

ÖNSÖZ

Günümüzde otomotiv sanayinden havacılık sanayisine kadar bir çok endüstri dalında kendine rahat bir şekilde kullanım yeri bulan ısı değiştiricilerin optimizasyonu çok önemlidir. Üretim ve kullanım maliyetlerinin optimum seviyeye çekilmesi için optimizasyona gerek duyulmaktadır. Akışkanlarından en az biri gaz olan ısı değiştiricilerde basınç kaybı optimizasyonda önemli bir parametre olmaktadır. Diğer önemli parametre ise ısı değiştirme eleman sayısı dolaylı olarak ısı değiştiricinin hacmi ve termal kapasitesidir.

Isı değiştiricide meydana gelen basınç kaybını yenmek için ekstra bir güce ihtiyaç duymak, sistemden çıkacak ekstra bir enerji anlamına gelmektedir. Ayrıca bu basınç kaybı sistemde gürültü oluşumuna yol açacaktır. Bu iki unsurun önemi, ısı değiştiricinin kullanım yerine bağlı olarak değişir. Isı değiştirici olarak radyatör kullanan bir otomobilde bu önem üst seviyeye çıkmaktadır.

Isı değiştiricinin kullanım amacı iki akışkan arasında ısı transferi gerçekleştirmektir. Bu ısı transfer miktarı, kullanım yerine bağlı olarak ya belirli bir değer ya da bir değer aralığında olur. Verilen bu değer dolaylı olarak ısı değiştiricinin hacmini belirler.

Yukarıdaki paragraflarda anlatılan parametreler optimizasyonun kısıtlayıcı değerleridir. Bu değerler göz önünde bulunarak optimum bir ısı değiştirici boyutları elde edilir.

Bu çalışmada optimizasyon genetik algoritma kullanılarak yapılmıştır. Kodlar MATLAB programında yazılmıştır.

Bu çalışmanın gerçekleştirilmesinde maddi ve manevi büyük katkıları olan, danışmanım Doç. Dr. İbrahim Özkol'a, benden yardımlarını esirgemeyen Dr. Sait N. Yurt, David Savoy(Thermatron Engineering), Zekeriya Karagöz ve Seher Özçelik'e teşekkür ederim.

Son olarak; tüm üniversite hayatım boyunca beni destekleyen ve yardımlarını esirgemeyen aileme teşekkür ederim.

Ocak 2004

Serhat Çelik

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ	ii
İÇİNDEKİLER	iii
TABLO LİSTESİ	v
ŞEKİL LİSTESİ	vi
SEMBOL LİSTESİ	vii
ÖZET	viii
SUMMARY	x
1. GİRİŞ	1
1.1. Genel Hususlar	1
1.1.1. Kompakt Isı Değiştirici Tipleri	2
1.1.2. Isı İletimi ve Sürtünme Faktörü	4
1.2. Dizayn Bilgilerine Ait Kaynaklar	7
1.3. Araştırma Sonuçlarının Sunumu	7
2. ISI DEĞİŞTİRİCİDE ISI İLETİMİ VE AKIŞ SÜRTÜNMESİ	10
2.1. Akışa Göre Isı Değiştirici Modelleri	10
2.1.1. Düz-Isı Değiştirici Tipi	10
2.1.2. Akışkan-İrtibatlı, Dolaylı Isı Değiştirici Tipi	10
2.1.3. Periyodik-Akışlı Isı Değiştirici Tipi	11
2.2. Dizayn İşlemi	11
2.2.1. Isı Değiştirici Değişkenleri	12
2.3. Akış Düzeni	13
2.3.1. Isı Değiştiricinin Etki Derecesi	16
2.3.2. Isı Değiştirme Sayısı	16
2.3.3. Akış Kapasiteleri Oranı	17
2.4. Etki Derecesi - Ntu Bağlılıkları	21
2.4.1. Ters Akış Durumu	21
2.4.2. Paralel Akış Durumu	23
2.4.3. Çapraz Akış Durumu	24

3. ISI DEĞİŞTİRİCİDE BOYUNA ISI İLETİMİNİN ETKİLERİ	25
4. ISI DEĞİŞTİRİCİDE BASINÇ KAYBI	27
4.1. Basınç Kaybı Denklemi	27
5. GENETİK ALGORİTMALAR	31
5.1. Genetik algoritmanın tanımı	31
5.2. Genetik algoritmaların üstünlükleri	32
5.3. Genetik Algoritmaların Çalışma Prensipleri	32
5.4. İkili Kodlamalı Genetik Algoritmaların Farkları	34
5.5. Sürekli Parametrelili Genetik Algoritma	35
5.6. Başlangıç toplumu	36
5.7. Çaprazlama	37
5.8. Mutasyon	39
6. UYGULAMA	40
6.1. Kullanılan Isı Değıştiricinin Yapısı	41
6.2. Matematiksel Formülasyon	41
6.3. Optimizasyon Sınırlamaları	42
6.4. Kullanılacak Ortam Özellikleri	42
6.5. Sonuçlar	44
3. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	47
KAYNAKLAR	49
EK-A	51
EK-B	54
EK-C	58
ÖZGEÇMİŞ	60

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 6.1 Optimizasyon Sonuçları	44
Tablo A.1 11.32-737-SR ısı değiştirici modeli için deneysel veriler...	52
Tablo A.2 C_{min}/C_{maks} ve Ntu değerleri için ϵ 'in değişimi	52
Tablo C.1 Programın hata analizi.....	58
Tablo C.2 C_{min}/C_{maks} ve Ntu değerleri için ϵ 'in değişimi.....	58

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 1.1 Tipik ısı değiştirici yüzey örnekleri.....	3
Şekil 1.2 Üç ayrı yüzeyin birim alan başına ısı iletim ve sürtünme özelliklerinin karşılaştırılması.....	4
Şekil 2.1 Isı değiştirici dizayn metodu.....	12
Şekil 2.2 Düz ve dairesel kanatların ısı iletim etkinliği.....	16
Şekil 2.3 Ters akışlı ısı değiştiricide ısı iletim etki derecesi.....	19
Şekil 2.4 Çapraz akışlı ısı değiştiricide ısı iletim etki derecesi.....	19
Şekil 2.5 Çapraz ve ters akışın karşılaştırılması.....	22
Şekil 2.6 $C_{min}/C_{maks}=1$ olan ısı değiştiricide akışın etkileri.....	24
Şekil 3.1 $C_c=C_h$ olan ters akışlı ısı değiştiricide sıcaklık dağılımı.....	25
Şekil 4.1 Akış sistemi.....	27
Şekil 5.1 İkili kodlanmış genetik algoritmalar için çaprazlama.....	34
Şekil 5.2 Genetik Algoritmanın akış diyagramı.....	35
Şekil 6.1 Isı değiştiricinin boyutsal parametreleri	40
Şekil 6.2 11-32.737-SR modeli için geometrik, termal ve akış verileri.....	43
Şekil 6.3 Amaç fonksiyonunun değişimi.....	45
Şekil 6.4 Basınç kaybının değişimi.....	45
Şekil 6.5 Isı değiştirici boyutlarının değişimi.....	46
Şekil 6.6 NTU'nun değişimi.....	46
Şekil A.1 Kanal akışlarında Pr ve Re sayılarının fonksiyonu olarak Nu sayısı.....	51
Şekil A.2 Boyutsal parametrelere göre su ve hava kısımlarındaki basınç değişimleri	53
Şekil C.1 Basınç kaybı oranının değişimi.....	59

SEMBOL LİSTESİ

A	: Yüzey alanı, m ²
A _c	: Isı değiştirici serbest geçiş alanı, m ²
A _{fr}	: Isı değiştirici ön alanı, m ²
C	: Isıl akış kapasitesi (Wc _p), kW/K
c _p	: Sabit basınçta özgül ısı, J/(kg.K)
G	: Kütlesel debi, kg/(s.m ²)
f	: Sürtünme faktörü
L _x , L _y , L _z	: Isı değiştirici boyutları, m
Ntu	: Isı transfer eleman sayısı
P ₁	: Akışkan giriş basıncı, N/m ²
Pr	: Prandtl sayısı
r _h	: Hidrolik yarıçap, m
St	: Stanton sayısı
t	: Sıcaklık, °K
t _f	: Kanat kalınlığı, m
U	: Toplam ısı iletimi(geçirgenliği), W/m ² .K
V	: Isı değiştirici hacmi, m ³
W	: Kütlesel debi(birim zamanda), kg/s
Δt	: Sıcaklık farkı
Δt _m	: Logaritmik sıcaklık farkı
ΔP _a	: Hava akıřındaki basınç dūřümü
v	: Özgül hacim, m ³ /kg
α	: Isı değiştirici yüzeyinin hacme oranı , m ² /m ³
σ	: Serbest akış alanının ön alana oranı
μ	: Viskozite katsayısı, N.s/m ²
F	: Amaç fonksiyonu
E	: Harcanan sürtünme gücü
η	: Isıl etkinlik derecesi
l	: Efektif kanat boyu
ε	: Isı değiştiricinin etki derecesi
K _c , K _e	: Isı değiştiricide basınç kayıp katsayıları

GENETİK ALGORİTMA İLE BİR KOMPAKT ISI DEĞİŞTİRİCİ DİZAYNI

ÖZET

Isı değiştiriciler, endüstrinin hemen hemen her dalında kullanılır. Bu yüzden ısı değiştiricilerin optmizasyonu birçok çalışmaya konu olmaktadır. Isı değiştiricinin üretim, kullanım ve bakım maliyetleri düşürmek için optimizasyona ihtiyacımız vardır.

Bir sıvı-gaz ısı değiştiricisini istenilen sıcaklık farklarına göre boyutlandırmak, gaz ve sıvının ısı transfer özelliklerini dengelemeyi gerektirdiğinden zaman alıcı ve sıkıcı hesaplamaları gerektirir. Dizaynı daha iyi yapabilmek için bazı sınırlamalar bulunur. Gaz tarafındaki basınç düşümü(ΔP_a) ve ısı transfer eleman sayısı(Ntu) bunlardan ikisidir. Elde edilecek minimum ΔP_a , minimum fan gücü gereksinimine neden olur. Bunun sonucu olarak işletme maliyetleri minimize edilir. Bazı gerekli durumlarda ise gürültü oluşumu da minimize edilmiş olur. Ntu, ısı değiştiricinin hacim ve ısı transfer kapasitesini içeren bir büyüklüktür. Isı değiştiricinin üretim ve lojistik maliyetlerini düşürmek Ntu'ya bağlı olduğundan üretici için Ntu çok önemli bir parametredir. Yüzlerce malın nakliyesini düşünmek bu parametrenin önemini anlamamıza yardımcı olur. Aynı zamanda gerekli ısı transfer miktarını elde etmekte bu parametreye bağlıdır.

Hava soğutmalı ısı değiştiricinin dizaynını kolaylaştırmak için literatürde birçok çalışma bulunmaktadır. Ancak bunların çoğu hesaplamaların tek yönlü yapmaktadır. Bütün işlemler uygun değer bulununcaya kadar tekrardan yapılmaktadır. Bu şekildeki deneme yanılma hesaplamaları çok vakit alır.

İstenilen ısı değiştiriciyi elde etmek için, ısı değiştirici boyutunu belirlemenin ısı transfer mühendisliği uygulamalarında büyük önemi vardır. Hızlı ve tam bir optimizasyonla üretim, bakım maliyetleri minimize edilebilir. Bu sonucu elde edebilmek ısı değiştiricinin boyutsal parametrelerinin(L_x, L_y, L_z) dolayısı ile hacmin ve ağırlığın belirlenmesi gereklidir. Kompakt ısı değiştiricilerde geometri, ısı transferi ve basınç düşümü birbirlerine bağımlıdır. Bu yüzden basınç düşümünün karakteristiği termal özelliklerin belirlenmesiyle bulunabilir.

Bu optimizasyon probleminin en zor kısmı sürtünme faktörünün(f) hesabıdır. Sürtünme faktörü deneysel yöntemlerle belirlenebilir. Bu yüzden sadece belirli tip geometriler için f değerleri literatürde mevcuttur. Bu zorluk nedeniyle bazı parametreler($r_h, \alpha, l, \sigma, t_f$) birer sabit olarak düşünölmüştür. Bu parametreler ve deneysel veriler referans [4] tarafından verilmiştir.

Bu çalışmada bir ara-soğutucu boyutu optimize edilmiştir. Bu tip ısı değiştiricilerde havayı soğutmak için su kullanılır. Ara-soğutucu otomotiv endüstrisinde ön ısı değiştirici olarak sıkça kullanılmaktadır. Optimizasyonda kuru havanın özellikleri

kullanılmıştır. Denklemlerde gerekli düzenlemeler yapılacak olursa optimizasyonda nemli havada kullanılabilir.

Optimizasyon hesaplarında evrim mantığını kullanan genetik algoritma yöntemi kullanılmıştır. Günümüzde genetik algoritmaların mühendislik problemlerinde yaygın bir kullanışı vardır. Kesin ve doğrulanabilir sonuçlar genetik algoritma kullanılarak hazırlanan bir bilgisayar programında elde edilmiş ve bu çalışmada sunulmuştur. Herhangi bir tip ısı değıştirici için bilgisayar kodlarında gerekli düzenlemeler yapılarak optimum ısı değıştirici boyutunu elde etmekte mümkündür.

COMPACT HEAT EXCHANGER DESIGN VIA GENETIC ALGORITHM

SUMMARY

Heat exchangers are almost used in industrial application. As a result of this, heat exchangers' optimization has been a topic of many works. We need optimization to drop production, operational and maintenance costs.

Sizing any liquid-gas heat exchanger requires tedious, time-consuming calculations to balance gas and liquid heat-transfer properties according to temperature requirements. There are some constraints make the design better. The gas(air) side pressure drop(ΔP_a) and the number of heat transfer units(Ntu) are two of them. Getting the minimum ΔP_a requires the minimum fan power. As a result of this operational cost can be minimized. In some necessary conditions the noise can be minimized too. Ntu is including the size of the heat exchanger and fluid heat transfer capacities. Ntu is a very important parameter for heat exchanger producer to drop the cost of production and logistic. Imagining the transport of hundreds goods make us understand the importance of this parameter(Ntu) easily. At the same time, getting the heat transfer rate requirement depends on this parameter too.

There are a lot of works in literature to make the design of air-cooled heat exchanger easy. But most of them have irreversible calculation. All the processes should be carried out many times till getting the acceptable results. These trial and error calculations are required much time.

In all heat transfer engineering applications, determination of the heat exchanger size has great importance while designing any expecting product. Therefore, with fast and precise optimization, production and maintenance cost should be minimized. To get this result, three dimensions L_x , L_y , L_z of the heat exchanger should be determined thus the volume and (usually) the weight of the heat exchanger. In plate finned-tube heat exchanger, the geometry dependent heat transfer and the pressure drop are coupled to each other. Therefore the characteristic of pressure drop might be studied in order to predict the thermal features.

The most difficult part of this optimization problem is to calculate the friction factor (f). Friction factor can be determined with experimental methods. Since for only the certain type of geometries, f values are exist in the literature. Therefore, some parameters involved in the optimization procedure (r_h , α , l , σ , t_f) can be considered as the constants. These parameters and the experimental values are given in reference [4].

An intercooler size was optimized in this study. Water is used for cooling the air in this type heat exchanger. The intercooler is commonly used as a preheat exchanger in automotive industry. Dry-air properties were used in optimization. The same

procedure for optimization sequences can be carried out for the moisture-air after the necessary rearrangements have been done on the equations used.

Genetic Algorithms are implemented as the evolutionary algorithm for the optimization calculations. Today in many engineering problems there is a mass application of genetic algorithms. In this study we showed the accurate and robust answers develop a computer code using genetic algorithm. It is also possible to find the optimum size of any heat exchanger by making required changes in the code according to type of heat exchangers.

1.GİRİŞ

1.1 Genel Hususlar

Bir ısı değiştirici dizaynı; hem akışkanlar arasındaki ısı değişiminin hem de ısı değiştiricide akışkanları dolaştırmak ve sũrtũnmeyi yenmek için gereken pompa gũcũnũn hesabını gerektirir. Yoğunluğu yũksek olan akışkanları kullanan bir ısı değiştiricide sũrtũnmeye harcanan gũ genellikle iletilen ısı miktarına oranla kũktũr. Dolayısıyla sũrtũnme gũcũ kaybı dizaynda ender olarak önemli bir faktör kabul edilir. Fakat gazlar gibi yoğunluğu dũřuk akışkanlarda sũrtũnmeye karşı harcanan gũ çoğu zaman ısı değişimi kadar bũyũk olur. Diğer önemli bir husus, hemen hemen tũm Isı Makinelerinde mekanik enerjinin maddi kıymeti aynı miktardaki ısı enerjisinin 4 ila 10 katıdır[1].

Bir ısı değiştiricide ısı değişirme yũzeyi olarak kullanılabilcek her tũrlũ kanalda, birim alan başına iletilen ısı miktarının akışkan hızıyla doğru orantılı olarak değiştiği kolayca gösterilebilir[2]. Matematiksel olarak, iletilen ısı miktarı akışkan hızının birden biraz kũkũ ssũyle artar. Aynı Şekilde sũrtũnmeye harcanan gũ, akış hızının iki ve ũ aralığındaki ssũyle artar. İşte bu iki özellik tasarımcıya ısı iletimi ve sũrtũnme(basınç dũřũmũ) Őartlarını ayarlamak imkanını verdiği gibi çeşitli tipteki ısı değiştiricilerin özelliklerinin tayin edilmesinde bũyũk rol oynar.

Eğer herhangi bir dizaynda sũrtũnme gũcũ kaybı fazla oluyorsa tasarımcı ısı değiştiricideki akış kanallarının sayısını artırmak suretiyle akışkanın akış hızını dũřũrebilir. Böylece sũrtũnme gũcũ azaldığı gibi birim alan başına ısı iletim oranı da azalır. Ancak yukarıda anlatılan ilişkilere göre ısı iletimindeki azalma, sũrtũnme gũcũndeki azalmadan çok daha az olur. Ayrıca, ısı iletimindeki azalma, yũzey alanını arttırmakla giderilebilir. Her ne kadar bu sũrtũnme gũcũnũ arttırsa da, bu artış yũzey alanının artışı ile aynı oranda olur.

Akışkanı gaz olan ısı değiştiricilerdeki sũrtũnme gũcũ sınırlaması tasarımcıyı nispeten dũřũk akış hızları kullanmaya zorlar. Dũřũk akış hızıyla birlikte gazların (sıvılara nazaran) kũcũk ısı iletim katsayılarına sahip olmaları, birim alan başına ısı iletiminin kũcũk olmasına neden olur. Bundan dolayı gaz-akışlı ısı değiştiricilerin tipik özelliklerinden biri bũyũk miktarda ısı geçiş yũzeyine sahip olmalarıdır. Yaklaşık aynı miktarda ısı iletimine ve pompa gũcũne sahip bir gazdan-gaza ısı değiştirici, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı gibi sıvıdan-sıvıya ısı değiştiriciden 10 katı daha fazla ısı iletim yũzeyine ihtiyaç gũsterir[1,2].

1.1.1 Kompakt ısı Değiştirici Tipleri

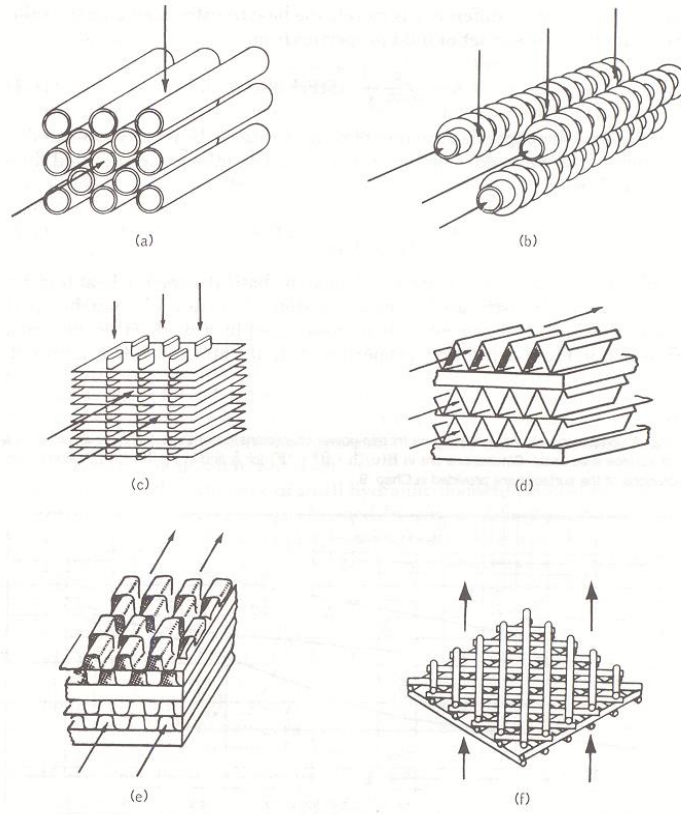
Isı değiştiriciler ũzerine yapılan çalışmalar, ısı iletim yũzeylerinin bũyũk olması gereken gaz-akışlı ısı değiştirici imalinde çeşitli gelişmelere yol açmıştır. İmalattaki bu gelişmeler aynı hacimde daha fazla ısı değiştirici yũzeyi bulunmasına imkan vermiştir. Bu tũr ısı değiştirici yũzeylerine Kompakt ısı değiştirici yũzeyler denilmiştir. Çeşitli kompakt ısı değiştirici yũzey rnekleri Şekil 1.1 de grũlmektedir.

İki akışkanlı ısı değiştiricilerde en fazla kullanılan ve belki de en basit yũzey Şekli Şekil 1.1a da grũlen boru gruplarıdır. Bu dũzen, yoğunluğu hem bũyũk hem de kũcũk olan akışkanlar için kullanılabilir. Ancak, bu tipte, ısı değiştirici alanının yoğunluğunu arttırabilmek için tek yol, boru çaplarını kũcũltmektir. Boru çaplarının kũcũlmesi ise imalat gũlũklerine ve fiyat artışlarına neden olur. 0.00626 metreden kũcũk çapta boru kullanan bũyũk ısı değiştiricilere nadir rastlanır[3].

Yũzeyin ısı değiştirme kapasitesini etkili bir Şekilde arttıracak diğer bir metod ise ısı değiştirici yũzeyin bir veya her iki tarafında yardımcı çıkıntılar, diğer deyiimi ile kanatlar kullanmaktır. Şekil 1.1b'de kanatlı, yuvarlak bir boru yũzeyi grũlmekte olup kanatlar yuvarlak boruların dışına yerleştirilmiştir. Bu yerleştirme gazdan-sıvıya ısı değiştiricilerde çok rastlanmakta olup optimum dizayn, gaz tarafında maksimum ısı değiştirme alanı kullanılarak elde edilir. Kanatlar, sıvıdan-sıvıya veya gazdan-sıvıya ısı değiştiricilerin sıvı tarafındaki yũzeylerinde nadiren kullanılır. Ancak gaz tarafındaki yũzeylerde sık kullanılması nedeniyle optmizasyonda başka bir gũlũk kendini gũsterir. Yoğunluğu bũyũk akışkanların bir zelliği sũrtũnme kayıplarının

düşük bir güçle telafi edilebilmesidir. Buna sıvıların yüksek ısı iletkenlikleri ilave edilince, optimum dizayn noktasındaki ısı taşınım katsayısı kolayca büyük yapılabilir. Eğer kanatlar da kullanılırsa ısı bu kanatlar boyunca iletilecek ve kanatlardaki ısı iletim direnci, kanat kullanmak suretiyle yüzeyin artmasındaki avantajın büyük bir kısmını ve belki de hepsini yok edecektir.

Çok kullanılan diğer bir kanatlı-boru düzeni de Şekil 1.1c de görülmektedir. Her ne kadar burada borular basık ve yassı olarak gösterilmişse de, gerektiğinde dairesel de olabilirler.



Şekil 1.1 Tipik ısı değiştirici yüzey örnekleri

Gazdan-gaza ısı transferi olan kompakt ısı değiştiricilerde, her iki akışkan tarafında kullanılacak ısı transfer yüzeylerinin maksimum büyüklükte olması istenir. Bunu sağlamak için kullanılacak ekstra yüzeyler Şekil 1.1d ve 1.1e de gösterilen düz-kanat biçimidir. Bu ısı değiştirici yüzeylerin sandviç gibi üst üste dizilmesi ve aralarında birleştirici kanatlar kullanılması suretiyle imal edilmiştir. İki ayrı cins akışkan,

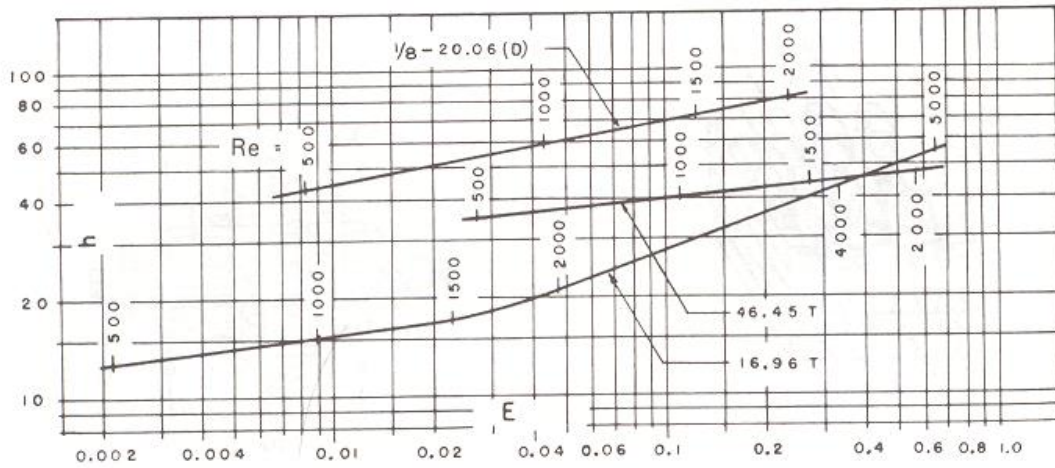
yüzeylerin arasındaki oluklardan akmaktadır. Bu düzenin bir özelliği, içinden akan iki akışkanın ya ters akışlı veya dik akışlı olarak düzenlenebilmesidir.

Şekil 1.1e'de değişik bir ısı değiştirici yüzeyi görülmektedir. Bu düzende devamlı kanatlar yerine, kesikli ve aralıklı kanatlar kullanılmış olup gerek ısı iletimi ve gerekse sürtünme faktörü diğer tip ısı değiştiricilerden çok farklıdır.

Periyodik-akış tipindeki ısı değiştiricilerde, ısı, taşınım yoluyla çubuk yapıya ve oradan da diğer akışkana iletilir. Bu tip, çubuklardan veya tel kafeslerden imal edilen yapılara matris adı verilir. Şekil 1.1f de böyle bir kompakt matris görülmektedir.

1.1.2 Isı İletimi ve Sürtünme Faktörü

Şekil 1.1 deki kompakt ısı iletim yüzeylerinin önemli bir özelliği, birim alan başına ısı geçiş oranını, akışkanın sürtünmesini yenmek için harcanan mekanik gücün fonksiyonu olarak çizilen bir grafikte gösterilebilmesidir[4]. Üç ayrı rasgele ısı değiştirici yüzey tipi için bu grafikler Şekil 1.2 de verilmiştir.



Şekil 1.2 Üç ayrı yüzeyin birim alan başına ısı iletim ve sürtünme özelliklerinin karşılaştırılması

Birim sıcaklık farkı için iletilen ısı, (birim taşınım katsayısı) h olup akışkan özelliklerinden (1.1) denkleminle hesaplanabilir.

$$h = \frac{c_p \mu}{\text{Pr}^{2/3}} \frac{1}{4r_h} (St \text{Pr}^{2/3}) \text{Re} \quad (1.1)$$

Birim alan başına harcanan sürtünme gücü ise, Reynolds Sayısı, sürtünme faktörü ve bilinen akışkan özelliklerinden,

$$E = \frac{\mu^3}{2g_c \rho^2} \left(\frac{1}{4r_h} \right)^3 f \text{Re}^3 \quad (1.2)$$

denklemleriyle hesaplanır[2,4].

Yukarıdaki denklemlerden taşınım ile ısı iletimi ve sürtünme karakteristikleri Reynolds sayısının fonksiyonu olarak bulunduğundan sonra h-E grafiği çizilerek herhangi bir yüzeyin özellikleri Şekil 1.2 de görüldüğü gibi sadece bir tek eğri ile gösterilebilir[4]. (Şekilde havanın 1 atm. ve 260°C'lik özellikleri kullanılmıştır)

Bu grafiğin önemli bir özelliği, çeşitli yüzeylerin aynı ısı akısında çok farklı sürtünme gücü kaybına sahip olduklarını göstermesidir. Aynı şekilde çeşitli yüzeyler belirli bir sürtünme gücü kaybı için ise az ısı akısı farkına sahiptirler. Sürtünme gücü kaybının ısı değiştiricilerin dizaynında önemli etkileri bulunur. Gaz akışlı ısı değiştiricileri, sürtünme gücünü minimuma indirme amacıyla, çok büyük ısı değiştirme yüzeyine sahip olarak dizayn edilirler. Bu amaç daha kompakt ısı değişim yüzeylerinin gelişmesine yol açmıştır. Şekil 1.2 den görüldüğü gibi sürtünme gücünü minimuma indirmenin diğer bir metodu da ısı iletimi-sürtünme gücü grafiğinde yüksek değerlere sahip olan yüzeyler seçmektir.

Isı değiştirici dizaynında, belirli bir uygulama için yüzey şeklini seçmenin daha birçok hususun göz önünde bulundurulmasını gerektirdiği bilinmelidir. Diğer faktörler aynı kalmak şartıyla Şekil 1.2 de gösterilen üç yüzeyi kullanarak aynı ısı ve basınç farkı şartlarında çalışacak üç ısı değiştirici oldukça farklı hacim ve ağırlıkta olacaktır. Bunlardan en küçük ve en hafif olanı en üst eğriye sahip olup 1/8-20.06 (D) ile gösterilmiş yüzey düzenini kullanmak suretiyle imal edilendir. Hacmi küçük olmasına rağmen bu dizayn, oldukça büyük "ön alana(A_f)" ihtiyaç gösterecektir.

Bir yüzey sürtünme güç kaybına karşılık yüksek ısı akısı özelliğine sahip ise *Yüksek Performanslı Yüzey* adını alır. Isı ileten yüzeylerden bazılarının neden bu özelliğe sahip olduğunu açıklarsak;

Öncelikle bilinmelidir ki kompakt olma özelliği yüksek performansa gerek gösterir. Kompakt bir yüzeyde akışkanın dolaştığı kanallar küçüktür. Taşınım katsayısı(h) kanalın hidrolik çapının negatif bir üssü ile değiştiğinden bu tip yüzeyler daima yüksek ısı iletimine sahiptirler[1]. Sonuç olarak bu ısı değiştirici yüzeyi 1.2 numaralı denklemden anlaşılacağı gibi (küçük hidrolik çapın sürtünme gücünü arttırmasına rağmen), ısı iletimi-sürtünme kaybı grafiğinde yüksek performans eğrisine sahip olur.

Küçük hidrolik çapın etkisi ile birlikte sabit bir akış hızında, yüksek performans, yüzey geometrisini daha yüksek taşınım katsayısı elde edilecek şekilde değiştirmekle sağlanabilir. Isı iletimini arttırmak için en çok kullanılan metotlardan biri, yüzeyi aralıklı şekilde keserek akışkan sınır tabakasının yüzeyde kalınlığının artmasını önlemektir. Şekil 1.1e de böyle aralıklı kesilmiş bir yüzey görülmektedir. Bilhassa kanatlı olan yüzeyler bu şekilde aralıklı kesilmeye elverişlidirler. Aralıklı kesilmiş yüzeyler sürtünme faktörünü arttırsa da, iletimdeki küçük bir artma, büyük miktardaki sürtünme faktörü artışlarını dahi giderir. Buna neden akış hızının azalması ve sürtünme faktörünün akış hızının küpü ile orantılı olarak değişmesidir.

Akış kanalının geometrisini değiştirmek suretiyle yüksek performans elde etme metotlarından bir kısmı, eğri ve dalgalı yüzeyler kullanarak akışkan sınır tabakasının yüzeyden ayrılması esasına dayanır.

Akışkanlarından biri, boruların dışından borulara dik yönde akan bir ısı değiştirici, üstteki paragrafta anlatıldığı üzere, yüksek performanslıdır. Her boruda sınır tabakası yeniden oluştuğu için taşınım katsayısı da, aynı hızda boruların içinden akış haline nazaran çok büyük olur. Genellikle çeşitli şekil ve tipte türbülans yaratıcı yüzeyler boruların içine konulmaktadır.

Yüksek performanslı ısı iletim yüzeyleri çeşitli geometrik şekillerde imal edilebilir. Genel olarak, bu yüzey şekilleri daha karmaşıktır. Bu yüzeylerden geometrik şekli basit olanların performansları analitik metotlarla tayin edilebilir. Diğerlerinin performanslarını güvenilir bir şekilde bulmak için, deneyler yapmaya ve bu deneylerin sonuçlarını model kanunları vasıtasıyla genelleştirmeye ihtiyaç vardır.

Enterpolasyon metoduyla, şekli farklı olan diğer bir çok yüzeyin performansları da yaklaşık olarak tahmin ve tayin edilebilir. Deneylerde kullanılmış olan yüzey şekillerinin performans ve geometrik bilgileri kolayca bulunabilmeleri ve karşılaştırılabilirmeleri amacıyla, literatür de bir arada toplanmıştır[4].

1.2 Dizayn Bilgilerine Ait Kaynaklar

Bu çalışma da belirtilen araştırma bilgilerinin büyük kısmı doğrudan doğruya aşağıda belirtilen iki araştırma programında elde edilmiştir. Birincisi Amerikan Deniz Kuvvetleri deney laboratuvarında yapılmış olup Deniz Gemi İnşa Dairesi tarafından desteklenmiştir. Sonuçlar London ve Perguson'un raporlarında bulunmaktadır[1]. Stenford Üniversitesinde yapılan ikinci program ise Deniz Araştırma Dairesi, Gemi İnşa Dairesi, Havacılık Dairesi ve Atomik Enerji Komisyonu tarafından desteklenmiştir. Sonuçlar Kays ve London'ın raporlarında sunulmuştur[2]. Bu iki araştırma birbirinin benzeri olup aynı borular kullanılmak suretiyle yapılan kontrollerde her iki araştırma birbirini destekleyen neticeler vermiştir.

Kompakt ısı değiştiricilerle ilgili olan deneysel ve teorik sonuçlar bu tez çalışmasında kullanılmıştır.

Genellikle kompakt ısı değiştiricilerde akışkan olarak gazlar kullanılır. Deneylerde hava($Pr = 0.7$) kullanılmıştır.

1.3 Araştırma Sonuçlarının Sunumu

Sonuçlar verilirken göz önünde tutulan amaçlardan biri, yüzeylerin ısı iletimi ve akışkanın sürtünmesine ait dizayn bilgilerini ortak ve tek bir metotla vermek ve bu sayede pratikte keyfi olarak tarif edilen çok sayıdaki parametrelerin doğurduğu

karışıklığı önlemektir. Sürtünme faktörü, hidrolik çap gibi parametreleri, boru içinden, boru dışından akış gibi pek çok çeşitli yüzeyler için aynı şekilde tarif etmek mümkündür. Bu işlemin, ısı değiştiricilerin dizaynındaki tariflerin tek düze olmamasından ileri gelen karışıklıkları ortadan kaldıracığı ve ısı değiştirici dizaynını kolaylaştıracağı açıktır. Bu tez çalışmasında kullanılan akışkan sürtünmesi ve ısı değiştirme performansına ait bilgiler hem tablolar halinde hem de grafik olarak aşağıdaki parametreler cinsinden verilmiştir.

$$St \cdot Pr^{2/3} = \Phi_1 (Re) \quad (1.3)$$

$$f = \Phi_2 (Re) \quad (1.4)$$

Prandtl(Pr) sayısı, araştırmalarda bir parametre olmamakla beraber, $2/3$ üssüyle verilmiştir. İncelenen yüzeylerin büyük bir grubunun aralıklı kanatları mevcut olup yüzeyin önemli bir kısmında laminer akış vardır. Laminer sıvı tabakasında, ısı iletimine ait analitik çözümler, prandtl sayısının 0,5 ila 15 arasındaki değerleri için $2/3$ üssüne sahip olduğunu göstermektedir. Boruların içinden türbülans akışa ait bilinen analitik çözümlerde gaz prandtl sayıları için, $1/2$ üssüne yakın olarak etki ettiğini göstermekte ise de, çalışmada $2/3$ üssü korunmuş olup, 0.5 ten 1.0 a kadar olan prandtl sayıları için (gazlar dahil) küçük bir hataya sebep olacaktır. Fazlasıyla uzun borular içinden akışta prandtl sayısının üssü 1'e yaklaşırsa da, ısı değiştiricilerde kullanılan boru boyları için $2/3$ üssü daha doğru netice vermektedir. Böylece $2/3$ üssü değişik şartlarda seçilebilecek en mantıklı değer olup, reynolds sayısının hem laminer hem de türbülans akışı kapsayacak kadar değişik değerlerinde, ısı ileten yüzeyin bütün karakteristiklerinin bir tek grafik ile gösterilebilmesine imkan vermektedir.

Çalışmada Stanton(St) ve Reynolds(Re) sayılarındaki debi(G), serbest-akış alanının(A_c), o kanalın neresinde olursa olsun en küçük alanı kullanılarak hesaplanmıştır. Böylece $G=W/A_c$ 'dir. Reynolds sayısı ise hidrolik çapa göre hesaplanmıştır.

Akışkana ait sürtünme faktörü, birim ısı transfer alanı başına akış yönündeki eşdeğer kayma gerilmesi kullanılarak tarif edilmiştir[4]. Bu eşdeğer kayma gerilmesinin bir

kuvvet veya boru gruplarının dışından bir basınç farkı olması önemli değildir. İncelenen yüzeylerin çoğunda bu, viskoz sürtünmesi ile sınır tabakasındaki sürtünme basıncı farkının bir karışımıdır. Dizaynda bu karışımın ayrı incelenmesine bir neden yoktur. Sürtünme faktörünün bu şekilde tarif edilmesi ile çeşitli yüzeylerin aynı metotla incelenmesi mümkün olmaktadır[4]. Buna göre:

$$\tau_o = \frac{fG^2}{\rho 2g_c} \quad veya \quad f = \frac{\rho \tau_o}{G^2 / 2g_c} \quad (1.5)$$

Denklem 1.5 ile tarif edilen f , silindirik boruların içindeki akışta kullanılan fan sürtünme faktörünün aynısıdır. Aynı şekilde, bir düzlem boyunca akış halinde ise sürtünme katsayısının aynısıdır. Bir ısı değiştiricideki basınç düşümünü hesaplamak için akış sürtünmesine ek olarak göz önüne alınması gereken diğer değişik etkilerde mevcuttur. Sürtünme etkisi ile birlikte diğer etkileri de kapsayan bir momentum denklemi yazılır. Bu denklemin boru içi akışa olduğu kadar her türlü boru gruplarının dışından akışa da uygulanması mümkündür[4].

Deney ile belirlenen ısı iletimi ve akışkan sürtünmesine ait dizayn bilgilerinde akışkan özellikleri, akışkanın tümünün ortalama sıcaklığında hesaplanabilir[3,4].

2.ISI DEĞİŞTİRİCİDE ISI İLETİMİ VE AKIŞ SÜRTÜNMESİ

2.1 Akışa Göre Isı Değiştirici Modelleri

Bu bölümün amacı ısı değiştiricideki ısı iletimi ve akış sürtünmesi performans hesaplarını özetlemektir. Tasarımcı verilen belirli bir ısı iletim işini belirli bir basınç kaybı ile yapabilen bir ısı değiştiricinin hacim ve şeklini bu teoriyi ve verilen dizayn bilgilerini kullanarak elde edebilir. Aynı zamanda bu teori tasarımcının yaptığı dizaynı seçeceği bir amaca göre optimize edebilmek için gerekli denklemleri de vermektedir. Bu denklemlerin çıkarılmasındaki detaylara burada yer verilmemiştir.

Burada verilmiş olan metot ve usuller, alevle direkt teması olmayan her çeşit ısı değiştirici dizaynında kullanılabilir. Kısaca özetlenirse, burada üç çeşit ısı değiştirici sisteminin teorisi mevcuttur.

2.1.1 Düz-Isı Değiştirici Tipi

Çok kullanılan bu tipte ısı değişimi yapan iki akışkan bir ısı değiştirme yüzeyi ile ayrılmıştır.

2.1.2 Akışkan-İrtibatlı, Dolaylı Isı Değiştirici Tipi

Bu modelde, iki düz tip ısı değiştirici bir pompa ile devrettirilen akışkan ile birbirlerine bağlanır. Bağlantıyı temin eden akışkan, sıcak ısı değiştiricide ısınır, sonra soğuk ısı değiştiriciye giderek üzerindeki ısı enerjisini soğuk akışkana vermek suretiyle onu ısıtır. Araba motoru ile hava soğutmalı radyatörden ibaret olan soğutma sistemi, akışkan irtibatlı, dolaylı. bir ısı değiştirici örneğidir. Bu sistemde, ısı, motordaki yanma ürünlerinden soğutucu havaya dolaylı bir şekilde iletilmektedir.

2.1.3 Periyodik-Akışlı Isı Değiştirici Tipi

Bu tip ısı değiştirici esas itibariyle ısı ileten bir matris şeklinde olup, döndürüldükçe matrisin bazı elemanları soğuk akışkandan sıcak akışkana, diğer elemanlar ise aksine doğru periyodik bir şekilde hareket eder. Sıcak akışkan matristen geçerken sıcaklığı düşer ve matrisin o kısmını ısıtır. Matris döndükçe ısınmış olan kısım soğuk akışkanla temas eder ve ısınığını soğuk akışkana terk eder.

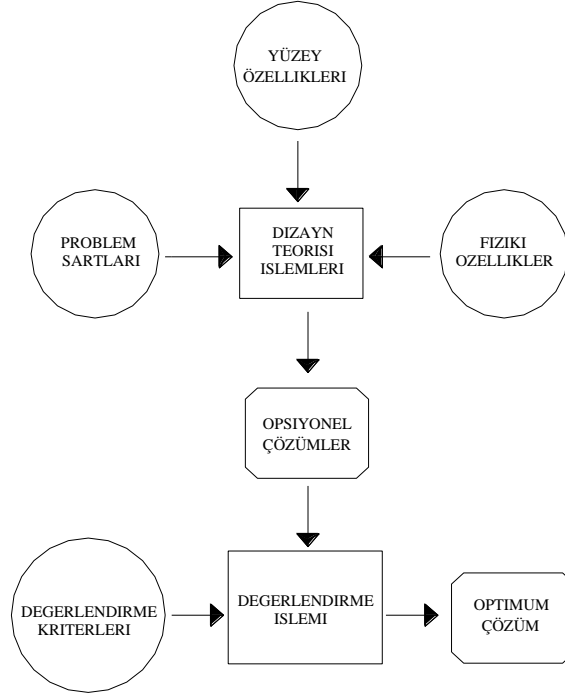
2.2 Dizayn İşlemi

En iyi performansı veren ısı değiştiricinin dizaynına ait hesaplar oldukça karışıktır. Bunun nedeni sadece gerekli matematiğin çıkardığı güçlük değil, dizaynın birçok kalitatif karşılaştırma ve düşüncelere ihtiyaç göstermesidir. Dizayn metodu şematik olarak şekil 2.1' de açıklanmıştır[1,2].

Dizayn işlemine başlamak için; problemin içeriğinin ve çözümün sağlaması gereken şartların belirtilmesine ek olarak, kullanılması muhtemel yüzeylerin ısı iletim ve sürtünme karakteristikleri ile akışkanın fiziki özelliklerine ait bilgiler bulunur. Dizaynı istenilen ısı değiştiricinin şartnamesi, periyodik-akışlı veya düz tip ısı değiştirici gibi özel bir tipte ısı değiştiricinin göz önüne alınmasını veya bazı özel ve değişik geometrideki yüzeylerin kullanılmasını isteyebilir. Buna karşın, periyodik akış tipinde bir ısı değiştiricinin matris materyalinin seçiminde olduğu gibi, bazı fiziki özelliklerin tercihi de tasarımcıya bırakılmış olabilir.

Isı değiştirici dizayn işlemleri bir bilgisayar programı halinde hazırlanabilir. Bu programın içerisine müşterinin arzuladığı veya tavsiye ettiği ısı değiştirici modelleri birer parametre olarak aktarılabilir. Bu parametreler ile birlikte dizaynı yapılacak ısı değiştiriciyi kıymetlendirmede kullanılacak esaslar, ısı değiştiricinin dizaynında giriş parametreleri olarak kullanılabilir. Kıymetlendirme en geniş anlamda, sayısal olmayan bir işlemdir. Isı değiştirici yüzeylerin imalinde kullanılacak gümüş kaynağı ve tav imkanları, nakliyat sınırlamaları, teslim tarihi, şirketin prensipleri, karşılaşılacak rekabet gücünün tahmini, sayısal olmayan kıymetlendirme unsurlarına örnek olarak sayılabilir. Bunların aksine, basınç kaybının, ağırlığın, ısı değiştirme performansları ve periyodik akış tipinde sızıntı miktarının önemlerini belirten sayılar elde edilerek, kıymetlendirmeye esas olacak tercih faktörleri ortaya çıkarılabilir. Bu tercih faktörlerine enteresan bir örnek olarak, hava yolu ile yapılan nakliye işleminde

1 kilogramlık bir ağırlıktan kazancın göz ardı edilemeyecek değerde olmasıdır. Dizayn işleminin neticesi olarak, müşteriye sunulmak üzere bir (veya muhtemelen birkaç) optimum dizayn elde edilir. Ayrıca, bu netice yeni bir problemin teşkilinde giriş bilgisi olarak kullanılabilir ve bu yeni problemde ilk özelliklere dayanarak optimum bir ısı değiştirici dizaynı yerine bütün sistemi optimum yapacak bir çözüm elde edilmeye çalışılır.



Şekil 2.1 Isı değiştirici dizayn metodu

2.2.1 Isı Değiştirici Değişkenleri

Çok kullanılan, iki akışkanlı bir ısı değiştiricide, ısı iletim performansı ile ilgili değişkenler şunlardır:

- U = Toplam ısı iletimi
- A = U 'nun hesaplanmasına esas teşkil eden yüzey alanı
- $\{t_{c,i}, t_{c,o}\}$ = Soğuk akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıkları
- $\{t_{h,i}, t_{h,o}\}$ = Sıcak akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıkları
- $C_h = (Wc_p)_h$ = Sıcak akışkanın ısı akış kapasitesi

- $C_c = (Wc_p)_c =$ Soğuk akışkanın ısı akış kapasitesi

2.3 Akış Düzeni

Isı değiştiricilerde akış düzeni; ters-akışlı, paralel-akışlı, dik-akışlı, paralel-ters-akışlı veya bu ana düzenlerin çeşitli kombinasyonları şeklinde olabilir.

Isı değiştirici değişkenleri arasındaki bağıntılar dizaynın ısı iletimi hesabında kullanılır. Sürtünmeye ait bilgiler başka parametrelere de ihtiyaç gösterirler. Toplam iletim(U) hariç diğer bütün parametrelerin anlamı ve rolü açıktır. Bu terim sıcak akışkandan, soğuk akışkana ısı iletimine neden olan, taşınım ve iletim faktörlerini bir arada ifade eden ısı iletim denklemi ile tarif edilir. Bu denklem elektrik devrelerindeki Ohm kanununa benzemektedir;

$$\frac{dq}{dA} = U(t_h - t_c) \quad (2.1)$$

olarak yazılır. Burada dq/dA , ısı değiştirici içinde, sıcaklık farkının sebep olduğu ısı akısıdır(birim alandan geçen ısı). Bu ilişkiden anlaşılacağı gibi U , birim ısı iletim alanı ve birim sıcaklık farkı başına geçen ısı olup, toplam ısı iletimi(geçirgenliği) şeklinde tarif edilmiştir. U 'nun tersi toplam ısı direnci olup seri dirençlerden ibaretmiş gibi düşünülebilir. Bu dirençler şu şekildedir;

- Sıcak taraftaki sınır tabakasının taşınım direnci; bu terim yüzeyin sıcak akışkan tarafındaki ısı geçiş alanının kanat şeklinde uzatılmasından doğan etkileri de ihtiva eder.
- Duvarın ısı iletim direnci.
- Soğuk taraftaki sınır tabakasının taşınım direnci olup bu taraftaki kanatların etkilerini de ihtiva eder.
- Hem sıcak hem de soğuk tarafın uzun bir zaman çalışması sonunda bağlıyacağı pürüz tabakası için gerekli hata faktörü.

Bu ısı iletim dirençlerini birleştirerek (hata faktörleri basitliği yakalamak amacıyla ihmal edilmiştir) aşağıdaki denklemleri yazabiliriz.

$$\frac{1}{U_h} = \frac{1}{\eta_{o,h}h_h} + \frac{a}{\left(\frac{A_w}{A_h}\right)^k} + \frac{1}{\left(\frac{A_c}{A_h}\right)\eta_{o,c}h_c} \quad (2.2)$$

$$\frac{1}{U_c} = \frac{1}{\eta_{o,c}h_c} + \frac{a}{\left(\frac{A_w}{A_c}\right)^k} + \frac{1}{\left(\frac{A_h}{A_c}\right)\eta_{o,h}h_h}$$

Burada U_h , sıcak taraf toplam alanının(kanat ve diğer uzantılı yüzeyler dahil), U_c ise soğuk taraf toplam alanının, birim miktarı için hesaplanmıştır. A_w , ısı değiştirici yüzeyin ortalama alanını, $\eta_{o,h}$ ve $\eta_{o,c}$ ise toplam A_h ve A_c yüzeylerin sıcaklık etki derecesini göstermektedir. 2.2 numaralı denklemlerden $U_h A_h = U_c A_c$ sonucu çıkarılabilir.

Sınır tabakasının taşınım katsayıları olan h_c ve h_h , yüzey geometrisinin, akışkan özelliklerinin ve akış şartlarının fonksiyonlarıdır. Bu katsayıların değerlerini bulmak için, bazı basit geometrideki yüzeyler hariç genellikle modeller üzerine yapılan deney sonuçları kullanılır.

Bir ısı değiştirici yüzeyinin her iki tarafında da kanat yoksa $\eta_{o,h}$ ve $\eta_{o,c}$ 'un değerleri aynı olup $A_w = (A_h + A_c)/2$ 'dir. Bu durumda 2.2 numaralı denklemler de basitleştirilebilir. Ancak kanat kullanıldığı zaman, akışkana doğru uzanmış kanatlar boyunca meydana gelen sıcaklık farkı yüzeyin etki derecesini azaltır ve η_o 'nun birden ufak olmasına sebebiyet verir. η_o kanatsız yüzeyin % 100 olan etkinliği ile kanat yüzeyinin % 100 den az olan etkinliği arasında, kanat alanı ile orantılı bir değere sahiptir. η_o aşağıdaki denklem ile ifade edilir;

$$\eta_o = 1 - \frac{Af}{A}(1 - \eta_f) \quad (2.3)$$

Çeşitli kanat şekilleri için η_f değerleri literatürde bulunmaktadır[5]. Bu çalışmada dikkate alınacak yüzey şekillerinin çoğunda, sabit kesite sahip düz kanatlar kullanılmıştır. Bu yüzeylerin η_f değerleri aşağıdaki denklem ile yaklaşık bir şekilde bulunabilir.

$$\eta_f = \frac{tgh(ml)}{ml} \quad (2.4)$$

Burada;

$$\begin{aligned} \text{Düz kanatlar için} \quad m &= \sqrt{\frac{2h}{k\delta}} \\ \text{Yuvarlak kanatlar için} \quad m &= \sqrt{\frac{4h}{kd}} \end{aligned} \quad (2.5)$$

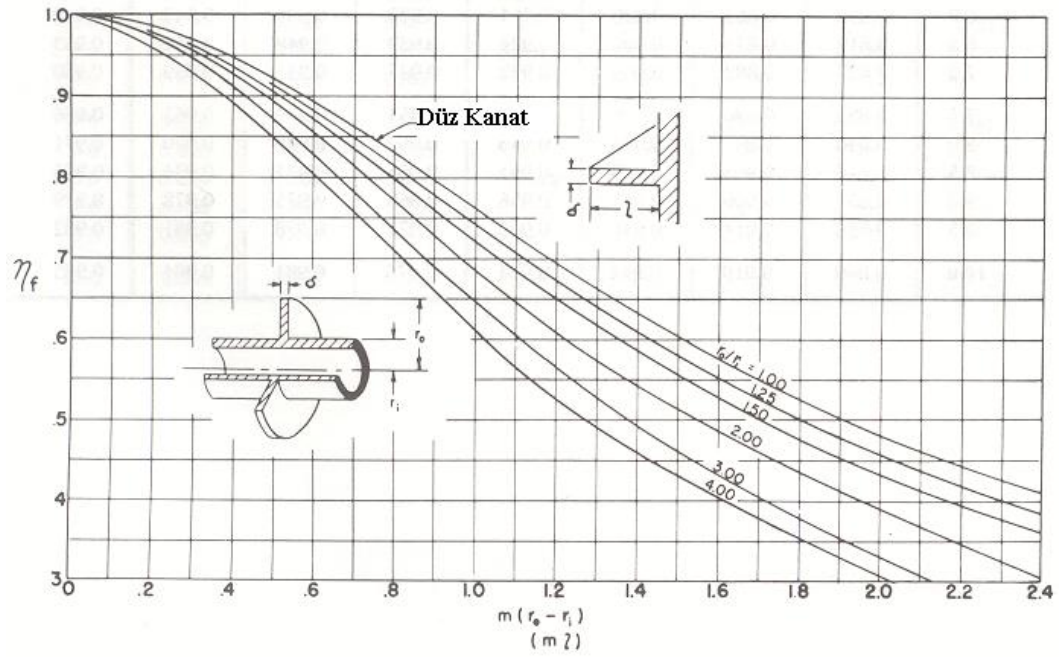
Eğer kanat bir yüzeyden öbür yüzeye kadar uzanıyorsa, o zaman efektif kanat boyu (l) yüzeyler arasındaki mesafenin yarısı olarak alınır. Yukarıdaki ilişki Şekil 2.2’de bir grafik halinde gösterilmiştir.

Yuvarlak boruların dış yüzeylerinde sıkça kullanılan dairesel kanat tipine ait η_f ‘de Şekil 2.2’de verilmiştir. Dairesel kanadın η_f değerlerinin, limit halde düz kanadın η_f değerlerine yakın(2.4 numaralı denklem) bir eğri ailesi olacağı Şekil 2.2’de görülmektedir.

Gazdan-gaza veya gazdan-sıvıya olan ısı değiştiriciler için denklem 2.2 de, yüzeyin iletim ısı direncine ait bileşen, akışkan tarafındaki taşınım direncine nazaran ihmal edilebilir. Su ile soğutmalı ara-soğutucuda olduğu gibi, gazdan sıvıya olan ısı iletiminde, gaz tarafının ısı iletim direnci genellikle sıvı tarafın ısı iletim direncinden çok daha büyük olup iletilen ısı miktarını kontrol eden ana faktördür. Gazdan-gaza ısı değiştiricilerde her iki tarafın ısı iletim dirençleri yaklaşık aynı büyüklüktedirler.

Bu bölümün başında liste halinde verilmiş olan ısı değiştirici değişkenleri arasında ilişki kurulabilir. Bunun için sıcak akışkanın kaybettiği entalpiyi, soğuk akışkanın kazanmış olduğu entalpiye eşitlemekten ibaret olan enerji denklemi, denklem 2.1 ile bir arada kullanılır. Mevcut değişkenlerin çok olması, aralarındaki ilişkiyi grafikte göstermeyi zorlaştırır. Ancak bu değişkenleri daha az sayıda boyutsuz parametreler halinde toplamak suretiyle, aralarındaki ilişkiyi grafik ile gösterme imkanı elde edilebilir. Çıkarılabilecek birçok boyutsuz parametreden kullanışlı ve kolayca izah

edilebilecek fiziki anlama sahip olanları, aşağıdaki kısımlarda tarif edilmiş ve isimlendirilmiştir.



Şekil 2.2 Düz ve dairesel kanatların ısı iletim etkinliği

2.3.1 Isı Değiştiricinin Etki Derecesi

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{maks}} = \frac{C_h(t_{h,i} - t_{h,o})}{C_{\min}(t_{h,i} - t_{c,i})} = \frac{C_c(t_{c,o} - t_{c,i})}{C_{\min}(t_{h,i} - t_{c,i})} \quad (2.6)$$

Bu denklemde C_{\min} , C_h ve C_c arasından küçük olanını gösterir.

2.3.2 Isı Değiştirme Sayısı

$$Ntu = \frac{AU_{av}}{C_{\min}} = \frac{1}{C_{\min}} \int_0^A U dA \quad (2.7)$$

Burada A , U 'nun tarifinde kullanılan akışkanın geçtiği yüzey alanıdır. Genellikle dizayn esnasında U bir sabit olarak düşünülebilir.

2.3.3 Akış Kapasiteleri Oranı

C_{\min}/C_{\max} olup burada C_{\min} ve C_{\max} , sırasıyla C_h ve C_c arasından küçük ve büyük olanını göstermektedir. Etki derecesini diğer parametreler cinsinden, aşağıdaki fonksiyonel bağıntı ile belirtmek mümkündür.

$$\varepsilon = \Phi \left(Ntu, \frac{C_{\min}}{C_{\max}}, \text{fiziki durum} \right) \quad (2.8)$$

Bu boyutsuz parametreler, ısı değiştirici performansını eğriler halinde gösterme kolaylığını sağladıkları gibi kolayca anlaşılabilen fiziki anlama da sahiptirler. Etki derecesi (ε), ısı değiştirici vasıtasıyla olan birim zamandaki ısı iletimini termodinamik kanunlarına göre mümkün olan maksimum ısı iletimi ile karşılaştırır. Bilindiği gibi maksimum ısı iletimi, ancak, sonsuz derecede büyük ısı iletim alanına sahip olan ters akışlı bir ısı değiştiricide gerçekleştirilebilir. Maksimum ısı iletim miktarı $C_h > C_c$ ise $q_{\max} = C_c(t_{h,i} - t_{c,i})$ 'dir. $C_h < C_c$ ise $q_{\max} = C_h(t_{h,i} - t_{c,i})$ olur. Bu suretle ε , termodinamik bir görüşle, ısı değiştiricinin verimini veya ne kadar etkili olduğunu ölçme gibi bir anlam taşır.

Isı etki derecesinin dizayn aşamasında kullanılacak olan önemli bir özelliği vardır. Eğer çalışma şartları olan $t_{h,i}$, $t_{c,i}$, C_h ve C_c bilirse, ε 'nin büyüklüğü, ısı değiştiricinin ısı iletim performansını tamamıyla belirler. Eğer $C_h = C_{\min}$ ise,

$$\varepsilon = \frac{(t_{h,i} - t_{h,o})}{(t_{h,i} - t_{c,i})}$$

olup, sıcak akışkanın ne derecede etkili soğutulduğunu ölçmektedir. $C_c = C_{\min}$ ise bu taktirde,

$$\varepsilon = \frac{C_c(t_{c,o} - t_{c,i})}{C_{\min}(t_{h,i} - t_{c,i})}$$

olup, soğuk akışkanın ısıtılmasını, ideal şartlarda mümkün olan maksimum ısıtma ile karşılaştırmaktadır. Etki derecesinin genel tanımı olan denklem 2.6'da sıcaklık parametrelerinin bulunmasına rağmen, ϵ sadece sıcaklık farklarını karşılaştırmaz. Aynı zamanda etki derecesinin, ısı iletiminin etkinliğini de karşılaştırdığı bilinmelidir. Tanımın bu anlamda anlaşılması, ısı değiştirici dizaynında, muhtemel güçlük ve karışıklıkları önlemesi bakımından önemlidir.

Isı transfer eleman sayısı(Ntu), ısı değiştiricinin ısı değiştirme kapasitesini, diğer bir ifade ile, ısı değiştirme hacmini gösteren boyutsuz bir parametredir. Şekil 2.3 ve 2.4 gözden geçirilecek olursa, belirli bir ısı kapasite oranı için ϵ -Ntu ilişkisinin asimptotik bir karaktere sahip olduğu görülür. Ntu'nun küçük değerlerinde etki derecesi de küçüktür. Ntu'nun gittikçe artan değerlerinde, etki derecesinin bir maksimum değere(termodinamik kanunların belirtmiş olduğu) doğru asimptotik olarak yaklaştığı görülmektedir. Isı değiştirme yüzey alanının ve toplam ısı iletiminin 2.7 denklemdeki yerleri, büyük bir Ntu(dolaylı olarak, yüksek bir etki derecesi) elde etmedeki güçlük ve masrafları da gösterir.

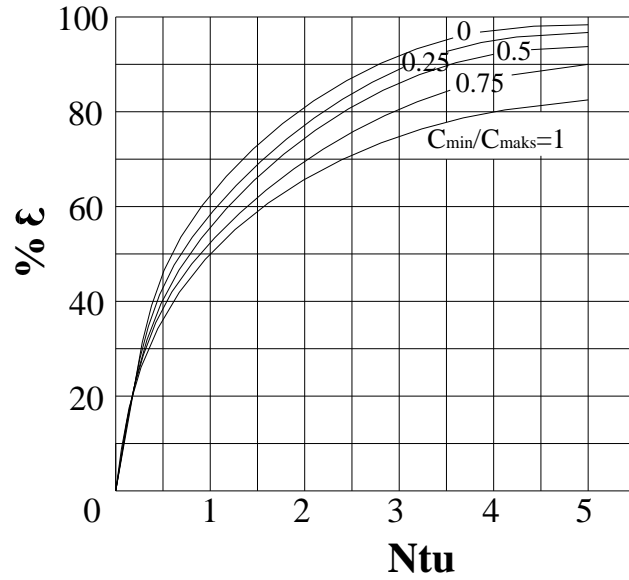
- Yüksek değerde bir U elde etmek için, ısı değiştirme yüzey alanının artması ve bunun içinde ilk yatırımın(ağırlık, hacim) artması gerekmektedir.
- Yüzeyin ısı direncinin düşük olması için de akışkan hızının artması ve dolayısıyla sürtünme güç kaybının artması gerekmektedir.

Isı değiştirici yüzeyin ısı iletim direncinin ihmal edilebileceği durumlarda, her iki taraftaki akışkanların Stanton(St) sayıları ile Ntu arasında kullanışlı bir ilişki, denklem 2.2 'den bulunabilir. Bu ilişki;

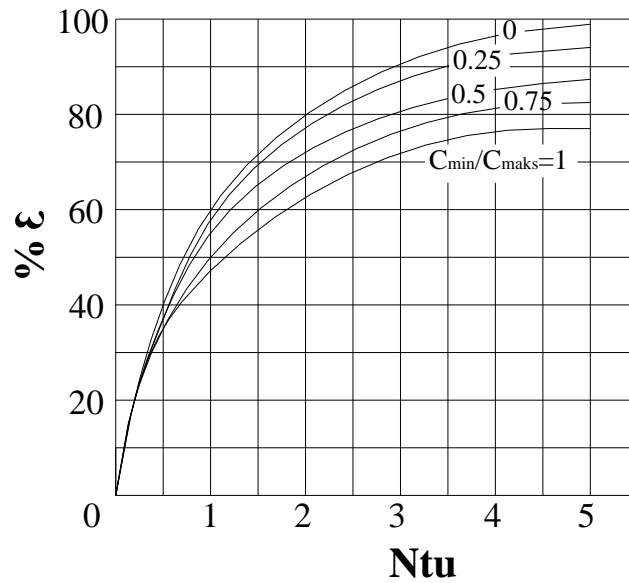
$$\frac{1}{Ntu} = \frac{1}{\eta_{o,h} \left(\frac{L}{r_h} \right)_h \left(\frac{C_h}{C_{\min}} \right) St_h} + \frac{1}{\eta_{o,c} \left(\frac{L}{r_h} \right)_c \left(\frac{C_c}{C_{\min}} \right) St_c} \quad (2.9)$$

Üçüncü boyutsuz parametre olan ısı akış kapasite oranı(C_{\min}/C_{\max}) iki taraftaki akış debileri ile ısı kapasitelerin(özgül ısı) çarpımlarının oranından ibarettir. Bu çarpımlar akışkanların taşıdığı ısı enerjisindeki değişme miktarını gösterir.

Denklem 2.8 ile belirtilen ilişki, ısı değıştircilerin ısı iletim performanslarının bir grafik şeklinde gősterilmesine imkan tanır. şekil 2.3'te, C_{\min}/C_{\max} 'ın değişik değerlerinde, ters akışlı bir ısı değıştircideki akışkan sıcaklığının nasıl değiştiği etki derecesinin yukarıdaki denklemlerinden anlaşılabilir.



şekil 2.3 Ters akışlı ısı değıştircide ısı iletim etki derecesi



şekil 2.4 çapraz akışlı ısı değıştircide ısı iletim etki derecesi

Isı iletimine ilişkin 2.1 numaralı denklem şu şekilde yazılabilir,

$$q = UA\Delta t_m \quad (2.1a)$$

Burada Δt_m uygun bir tarzda ortalaması alınmış olan sıcaklık farkını(t_h-t_c) göstermektedir. Enerji korunumu dikkate alınarak, q için ayrıca iki denklem daha yazmak mümkündür.

$$q = C_h (t_{h,i} - t_{h,o}) \quad (2.10)$$

$$q = C_c (t_{c,o} - t_{c,i}) \quad (2.11)$$

Daha öncede belirtildiği gibi, mümkün olan maksimum ısı iletimi, akış hızları ve giriş sıcaklıklarıyla sınırlandırılmıştır.

$$q_{maks} = C_{\min} (t_{h,i} - t_{c,i})$$

Denklem 2.1a, 2.10 ve 2.11'i q_{maks} ile normalize edersek, aşağıdaki ilişkileri elde ederiz;

$$\varepsilon = \frac{UA\Delta t_m}{C_h \Delta_o} \quad (2.1b)$$

$$\varepsilon = \frac{t_{h,i} - t_{h,o}}{\Delta_o} \quad (2.10a)$$

$$\varepsilon = \frac{t_{c,o} - t_{c,i}}{\Delta_o} \frac{C_c}{C_h} \quad (2.11a)$$

Ortalama sıcaklık farkı olan Δt_m , giriş ve çıkış sıcaklık farkları olan $t_{h,i}-t_{c,o}$ ile $t_{h,o}-t_{c,i}$ arasında ortalama bir değerdir. Bu ortalama değere akış hızının etki edeceğini bilinmektedir[4]. 2.10a ve 2.11a denklemlerini kullanarak:

$$\begin{aligned}
t_{h,i} - t_{c,o} &= (t_{h,i} - t_{h,o}) - (t_{c,o} - t_{c,i}) + (t_{h,o} - t_{c,o}) \\
&= \varepsilon \Delta_o - \varepsilon \Delta_o \frac{C_h}{C_c} + (1 - \varepsilon) \Delta_o = \left(1 - \varepsilon \frac{C_h}{C_c}\right) \Delta_o
\end{aligned}$$

sonucu elde edilir. Burada $\Delta_o = t_{h,i} - t_{c,i}$ 'dir. Aynı şekilde:

$$(t_{h,o} - t_{c,i}) = (1 - \varepsilon) \Delta_o$$

elde edilir. Böylece,

$$\frac{\Delta t_m}{\Delta_o} = \Phi\left(\varepsilon, \frac{C_h}{C_c}\right)$$

olur. Bunu 2.1 b denklemleriyle birleştirecek,

$$\varepsilon = \Phi\left(Ntu, \frac{C_h}{C_c}\right)$$

sonucu elde edilir.

2.4 Etki Derecesi - Ntu Bağlıları

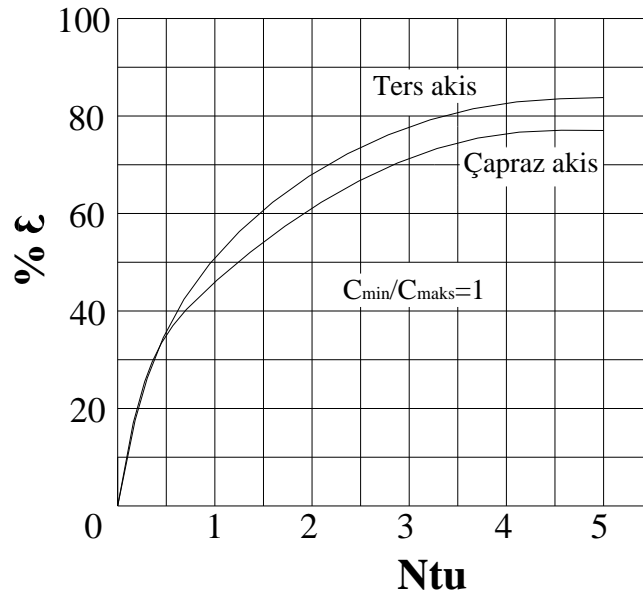
Etki derecesi ve Ntu arasındaki ilişkiyi etkileyen unsurlardan en önemlisi akışkanların birbirlerine göre akış şekilleridir.

2.4.1 Ters Akış Durumu

Ters akışlı ısı değiştiriciler için (Şekil 2.3) ε , Ntu ve C_{\min}/C_{\max} ile elde edilen bağıntı şu şekildedir;

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-Ntu(1 - C_{\min}/C_{\max})}}{1 - \left(\frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right) e^{-Ntu(1 - C_{\min}/C_{\max})}} \quad (2.12)$$

Burada Ntu ($Ntu=AU/C_{min}$), daima minimum akış kapasitesi kullanılarak bulunacaktır. Şekil 2.4'ün hazırlanmasında yapılan hesapların sonuçları tablo A.2'de verilmektedir (uygulamada kullanılacak olan model). Bu tabloya dikkat edilecek olursa bütün akış kapasite oranları için, Ntu büyüdükçe etki derecesinin de bire yaklaştığı görülür. Bu doğrudan doğruya ε 'un tarif edildiği tarzının bir sonucudur (Denklem 2.6 ve ona ait paragrafa bkz). Ayrıca Ntu , belirli bir akış kapasiteleri oranı azalışı için etki derecesi de artmaktadır.



Şekil 2.5 Çapraz ve ters akışın karşılaştırılması

Denklem 2.12'nin bilhassa iki özel hali gaz türbininde kullanılan ısı değiştiricilerinin dizaynı için ayrıca bir önem taşır [6]. Bunlar C_{min}/C_{maks} 'ın sıfır ve bire eşit olduğu değerlerdir. Birinci hal yaklaşık olarak su ile soğutmalı bir ara-soğutucunun performansını ($C_{su} > C_{hava}$) ifade eder. İkinci hal ise, $C_{gaz} \cong C_{hava}$ olan bir ısı değiştiricideki durumu gösterir. Birinci hal için ($C_{min}/C_{maks}=0$ olduğu zaman) denklem 2.12;

$$\varepsilon = 1 - e^{-Ntu} \quad (2.12a)$$

şeklini, $C_{min}/C_{maks}=1$ olduğu zaman ise denklem 2.12;

$$\varepsilon = \frac{Ntu}{1 + Ntu} \quad (2.12b)$$

şeklini alır. Bir yoğuşturucu veya buharlaştırıcıda $C_{\min}/C_{\max}=0$ 'dır. Çünkü akışkanlardan birinin sıcaklığı, ısı değiştirici içinde sabit kalıyorsa onun ısınma ısısı ve dolayısıyla akış kapasitesi sonsuz olur.

2.4.2 Paralel Akış Durumu

Paralel akış hali için ε - Ntu ve C_{\min}/C_{\max} arasındaki ilişki şu denklem ile ifade edilir;

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-Ntu \left(1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right)}}{1 + \left(\frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right)}$$

(2.13)

Bu halde, ters akışlı ısı değiştiricinin aksine olarak etki derecesinin asimptot olduğu değer birden daha küçüktür ($C_{\min}/C_{\max}=0$ durumu hariç). Paralel akışlı bir ısı değiştiricide $C_{\min}/C_{\max}=1$ ise mümkün olan en büyük etki derecesinin % 50 veya ters akışlı haldekinin yarısı olduğu Şekil 2.5'den görülmektedir. $C_{\min}/C_{\max}=0$ olduğu durumda, denklem 2.13,

$$\varepsilon = 1 - e^{-Ntu} \quad (2.13a)$$

şeklinde kısalır. Bu değer ters akış durumundaki 2.12a denkleminin aynısıdır. Dolayısıyla $C_{su} \gg C_{hava}$ olan ters akışlı bir ara-soğutucu, buharlaştırıcı veya yoğuşturucu performansının, paralel akışlıya nazaran avantajlı olmadığı anlaşılır[7]. Fakat $C_{\min}/C_{\max}=1$ ise, 2.13 denklemi,

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-2Ntu}}{2} \quad (2.13b)$$

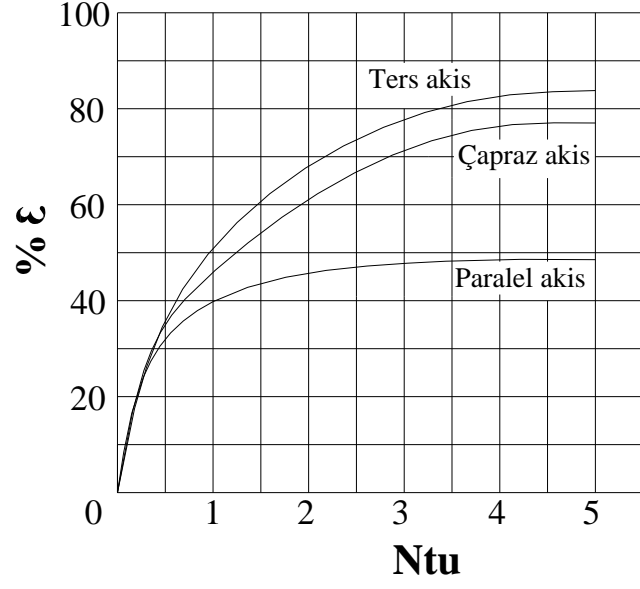
halini alır. Denklem 2.12b ve 2.13b'nin birlikte gösterildiği şekil 2.6'dan, paralel akışlı bir ısı değiştiricinin, Ntu 'un 0.7 den büyük değerlerinde, oldukça düşük performansa sahip olacağı anlaşılmaktadır ($C_{gaz} \cong C_{hava}$, $\epsilon > \%40$).

2.4.3 Çapraz Akış Durumu

Bu çeşit çapraz akışlı ısı değiştiricide (Şekil 2.4), akışkanlar ayrı borulardan akarlar. Ayrı borular içinden akan akışkanlar, aynı cins olsa da, ısı değiştiriciden çıkıncaya kadar bir daha birbiriyle karışmaz. Bu tipte bir ısı değiştiricinin etki derecesi, akışkanların çıkış sıcaklıklarının ortalama değeri üzerinden hesaplanmıştır. Bu tipteki bir ısı değiştiriciye ait analitik çözümün sonuçları basit bir denklem ile ifade edilememektedir. Tablo A.2 ve Şekil 2.4'deki çözüm Mason tarafından seriler kullanılmak suretiyle elde edilmiştir[8]. Daha önceki akış tiplerinde olduğu gibi burada da $C_{min}/C_{maks}=0$ için etki derecesi denklemi,

$$\epsilon = 1 - e^{-Ntu}$$

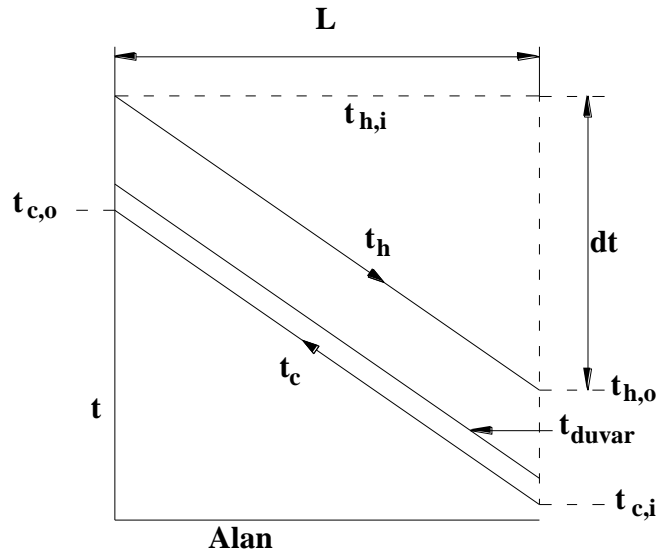
tarzında basitleşir. Ayrıca ters akışlı tipte olduğu gibi, bu tipte de eğrilerin hepsi $\epsilon=1$ değerine asimptotik olarak yaklaşmaktadırlar. Ancak C_{min}/C_{maks} 'ın sıfırdan büyük değerlerinde belirli bir Ntu 'ya karşılık etki derecesi, ters akışlıya göre daha küçüktür. İki tipin arasındaki en büyük fark Şekil 2.6 dan görüldüğü gibi $C_{min}/C_{maks}=1$ değerinde olmaktadır.



Şekil 2.6 $C_{\min}/C_{\max}=1$ olan ısı değiştiricide akışın etkileri

3.ISI DEĞİŞTİRİCİDE BOYUNA ISI İLETİMİNİN ETKİLERİ

Buraya kadar açıklanan ısı değıştirci dizaynına ait hesaplarda, gerek boru ve gerekse akışkan iletimi yoluyla, akış yönünde ısı iletimi ihmal edilmiştir. Erimiş metaller hariç diğer bütün sıvıların ısı iletimi küçüktür. Ancak boru malzemesinin iletimi oldukça büyük olabilir. Bu nedenle sadece boru malzemesinin akış yönündeki ısı iletim etkileri incelenecektir. Genel olarak bu ısı iletimi, sabit bir Ntu için, ısı değıştircinin etki derecesini azaltır[9]. Bu faktör, özellikle yüksek etki derecesi ($\epsilon > \%90$) elde etmek üzere dizayn edilmiş ve akış mesafesi kısa olan ısı değıştircilerde önemli olabilir. Aşağıdaki basit analiz, boru boyunca olan ısı iletiminin yaklaşık etkisini göstermektedir. $C_{min}/C_{maks}=1$ olan bir ısı değıştircide, Şekil 3.1'de gösterilen sıcaklık durumlarını göz önüne alalım.



Şekil 3.1 $C_c=C_h$ olan ters akışlı ısı değıştircide sıcaklık dağılımı

Sıcak akışkan için sıcaklık farkı (∂t), soğuk akışkan ve cidara ait sıcaklık farklarıyla yaklaşık olarak aynı büyüklüktedir. Bu nedenle, (L: akış istikametindeki uzunluk) borudaki boyuna sıcaklık değışme miktarı $\partial t/L$ 'dir. Boyuna ısı iletimine dik olan kesit alanı A_k ile gösterilirse, bu istikametteki iletim miktarı yaklaşık olarak,

$$q_k \approx k A_k \frac{\delta t}{L} \quad (3.1)$$

ifade edilebilir. Buna karşılık, birim zamandaki taşınım yoluyla oluşan ısı iletimi basit bir enerji balansı ile elde edilebilir;

$$q = C_c \delta t = C_h \delta t \quad (3.2)$$

Bu iki denklemden

$$\frac{q_k}{q} = \frac{\left(\frac{k}{L}\right) A_k}{C} \quad (3.3)$$

elde ederiz.

Eğer q_k , iletilen ısı akısı olan q 'yu azaltıyor ise, etki derecesindeki azalma miktarına da $\partial \varepsilon$ dersek, q_k/q ile $\partial \varepsilon/\varepsilon$ aynı yaklaşık büyüklüktedir;

$$\frac{\partial \varepsilon}{\varepsilon} \approx \frac{\left(\frac{k}{L}\right) A_k}{C_{\min}} = \lambda \quad (3.4)$$

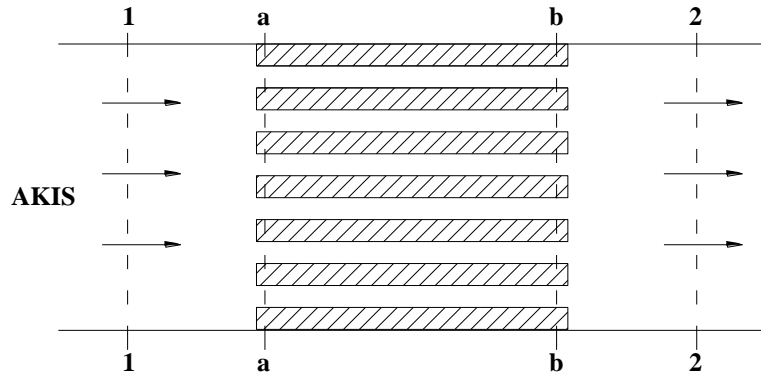
Burada λ , boyutsuz ısı iletim parametresidir. Basit bir yaklaşım ile elde edilmiş olan bu sonuç, boyuna ısı iletim etkisini yaklaşık bir değerle gösterir. Daha gelişmiş bir analiz istenirse bilgisayar ile nümerik bir hesap yapılması gerekir.

4.ISI DEĞİŞTİRİCİDE BASINÇ KAYBI

Sıvıdan-sıvıya olan ısı değıştircilerdeki sirtünme özelliklerinin hassas olarak bilinmesi, sıvıdan-gaza veya gazdan-gaza olan ısı değıştircilerdeki kadar, önemli değildir. Çünkü yoğunluğu fazla olan akışkanlar az bir pompa gücüne ihtiyaç gösterirler. Gazların yoğunluklarının az olması nedeniyle, akan kütle için gerekli sirtünme gücü çok daha fazladır. Bu nedenle, tasarımcının yüzeye ait sirtünme özelliğini bilmesi ısı iletim özelliği kadar önemlidir. Kullanılan kanal ve yüzeylere ait sirtünme faktörü (f) akış geometrisinin ve reynolds sayısının fonksiyonu olarak verilir[4,10].

4.1 Basınç Kaybı Denklemi

İncelenecek akış sistemi Şekil 4.1'de gösterilmiştir. Gaz akışlı ısı değıştirici uygulamalarında 1 ile a, b ile 2 noktaları arasındaki basınç farkları toplam basınca oranla çok küçüktür. Bu nedenle $V_b \cong V_2$ alınabilir.



Şekil 4.1 Akış sistemi

Giriş ve çıkış kayıplarının katsayıları(K_c , K_e) momentum denkleminde kullanılır ve ısı değıştirici içinden akışın tümüne doğru integre edilerek,

$$\frac{\Delta P}{P_1} = \frac{G^2 v_1}{2g_c P_1} \left[(K_c + 1 - \sigma^2) + 2 \left(\frac{v_2}{v_1} - 1 \right) + f \frac{A}{A_c} \frac{v_m}{v_1} - (1 - \sigma^2 - K_e) \frac{v_2}{v_1} \right] \quad (4.1a)$$

denklemini bulunur[4]. Bu denklem hemen hemen bütün ısı değiştiricilerdeki basınç dūřümünü hesaplamada kullanılır. Ancak, boru demetlerine dik veya periyodik tipli ısı değiştiricilerin matrislerindeki akışta, giriş ve çıkış katsayıları sūrtünme faktörüne dahil edilir($K_c=K_e=0$). Buna göre denklem řu şekli alır[11],

$$\frac{\Delta P}{P_1} = \frac{G^2 v_1}{2g_c P_1} \left[(1 + \sigma^2) + \left(\frac{v_2}{v_1} - 1 \right) + f \frac{A}{A_c} \frac{v_m}{v_1} \right] \quad (4.1b)$$

Matris yüzeylerinde σ yerine p kullanılır. Çok geçişli tiplerde, dōnūř başlıklarıyla, giriş-çıkış kısımları ve kanallardaki kayıplar ayrıca hesaplanmalıdır[12]. Hidrolik yarıçapın tarifinde, $A/A_c=L/r_h$ ve

$$\frac{G^2 v_1}{2g_c P_1} = \left(\frac{V_1^2 / 2g_c}{P_1 / \rho_1} \right) \quad (4.2)$$

olduğuna dikkat edilmelidir.

4.2 numaralı denklemde, V_1 değeri, akışkanın debi(G) hesabında kullanılan en küçük serbest akış alanı ile tarif edilmiş, ısı değiştiriciye giriş hızıdır. Denklem 4.1a ve 4.1b'de kullanılacak ortalama özgül hacim ise şu şekildedir;

$$v_m = \frac{1}{A} \int_0^A v dA \quad (4.3)$$

şekil 4.1 de gösterilen sıcaklık şartlarını göz önüne alalım; $C_{min}/C_{maks}=1$ değeri için ters akışlı tipte akışkan sıcaklığı alanla doğru orantılı olarak değişmektedir. Bu durum iyi sayılabilecek yaklaşıklık bir sonuçla paralel akış hariç diğer akış tipleri içinde geçerli olmaktadır.Bunun sonucunda;

$$\frac{v_m}{v_1} \approx \frac{P_1}{P_{ort}} \frac{T_{ort}}{T_1} \quad \text{veya} \quad v_m \approx \frac{v_1 + v_2}{2} \quad (4.4a)$$

elde edilir. Burada T_{ort} ile P_{ort} , giriş ve çıkıştaki sırası ile sıcaklık ve basınç değerlerinin aritmetik ortalamasıdır. Eğer yüzey sıcaklığı, su ile soğutmalı ara-soğutucularda, yoğunlaştırucularda veya buharlaştırıcılarda olduğu gibi, aşağı yukarı sabit ise, denklem 4.4a iyi bir yaklaşımla şu şekli alır[13] ;

$$\frac{v_m}{v_1} \approx \frac{P_1}{P_{ort}} \frac{T_{lma}}{T_1} \quad (4.4b)$$

Burada P_{ort} , yukarıdaki paragrafta da anlatıldığı gibi giriş ve çıkış basınçlarının aritmetik ortalamasıdır. T_{lma} ise sabit sıcaklıkla, akışkanlar arasında logaritmik ortalama sıcaklık farkına bağlı olup,

$$T_{lma} = T_{sbt} \pm \Delta t_{lma} \quad (4.5)$$

şeklindedir. Isı değiştirici uygulamalarında + işareti kullanılır ve

$$\Delta t_{lma} = \frac{(t_{h,i} - t_c) - (t_{h,o} - t_c)}{\ln \left[\frac{(t_{h,i} - t_c)}{(t_{h,o} - t_c)} \right]} = \frac{(t_{h,i} - t_{h,o})}{Ntu} \quad (4.6)$$

olarak hesaplanır. Eğer soğuk akışkan sıcaklığı(t_c) yerine, sıcak akışkanın sıcaklığı sabit($C_h \gg C_c$) ise, 4.5 numaralı denklemde (-) işareti ile birlikte 4.6 da t_c yerine t_h kullanılır.

Denklem 4.1a'daki debi (G), sürtünme faktörünün tarifine uygun olarak en küçük serbest akış alanı ile tarif edilmiştir. Normal olarak 4.1a'daki giriş ve çıkış kayıp katsayıları, ısı değiştirici dizaynlarında. karşılaşılan toplam basınç düşmesine göre çok küçüktür. Buna neden A/A_c 'nin çok büyük olması ve ΔP miktarının ısı değiştiricideki sürtünme terimini kontrol etmesidir. Dolayısıyla K_c ve K_e değerlerinin büyük bir hassasiyetle bilinmesine gerek yoktur. Denklem 4.1a'daki f (sürtünme

faktörü), akışkan özelliklerinin(ρ , μ) gerek akış yönünde ve gerekse akışa dik yöndeki değişikliklerine bağlıdır.

5.GENETİK ALGORİTMALAR

1960-70'lerde psikoloji ve bilgisayar bilimi uzmanı olan John Holland bu konuda ilk çalışmaları yapan kişidir. Mekanik öğrenme konusunda çalışan Holland, Darwin'in evrim kuramından etkilenerek canlılarda yaşanan genetik süreci bilgisayar ortamında gerçekleştirmeyi düşündü. Tek bir mekanik yapının öğrenme yeteneğini geliştirmek yerine böyle yapılarda oluşan bir topluluğun çoğalma, çaprazlama, mutasyon, vb genetik süreçlerden geçerek başarılı (öğrenebilen) yeni bireyler oluşturabildiğini gördü. Çalışmalarının sonucunu açıkladığını kitabının 1975'te yayınlanmasından sonra geliştirdiği yöntemin adı Genetik Algoritmalar (GA) olarak yerleşti. Ancak 1985 yılında Holland'ın öğrencisi olarak doktorasını veren David E. Goldberg adlı inşaat mühendisi 1989 'da konusunda bir klasik sayılan kitabını yayınladığına dek genetik algoritmaların pek pratik yararı olmayan bir araştırma konusu olduğu düşünülüyordu. Halbuki Goldberg' in gaz boru hatlarının denetimi üzerine yaptığı doktora tezi ona sadece 1985 National Science Foundation Genç Araştırmacı ödülünü kazandırmakla kalmadı, genetik algoritmaların pratik kullanımının da olabirliğini kanıtladı. Ayrıca kitabında genetik algoritmalara dayalı tam 83 uygulamaya yer vererek GA'nın dünyanın her yerinde çeşitli konularda kullanılmakta olduğunu gösterdi.

5.1 Genetik Algoritmanın Tanımı

Genetik algoritma, optimizasyon problemlerinde kullanılan yöntemlerden biridir. Temel olarak doğal ayıklanmaya dayanmaktadır. Genetik algoritmalar doğada geçerli olan en iyinin yaşaması kuralına dayanarak sürekli iyileşen çözümler üretir. Bunun için "iyi"nin ne olduğunu belirleyen bir *uygunluk* fonksiyonu ve yeni çözümler üretmek için *yeniden kopyalama*, *mutasyon* gibi operatörleri kullanır. Genetik algoritmaların bir diğer önemli özelliği de bir grup çözümle uğraşmasıdır. Bu sayede çok sayıda çözümün içinden iyileri seçilip kötöleri elenebilir.

Genetik algoritmaları diğer algoritmalara göre en önemli özelliklerden biri de seçmedir. Genetik algoritmalarda çözümün uygunluğu onun seçilme şansını arttırır ancak bunu garanti etmez. Seçim de ilk grubun oluşturulması gibi rasgeledir ancak bu rasgele seçimde seçilme olasılıklarını çözümlerin uygunluğu belirler.

5.2 Genetik algoritmaların üstünlükleri

- Sürekli veya ayrık parametreleri kullanarak optimizasyon yapabilir.
- Herhangi bir türev bilgisi gerektirmez.
- Amaç fonksiyonun gösterdiği yüzeyden geniş bir örnekleme ile simültane bir arama yapar.
- Çok sayıda parametreyi kullanarak inceleme yapabilir. Paralel hesaplama için çok uygundur.
- Çok karışık amaç fonksiyonlarını kullanarak da parametreleri optimize edebilir.
- Yerel minimumları kolayca elimine edebilir.
- Sadece bir tek çözümü değil, aynı zaman da optimum parametrelerin listesini sunabilir.
- Sayısal olarak üretilmiş veriler, deneysel veriler veya analitik fonksiyonları kullanarak çalışabilir.

5.3 Genetik Algoritmaların Çalışma Prensipleri

Genetik algoritmanın çalışmasını aşağıdaki gibi özetleyebiliriz;

- Olası çözümlerin kodlandığı bir çözüm gurubu oluşturulur. Her kromozomun ne kadar uygun olduğu bulunur.
- Yeni bir toplum oluşturmak için bu kromozomlar eşlenerek yeniden kopyalama ve değiştirme operatörleri uygulanır.
- Yeni kromozomlara yer açmak için eski kromozomlar ortadan kaldırılır.
- Oluşturulan yeni toplumdaki tüm kromozomların uygunlukları tekrar hesaplanır.

- Eğer jenerasyon süresi dolmamışsa yeni oluşan toplum eskisine uygulanan işlemlere tabi tutulur.
- O ana kadar bulunmuş en iyi kromozom sonuçtur.

Genetik algoritmaları uygulamaya başlamadan önce toplumda bulunacak birey sayısını belirlenmelidir. Genel olarak önerilen 100-300 aralığında bir büyüklüktür. Büyüklük seçiminde yapılan işlemlerin karmaşıklığı ve aramanın derinliği önemlidir. Toplum bu işlemde sonra rasgele oluşturulur. Daha sonra kromozomların ne kadar iyi olduğunu bulmakta kullanılan uygunluk fonksiyonu belirlenir. Bu fonksiyon işletilerek kromozomların uygunluklarının bulunmasına ise *hesaplama* adı verilir. Bu fonksiyon genetik algoritmanın beynini oluşturmaktadır. Genetik algoritmada probleme özel çalışan tek kısım bu fonksiyondur. Uygunluk fonksiyonu kromozomları problemin parametreleri haline getirerek onların bir bakıma şifresini çözer ve sonra bu parametrelere göre hesaplamayı yaparak kromozomların uygunluğunu bulur. çoğu zaman genetik algoritmanın başarısı bu fonksiyonun verimli ve hassas olmasına bağlı olmaktadır. Kromozomların eşlenmesi kromozomların uygunluk değerlerine göre yapılır. Bu seçimi yapmak için *rulet tekerleği seçimi* ve *turnuva seçimi* gibi seçme yöntemleri kullanılabilir.

Çapraz/ama genetik algoritmanın motoru kabul edilir. Basitçe olay iki ebeveyn kromozomun arasında belirlenen parçaların takasıdır. Genetik algoritmalar bu olayın benzeşimini ikili kodlama için temelde

- Tek noktalı,
- Çok noktalı

çaprazlama adı verilen iki yolla yapar. Genetik algoritmalarda *ikilik dizi* çok kullanılır. Doğadaki genlerin benzeşimi 'bit'lerdir. İkilik dizilerde bir çaprazlama Şekil 5.1'deki gibi gerçekleşebilir.

	Önce	Sonra
Birey 1	010 \times 111	010001
Birey 2	101 \times 001	101111

Çaprazlama noktası

Şekil 5.1 İkili kodlanmış genetik algoritmalar için çaprazlama

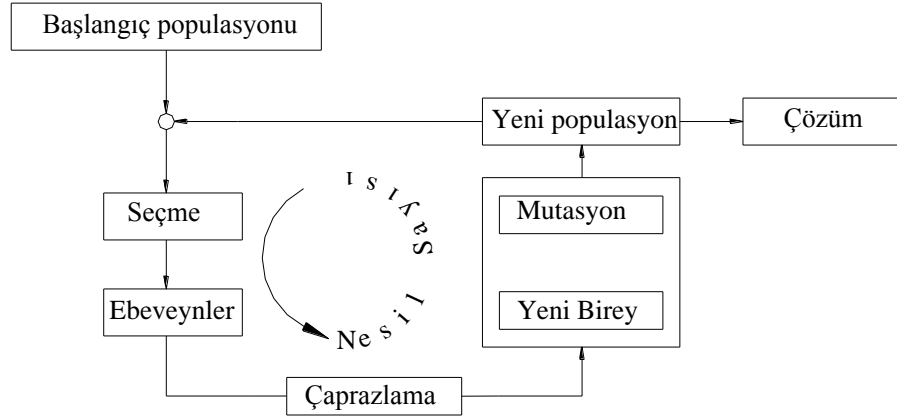
Çaprazlama toplumda çeşitliliği sağlar. İyi özelliklerin bir araya gelmesini kolaylaştırarak en iyiye yaklaşmayı sağlar. Mutasyon kromozomun bir parçasının dışarıdan değiştirilmesi şeklinde tanımlanır. Mutasyon görünüşte genetik algoritmanın dayanak noktasıdır, ancak etkisi bir çözüm üzerindedir. Bu da yalnız başına başarılı olmasını zorlaştırır. İkili dizilerde değiştirme rasgele bir bit 'in değiştirilmesiyle sağlanabilir. Çok düşük bir değiştirme olasılığı toplumda bazı özelliklerin kaybolmasına neden olabilir. Bu da en iyi sonuçların bulunmasına engeldir. Ancak yüksek bir değiştirme olasılığı da eldeki çözümleri bozarak sonuca ulaşmayı zorlaştırır. Çaprazlama ve mutasyonun olasılıkları için kesin bir sayı yoktur. Mutasyon olasılığı 0.01-0.001, çaprazlama olasılığı 0.5-1.0 aralığında tavsiye edilir.

Yapılan bu işlemlerde sonra eski kromozomlar çıkartılarak sabit büyüklükte bir toplum sağlanır. Oluşan yeni toplumdaki tüm kromozomlar yeniden hesaplanarak yeni toplumunun başarısı bulunur. Bu şekilde genetik algoritma defalarca çalıştırılarak çok sayıda toplum oluşturulup hesaplanır. Toplumların hesaplanması sırasında en iyi bireyler saklandığı için o ana kadar bulunmuş en iyi sonuç problemin çözümüdür. Genetik algoritmanın yaptığı işleri temelini akış diyagramı olarak Şekil 5.2 de görebiliriz.

5.4 İkili Kodlamalı Genetik Algoritmaların Farkları

- Genetik algoritma parametrelerin kodlarıyla uğraşır. Parametreler kodlanabildiği sürece fark etmez.
- Genetik algoritma bir tek yerden değil, bir grup çözüm içinden arama yapar.

- Genetik algoritma ne yaptığı konusunda bilgi içermez, nasıl yaptığını bilir. Bu nedenle bir *kör arama* metodudur.
- Genetik algoritmalar olasılık kurallarına göre çalışır. Programın ne kadar iyi çalışacağı önceden kesin olarak belirlenemez. Ama olasılıkla hesaplanabilir.



Şekil 5.2 Genetik Algoritmanın akış diyagramı

5.5 Sürekli Parametrelili Genetik Algoritma

Yukarıda anlatılanlardan da anlaşılacağı gibi ikili sistem genetik algoritmalarla, geleneksel yöntemleri gölgede bırakan, bir çok optimizasyon problemleri çözülebilir. Lakin, ikili kodlanmış genetik algoritma yönteminin de zorlandığı, tıkanıdığı noktalar vardır. Misal olarak, parametre değerleri sürekli olan ve makinenin elverdiği en büyük hassasiyete kadar bilinmesi istenen bir problemin çözülmesi durumu verilebilir. Böyle bir durumda bu parametreleri temsil etmek için çok sayıda bit gerekecektir. Eğer parametrelerin sayısı fazla ise kromozomların büyüklüğü fazlasıyla artacaktır. 1 ve 0'lar bir parametreyi temsil etmenin tek yolu değildir. Herhangi bir kimse parametreleri kodlamak için uygun bir gösterilim kullanabilir. Parametrelerin doğal olarak kuantalandığı durumlarda ikili sistem genetik algoritmalar oldukça uygun olmakla birlikte parametrelerin sürekli olduğu durumlarda kodlama için gerçel sayıları kullanmak çok daha uygun olacaktır. İkili sistemde kodlama yapılırsa hassasiyet kodlamanın bit sayısı ile sınırlı olmakla birlikte gerçel sayıların kullanılmasıyla hassasiyet kullanılan bilgisayarın hassasiyetiyle sınırlı olur. Kodlama için gerçel sayıların kullanılması bilgisayar

hafızası gereksinimi ikili sistemde kodlama yapıldığı duruma göre çok daha azdır. Sürekli parametreleri kullanmanın diğer bir faydası uygunluk fonksiyonunun çok daha doğru hesaplanabilmesidir.

Gerçel sayıların kullanıldığı genetik algoritmalar genel akış diyagramı olarak ikili kodlanmış olanlarla aynı gibi görünmekle birlikte 1 ve 0'lar gibi bitler içermediğinden mutasyon ve çaprazlama işlemlerinin nasıl yapılacağına dikkat edilmelidir.

Kromozom, en iyileştirilecek parametre değerleri dizisi olarak tanımlanabilir. Eğer bir kromozom N_{par} adet parametreden oluşuyor ise o kromozom $l \times N_{par}$ elemanlı bir dizi olarak

$$\text{Kromozom} = [p_1, p_2, p_3, \dots, p_{N_{par}}] \quad (5.1)$$

yazılabilir. Bu durumda parametrelerin her biri birer gerçel sayıdır. Her kromozomun N_{par} değişkenli bir uygunluk fonksiyonu değeri olacaktır.

$$C_i = f(p_1, p_2, p_3, \dots, p_{N_{par}}) \quad (5.2)$$

Burada i toplumu oluşturan birey sayısıdır. Bu iki ifade çözülecek problemin kurulmasında kullanılacak kısıtlardır.

5.6 Başlangıç toplumu

Genetik algoritma çalıştırılmaya başlandığında ilk önce başlangıç toplumu N_{ipop} tane kromozom belirlenmelidir. Her bir satırında $l \times N$ adetlik dizi içeren bir matris bunu gösterebilir. Verilen N_{ipop} tane kromozomu gösteren $N_{ipop} \times N_{par}$ boyutunda rasgele değerler içeren matris

$$\text{IPOP} = (hi - lo) \times \text{random}\{ N_{ipop} \times N_{par} \} + lo \quad (5.3)$$

şeklinde üretilebilir. Burada,

random{ $N_{ipop} \times N_{par}$ } : $N_{ipop} \times N_{par}$ boyutunda, elemanları 0 ve 1 arasında düzgün dağılım gösteren matrisi üreten rasgele bir fonksiyondur.

hi : Parametre aralığının en büyük değeridir.

lo : Parametre aralığının en küçük değeridir.

Oluşan bu toplumda farklı kromozomlar eşit şekilde üretilmezler. Onların kıymetleri uygunluk fonksiyonunun değerlendirilmesine göre belirlenir. Bu noktada toplumdaki kromozomların hangilerinin bir sonraki nesli üretmeye yeterli uygunlukta olduğuna karar verilmelidir. Bütün genler uygunluk derecelerine göre sıralanır ve en iyi N_{pop} eleman bir sonraki nesil için saklanır diğerleri yok edilir. Bu doğal ayıklanma, algoritmanın her adımında uygulanarak kromozomların uygunluk değerlerinin gitgide iyileşmesi sağlanır. Bu noktada toplumun birey sayısı N_{pop} 'dur. Bu toplumdaki her bir kromozom ebeveyn olmak için yeterli değildir. Burada uygunluk değeri en yüksek olan N_{good} tane birey ebeveyn olarak saklanır geri kalan N_{bad} tane birey elenir. En uygun N_{good} adet kromozom ebeveyn kümesini oluşturur. Bunlar kendi içinde iki gruba ayrılır. Bu guruplardan gelen bireylerden oluşan her bir çift iki yeni birey oluşturur. Yeni oluşturulan bireyler ebeveynlerinin bazı özelliklerini kendisinde gösterecektir. Kromozomları birleştirmenin daha birçok makul yolu bulunabilir.

5.7 Çaprazlama

Sürekli parametrelili GA uygulamasında ikili kodlanmadaki tek noktalı veya çok noktalı çaprazlamaya benzer şekilde iki tane ebeveyn seçilir ve bunların kombinasyonlarından yeni bireyler oluşturulur. Bu konuda farklı metotlar sunulmuştur.

Çaprazlama için aşağıdaki gibi iki tane kromozom seçilir.

$$Ebeveyn_1 = [p_{m1}, p_{m2}, p_{m3}, p_{m4}, p_{m5}, p_{m6}, \dots, p_{mN_{par}}] \quad (5.4)$$

$$Ebeveyn_2 = [p_{d1}, p_{d2}, p_{d3}, p_{d4}, p_{d5}, p_{d6}, \dots, p_{dN_{par}}] \quad (5.5)$$

Rasgele seçilen çaprazlama noktalarına göre parametreler yer değiştirerek

$$Yavru_1=[p_{m1}, p_{m2}, p_{m3}, p_{m4}, p_{m5}, p_{m6}, p_{dNpar}] \quad (5.6)$$

$$Yavru_2=[p_{d1}, p_{d2}, p_{d3}, p_{d4}, p_{d5}, p_{d6}, p_{mNpar}] \quad (5.7)$$

şeklinde yeni kromozomları oluşturur. Buraya kadar uygulanan strateji ikili kodlamaya daha uygun olduğundan sürekli parametrelerin kullanılmasında çok iyi sonuç vermeyebilir. Buradan sonra uygulanabilecek karışım metodunda (Radcliff, 1991) yeni oluşan bireyin parametre değeri P_{new} ;

$$P_{new} = \beta p_{mn} + (1-\beta)p_{dn} \quad (5.8)$$

şeklinde hesaplanabilir. Burada,

β : [0,1] aralığında rasgele bir sayıyı,

p_{mn} : Anne kromozomun n. parametresini,

p_{dn} : Baba kromozomun n. parametresini,

göstermektedir. β 'nın 1'e eşit olması durumunda baba kromozomun yeni oluşan kromozoma hiç katkısı olmaz. $\beta = 0$ olması durumunda da annenin hiçbir katkısı olmaz. β 'nın 0.5 olması durumunda ebeveynlerin katkıları eşit olur(Davis, 1991). Şimdi hangi parametrelerin karışım için seçileceği incelenmelidir. Ebeveynlerin, lineer kombinasyonları olan bütün parametre değerlerini üretmek için, en fazla N_{par} sayıda karışım yapılabilir. Karışım oranı her bir parametre için aynı seçilebileceği gibi farklı da seçilebilir. Bu şekilde uygulanan metotlarla üretilen parametre değerleri belirlenen sınırların dışına pek çıkmaz. Bu metotların en basiti,

$$p_{new1} = 0.5 p_{mn} + 0.5 p_{dn} \quad (5.9)$$

$$p_{new1} = 1.5 p_{mn} - 0.5 p_{dn} \quad (5.10)$$

$$p_{new1} = -0.5 p_{mn} + 1.5 p_{dn} \quad (5.11)$$

şeklinde örnekleri verilen lineer çaprazlama metotlarıdır. Bunlardan başka β 'nın $[0,1]$ aralığında seçildiği ve yeni bireyin

$$P_{\text{new}} = \beta(p_{\text{mn}} - p_{\text{dn}}) + p_{\text{dn}} \quad (5.12)$$

şeklinde verilen heuristik çaprazlama metodu kullanılabilir. Bu metot ebeveynlerin değerleri dışında yeni bireylerin üretilmesine de izin verir. Bazen üretilen değerler kabul edilen sınırlar dışına çıkabilir. Bu durumda yeni birey elenir ve yeni bir β seçilerek devam edilir. Ebeveynin değerlerine göre üretilen yeni bireyin bulunabileceği aralığı tayin eden α katsayısının seçilmesine dayanan karışımli çaprazlama (BLX- α) metodu 1993'de Eshelman ve Shaffer tarafından ortaya atılmıştır.

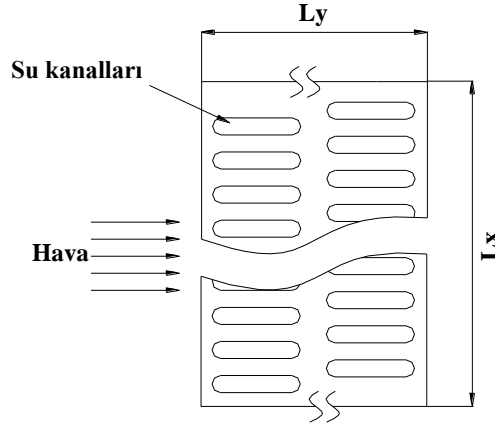
5.8 Mutasyon

Yeni oluşturulan kromozomların içindeki parametrelerin belirli oranlarda değiştirilmesi işlemine mutasyon denir. Bu olasılığın genellikle küçük seçilmesi önerilir. Eğer bu olasılık yüksek seçilir ise arama algoritması rasgele çalışmaya yönelir. Mutasyon işlemi incelenen problemde algoritmanın yerel minimumlara takılmasını önlemektedir[14].

6.UYGULAMA

Tek fazlı ısı değiştirici uygulamalarında levha finli-tüp (plate finned-tube) ısı değiştiricilerin önemi büyüktür. Yüksek verimliliği, kullanım esnekliği ve kompaktlığı genel uygulamalarda bunları rakipsiz kılmaktadır[15]. Bütün mühendislik uygulamalarında imali yapılacak ürünün geometrisi önemlidir. Bu yüzden hızlı ve uygun bir optimizasyon yapılmalıdır. Optimizasyon sınırlamaları kullanım ve üretim süreçleri göz önünde bulundurularak belirlenmeli ve geometriye ulaşılmalıdır. Bu sınırlamaların belirlenmesindeki zorluklardan önceki bölümlerde bahsetmiştik. Uygulamada, istenen sıcaklık farkını, minimum basınç kaybıyla verecek optimum ısı değiştirici boyutu bulunacaktır.

Bu yüzden geometri(Şekil 6.1) üç boyutta incelenmiştir; L_x , L_y , L_z (su kanalının uzunluğu), bu boyutların büyüklükleri üretim ve kullanım maliyetlerinde önemli rol oynar[3].



Şekil 6.1 Isı değiştiricinin boyutsal parametreleri

Optimizasyonun iskeletini teşkil eden amaç fonksiyonu Ntu ve ΔP_a (hava tarafındaki basınç düşümü) kullanılarak yazılmıştır. Uygulamanın en zor kısmı sirtünme faktörü değerinin analitik olarak elde edilememesidir. Bu yüzden literatürde bulunan deneysel veriler kullanılmıştır(Ek A)[4]. Sirtünme faktörünün giriş parametresi

olması neticesinde r_h , α , l , σ , t_f vb değerlerde giriş parametresi olarak alınmıştır. Çalışmada akışkan olarak su(soğutucu) ve kuru hava kullanılmıştır.

6.1 Kullanılan Isı Değiştiricinin Yapısı

Bazı değerlerin giriş parametresi olarak kabul edileceği bir önceki bölümde anlatılmıştı. Uygulamada kullanılacak 11-32.737-SR(Şekil 6.2) modeli için bu parametreler [4] numaralı referanstan alınmıştır.

6.2 Matematiksel Formülasyon

En uygun ısı değiştirici geometrisini bulmak için bütün geometrik, termal ve akış sınırlamalarını içeren bir amaç fonksiyonu yazılmalıdır[16]. Buradaki ana sınırlamalar Ntu ve ΔP_a 'dır. Bunlar temel alınarak amaç fonksiyonu şöyle yazılabilir;

$$F(L_x, L_y, L_z) = \frac{NTU(L_x, L_y, L_z)}{\Delta P_a(L_x, L_y, L_z)} \quad (6.1)$$

Denklemin ilk terimi olan Ntu , üretim ve kullanım, ΔP_a ise sadece kullanım maliyetinin ölçüsüdür[3,17]. Amaç fonksiyonu şu alt yapılardan oluşur;

$$\Delta P_a = G_a^2 v_{a_i} \left[\left(1 + \sigma_a^2 \right) \left(\frac{v_{a_o}}{v_{a_i}} - 1 \right) + f_a \frac{A_a}{A_{c_a}} \frac{v_{m_a}}{v_{a_i}} \right] \quad (6.2)$$

$$G_a = \frac{W_a}{A_{c_a}} = \frac{W_a}{\sigma_a A_{f r_a}} = \frac{W_a}{L_x L_z \sigma_a} \quad (6.3)$$

$$\frac{A_a}{A_{c_a}} = \frac{\alpha_a V_a}{\sigma_a A_{f r_a}} = \frac{L_y \alpha_a}{\sigma_a} \quad (6.4)$$

$$NTU = \alpha_a V U_o / W_a C_{p_a} \quad (6.5)$$

$$U_o^{-1} = \frac{1}{\eta_0 h_a(L_x, L_y, L_z)} + \frac{1}{\left(\frac{\alpha_w}{\alpha_a}\right) h_w(L_x, L_y, L_z)} \quad (6.6)$$

$$V = L_x L_y L_z \quad (6.7)$$

6.3 Optimizasyon Sınırlamaları

Optimizasyon sınırlamaları etkileyen en önemli unsurlardan biri kullanım yerinin imkan verdiği hacimdir[3,18]. L_x , L_y , L_z 'nin alt ve üst değerleri kullanım yerine bağlı olarak amaç fonksiyonunun maksimum değerini bulmak için algoritmaya girilir. Basınç kaybının minimize edilmesi ekstra fan gücünü önler ve ortamdaki gürültü etkisini azaltır. Programın çalışması esnasında ΔP_a ve Ntu hesaplanır ve her biri kendi sınırlamalarıyla mukayese edilir.

$$\begin{aligned} & \text{Maks } F(x) \\ & x_{Lj} \leq x_j \leq x_{Uj} \\ & Ntu_{\min} \leq Ntu \leq Ntu_{\max} \end{aligned} \quad (6.8)$$

6.4 Kullanılacak Ortam Özellikleri

Örnek olarak su ile soğutmalı bir ara-soğutucu kullanılmıştır. Kullanım şartları ve ısı transfer yüzey karakteristikleri aşağıda verilmiştir;

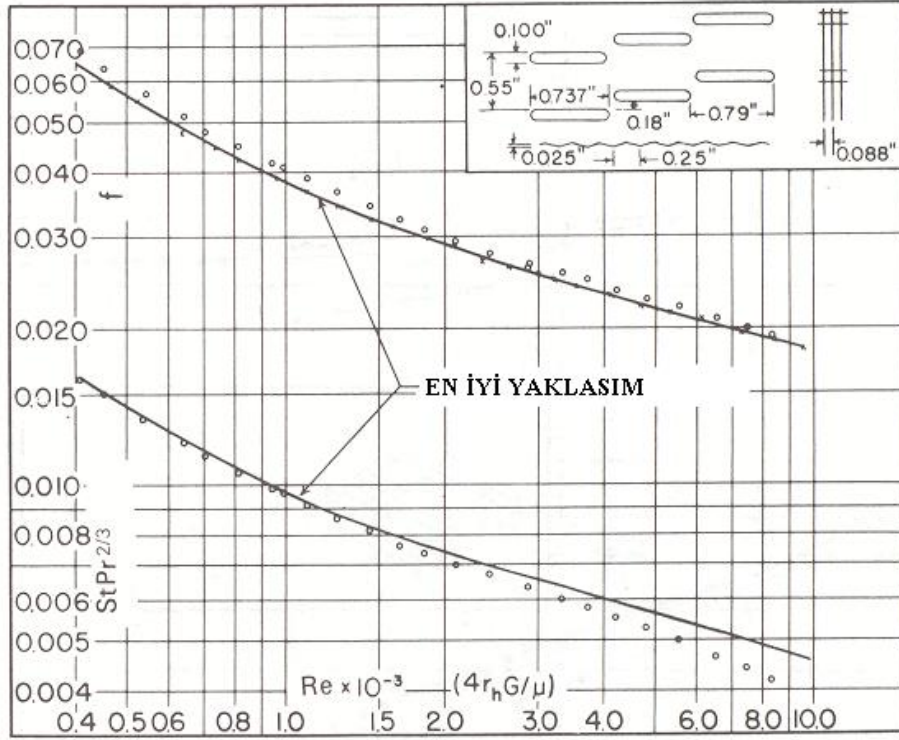
- Kullanım şartları, hava tarafı:

Akış oranı	25 kg/s
Giriş sıcaklığı	400 K
Giriş basıncı	$2.75 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$

- Kullanım şartları, su tarafı:

Akış oranı	50 kg/s
Giriş sıcaklığı	288 K

- Ara-soğutucu yüzey 11.32-737-SR



Şekil 6.2 11-32.737-SR modeli için geometrik, termal ve akış verileri

Bu tür ısı değiştirici dizaynında çoğu mühendisin belirlemede zorluk çektiği parametre (U_o)' dır. Zorluğu şu bileşenleri içermesindedir[19].

- Hava tarafının ısı transfer katsayısı
- Su tarafının ısı transfer katsayısı
- Isı etki derecesi
- Kontak direnci

Burada amaç belirlenen yüzeyin ısı transfer ve akış-sürtünme karakteristiklerini kullanarak ısı değiştiricinin verimini ve akışın basınç düşümünü optimum yapmaktır.

Kabul edilen yüzey temiz olup hata faktörü içermemektedir. Boyutsal parametrelere göre hava ve su kısmındaki basınç düşümlerinin grafikleri şekil A.2’te verilmiştir.

Ntu’daki artma havanın çıkış sıcaklığında da bir artmaya neden olacaktır. Verilen ısı akış kapasitelerinde $C_{\min}/C_{\max}=0.12$ bulunur. Şekil 2.4’de 0.12 değeri için Ntu’nun 2.4 değerinden sonra ε ’da ki artış küçüktür. Bu yüzden Ntu’nun [2.4, 2.7] değerleri bizim için bir optimizasyon sınırlaması olur. Bunlara bağlı olarak minimum basınç azalması elde edilmeye çalışılır.

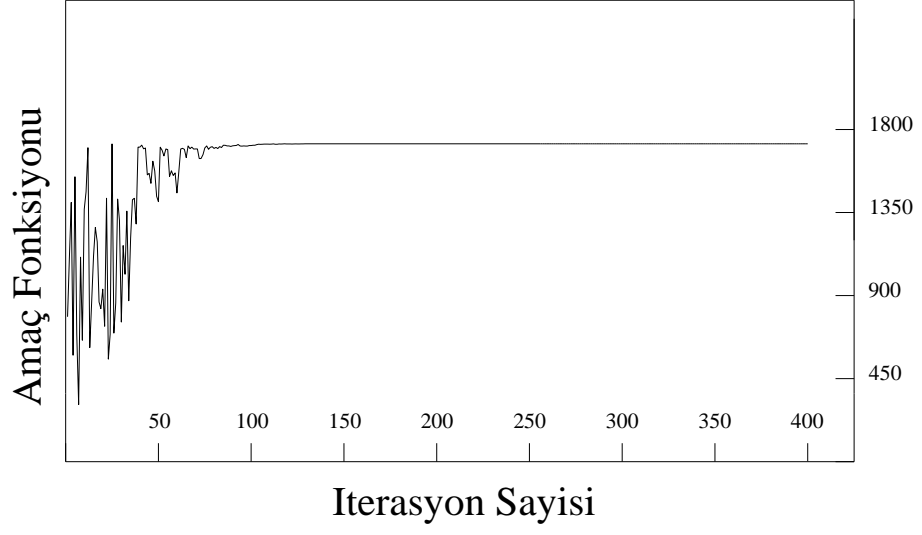
6.5 Sonuçlar

Programın çalıştırılmasıyla elde edilen değerler Tablo 6.1’de verilmiştir.

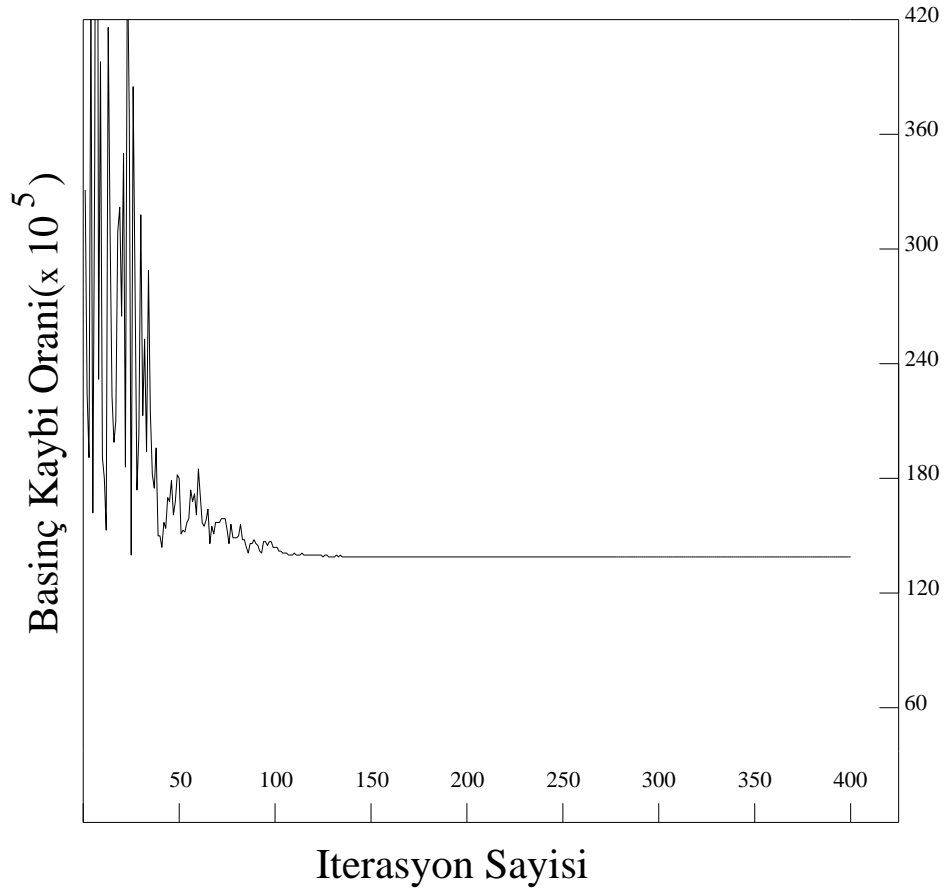
Tablo 6.1 Optimizasyon Sonuçları

Değişken	Minimum	Maksimum	Optimum değer
Lx (m)	0.1	1	1
Ly (m)	0.1	1	0.387
Lz (m)	0.1	2	2
Sınırlamalar			
NTU	2.4	2.7	2.4
Bağlı Optimum Değerler			
Amaç Fonksiyonu			1722
$\Delta P_a / P_{ai}$			0.0014
ΔT_a (°K)			99

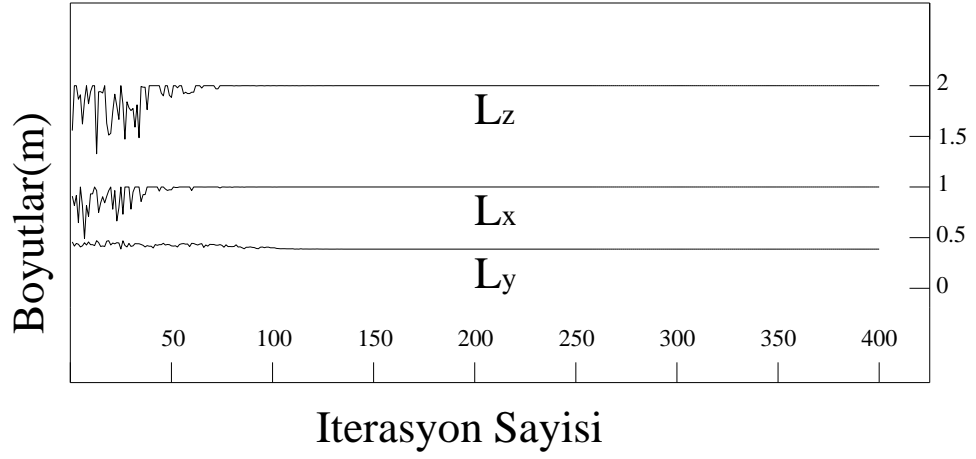
Programın her basamağındaki değerler Şekil 6.3, 6.4 ve 6.5 verilmiş olup yakınsaklıklar burada görülebilir.



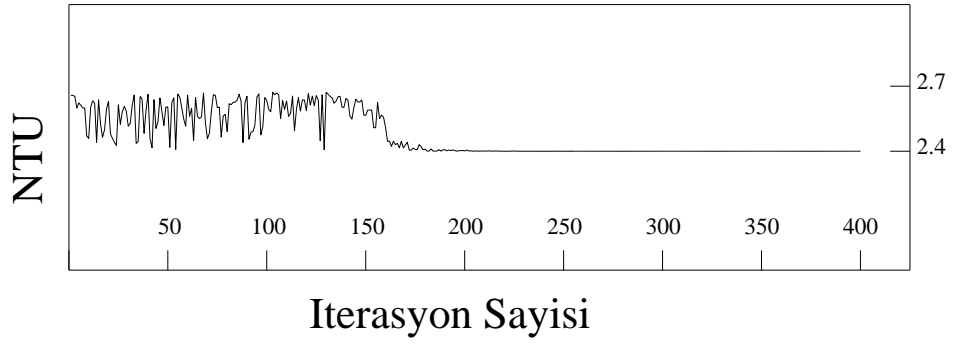
Şekil 6.3 Amaç fonksiyonunun değişimi



Şekil 6.4 Basınç kaybının değişimi



Şekil 6.5 Isı değiştirici boyutlarının değişimi



Şekil 6.6 NTU'nun değişimi

7.SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Genetik algoritma yönteminin kullanılmasıyla bu tip termal problemlerde optimum noktaya ulaşmak daha kolay ve hızlı olmaktadır[20]. Bunun nedeni daha öncede anlatıldığı gibi ısı değiştirici geometrisinin önceden belirlenmemesidir. Akışın şartlarına göre optimum geometriyi program verecektir. Tasarımcılar ise önceden belirli bir geometriyle çalıştıkları için, uygun sonuçlar alınana kadar her defasında yeni bir geometriyle uğraşır ve zaman kaybına uğrarlar. Bu tür bir optimizasyon programı sayesinde ısı değiştirici tasarımcılarının yükü de hafiflemiş olacaktır. En önemlisi ise daha az işletme ve kurulum maliyetiyle sistemlerden istenilen düzeylerde verim alınabilmesidir.

Optimizasyon programının en büyük özelliği çok ufak değişikliklerle herhangi bir tip ısı değiştiricisine adapte edilebilmesidir. Buda programın işlevselliğini artırmaktadır.

Bu çalışmanın devamı şeklinde olabilecek en güzel çalışma nümerik yöntemlerle yapılacak olmalıdır. Zira analitik yöntemlerle yapılan çalışmalar optimum bir ısı değiştirici geometrisi yerine optimum bir boyut bulmaktadır. Geometrinin değiştirilememesinden dolayı programın parametreleri, akışkanın hızının ve fiziksel özelliklerin, yanı sıra ısı değiştiricinin boyutları ile sınırlı kalmaktadır.

Isı değiştirici imalinde temel unsurlar olan r_h , α , l , σ , t_f vb gibi değerlerin optimizasyonda birer parametre olması tasarımcıyı tamamen özgür kılacaktır. Bu sayede değişik ısı değiştirici geometrileri literatüre kazandırılabilir.

Nümerik yöntemler zorlukları nedeni ile tasarımcılar tarafından genellikle tercih edilmez. Çünkü bu yöntemler uzun vakitler alabilecek çalışmaları gerektirir. Ancak günümüzde bu tür yöntemleri uygulayan çok sayıda paket simülasyon programları bulunmaktadır. Isı değiştiricide sıcaklık dağılımlarını ve basınç kayıplarını hesaplayacak çok sayıda değişik paket yazılımlar vardır. ANSYS/Flotran ve Fluent

bunlara birer örnek olarak verilebilir. Bu programlarda optimizasyon modülleri bulunmasına rağmen akış uygulamalarında yeterli değildir. Ayrı bir paket yazılım olarak LMS/Optimus bu eksikliği giderebilecek bir kapasiteye sahiptir. Tasarımcı LMS/Optimus ile genetik algorithmada dahil olmak üzere birçok algoritmayı simülasyon yazılımları ile paralel kullanarak iyi bir optimizasyon yapabilir.

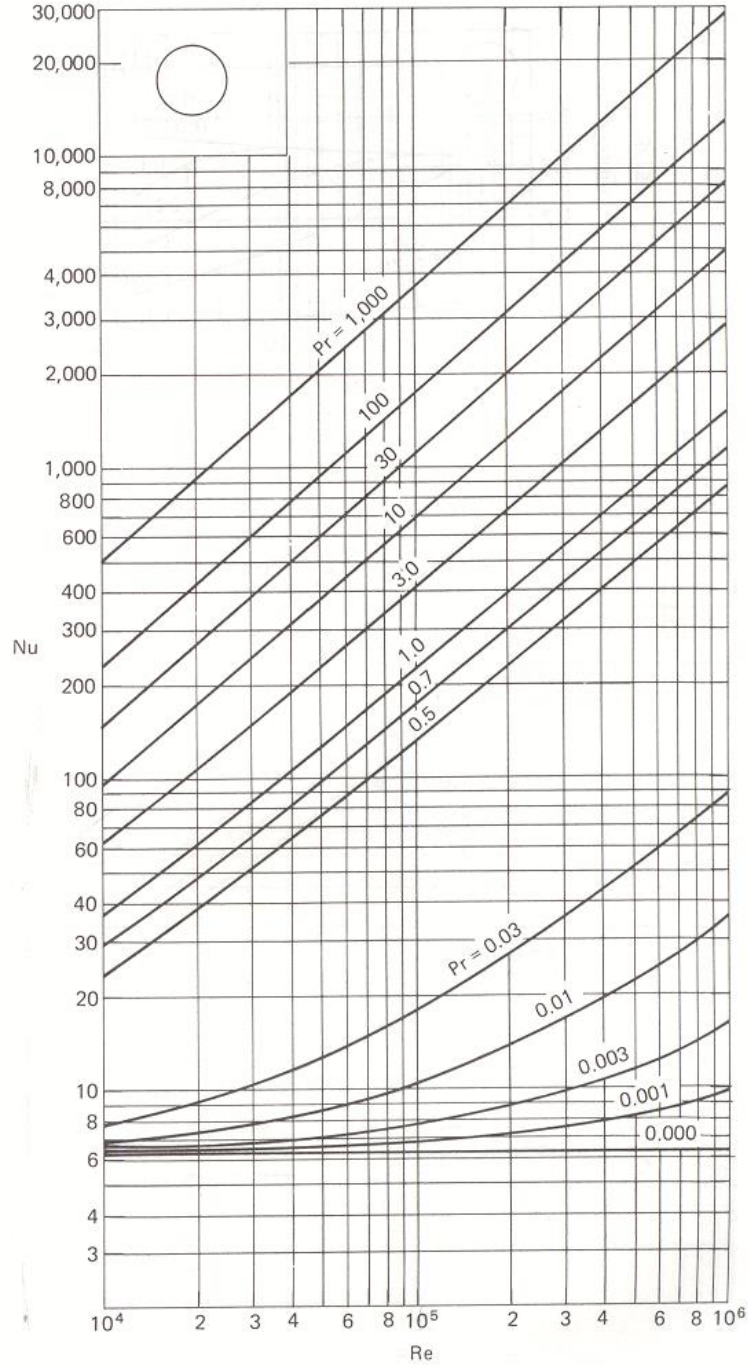
KAYNAKLAR

- [1] **London, A.L., Ferguson G.K.**, 1949 The Results of High Performance Heat Exchanger Surfaces Used in Aircraft Intercoolers and Their Significance for Gas Turbine Regenerator Design, *trans ASME*, 71, 17-18
- [2] **Kays, W. M., London A. L.**, 1950. Heat Transfer And Flow Friction Characteristics of Some Compact Heat Exchangers Surfaces-Part1, *trans ASME*, 72, 1075-1085
- [3] **Thermatron Engineering**, www.thermatroneng.com
- [4] **Kays, W. M., London A. L.**, 1998. Compact Heat Exchangers, Krieger
- [5] **Gardner, K.A.**, 1954. Efficiency of Extended Surfaces, *trans ASME*, 79, 624-631
- [6] **Rima, G.M., London A. L.**, 1958. The Transient Response of a Two Fluid Counterflow Heat Exchanger-The Gas Turbine Regenerator, *trans ASME*, 80, 1169
- [7] **London, A. L., Sampsell D.F., McGowan J.G.**, 1964. The Transient Response of a Gas Turbine Plant Heat Exchangers-Additional Solutions for Regenerators of The Periodic-Flow and Direct-Transfer Types, *trans ASME*, 86, 127-135
- [8] **Mason, J.L.**, 1954. Heat Transfer in Cross-Flow, *Applied Mechanics, 2d U.S. National Congress*, 801-810
- [9] **Bahnke, G.D., Howard C.P.**, 1964. The Effect of Longitudinal Heat Conduction of Periodic Heat Exchanger Performance, *trans ASME*, 86, 105-108
- [10] **Coppage, J.E., London A. L.**, 1956. Heat transfer and flow friction of porous media, *Chemical Engineering Progress*, 52-2, 57-F
- [11] **Kays, W. M., London A. L.**, 1952. Convection Heat Transfer and Flow Friction Behaviour of Small Cylindrical Tubes-Circular and Rectangular Cross Sections, *trans ASME*, 74, 7
- [12] **London, A. L., Mitchell J.W., Sutherland W.A.**, 1960. Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Crossed-Rod Matrices, *trans ASME*, 82, 199
- [13] **Stevens, R.A., Fernandez J., Woolf J.R.**, 1957. Mean-Temperature Difference in One, Two And Three-Pass Cross-Flow Heat Exchangers, *trans ASME*, 79, 287-297

- [14] **Yurt, S.N.**, 2001. 6-3 Stewart Platform Mekanizmasının Kinematik, Dinamik Analizi ve Kontrolü *Doktora Tezi*, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [15] **Kirk, D.**, 1999. Heat Transfer with Applications, Prentice Hall
- [16] **Martin, Gollin**, 1989. Heat Exchanger Design and Rating, Handbook of Applied Thermal Design, McGraw Hill
- [17] **Faghri, A.**, Heat Pipe Science and Technology, Taylor & Francis, 1995
- [18] **Gonzalez, M.T., Petracci N.C., Urbicain M.J.**, 2001. Air-Cooled Heat Exchanger Design Using Successive Quadratic Programming (SQP), *Heat Transfer Engineering*, 22, 11-16
- [19] **Bejan, A., Tsatsaronis G., Moran M.**, 1996. Thermal Design and Optimization, John Wiley & Sons
- [20] **Fabbri, G.**, 1997. A Genetic Algorithm for Fin Profile Optimization, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 40-9, 2165-2172

EK-A

Uygulamada kullanılan deneysel veriler ve boyutsal parametrelere göre basınç düşümleri :



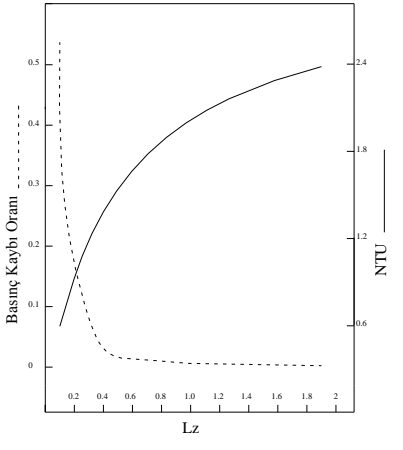
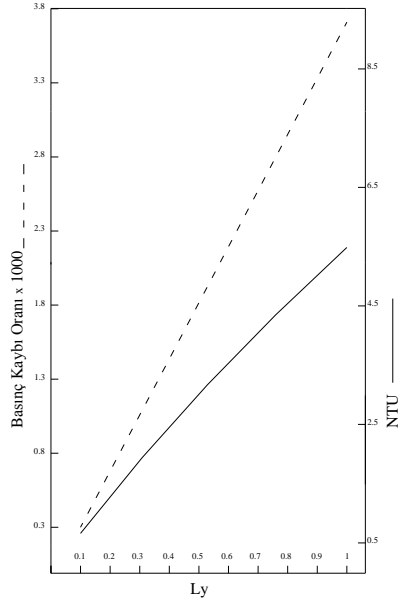
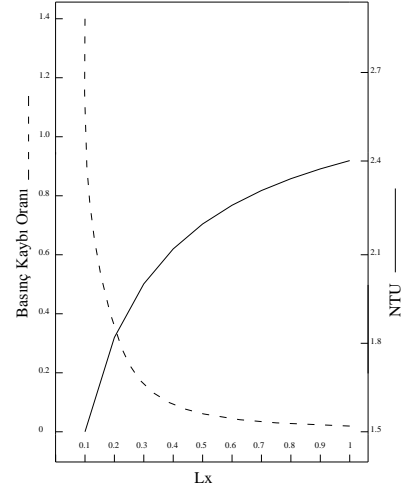
Şekil A.1 Kanal akışlarında Pr ve Re sayılarının fonksiyonu olarak Nu sayısı

Tablo A.1 11.32-737-SR ısı değiştirici modeli için deneysel veriler.

Re	StPr ^(2/3)	f
10000	0.00453	0.018
9000	0.00468	0.0192
8000	0.00533	0.0207
7000	0.00563	0.0218
6000	0.00602	0.0232
5000	0.00655	0.0253
4000	0.0069	0.0269
3000	0.00739	0.029
2000	0.00816	0.0323
1000	0.00892	0.0353
800	0.00968	0.0384
600	0.0108	0.0429
500	0.0127	0.0505
400	0.0142	0.0565
300	0.0163	0.0652

Tablo A.2 C_{min}/C_{maks} ve Ntu değerleri için ε'in değişimi

Ntu	C _{min} /C _{maks} - ε				
	0	0,25	0,5	0,75	1
0	0	0	0	0	0
0,25	0,221	0,215	0,209	0,204	0,199
0,5	0,393	0,375	0,358	0,341	0,326
0,75	0,528	0,495	0,466	0,439	0,413
1	0,632	0,588	0,547	0,51	0,476
1,25	0,714	0,66	0,61	0,565	0,523
1,5	0,777	0,716	0,66	0,608	0,56
1,75	0,826	0,761	0,7	0,642	0,59
2	0,865	0,797	0,732	0,671	0,614
2,5	0,918	0,851	0,783	0,716	0,652
3	0,95	0,888	0,819	0,749	0,681
3,5	0,97	0,915	0,848	0,776	0,704
4	0,982	0,934	0,869	0,797	0,722
4,5	0,989	0,948	0,887	0,814	0,737
5	0,993	0,959	0,901	0,829	0,751
6	0,997	0,974	0,924	0,853	0,772
7	0,999	0,983	0,94	0,871	0,789
∞	1	1	1	1	1



Şekil A.2 Boyutsal parametrelere göre su ve hava kısımlarındaki basınç değişimleri

EK-B

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%  
%           11.32-0.737-SR Model Isı Değişirici için Optimizasyon Programı           %  
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```
clear all  
format long;  
rand('state',sum(100*clock));  
fun = 'esanjor';  
%   DEĞİŞKENLER  
%   Lx Ly Lz  
low =[ 0.1 0.1 0.1];  
up  = [ 1.0 1.0 2.0];  
nvar = 3;           % Değişken Sayısı  
genNr = 400;       % Nesil Sayısı  
global maxval  
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

% Genetik algoritma parametreleri

```
npop = 250;         % Populasyon Sayısı  
crossProb = 0.7;   % Çaprazlama oranı  
mutProb = 0.01;    % Mutasyon oranı  
p_tour = 0.7;      % Turnuva oranı  
mut_scale = 0.01;  % Mutasyon çarpımı  
n = genNr;         % İterasyon Sayısı
```

```
mytime = cputime;  
low_value = 1000;  
up_value = -1e8;  
ga_ok = 0;  
initpop = zeros(npop,nvar);
```

```
% Başlangıç Toplumu  
for j = 1:npop,  
    initpop(j,:) = (low + (up-low).*rand(1,nvar));  
end  
initpop;  
pop = initpop ;  
for i = 1:n,  
    [npop nvar] = size(pop);
```

```
% Başlangıç toplumunun Sayısal Değerleri  
pop(1,:);  
for opr=1:npop,
```

```
% DEĞİŞKENLER  
yLx=pop(opr,1);  
yLy=pop(opr,2);
```

yLz=pop(opr,3);

% GEOMETRİK PARAMETRELER (11.32-0.737-SR)

ysigmaa=0.78;
ysigmaw=0.142;
yalfaa=886;
yalfaw=152.6;
yrha=0.000878;
yrhw=0.000933;
yCfa=0.852;
ytf=0.0001016;
yl=0.005715;

% AKIŞA AİT PARAMETRELER

yWa=25;
yTai=400;
yTao=302;
yPai=275000;
yWw=50;
yTwi=288;
yTwo=300;
yTwavg=(yTwi+yTwo)/2;
yR=287;
yfa=0.02;
yfw=0.01603;
ygc=1;
yCpa=1008;
yCpw=4184;
ynua=0.0000197;
ynuw=0.000976;
yPrw=6.45;
yvw=0.001;
ygamma=1.4;
ySta=0.00685;

% FİN MALZEMESİNE AİT PARAMETRELER

ykf=173;

%alüminyum

% HAVADAKİ BASINÇ DÜŞÜMÜ

temp01=yTai+(yWw*yCpw*(yTwi-yTwo))/(yWa*yCpa); %Tao
temp02=yTwavg+(yTai-yTwi+yTwi-yTao)/log((yTai-yTwi)/(yTao-yTwi)); %Tlma
temp03=yWa/(yLx*yLz*ysigmaa); %Ga
temp04=(yR*yTai)/yPai ; %vai
temp06=(yPai*yTao)/(yTai*(0.99*yPai)); %vao/vai
temp07=(yLy*yalfaa)/ysigmaa ; %Aa/Aca
temp08=(yPai*temp02)/(yTai*(0.995*yPai)) ; %vlma/vai
temp09(opr)=(((temp03)^2*temp04*((1+(ysigmaa)^2)*(temp06-----
1)+yfa*temp07*temp08))/(2*ygc*yPai)); %Havadaki Basınç Düşümü

% SUDAKİ BASINÇ DÜŞÜMÜ

temp11=yWw/(yLx*yLy*ysigmaw); %Gw
temp12=(yLz*yalfaw)/ysigmaw ; %Aw/Acw
temp13=((temp11)^2*yfw*temp12*yvw)/(2*ygc); %Sudaki Basınç Düşümü
temp21=ySta*temp03*yCpa ; %ha
temp22=((2*temp21)/(ykf*ytf))^0.5 ; %m

```

temp23=(tanh(temp22*y1))/(temp22*y1); % fin verimi
temp24=1-yCfa*(1-temp23) ;
temp25=(4*yrhw*temp11)/ynu; % Rew
temp26=0.021*(temp25)^(-0.2) ; % StPr2/3
temp27=(temp26*temp11*yCpw)/((yPrw)^(2/3)) ; %hw
temp28=(1/(temp24*temp21))+1/((yalfaw/yalfaa)*temp27)); %U
temp29=yLx*yLy*yLz;
temp30=1/temp28;
temp31=(yalfaa*temp29*temp30)/(yWa*yCpa); %NTU
if temp31 < 2.4
    temp31 = 0;
elseif temp31 > 2.7
    temp31 = 0;
else
    temp31 = temp31;
end

values(opr)=(temp31/(temp09(opr)));

end
maxval = max(values);
klmj=find(values == maxval);
klmj=max(klmj);
bestgen=pop(klmj,:);
best91(i)=temp09(klmj);

for ik = 1:genNr,
    stats(ik,:) = [max(values) mean(values) std(values)];
end
oldpop = pop;
oldvalues = values;
d = up - low;

for j = 1:npop,

    % Ebeveynlerin Seçimi

    for k = 1:2,

        % Turnuva için bireylerin belirlenmesi

        idx = []; idx = 1 + floor(rand(2,1)*npop);
        tour_val = oldvalues(idx);

        % Bir ebeveynin seçilmesi

        if (rand < p_tour)
            tmp = find(tour_val == max(tour_val));
        else
            tmp = find(tour_val == min(tour_val));
        end
        pnt(k) = idx(tmp(1));
    end
end

```

```

% Çaprazlama

parent1 = oldpop(pnt(1,:);
parent2 = oldpop(pnt(2,:);
child = parent1;
    mask = rand(1,nvar) <= crossProb;
    idx = []; idx = find(mask);
    if (length(idx) > 0)
        coeff = 2*rand(size(idx))-0.5;
        child(idx) = (1-coeff).*parent1(idx) + coeff.*parent2(idx);
    end

% Mutasyon

for ii = 1:nvar,
    if (rand <= mutProb)
        child(ii) = child(ii) + mut_scale*d(ii).*randn;
    end
end

% Sınırlamanın Kontrolü

child = min([max([child; low]); up]);

% Kayıt

pop(j,:) = child;

end
%Dosyaya yazdırma
fid = fopen('wtgr','a');
fprintf(fid,'%9.5f %9.5f %9.5f %9.5f %15.10f\n',-----
bestgen(1),bestgen(2),bestgen(3),best91(i),maxval);
st = fclose(fid);
end

```

EK-C

Program analitik çözümler ürettiğinden elde edilen sonuçlarda yuvarlama harici herhangi bir hata faktörü bulunmamaktadır. Referans [4]'den alınan performans analizi sonuçlarının karşılaştırılması Tablo C.1 'de verilmiştir.

Tablo C.1 Programın hata analizi

Kaynak	Lx(m)	Ly(m)	Lz(m)	$\Delta P_a / P_{ai}$	NTU
Tez Çalışması	0.61	0.483	1.625	0.0076	2.73
Ref. [4]	0.61	0.483	1.625	0.007547	2.7243

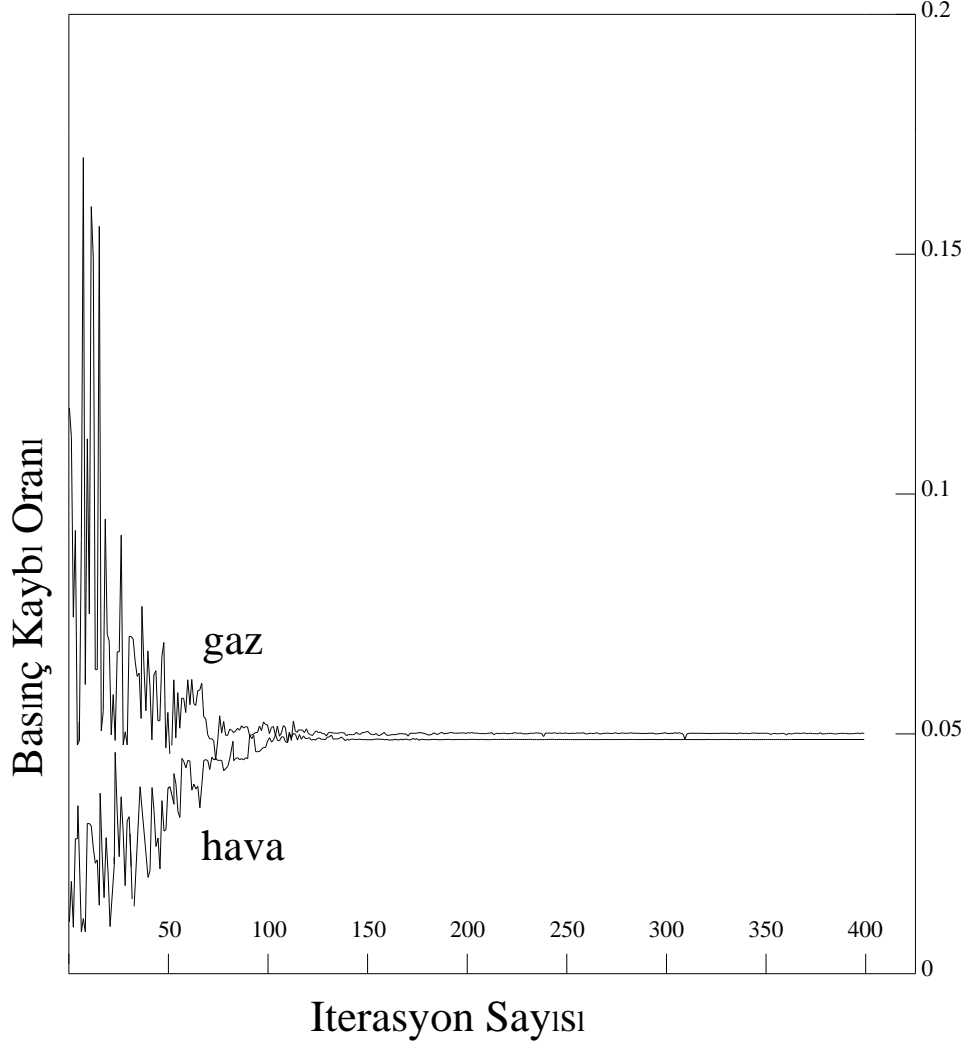
Elde edilen sonuç amaç fonksiyonuna göre optimum çözümü vermektedir. Referans [19]'den alınan gazdan-gaza ısı değiştirici probleminin çözümleri Şekil C.1 ve Tablo C.1 'de gösterilmiştir.

Isı değiştiricinin kullanım şartları aşağıda verilmiştir:

- Kullanım şartları, hava tarafı:
Akış oranı 91 kg/s
Giriş sıcaklığı 603 K
Giriş basıncı 10^6 N/m²
- Kullanım şartları, gaz tarafı:
Akış oranı 92 kg/s
Giriş sıcaklığı 1006 K
Giriş basıncı 10^5 N/m²
- Isı değiştirici yüzeyi
Hava tarafı 3/8–6.06
Gaz tarafı levha-kanat 11.1

Tablo C.2 Optimum sonuçların karşılaştırılması

Kaynak	Lx(m)	Ly(m)	Lz(m)	$\Delta P_a / P_{ai}$	$\Delta P_g / P_{gi}$
Tez Çalışması	3	5	0.75	0.04985	0.0503
Ref. [19]	3	5	0.75	0.05	0.05



Şekil C.1 Basınç kaybı oranının değişimi

ÖZGEÇMİŞ

1978 yılında Ankara'da doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini Ankara'da tamamladıktan sonra, 1996 yılında İ.T.Ü. Uçak ve Uzay Mühendisliği Fakültesine girdi. 2001'de Uçak Mühendisi olarak mezun oldu. Lisans tez konusu "Kare Kesitli Fin İçin Termoeconomik Analiz"dir.2001 yılında İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Uçak Mühendisliği programına girdi.