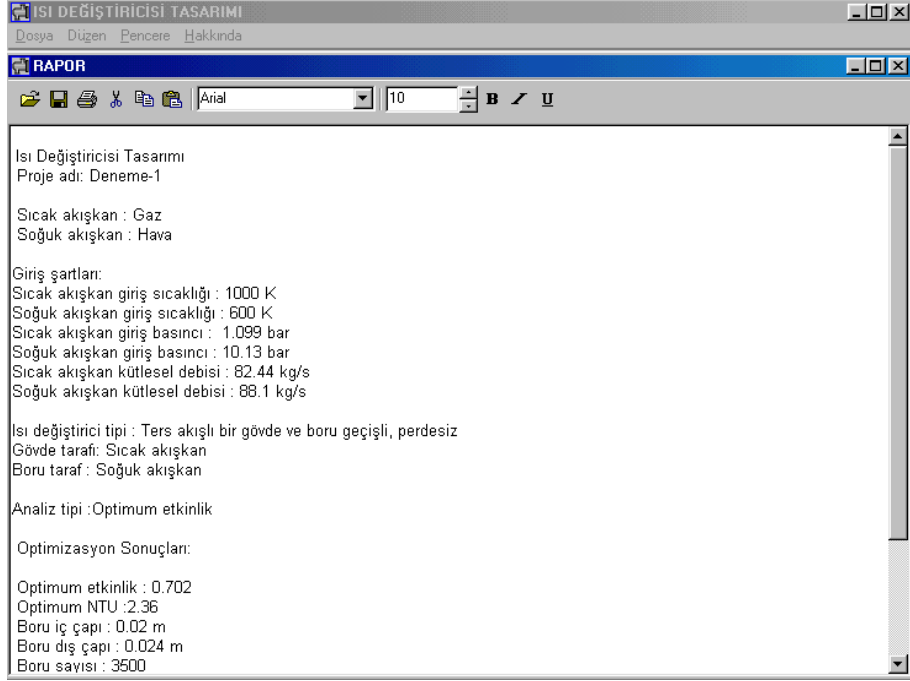
Şekil B.7’ de ısı değıştiricisi tasarım sonuçlarının verildiği form gösterilmektedir. Yazılım bir defada üç farklı tasarımın yapılmasına olanak tanımaktadır. Böylece farklı tasarımların arasında karşılaştırma yapılması mümkündür. Kullanıcıya, ilk veya ikinci tasarımda olumsuz bulduğu hususları, veri güncelleme sayesinde değıştirme olanağı tanınmaktadır.

EKSERJİ EKONOMİK OPTİMİZASYON SONUÇLARI			
	1. TASARIM	2. TASARIM	3. TASARIM
Etkinlik	0.665	0.702	
NTU	1.99	2.36	
Isı Geçiş, kW	26600	28080	
Boru İç Çapı, m	0.01	0.02	
Boru Sayısı	4000	3500	
Boru Uzunluğu, m	14.3	7.9	
Gövde Çapı, m	2	2	
Isı Geçiş Yüzeyi, m ²	1795	1729	
Sıcak Akışkan Çıkış Sıcaklığı	734	719.2	
Soğuk Akışkan Çıkış Sıcaklığı	866	880.8	
Toplam Maliyet, \$/kJ	54.6	48.8	
Boru Tarafı Basınç Düşüşü, %	1.2	0.8	
Gövde Tarafı Basınç Düşüşü, %	0.86	0.57	

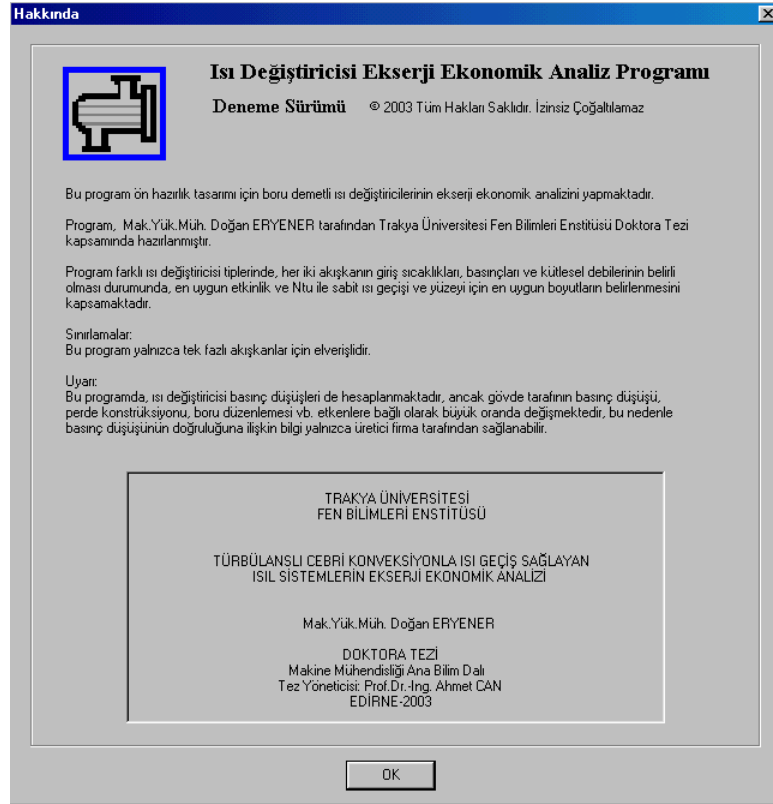
DENETİM PANOSUNA DÖN

Şekil B.7. Tasarım sonuçları ekran çıktısı

Yazılımda ayrıca, tasarım yordamı sona erdikten sonra, kullanıcının, tasarımda kullanılan tüm verileri ve elde edilen sonuçları görebileceği ve bunları yazdırabileceği bir rapor bileşeni bulunmaktadır. Şekil B.8.’ de rapor bileşeni gösterilmektedir. Yazılımın künyesi şekil B.9.’ da gösterildiği gibi açılış ekranının “Hakkında” bölümünde bulunmaktadır.



Şekil B.8. Rapor bileşeni



Şekil B.9. Yazılımın künyesi