İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ISI GERİ KAZANIM ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN BİLGİSAYAR YARDIMIYLA OPTİMİZASYONU

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Murat DURMAZ

Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

Programı : ISI - AKIŞKAN

HAZİRAN 2007

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ISI GERİ KAZANIM ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN BİLGİSAYAR YARDIMIYLA OPTİMİZASYONU

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Murat DURMAZ
(503011013)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 7 Mayıs 2007
Tezin Savunulduğu Tarih : 11 Haziran 2007

Tez Danışmanı :	**Prof.Dr. Feridun ÖZGÜÇ**
Diğer Jüri Üyeleri	**Prof.Dr. Cem PARMAKSIZOĞLU (İ.T.Ü.)**
	Prof.Dr. Salim ÖZÇELEBİ (İ.Ü.)

HAZİRAN 2007

ÖNSÖZ

Bu çalışmada iki adet kanatlı yüzeyli ısı değiştiricisinin birleştirilmiş olarak çalıştığı ısı geri kazanım sisteminin anlatımı ve bilgisayar yardımıyla ısıl hesabı yapılmıştır. Bu ısı değiştirici çiftleri için ısıl optimizasyon elde edilmiştir.

Çalışmalarımda yol gösteren, yardımlarını esirgemeyen, katkı ve desteklerinden dolayı hocam Sayın Feridun ÖZGÜÇ'e teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca eğitim, öğrenim hayatım boyunca olduğu gibi yüksek lisans ve tez çalışmalarım süresince destek ve yardımlarından dolayı aileme teşekkür ederim.

Mayıs 2007 Murat DURMAZ

İÇİNDEKİLER

TABLO LİSTESİ **v**
ŞEKİL LİSTESİ **vi**
SEMBOL LİSTESİ **vii**
ÖZET **ix**
SUMMARY **xi**

1. GİRİŞ **1**

2. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN SINIFLANDIRILMASI **2**
2.1. Giriş 2
2.2. Isı Değişim Şekline Göre Sınıflama 2
2.2.1. Akışkanların doğrudan temasta olduğu ısı değiştiricileri 2
2.2.2. Akışkanlar arası dolaylı temasın olduğu ısı değiştiricileri 2
2.3. Isı Geçiş Yüzeyinin Isı Geçiş Hacmine Oranına Göre Sınıflama 3
2.4. Farklı Akışkan Sayısına Göre Sınıflama 4
2.5. Isı Geçiş Mekanizmasına Göre Sınıflama 5
2.5.1. İki tarafta da tek fazlı akış 5
2.5.2. Bir tarafta tek fazlı, diğer tarafta çift fazlı akış 5
2.5.3. İki tarafta da çift fazlı akış 5
2.5.4. Taşınım ve ışınımla beraber ısı geçişi 5
2.6. Akıma Göre Sınıflama 5
2.6.1. Tek geçişli ısı değiştiricileri 5
2.6.2. Çok geçişli ısı değiştiricileri 6
2.7. Konstrüksiyon Özelliklerine Göre Sınıflama 7
2.7.1. Borulu ısı değiştiricileri 7
2.7.2. Levhalı ısı değiştiricileri 8
2.7.3. Kanatlı yüzeyli ısı değiştiricileri 10
2.7.4. Rejeneratif ısı değiştiricileri 11

3. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN ISIL HESAPLARI **12**
3.1. Giriş 12
3.2. Ortalama Logaritmik Sıcaklık Farkının Kullanılması 16
3.3. Özel Çalışma Koşulları 17
3.4. Etkenlik-NTU Metodu 19

4. ISITMA VE SOĞUTMA İŞLEMLERİ **25**
4.1. Duyulur Isıtma 27
4.2. Duyulur Soğutma 27
4.3. Soğutma ve Nem Alma İşlemi 28

5. SİSTEMİN TANITILMASI **29**

6. BİLGİSAYAR PROGRAMIN TANITILMASI **33**
6.1. Giriş 33
6.2. Toplam Isı Geçiş Katsayısının Hesabı 36
6.2.1. Geometrik Hesaplamalar 36
6.2.2. Suyun Özelikleri 38
6.2.3. Havanın Özellikleri 38

7. SONUÇLAR **45**

KAYNAKLAR **47**

EKLER **48**
EK A Örnek Program Sonuçları 48
EK B Örnek Program Sonuçlarının Grafiği 50
EK C Örnek Programın ilk 5 sayfası 51
EK D Program disketi

ÖZGEÇMİŞ **56**

TABLO LİSTESİ

		Sayfa No
Tablo 3.1	Çeşitli akışkan çiftlerinde kirlilik faktörleri ……...	14
Tablo 3.2	Bazı akışkan çiftlerinde U ısı geçiş katsayıları ……...	15
Tablo 3.3	Isı değiştiricilerinde etkenlik bağıntıları ……..	21
Tablo 3.4	Isı değiştiricilerinde NTU bağıntıları …….	22
Tablo 6.1	Program giriş datası…….. ……...	34
Tablo 6.2	Program giriş datası ve programdaki karşılıkları…..……...	35
Tablo A.1	Örnek program çıktıları 1...…….…..……...	48
Tablo A.2	Örnek program çıktıları 2...…….…..……...	49

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa No

Şekil 2.1 : Çift borulu ısı değiştiricileri …..... 3
Şekil 2.2 : Gövde boru tipi ısı değiştiricileri..... 3
Şekil 2.3 : Kompakt ısı değiştirici gövdeleri …..... 4
Şekil 2.4 : Gövde boru tipi ısı değiştiricisi ……..... 8
Şekil 2.5 : Contalı levhalı ısı değiştiricileri 9
Şekil 2.6 : Spiral levhalı ısı değiştiricileri 10
Şekil 3.1 : Çift borulu çapraz ve paralel akışlı ısı değiştiricileri …..... 12
Şekil 3.2 : Kanatsız borulu ısı değiştiricisi 15
Şekil 3.3 : Isı değiştiricilerinde özel çalışma koşulları 17
Şekil 3.4 : Çeşitli ısı değiştirici tipleri için F düzeltme faktörleri 19
Şekil 3.4 : Çeşitli ısı değiştirici tipleri için etkenlik değerleri …..... 23
Şekil 4.1 : Çapraz akışlı karışmayan akışlı tipi ısı değiştiricisi 25
Şekil 4.2 : Psikrometrik diyagram ……..... 26
Şekil 4.3 : Psikrometrik diyagram ve hava şartlandırma işlemleri ……. 26
Şekil 4.4 : Isıtma işlemi …..... 27
Şekil 4.5 : Soğutma işlemi ……..... 27
Şekil 4.6 : Soğutma ve nem alma işlemi …..... 28
Şekil 5.1 : Isı geri kazanım sistemi örneği ……..... 30
Şekil 5.2 : Atık ısı geri kazanım sistemi akış diyagramı …..... 31
Şekil 6.1 : Atık ısı geri kazanım sistemi ve sıcaklık değişimi..... 33
Şekil 6.2 : Serpantin içerisinde boruların karesel ve üçgen olarak yerleşimi. 36
Şekil 6.3 : Serpantin boyutları……..... 36
Şekil 6.4 : Programın akış diyagramı…….……..... 44
Şekil 7.1 : Programın giriş ekranı……..…….……..... 45
Şekil 7.2 : Programın çıkış ekranı……..…….……..... 45
Şekil B.1 : Örnek programın grafiği…..…….……..... 50

SEMBOL LİSTESİ

A_h, A_c	: Sıcak akışkan, soğuk akışkan tarafı ısı değiştiricisi alanı
A_i, A_o	: Isı değiştiricisi iç, dış alanı
A_{fr}, A_f	: Isı değiştiricisi ön taraf, tek kanat yüzey alanı
BS_L , BS_T	: Sıralar arası mesafe, borular arası mesafe
C, C_{min},C_{max}	: Isıl kapasite, minimum ısıl kapasite, maksimum ısıl kapasite
c_p, c_{ph}, c_{pc}	: Özgül ısı, sıcak akışkan, soğuk akışkan özgül ısı
D_h, D_i ,D_o	: Hidrolik boru çapı, boru iç çapı, boru dış çapı
F	: Düzeltme faktörü
f_g	: Sürtünme katsayısı
F_c	: Lamel formu faktörü
G	: Kütlesel hız
h	: Taşınım katsayısı
i_h, i_c	: Sıcak akışkan ve soğuk akışkan antalpisi
h_a, h_g	: Hava ve su antalpi
H	: Serpantin yüksekliği
L	: Boru uzunluğu
ΔL	: Lameller arası mesafe
k	: Isı iletim katsayısı
k_f , k_t	: Lamel ısıl iletim katsayısı, boru ısıl iletim katsayısı
m	: Akışkan debisi
N_t , N_r	: Boru sayısı, sıra sayısı
NC	: Akış sayısı
NTU	: Geçiş birimi sayısı
Nu	: Nusselt sayısı
q, q_{min}, q_{max}	: Isı geçiş miktarı, minimum ısı geçiş, maksimum ısı geçiş
P_{atm}	: Atmosfer basıncı
Δp	: Basınç kaybı
Pr	: Prandtl sayısı
P_{ws}, P_w	: Doymuş su buhar ve su buharı kısmi basıncı
R, R_w, R_f	: Toplam ısıl direnç, cidar direnci, kirlilik direnci
Re Re_a, Re_g	: Reynolds sayısı, hava ve su Reynolds sayısı
t	: Boru et kalınlığı
T, T_d, T_w	: Sıcaklık, çiğ nokta sıcaklığı, serpantin yüzey sıcaklığı
ΔT_m	: Logaritmik sıcaklık
U, U_h, U_c	: Toplam ısı geçiş katsayısı, sıcak akışkan ve soğuk akışkan
V_s	: Akışkan hızı
V_a,V_g	: Hava ve gaz tarafı hacimsel debi
w	: Özgül nem
W	: Serpantin genişliği
η	: Yüzey etkenliği
δ	: Lamel kalınlığı
Φa	: Hava bağıl nem

μ	**:** Dinamik viskozite
ε	**:** Etkenlik
ρ	**:** Yoğunluk

ISI GERİ KAZANIM ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN BİLGİSAYAR YARDIMIYLA OPTİMİZASYONU

ÖZET

Bu çalışmanın amacı geometrik özellikleri birbirinin aynı olan iki kanatlı yüzeyli ısı değiştiriciden oluşan Atık Isı Geri Kazanımı Sisteminin, ısıl hesaplarının, bilgisayar yardımıyla incelenmesidir. Öncelikle ısı değiştiricilerinin tanımları, sınıflandırılması, çalışma ve kullanım alanları belirtilmiştir.

İncelenen sistem geometrik özellikleri birbirinin aynı, farklı hava giriş sıcaklıklarındaki iki kanatlı yüzeyli (serpantin tip) ısı değiştiricisinin bir pompa yardımıyla sirküle edilen akışkanla birleştirilmesinden oluşmaktadır. Isı geçişi sirküle edilen sıcak akışkanın soğuması ile gerçekleşmektedir. Böylece aynı geometrik özelliklere sahip bir ısı değiştirici ısıtma için kullanılırken diğeri ise soğutma için kullanılmaktadır.

Daha önce bu tip sistemler birçok araştırmacı tarafından incelenmiş ve sistemdeki akışkan için ısıl kapasitenin optimum bir değeri olduğu ve veri giriş sıcaklıkları ve ısıl kapasite oranları ile, en büyük sıcaklık değişimi değerlerine bu optimum değerde ulaşılabildiği gösterilmiştir.

Isı değiştiricilerinin çözümlemeleri sırasında, genelde ısı değiştiricisinin türü, boyutları, akışkanların debileri ve giriş sıcaklıkları belirlidir, çıkış sıcaklıkları ile ısı geçişinin bulunması amaçlanır. Problem bu şekilde verildiğinde performans hesabı olarak nitelendirilebilir. Her ne kadar böyle bir problem, Ortalama Logaritmik Sıcaklık Farkı (LMTD) yöntemiyle hesaplanabilse de, işlemlerin deneme yanılma gerektirmesi nedeniyle çözümü uzun zaman alır.

Geçiş Birimi Sayısı (NTU) yöntemi kullanıldığı zaman, tekrarlamaya gerek duyulmaz. Isı değiştiricisinin türü, boyutları ve akışkanların debileri belli ise, NTU ve Minimum/Maksimum Isıl Kapasite Oranı (C_{min}/C_{max}) hesaplanabilir ve daha sonra, uygun diyagram veya denklem kullanılarak, Sistemin etkenliği (ε) belirlenebilir. Denklemler yardımıyla Maksimum Isı Transferi Değeri q_{max}

hesaplanabildiğinden, $q = \varepsilon \times q_{\max}$ eşitliğinden, q gerçek ısı geçişi kolayca bulunabilir.

Kullanışlılığı dolayısıyla incelenen sistemin ısıl hesabı yapılırken NTU yöntemi kullanılmıştır. Sistemin girdi parametreleri serpantinlerin geometrik özellikleri, havanın giriş sıcaklık ve psikrometrik özellikleri ve sistemde sirküle edilen suyun giriş sıcaklık değerleri, ısıl hesabı yaparken kullanılacak olan kanatlı yüzeyli ısı değiştirici etkenlik ve tüm sistemin tahmini etkenlik değerleridir.

Hesap ısıtma ve soğutma iterasyonları birbirini takip edecek şekilde bilgisayar yardımıyla yapılabilir. Sabit debide, bir ısı değiştiricinin akışkan çıkış sıcaklık değeri, diğer ısı değiştiricinin giriş akışkan sıcaklığına eşit olduğu bir dengeye ulaşana kadar deneme yanılmaya devam edilir.

Yukarıdaki hesaplar için gerekli olan bağıntılar ve hesap metodolojisi adım adım verilmiştir.

Visual Basic.Net'te yazılan program ısıtma ve soğutma programları tek bir program halinde ısı geri kazanım sisteminin ısıl hesabını iterasyonlarla yaptığından deneme yanılma yapmaya gerek duymadan giriş değerleriyle kısa zamanda sonuç vermektedir.Böylece zamandan tasarruf sağlanacak ve kullanıcının başarılı sistem tasarımı için bir aracı olacaktır.

COMPUTER AIDED OPTIMIZATION OF RUN AROUND COILS

SUMMARY

Aim of our study is to investigate the heat calculations of a steady state behaviour of two heat exchangers coupled by a circulating flowstream with same geometrical characteristics, with computers. As the first of step of this study, definition of heat exchangers, their classification and their utilization fields are mentioned.

Investigated system in this study, comes into existence by combination of two serpantine type finned surface heat exchangers, (with same geometrical characteristics but having different air inlet temperatures) with a fluid circulated within the system with the help of a pump. The heat transfer within the system, is obtained by the cooling of circulated hot fluid. Thus one of the two heat exchangers (having same geometrical characteristics) is utilized for heating, whereas the other is utilized for cooling.

Similar systems have already been investigated by many researchers up to this date, and it has been demonstrated that, there exists an optimum for the heat capacity rate of the circulating fluid and applying this optimum, the largest temperature changes are achieved for given inlet temperatures and heat capacity rates.

In the analysis of heat exchangers, usually type, dimensions, flow rates and inlet temperatures are pre-determined; temperature out and heat transfer are calculated. Above problem, stated like this, should be considered as a performance calculation. Even though this problem may be solved by Logarithmic Mean Temperature Difference Method (LMTD), where iterative trial and error calculations will apparently take very long time. On the other hand with Number of Transfer Units (NTU) Method, not many iterations are required, NTU and Min/Max Heat Capacity Rate (Cmin/Cmax) will be calculated, and with related reference diagrams or

formulas, system effectiveness (ε)may be obtained. After Max Heat Transfer (q_{max}) calculation, Actual Heat transfer (q) may be calculated with $q = \varepsilon \times q_{max}$ formula.

Due to the usefulness, NTU method has been preferred in our study. Input parameters of our system is geometric properties of serpantine fins, inlet temperature and physchrometric properties of air, inlet temperature of circulated fluid, effectiveness rates of serpantine type finned surface heat exchangers and estimated effectiveness of the total system.

Required calculations for the heating and cooling may be consequently performed with the help of a computer, which will continue until there exists an equilibrium of final fluid out temperature of one exchanger with the fluid inlet temperature of the other exchanger, under constant flow rate.

All of the required formulas for above calculations and step by step calculation methodology is given..

The computer program (coded with VB.Net) developed throughout this study enables the user to immediately find out the equilibrium temperature differences and heat reclamation. Since program functions with computer iterations, user will no longer need the trial error methodology thus save a considerable time and have a tool for successfull system design.

1. GİRİŞ

Farklı sıcaklıkta ve birbirinden katı bir cidar ile ayrılan iki akışkan arasındaki ısı geçişi mühendislik uygulamalarının en önemli ve en çok karşılaşılan işlemlerindendir. Bu tür ısı geçişini gerçekleştirmek için kullanılan cihaz, ısı değiştiricisi olarak adlandırılır ve yaygın olarak soğutma, iklimlendirme, ısıtma, güç üretimi, kimyasal proseslerde, taşıt araçlarında elektronik cihazlarda, alternatif enerji kaynaklarının kullanımında ısı depolanması vb. birçok yerde bulunabilmektedir [2].

Isı değiştiricileri içinde yoğuşma ve buharlaşma gibi bir faz değişimi yoksa bunlara duyulur ısı değiştiricileri, içinde faz değişimi olanlara ise gizli ısı değiştiricileri denir. Ayrıca buhar kazanları, nükleer santrallerde elektrikli ısıtıcılar da içinde ısı üretimi olan birer ısı değiştiricisi olmasına rağmen ayrı olarak incelenmektedir.

Çoğu güç üretimi olan kimyasal mühendislik fabrikalarında ısı değiştiricileri tek alt birim veya birleştirilmiş (çift) alt sistem olarak kullanılır. Bunların zamana bağlı olmayan davranışı çok iyi bilinmekle birlikte ve hesaplama yöntemleri ileri derecede geliştirilmiştir.

Pratikte çok değişik tiplerde bulunabilen ısı değiştiricileri, ısı geçiş şekline, konstrüksiyon özelliklerine, akış düzenlenmesine, akışkan sayısına veya akışkanların faz değişimlerine göre, çeşitli şekillerde sınıflandırılabilir [1].

Bu çalışmanın amacı iki eş ısı değiştiriciden oluşan bir sistemin ısı geçişini incelemektir. Birleştirilmiş akışkan bir pompa yardımıyla sirküle edilir. Sistem ısıyı dolaylı olarak sıcak akıştan soğuk akışkana ısı aktarmada kullanılır.

2. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN SINIFLANDIRILMASI

2.1 Giriş

Isı değiştiricileri aşağıdaki gibi sınıflandırılabilir.

1. Isı Değişim Şekline Göre Sınıflama
2. Isı Geçiş Yüzeyinin Isı Geçiş Hacmine Oranına Göre Sınıflama
3. Farklı Akışkan Sayısına Göre Sınıflama
4. Isı Geçiş Mekanizmasına Göre Sınıflama
5. Akıma Göre Sınıflama
6. Konstrüksiyon Özelliklerine Göre Sınıflama

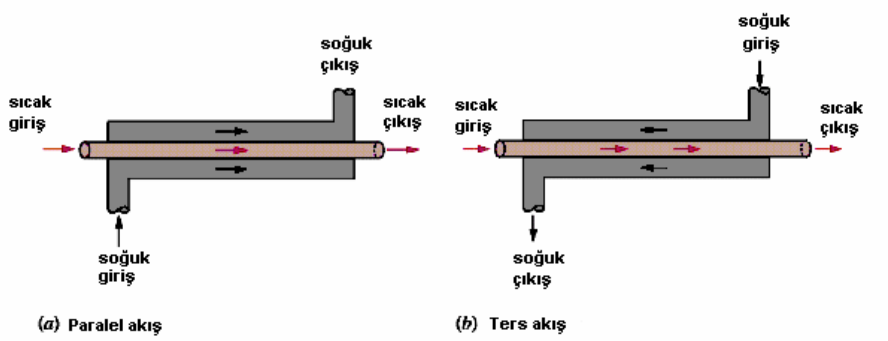
2.2 Isı Değişim Şekline Göre Sınıflama

2.2.1 Akışkanların doğrudan temasta olduğu ısı değiştiricileri

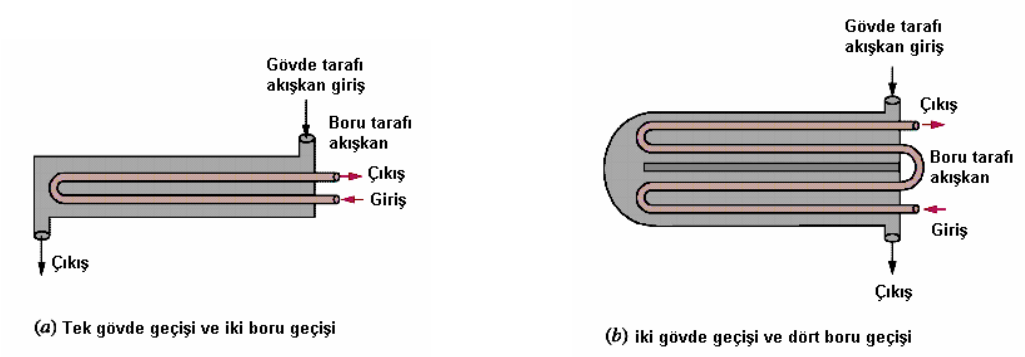
Bu tip ısı değiştiricilerinde ısı doğrudan temasın olduğu soğuk ve sıcak akışkanlar arasından iletilir veya bir akışkan ile katı maddeler birbirleriyle temasa geçirilerek iletilir. Endüstriyel işlemler sonucu ortaya çıkan ısının atılması için pratikte çok kullanılan soğutma kuleleri, püskürtmeli ve tablalı yoğuşturucular bu tip ısı değiştiricilerine iyi bir örnektir.

2.2.2 Akışkanlar arası dolaylı temasın olduğu ısı değiştiricileri

Bu tiplerde ısı, önce sıcak akışkandan iki akışkana ayıran bir yüzeye veya bir kütleye geçer. Daha sonra bu ısı bu yüzeyden veya kütleden soğuk akışkana iletilir. Yüzeyli, dolgu maddeli ve akışkan yataklı olmak üzere üç grupta incelenebilir. Pratikte kullanılan doğrudan ısı geçişli ısı değişticilerinin önemli tiplerinden olan borulu ısı değişticilerine ait örnekler Şekil 2.1 ve Şekil 2.2' de verilmiştir.



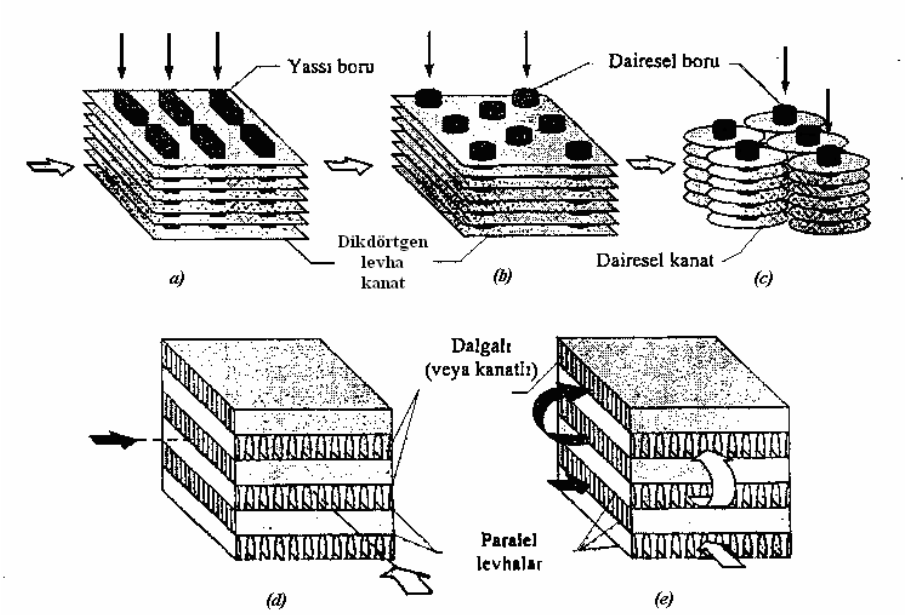
Şekil 2.1 : Çift Borulu Isı Değiştiricileri [8]



Şekil 2.2 : Gövde Boru Tipi Isı Değiştiricileri [8]

2.3 Isı Geçiş Yüzeyinin Isı Geçiş Hacmine Oranına Göre Sınıflama

Birim hacimde ısı geçiş yüzey alanının çok büyük değerlerde olması durumu (>700 m2/ m3), ısı değiştiricilerinin önemli ve özel diğer bir sınıfını belirler. Kompakt ısı değiştiricileri olarak adlandırılan bu tür değiştiriciler, çok kanatlı boru veya levhalardan oluşur ve genellikle, ısı taşınım katsayısının küçük ve en az bir akışkanın gaz olduğu durumlarda kullanılır. Şekil 2.3' te görüldüğü gibi, kullanılan borular sırasıyla yassı veya dairesel kesitli olabilir. Paralel levhalı ısı değiştiricileri düz veya dalgalı kanatlı olabilir ve tek-geçişli veya çok geçişli olarak kullanılabilir. Kompakt ısı değiştiricilerinde akış kesitleri çok küçüktür (D_h < 5 mm) ve içlerindeki akış çoğunlukla laminerdir.



Şekil 2.3 : Kompakt Isı Değiştirici Gövdeleri [2] (a) Kanatlı boru (yassı borular, sürekli levha kanatlar) (b) Kanatlı boru (dairesel borular, sürekli levha kanatlar) (c) Kanatlı boru (dairesel borular, dairesel kanatlar) (d) Levha kanat (tek geçiş) (e) Levha kanat (çok geçiş)

Kompakt ısı değiştiricileri ağırlıktan, hacimden kazanç sağladığı ve daha esnek bir projelendirmeye olanak sağladığı için tercih edilir. Buna karşılık akışkanlardan en az birinin gaz olması, yüzeyi kirleten, korozif olan akışkanların kullanılamaması ve akış esnasında oluşan aşırı yük kayıplarını yenebilmek için ilave vantilatör veya pompa gücüne ihtiyaç duyulması bu tip ısı değiştiricilerinin başlıca sakıncalarıdır.

2.4 Farklı Akışkan Sayısına Göre Sınıflama

Pratikte birçok uygulamada, ısı değiştiricilerinde genellikle iki akışkan arasındaki ısı geçişi göz önüne alınır. Bununla birlikte az da olsa bazı kimyasal işlemlerde, soğutma tekniğinde, havanın ayrıştırılmasında, hidrojenin saflaştırılması ve sıvılaştırılması gibi olaylarda üç akışkanlı ısı değiştiricileri ile karşılaşılabilir. Üç akışkanla çalışan ısı değiştiricilerine kullanan bir sisteme örnek olarak, evsel ve taşıt araçlarında küçük kapasiteli , (NH_3 + su) eriyikli absorbsiyonlu tesislerde, H_2 gibi üçüncü bir nötr gaz kullanılarak elde edilen ısı enerjisi ile çalışan pompasız soğutma makinesi gösterilebilir. Bu tip ısı değiştiricilerinin teorik analizleri oldukça karmaşık olup tasarımları da güçtür.

2.5 Isı Geçiş Mekanizmasına Göre Sınıflama

2.5.1 İki tarafta da tek fazlı akış

Isı değiştiricilerinin iki tarafındaki tek fazlı akışlardaki ısı taşınımı bir pompa veya vantilatör ile tahrik edilen zorlanmış ya da yoğunluk farkının doğurduğu doğal olarak olabilir. Oda ısıtıcıları , buhar kazanları ekonomizörleri ve hava ısıtıcıları , taşıt radyatörleri ve hava soğutmalı ısı değiştiricileri önemli uygulamalardır.

2.5.2 Bir tarafta tek fazlı, diğer tarafta çift fazlı akış

Bu ısı değiştiricilerinin tek taraflarında zorlanmış veya tek fazlı akış varken, diğer tarafta kaynamakta veya yoğuşmakta olan iki fazlı akış vardır. Bunlara ait örnekler, termik santrallerin yoğuşturucuları, soğutma sistemlerinin yoğuşturucusu veya buharlaştırıcısı ile buhar kazanları sayılabilir.

2.5.3 İki tarafta da çift fazlı akış

Bir taraflarında buharlaşma ve diğer taraflarında yoğuşma işlemi olan ısı değiştiricileridir. Bunlar hidrokarbonların distilasyonunda, yüksek basınçlı buhar kullanılarak alçak basınçlı buhar elde edilmesi için kullanılır.

2.5.4 Taşınım ve ışınımla beraber ısı geçişi

Özellikle bir tarafında yüksek sıcaklıkta gaz olan ısı değiştiricilerinde taşınımla ışınımla ısı geçişi bir arada görülür. Yüksek sıcaklıkta dolgu maddeli rejeneratörler, fosil yakacak yakan ısıtıcılar, buhar kazanları ve bunların kızdırıcıları ile piroliz ocakları bu tip ısı değiştiricilerine örnektir.

2.6 Akıma göre sınıflama

2.6.1 Tek geçişli ısı değiştiricileri:

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

a) Paralel akımlı ısı değiştiricileri: Bu düzenlemede ısı değiştirici içindeki iki akışkan değiştiricinin aynı ucundan girip, birbirlerine paralel olarak akarlar ve değiştiricinin diğer ucundan çıkarlar. Isı değiştirici boyunca akışkan sıcaklığının değişimi tek

boyutludur. Isı değiştiricinin ısı geçişi olan cidar sıcaklığı fazla değişmediğinden, ısıl gerilmelerinin istenmediği yerlerde tercih edilir.

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

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

2.6.2 Çok geçişli ısı değiştiricileri

a) Çapraz-ters ve çapraz-paralel akımlı düzenlemeler: Bu düzenlemeler genellikle kanatlı yüzeyli ısı değiştiricilerinde tercih edilir. İki veya daha fazla sayıda çapraz geçiş arka arkaya ters veya paralel akımlı olarak seri halde bağlanır. Yüksek sıcaklıklardaki uygulamalarda, ısı değiştiricilerinde ısıl gerilmeler malzemeler açısından, sıcaklığın fazla olduğu bölgelerde sıcağa dayanıklı pahalı malzemeler, diğer bölgelerde ise ucuz malzemeler kullanılarak imalat masrafları azaltılabilir.

b) Çok geçişli gövde borulu ısı değiştiricileri: Gövde akışkanının karıştırıldığı, paralel-ters, bölünmüş akımlı, ayrık akımlı düzenlemeler pratikte en çok kullanılan tiplerdir. Bu düzenlemeler TEMA (Tubular Exchanger Manufactures Association) boru sayısı arttığında sistemin etkenliği , iki akışkanın da karıştığı çapraz akımlı ısı değiştiricisine yaklaşmaktadır. Bir gövde içinde tek sayıda boru geçiş düzenlemelerinin etkenliği, çift sayıdaki düzenlemelere karşı biraz daha iyi olmasına rağmen imalat güçlükleri ve ısıl gerilmeler sebebiyle pratikte fazla tercih edilmez.

c) n Paralel levha geçişli düzenlemeler: Levha tipi ısı değiştiricilerinde, levhaların çeşitli şekilde düzenlenmesi ile çok geçişli akımlar elde edilebilir.

2.7 Konstrüksiyon Özelliklerine Göre Sınıflama

Isı değiştiricileri genellikle konstrüksiyon özelliklerine göre karakterize edilir.

2.7.1 Borulu Isı Değiştiricileri

Bu tip ısı değiştiricilerinde eliptik, dikdörtgen ve genellikle de dairesel kesitli borular kullanılır. Boru çapının, boyunun ve düzenlemesinin kolayca değiştirilebilmesi sebebiyle projelendirmede büyük kolaylıklar sağlar. Ayrıca dairesel kesitli boruların, diğer geometrik şekillere göre yüksek basınçlara dayanabilmeleri sebebiyle, bu tip ısı değiştiricileri yüksek basınçlarda rahatlıkla kullanılabilir.

a) Düz Borulu Isı Değiştiricileri: Pratikte çift borulu olanların yanı sıra, boru demetinden yapılmış çeşitlerine de rastlanır. Çift borulu olanlar en basit ısı değiştiricilerdir. Akışkanlardan biri içteki borudan akarken diğeri dışarıdaki borudan akar. Akışkanların akış yönleri paralel veya ters akımlı olabilir. Isıl kapasiteyi ve ısı geçiş yüzeyini arttırabilmek için seri halde montajları yapılabilir.

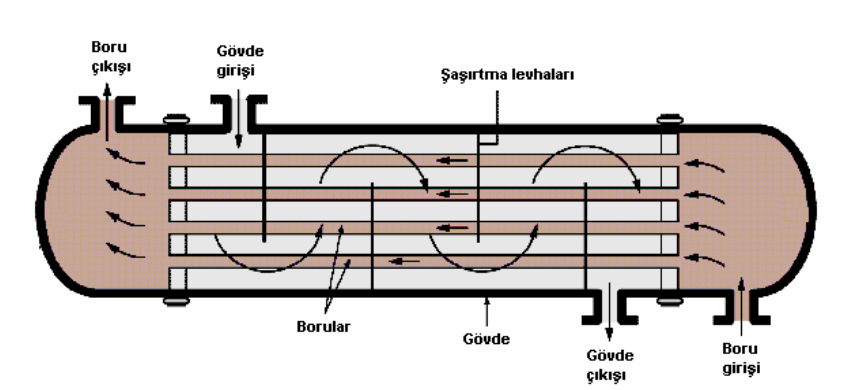
b) Spiral Borulu Isı Değiştiricileri: Bir veya daha fazla borudan spiral ile bu spiralin dışındaki bir depodan meydana gelir. Basit ve ucuz şekilde elde edilebilen bu ısı değiştiricileri genellikle havuz ve depolardaki akışkanların sıcaklık kontrolünde kullanılabilir. Bu tipteki ısı değiştiricilerinde ısıl genleşmenin oluşturduğu gerilme problemleri yoktur. Helisel bir şekilde serpatinin adımı, sarım çapı ve adımı uygun bir şekilde seçilebilir. Spiral borunun dış yüzeyi ve depo kolaylıkla temizlenebilirken, boru iç yüzeyi kolayca temizlenemez. Bu tip ısı değiştiricilerinin depo tarafındaki debi ve akışkan hızları küçük olması nedeniyle, bu taraftaki ısıl kapasite debileri küçüktür.

c) Gövde Borulu Isı Değiştiricileri: Bu ısı değiştirici silindirik bir gövde ile bu gövde içine yerleştirilen birbirine paralel borulardan meydana gelir. Akışkanlardan birisi borulardan diğeri ise gövde içinden akar. Bu ısı değiştiricilerin belli başlı elemanları, borular veya boru demeti, gövde, iki baştaki kafalar, boruların tespit edildiği ön ve arka aynalar ile gövde içinde akışı yönlendiren borulara destek olabilen şaşırtma levhaları veya destek çubuklarıdır. Bu ısı değiştiricilerinin petrol rafinerilerinde, termik santrallerde ve kimya endüstrisinde çok fazla uygulama alanı bulunur. Borulu ısı değiştiricisi imalatçıları birliği TEMA bu ısı değiştiricilerinin konstrüksiyonu için standardizasyon yapmıştır. Bu düzenlemelerde sabit boru demetli ısı değiştiricileri

basınç ve sıcaklık farkından dolayı meydana gelebilecek uzamaları karşılayabilecek şekilde yapılmalıdır. Bu tip ısı değiştiricilerinin gövde ve borularında kullanılan akışkanlar için önerilen standart anma basınçları genel olarak, 2, 5, 6, 10, 16, 25 ve 40 bar değerlerindedir.







Şekil 2.4 : Gövde Boru Tipi Isı Değiştiricisi [8]

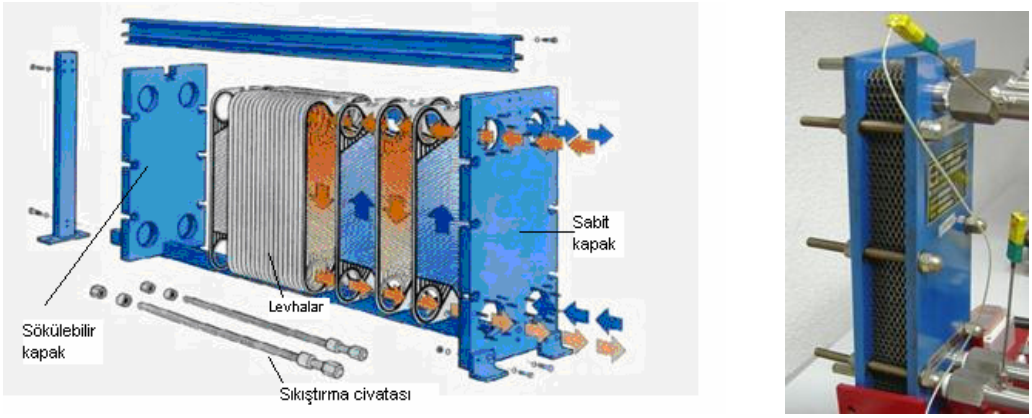
d) Özel Gövde Borulu Isı Değiştiricileri: Bu ısı değiştiricileri konstrüksiyon açısından klasik gövde borulu ısı değiştiricilerine benzemesine rağmen, özel kullanımlar için imal edilirler. Korumalı gövde borulu ısı değiştiricisi kaçakların önlenmesinin istendiği yerlerde kullanılır. Grafit gövde borulu ısı değiştiriciler ise, grafit kimyasal maddelere karşı dayanıklı olması ve ısı iletim katsayısının yüksek olması sebebiyle özellikle korozif ortamlarda kullanılır.

2.7.2 Levhalı Isı Değiştiricileri

Levhalı ısı değiştiricilerinde, ısı geçişinin olduğu yüzeyler genelde ince metal levhalardan yapılır. Bu metal düz veya dalgalı biçimde olabilir. Plakalı ısı değiştiricileri olarak da adlandırılır. Plakaların üzerinde akışkan için giriş çıkış bağlantıları bulunmaktadır. Plakaların birlikte dizilmesi ile oluşan kanallar arasında iki farklı akışkan geçmektedir. Plaka paketi iki baskı levhası arasına saplamalar vasıtasıyla sıkıştırılmaktadır. Her bir plakanın üzerinde sızdırmazlığı ve iki akışkanın birbirine karışmadan akmasını sağlayan conta bulunmaktadır. Plakaların paketi ve

boyutları içerisinden geçen akışkanın debisine, fiziksel özelliklerine, mevcut basınç düşümüne ve sıcaklık programına bağlı olarak belirlenir. Plakaların üzerinde balık sırtı desenli yapı akışkanların türbülanslı bir şekilde akmasına ve çok sayıda temas noktası oluşturarak plaka paketinin istenen mukavemete ulaşmasına yardımcı olur. Plakalar baskı levhalarına alttan ve üstten iki adet taşıma barı vasıtasıyla tutturulur. Uygulamaların çoğunda ısı değiştirici sadece tek geçişli olarak imal edilir ancak bazı özel durumlarda çok geçişli olarak da imal edilebilir. Konvaksiyonel ısı değiştirici modellerine göre beş kat yüksek değerlere varan ısı transfer katsayıları avantajıdır. Plakalar üzerinde balık sırtı deseni sayesinde akış esnasında akışkanın yönü ve hızı sürekli olarak değişir ve bu sayede yüksek türbülans değerine düşük akış hızlarında dahi kolaylıkla ulaşılır. Ayrıca bu sayede akışın durgunlaştığı ölü noktalar ortadan kaldırılarak, eşanjörün kirlenmesi ve sağırlaşması önlenebilir/geciktirilir. Aynı işi yapacak borulu ısı değiştiricilerine göre 1/5 ile 1/3 arasında bir çalışma hacmine ihtiyaç duyarlar. Özel conta dizaynları sayesinde conta arızası sebebiyle akışkanların birbirine akışkanların birbirine karışma riski tamamen önlenir.

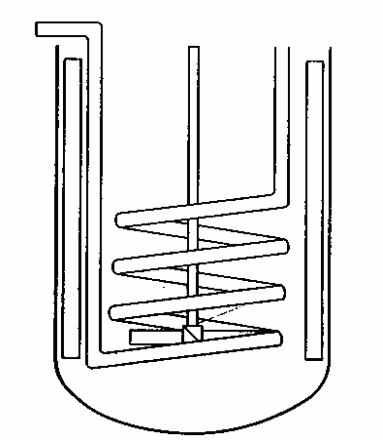
a) Contalı Levhalı Isı Değiştiricileri: Isı değiştirici ince metal levhalardan bir paket yapılarak elde edilir. Akışkanların geçebilmesi için dört tarafında delik bulunan metal levhalar paket haline getirilirken uygun contalar kullanılır. İstenildiğinde sisteme levha eklenerek veya çıkartılarak ısıl kapasite değiştirilebilir.



Şekil 2.5 : Contalı Levhalı Isı Değiştiricileri [8]

b) Spiral Levhalı Isı Değiştiricileri: Bu ısı değiştiricileri 150 ile 1800 mm genişliğindeki uzun ince iki metal levhanın spiral şeklinde sarılması ile elde edilir. İki levha arasına konulan saplamalar ile düzgün bir aralık sağlanabilir. Levhaların iki tarafı contalı kapaklar ile kapatılır. Akışkanlar birbirine göre birbirine paralel veya ters yönde akıtılabilir. Temizlenmeleri kolay olduğundan, bu ısı değiştiricileri tortu

yapabilen viskoz akışkanlar için çok uygundur. Basınç kayıpları gövde borulu ve contalı ısı değiştiricilerine göre azdır. Bu yüzden özellikle kağıt selüloz endüstrisinde, sülfat ve sülfit fabrikalarında bu ısı değiştiricisi tercih edilir.



Şekil 2.6 : Spiral Levhalı Isı Değiştiricileri [1]

c) Lamelli Isı Değiştiricileri: Bir gövde içine yassılatılmış borulardan yapılmış bir demetin yerleştirilmesi ile elde edilir. Bu ısı değiştiriciler kağıt, besin ve kimya endüstrilerinde uygulama alanı bulmaktadır.

d) İnce Film Isı Değiştiricileri: Çok yüksek viskoziteli ve sıcaklığa duyarlı maddelerin ısıtılmasında ve soğutulmasında ince film ısı değiştiricilerinin önemli uygulama alanları vardır. Değiştirici içinde sıcaklığa duyarlı maddelerin kısa kalış süresi ve büyük ısı taşınım katsayısına sahip olmaları nedeniyle, pratikte çoğu zaman buharlaştırıcı olarak kullanılırlar.

2.7.3 Kanatlı Yüzeyli Isı Değiştiricileri

Borulu ve levhalı ısı değiştiricilerinin kompaktlığı ve ısıl etkenliği arttırılmak istenir ise, asıl ısıtma yüzeylerine kanat adı verilen çıkıntılar ilave edilerek ısıtma yüzeyleri büyütülebilir. Prensip olarak ısı taşınım katsayısının küçük olduğu akışkan tarafına kanatlar konulur. Bu durumda, küçük hacimde daha fala ısı geçişi sağlanabilmesine karşın, yüzeylere ilave edilen çıkıntıların oluşturduğu ilave basınç kayıpları dikkate alınmalıdır. Bu nedenle konstrüktif açıdan en uygun kanat profilleri kullanılmalıdır. Kanatların profillerine göre levhalı kanatlı ısı değiştiricileri ve borulu kanatlı ısı değiştiricileri olarak ikiye ayrılır. Levhalı kanatlı ısı değiştiricilerinde kanatlar, paralel levhalar arasındaki yüzeylere mekanik olarak preslenerek, lehimlenerek veya kaynak edilerek tespit edilir. Kanatlar düz, delikli, tırtıklı ve zikzak şeklinde olabilir.

2.7.4 Rejeneratif Isı Değiştiricileri

Bu ısı değiştiricilerinde ısı önce sıcak akışkan tarafından bir ortamda depo edilir, daha sonra sıcak akışkana verilir. Isı geçişi dolaylıdır. Bunlara bazen rejeneratör adı da verilir. Rejeneratör içinde ısının depolandığı elemanlara ise dolgu maddesi veya matris adı verilir. Rejeneratörlerin kompaktlığı çok yüksek değerlere çıkabilir. Diğer ısı değiştiricilerine göre ilk yatırım maliyeti azdır. Sistemin kendi kendini temizliği özelliği vardır. Bunlara karşılık bu ısı değiştiricilerinin bazı sakıncaları da vardır. Bu ısı değiştiricileri sadece gaz akışkanlarda kullanılabilir. Sıcak ve soğuk akışkanlar arasında her zaman bir miktar kaçak vardır. Ayrıca akışkanlar birbirlerine teki ediyor ise bu tip ısı değiştiricileri asla kullanılmaz. Pratikte dönen ve sabit dolgu maddeli ile paket yataklı olmak üzere üç tip rejeneratör vardır.

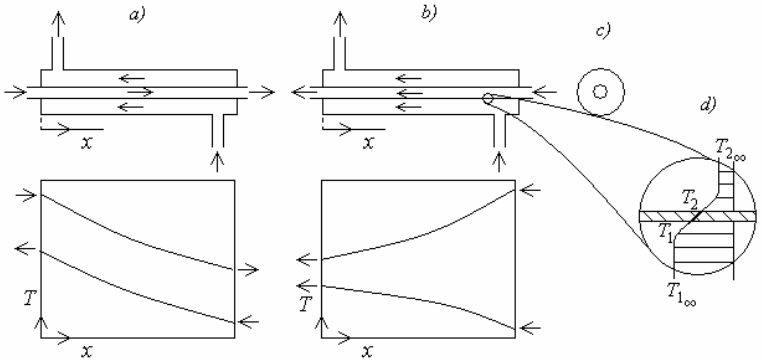
Sabit dolgu maddeli ısı değiştiricilerine periyodik çalışan ısı değiştiricileri de denir. Bu tip ısı değiştiricilerinin kullanıldığı sistemlerde, sistemin sürekli çalışmasını sağlayabilmek için aynı tipten en az iki rejeneratöre ihtiyaç vardır. Döner dolgu maddeli ısı değiştiriciler de disk ve silindir tipi olmak üzere ikiye ayrılır. Bu rejeneratörler genellikle gaz türbinlerinde, buhar ısıtılmasında, iklimlendirme tesisatlarında enerji ekonomisi için kullanılır. Devamlı çalışan ısı değiştiricilerine bir diğer örnekte paket yataklı rejeneratörlerdir. Bu ısı değiştiricilerinin konstrüksiyonları basit olmasına karşın basınç kayıpları fazladır.

3. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN ISIL HESAPLARI

3.1 Giriş

Konstrüktif özelikleri verilen ısı değiştiricilerinindeki ısı geçişi hesabında en önemli parametreler; toplam ısı transfer katsayısı, akışkanların giriş ve çıkış sıcaklıkları ve ısı geçişi toplam yüzey alandır.

Basit olarak sıcak ve soğuk iki akışkanın bulunduğu çift borulu çapraz ve paralel akımlı ısı değiştiriciler göz önüne alınarak hesap yapılabilir.



Şekil 3.1 : Çift borulu çapraz ve paralel akışlı ısı değiştiricileri (a) Çapraz akımlı ısı değiştiricisi ve sıcaklık dağılımı (b) Paralel akımlı ısı değiştiricisi ve sıcaklık dağılımı (c) Kesit çizimi (d) Yüzeyler arası detaylı kesit

Pratik olarak ısı değiştirici dışa karşı yalıtıldığı için, sıcak akışkanın verdiği ısının tamamının soğuk akışkana geçtiği yani ortama bir ısı kaybının olmadığı kabul edilirse, aşağıdaki bağıntılar yazılabilir.

q = Isı değiştiricide geçen ısı (W)

= Sıcak akışkanın soğurken verdiği ısı

= Soğuk akışkanın ısınırken aldığı ısı

$=U\ A\ \Delta T_m$

Bu denklemde, U($W/m^{2\circ}C$) ısı değiştiricisinin toplam ısı geçiş katsayısını, A(m^2) iki akışkanı ayıran ısı geçişi yüzeyini , ΔT_m($^\circ C$) bütün ısı değiştiricisinde etkili olan sıcaklık farkını (ortalama logaritmik sıcaklık farkını) göstermektedir.

Herhangi bir ısı değiştiricisi çözümlemesinin en temel ve çoğunlukla en belirsiz bölümü, toplam ısı geçiş katsayısının bulunmasıdır.

Bir ısı değiştiricisinin normal çalışması sırasında, akışkan içindeki yabancı maddeler, paslanmalar veya akışkan ile cidar arasındaki diğer başka reaksiyonlar nedeniyle, yüzeylerde çoğunlukla bir kirlenme olur. Yüzey üzerinde biriken bu film veya tabaka, akışkanlar arasındaki ısı geçişi direncini çok artırır. Bu etki, R_f kirlilik faktörü olarak adlandırılan ek bir ısıl direnç tanımı ile göz önüne alınabilir. Bu faktörün değeri, çalışma sıcaklığına, akışkan hızına ve ısı değiştiricisinin işletmede kaldığı süreye bağlıdır.

Diğer taraftan, çoğu zaman bir akışkana veya her iki akışkana ait yüzeylere eklenen kanatların, yüzey alanım artırdıkları için ısı taşınımda ısıl direnci azalttıkları bilinmektedir.

İki akışkan arasındaki ısı geçişinde, toplam ısıl dirençler yardımı ile tanımlanan iki akışkanın, katmanlı düzlem veya silindirik bir duvar ile birbirinden ayrıldığı durumlar için iletim ve taşınım dirençleri, kirlilik faktörü de hesaba katılarak toplam ısı geçiş katsayısı, aşağıdaki gibi yazılabilir. Burada c ve h indisleri sırasıyla soğuk ve sıcak akışkanları göstermektedir [2].

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_c A_c} = \frac{1}{U_h A_h}$$
$$= \frac{1}{(\eta_0 hA)_c} + \frac{R_{f,c}}{(\eta_0 A)_c} + R_w + \frac{R_{f,h}}{(\eta_0 A)_h} + \frac{1}{(\eta_0 hA)_h} \qquad (3.1)$$

Tablo 3.1: Çeşitli akışkan çiftlerinde kirlilik faktörleri [2]

Çeşitli akışkan çiftlerinde kirlilik faktörleri	
Akışkan çifti	**R_f (m^2 °K/W)**
Deniz suyu ve hazırlanmış kazan besleme suyu	170-310
Organik sıvı , Organik sıvı	50-350
Su buharı , sıvı eriyik	600-3500
Su buharı , ağır fuel oil	60-170
Su buharı , hafif fuel oil	170-350
Su buharı , gazlar	30-300
Su buharı , su	1000-3500
Su , alkol	300-900
Su , salamura	500-1100

Denklem 3.1 de görülen değeri, kanatlı yüzeyin toplam yüzey etkenliği olarak adlandırılır ve ısı geçişi;

$$q = \eta \times h \times A \times \Delta T \tag{3.2}$$

denklemiyle bulunabilir.

$$\eta_0 = \frac{1 - A_f \times (1 - \eta_f)}{A} \tag{3.3}$$

$$\eta_f = \frac{\tanh(mL)}{mL} \tag{3.4}$$

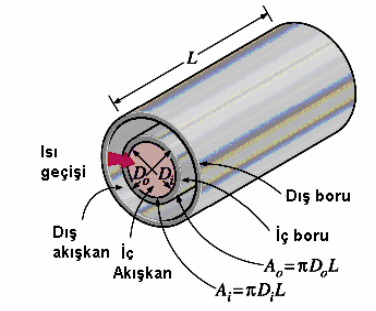
$$m = (2h/kt)^{1/2} \tag{3.5}$$

A tüm kanat yüzey alanı, A_f tek bir kanat yüzey alanı η_f tek bir kanadın etkenliği, t kanat kalınlığı, L kanat uzunluğudur.

Tablo 3.2: Bazı akışkan çiftlerinde yaklaşık U ısı geçiş katsayıları [1]

Bazı akışkan çiftlerinde yaklaşık U ısı geçiş katsayıları			
Akışkan çifti	**U(W/m^2 °C)**	**Akışkan çifti**	**U(W/m^2 °C)**
Yağ , yağ	170-310	Su , basınçlı hava	50-170
Organik sıvı, Organik sıvı	50-350	Su , yoğuşan alkol	250-700
Su buharı , sıvı eriyik	600-3500	Su, yoğuşan amonyak	800-1500
Su buharı , ağır fuel oil	60-170	Su , yoğuşan Freon-12	400-900
Su buharı , hafif fuel oil	170-350	Su , yoğuşan yağ	200-600
Su buharı , gazlar	30-300	Su , gazoline	300-500
Su buharı , su	1000-3500	Su , yağlama yağı	100-350
Su , alkol	300-900	Su , organik yağ	250-900
Su , salamura	500-1100	Su , su	800-1700

Cidar kalınlığının ince ve ısı iletim katsayısının büyük olması durumunda, Denklem 3.1'deki cidar iletim terimi çoğu zaman göz ardı edilebilir. Ayrıca, çoğunlukla bir taraftaki ısı taşınım katsayısı diğer taraftakine göre çok küçüktür ve küçük olan bu ısı taşınım katsayısı, toplam ısı geçiş katsayısının belirlenmesinde daha etkili olur. Örnek olarak, akışkanlardan biri gaz, diğeri içinde kaynama veya yoğuşma olan sıvı veya sıvı-buhar karışımı iki fazlı bir akış ise, gaz tarafındaki ısı taşınım katsayısı, diğer taraftakine göre çok küçüktür. Böyle durumlarda, gaz tarafındaki ısı taşınım katsayısını artırmak için gaz tarafına kanatlar eklenir.



Şekil 3.2 : Kanatsız borulu ısı değiştiricisi

Toplam ısı geçiş katsayısı, sıcak ve soğuk akışkanlara ait ısı taşınım katsayıları, kirlilik faktörleri ve uygun geometrik parametrelere ait bilgileri kullanarak Şekil 3.2'deki gibi kanatsız borulu ısı değiştirici için denklem 3.6 kullanılabilir.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{f,i}}{A_i} + \frac{\ln(D_o / D_i)}{2\pi kL} + \frac{R_{f,o}}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o} \tag{3.6}$$

3.2 Ortalama Logaritmik Sıcaklık Farkının Kullanılması

LMTD metodunda şu işlem adımları takip edilir.

a) Logaritmik ortalama sıcaklık farkı bulunur ve gerekiyorsa akış şekline göre F düzeltme faktörü hesaplanır.

b) Toplam ısı transferi katsayısı hesaplanır.

c) Yüzey alanı bulunur.

d) q toplam ısı geçişi hesaplanır.

Sıcak ve soğuk akışkanlar arasındaki toplam ısı geçişi q ise ve ısı değiştiriciden çevre ortama bir ısı kaybı yoksa, potansiyel ve kinetik enerjilerin göz ardı edilmesi dorumunda, enerjinin korunumu, Denklem 3.7 bağıntılarını verir.

$$q = m_h \times (i_{h,i} - i_{h,o})$$
$$q = m_c \times (i_{c,o} - i_{c,i}) \tag{3.7}$$

Bu bağıntılarda i akışkan entalpisini gösterirken, h ve c indisleri, sıcak ve soğuk akışkanları, i ve o indisleri ise giriş ve çıkış koşullarını belirtir. Akışkanlarda bir faz değişimi yoksa ve özgül ışılan sabit kabul edilebilirse, bu eşitlikler yerine

$$q = m_h \times c_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o})$$
$$q = m_c \times c_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) \tag{3.8}$$

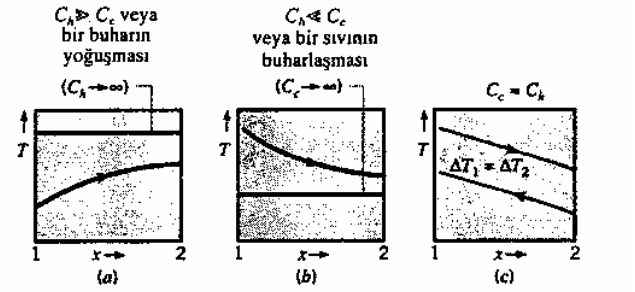
yazılabilir. Buradaki sıcaklıklar, akışkan sıcaklıklarını göstermektedirler. Ortalama logaritmik sıcaklık farkı:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 - \Delta T_1)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 - \Delta T_2)} \tag{3.9}$$

Aynı giriş ve çıkış sıcaklıkları için, ters akışlı düzenlemede ortalama logaritmik sıcaklık farkı, paralel akışlı düzenlemeden daha büyüktür. Bu nedenle, aynı U toplam ısı geçiş katsayısı ve belirli bir ısı geçişi q için, ters akışlı ısı değiştiricisinin ısı geçiş alanı, paralel akışlı ısı değiştiricisinden daha küçüktür. Ayrıca, ters akışlı düzenlemede soğuk akışkanın ısı değiştiricisinden çıkış sıcaklığı, $T_{c,o}$ sıcak akışkanın çıkış sıcaklığından $T_{h,o}$ daha fazla olabilir, oysa bu durum paralel akışlı ısı değiştiricilerinde hiçbir zaman olamaz.

3.3 Özel Çalışma Koşulları

Şekil 3.3 (a)'da $C_h = m_h \times c_{p,h}$ sıcak akışkan ısıl kapasite debisinin, $C_c = m_c \times c_{p,c}$ soğuk akışkan ısıl kapasite debisinden çok büyük olması durumunda, ısı değiştiricisi içindeki sıcaklık dağılımları görülmektedir. Bu durumda sıcak akışkanın sıcaklığı, ısı değiştiricisi boyunca yaklaşık olarak sabit kalırken, soğuk akışkanın sıcaklığı artmaktadır. Aynı durum, sıcak akışkanın yoğuşması halinde de görülür. Yoğuşma işlemi, sabit sıcaklıkta olur ve uygulamada, $C_h \rightarrow \infty$ alınabilir. Bu işlemin tersi olarak, bir buharlaştırıcıda veya bir buhar kazanında Şekil 3.3 (b)'da soğuk akışkan bir faz değişimine uğrar ve sıcaklığı yaklaşık olarak sabit kalır ($C_c \rightarrow \infty$). Faz değişimi olmamasına rağmen, eğer $C_h << C_c$ ise aynı durumla karşılaşılır.



Şekil 3.3 : Isı değiştiricilerinde özel çalışma koşulları [2] (a) $C_h >> C_c$ veya bir buharın yoğuşması (b) Bir sıvının buharlaşması veya $C_h << C_c$ (c) Isıl kapasite debilerinin eşit olduğu ters akışlı ısı değiştiricisi ($C_c = C_h$)

Yoğuşma ve buharlaşma halinde ısı geçişi denklem 3.7 ile hesaplanabilir.

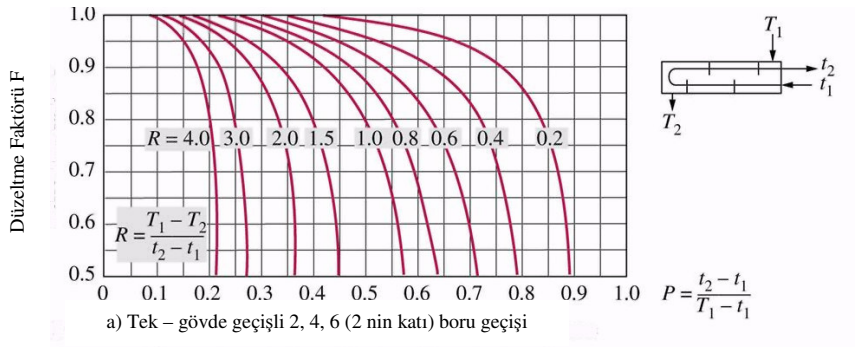
Her ne kadar çok geçişli ve ters akışlı ısı değiştiricilerindeki akışlar çok karmaşık olsa da, ortalama logaritmik sıcaklık farkından,

$$\Delta T = F \times \Delta T_{lm,CF} \tag{3.10}$$

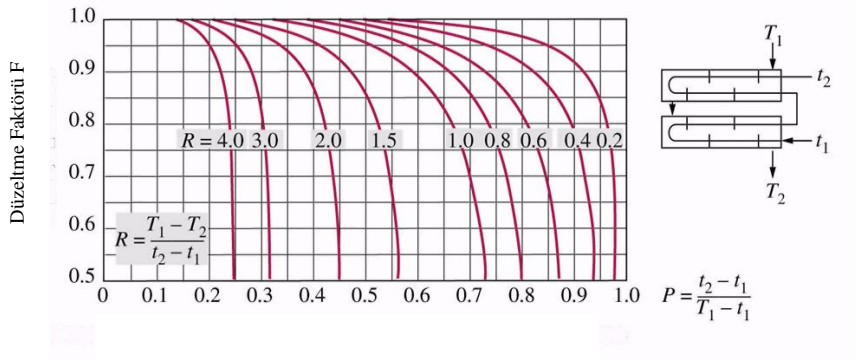
biçiminde bir düzeltme yapılırsa,

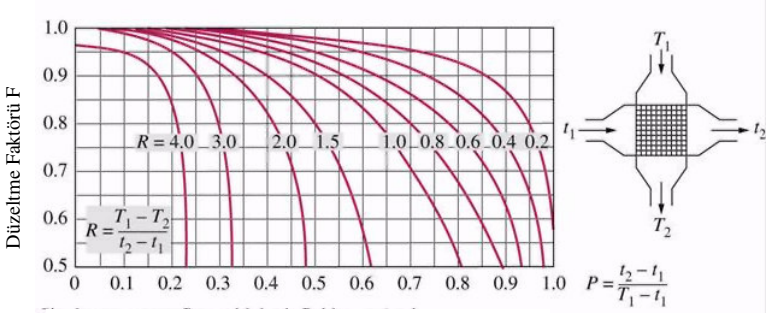
$$q = U \times A \times \Delta T_{lm} \tag{3.11}$$

denklemi kullanılabilir. Birçok gövde-borulu ve çapraz akışlı ısı değiştiricisi için, F düzeltme katsayısına ilişkin matematik ifadeler çeşitli araştırmacılar tarafından verilmiş [l, 6. 7] ve bu sonuçlar grafik olarak çizilmiştir. Çok karşılaşılan bazı ısı değiştiricisi düzenlemelerine ilişkin sonuçlar, Şekil 3.4'te görülmektedir. Bu şekillerde (T, t) notasyonu akışkan sıcaklıklarım göstermekte olup, t değişkeni her zaman boru içindeki akışkan sıcaklığı için kullanılmıştır. Buradaki gösterime göre, sıcak veya soğuk akışkanın, gövde veya boru içinden akmasının bir önemi yoktur. Isı değiştiricisi içinde, eğer akışkanlardan birinin sıcaklık değişimi göz ardı edilebilecek düzeyde ya da P veya R sıfır ise, 3.4'te gösterilen grafiklerde belirtilmesi gereken önemli bir husus F = l olduğudur. Bu durumda ısı değiştiricisinin davranışı, ısı değiştiricisinin düzenlemesinden bağımsızdır. Eğer akışkanlardan birinde faz değişimi varsa (buharlaşma veya yoğuşma), bu durum gerçekleşir.

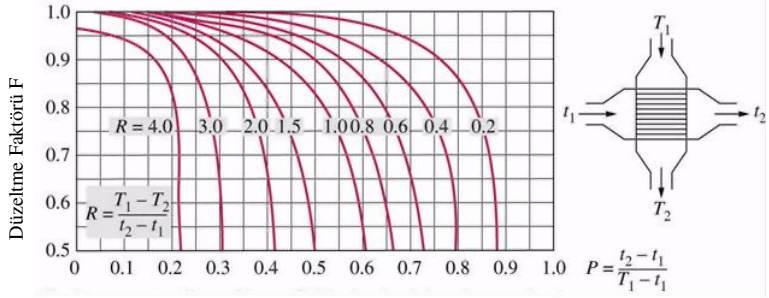


a) Tek – gövde geçişli 2, 4, 6 (2 nin katı) boru geçişi





c) Tek-geçişli çapraz akış – karışmayan akışkanlar



d) Tek-geçişli çapraz akış – bir akışkanın karıştığı akışlar

Şekil 3.4 : Çeşitli ısı değiştirici tipleri için F düzeltme faktörleri [8]

3.4 ε-NTU Metodu

Bir ısı değiştiricisinde akışkan giriş ve çıkış sıcaklıklarının bilinmeleri enerji korunum denklemlerinden kolayca hesaplanabilmeleri durumunda, ısı değiştiricisinin çözümlenebilmesinde, ortalama logaritmik sıcaklık farkı (LMTD) yöntemi çok kolaylık sağlar. Bu durumda ısı değiştiricisi için ΔT_{lm} değeri kolayca belirlenebilir. Bununla birlikte, bir ışı değiştiricisinde akışkanların sadece giriş sıcaklıkları belli ise, LMTD yöntemini kullanmak için deneme-yanılma yoluna gitmek gerekir. Bu gibi dorumlarda, etkenlik-NTU yöntemi adı verilen farklı bir yöntemin kullanılması daha uygundur.

Bir ısı değiştiricisi için etkenlik tanımım yapmadan önce, bu ısı değiştiricisi için q_{max}, olabilecek en fazla ısı geçişi tayin edilmelidir. Bu ısı geçişi, q_{max}, ilke olarak, sonsuz uzunluktaki ters akışlı bir ısı değiştiricisinde gerçekleşen ısı geçişi olarak alınır. Böyle bir ısı değiştiricisinde, akışkanlardan biri, $(T_{h,i} - T_{c,i})$ mümkün olabilen en yüksek sıcaklık farkım gerçekleştirecektir. Bu noktayı açıklayabilmek için, $C_c < C_h$ durumu göz önüne alınırsa,

$$C_c < C_h : q_{max} = C_c \times (T_{h,i} - T_{c,i}) \tag{3.12}$$

yazılabilir. Benzer olarak, eğer $C_h < C_c$ ise, sıcak akışkanda daha büyük bir sıcaklık değişimi gerçekleşecektir ve soğuk akışkanın giriş sıcaklığına kadar soğuyabilecektir.

$$C_h < C_c : q_{max} = C_h \times (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (3.13)$$

Buraya kadar olan açıklamalardan, genel bir sonuç olarak,

$$q_{max} = C_{min} \times (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (3.14)$$

verilebilir. Burada, C_{min} ısıl kapasite debisi, C_c veya C_h değerlerinden hangisi küçükse o değere eşit olarak alınır. Denklem 3.4'te, sıcak ve soğuk akışkan giriş sıcaklıklarının konulması, ısı değiştiricisinde olabilecek en yüksek ısı geçişini sağlar. Isı değiştiricisinde gerçek ısı geçişinin, olabilecek en yüksek ısı geçişine oram, ε etkenlik olarak tanımlanabilir:

$$\varepsilon \equiv \frac{q}{q_{max}} \quad (3.15)$$

$$\varepsilon \equiv \frac{C_h \times (T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{min} \times (T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (3.16)$$

veya

$$\varepsilon \equiv \frac{C_c \times (T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{min} \times (T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (3.17)$$

eşitlikleri yazılabilir. Etkenlik boyutsuz bir büyüklük olup, $0 < \varepsilon < 1$ arasında değişmek zorundadır. Etkenlik, ε ile sıcak ve soğuk akışkanların ısı değiştiricisine giriş ve çıkış sıcaklıkları, $T_{h,i}$ ve $T_{c,i}$ biliniyorsa, ısı değiştiricisindeki gerçek ısı geçişi aşağıdaki bağıntıdan bulunabilir.

$$q = \varepsilon \times C_{min} \times (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (3.18)$$

Herhangi bir ısı değiştiricisi için

$$\varepsilon \equiv f\left(NTU, \frac{C_{min}}{C_{max}} \right) \quad (3.19)$$

bağıntısından ε hemen bulunabilir. Bu bakımdan etkenlik tanımı yararlıdır. Bu bağıntıda C_{min}/C_{max} oranı, sıcak ve soğuk akışkanların ısıl kapasite debilerine bağlı olarak, C_c/C_h veya C_h/C_c değerlerini alabilmektedir. NTU ile gösterilen, geçiş birimi sayısı, ısı değiştiricilerinin çözümlemesinde yaygın olarak kullanılmakta olup,

$$NTU \equiv \frac{UA}{C_{\min}} \tag{3.20}$$

biçiminde tanımlanan boyutsuz bir parametredir.

Etkenlik-NTU Bağıntıları

Değişik ısı değiştiricisi türleri için benzer bağıntılar çıkarılmış olup, $C_r = C_{\min}/C_{\max}$ ısıl kapasite debilerinin oranı olmak üzere tablo 3.3'te özetlenmiştir.

Tablo 3.3: Isı Değiştiricilerinde Etkenlik Bağıntıları [2]

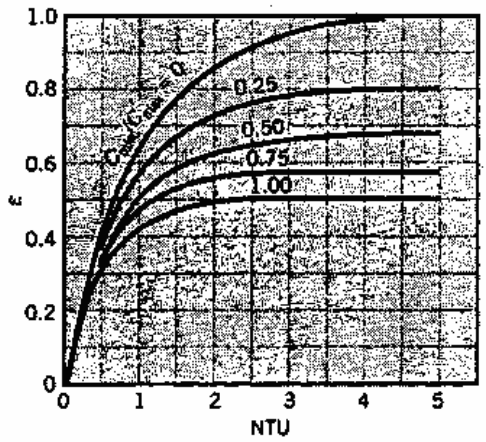
Akış Düzenlemesi	Bağıntı
Eş eksenli iç içe iki boru	
Paralel akış	$\varepsilon = \dfrac{1-\exp[-\mathrm{NTU}(1+C_r)]}{1+C_r}$
Ters akış	$\varepsilon = \dfrac{1-\exp[-\mathrm{NTU}(1-C_r)]}{1-C_r\exp[-\mathrm{NTU}(1-C_r)]} \quad (C_r < 1)$
	$\varepsilon = \dfrac{\mathrm{NTU}}{1+\mathrm{NTU}} \quad (C_r = 1)$
Gövde-borulu	
Bir gövde geçiş (2, 4, ... boru geçiş)	$\varepsilon_1 = 2\left\{1+C_r+\left(1+C_r^2\right)^{1/2} \times \dfrac{1+\exp\left[-\mathrm{NTU}\left(1+C_r^2\right)^{1/2}\right]}{1-\exp\left[-\mathrm{NTU}\left(1+C_r^2\right)^{1/2}\right]}\right\}^{-1}$
n Gövde geçiş ($2n$, $4n$, ...boru geçiş)	$\varepsilon = \left[\left(\dfrac{1-\varepsilon_1 C_r}{1-\varepsilon_1}\right)^n - 1\right]\left[\left(\dfrac{1-\varepsilon_1 C_r}{1-\varepsilon_1}\right)^n - C_r\right]^{-1}$
Çapraz akış (tek geçiş)	
İki akışkan da karışmıyor	$\varepsilon = 1-\exp\left[\left(\dfrac{1}{C_r}\right)(\mathrm{NTU})^{0.22}\left\{\exp\left[-C_r(\mathrm{NTU})^{0.78}\right]-1\right\}\right]$
C_{max} (karışıyor) C_{min} (karışmıyor)	$\varepsilon = \left(\dfrac{1}{C_r}\right)(1-\exp\{-C_r[1-\exp(-\mathrm{NTU})]\})$
C_{min} (karışıyor) C_{max} (karışmıyor)	$\varepsilon = 1-\exp\left(-C_r^{-1}\left\{1-\exp\left[-C_r(\mathrm{NTU})\right]\right\}\right)$
Tüm ısı değiştiricileri ($C_r = 0$)	$\varepsilon = 1-\exp(-\mathrm{NTU})$

Tablo 3.4: Isı Değiştiricilerinde NTU Bağıntıları [2]

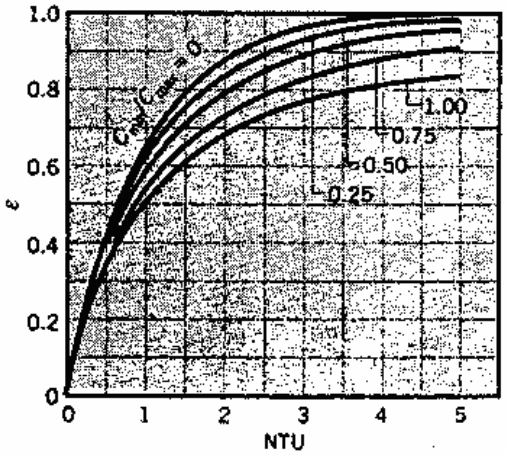
Akış Düzenlemesi	Bağıntı
Eş eksenli iç içe iki boru	
Paralel akış	$NTU = -\frac{\ln[1-\varepsilon(1+C_r)]}{1+C_r}$
Ters akış	$NTU = \frac{1}{C_r-1}\ln\left(\frac{\varepsilon-1}{\varepsilon C_r-1}\right) \quad (C_r<1)$
	$NTU = \frac{\varepsilon}{1-\varepsilon} \quad (C_r=1)$
Gövde-borulu	
Bir gövde geçiş (2, 4, ... boru geçiş)	$NTU = -\left(1+C_r^2\right)^{-1/2}\ln\left(\frac{E-1}{E+1}\right)$
	$E = \frac{2/\varepsilon_1-(1+C_r)}{\left(1+C_r^2\right)^{1/2}}$
n Gövde geçiş ($2n$, $4n$, ... boru geçiş)	Denklem 11.31b ve 11.31c ile birlikte
	$\varepsilon_1 = \frac{F-1}{F-C_r}, \quad F = \left(\frac{\varepsilon C_r-1}{\varepsilon-1}\right)^{1/n}$
Çapraz akış (tek geçiş)	
C_{max} (karışıyor), C_{min} (karışmıyor)	$NTU = -\ln\left[1+\left(\frac{1}{C_r}\right)\ln(1-\varepsilon C_r)\right]$
C_{min} (karışıyor), C_{max} (karışmıyor)	$NTU = -\left(\frac{1}{C_r}\right)\ln[C_r\ln(1-\varepsilon)+1]$
Tüm ısı değiştiricileri ($C_r = 0$)	$NTU = -\ln(1-\varepsilon)$

Bir ısı değiştiricisinin çözümlemesini yapabilmek için biri LMTD, ortalama logaritmik sıcaklık farkı yöntemi, diğeri NTU, geçiş birimi sayısı yaklaşımı olmak üzere iki yöntem geliştirilmiştir. Herhangi bir problemin çözümünde, aynı sonuçları veren bu iki yöntemden biri kullanılabilir. Bununla beraber, problemin verilerine bağlı olarak, NTU yaklaşımı ile çözüme ulaşmak daha kolay olabilir.

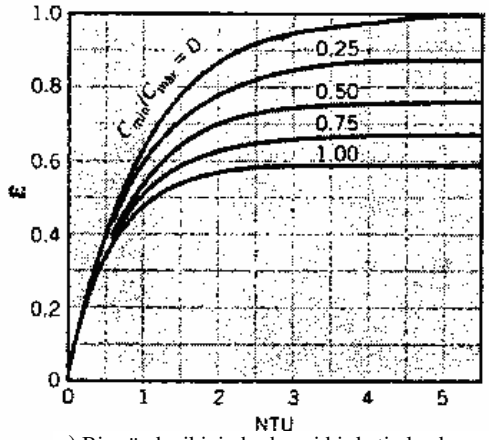
Daha açık olarak, sıcak ve soğuk akışkanların giriş ve çıkış sıcaklıklarının bilinmesi, Denklem 3.9 ve 3.11'de LMTD yönteminin kullanılmasını kolaylaştırır, çünkü ΔT_{lm} kolayca hesaplanabilir. Bu sıcaklıkların bilindiği problemler, ısı değiştiricisi tasarım problemleri olarak sınıflandırılırlar. Genellikle bu problemlerde, sıcak ve soğuk akışkanların giriş sıcaklıkları ile debilerinin bilinmesinin yanı sıra, sıcak veya soğuk akışkanlardan birinin istenen sıcaklığı da bilinir. Daha sonra, tasarım probleminde, uygun bir ısı değiştiricisi türü seçilir ve istenen çıkış sıcaklığım sağlayacak ısı geçiş, yüzey alanı ve böylece ısı değiştiricisinin büyüklüğü belirlenir



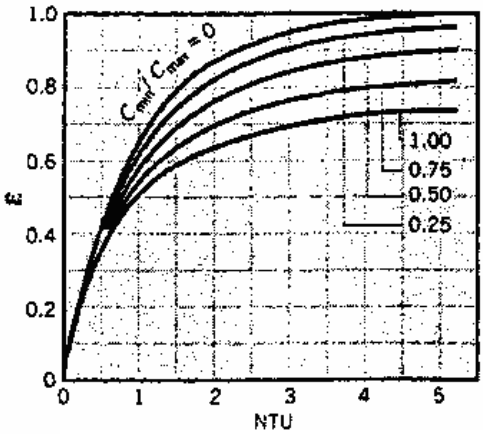
a) Paralel Akışlı Isı Etkenliği



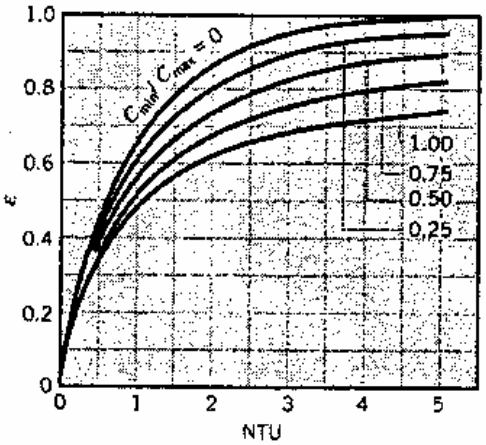
b) Ters Akışlı Isı Değiştirici Etkenliği



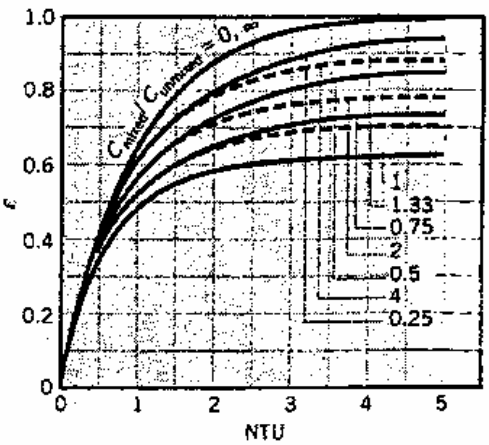
c) Bir gövde, ikinin herhangi bir kati olan boru geçişli (iki, dort,...) gövde- borulu ısı değiştiricisi etkenliği



d) Bir gövde, dördün herhangi bir katı olan boru geçişli (dört, sekiz,...) gövde-borulu ısı değiştiricisi etkenliği



e) Her iki akişkanın da karışmadığı, çapraz akışlı,tek geçişli ısı değiştiricisi etkenliği



f) Bir akışkanınkarıştığı diğer akışkanın karışmadığı, çapraz akışlı,tek geçişli ısı değiştiricisi etkenliği

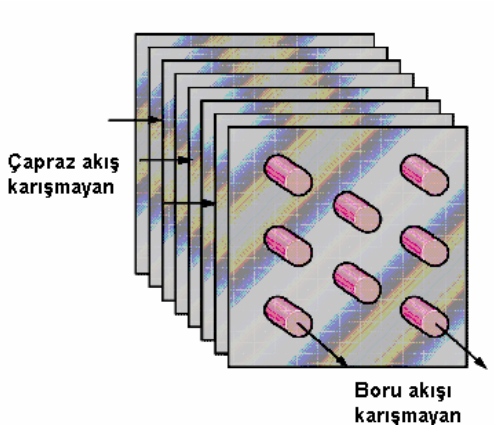
Şekil 3.5 : Çeşitli ısı değiştirici tipleri için etkenlik değerleri [2]

Isı değiştiricilerinin çözümlemeleri sırasında bazen, ısı değiştiricisinin türü, boyutları, akışkanların debileri ve giriş sıcaklıkları belirlidir, çıkış sıcaklıkları ile ısı geçişinin bulunması amaçlanır. Problem bu şekilde verildiğinde performans hesabı olarak nitelendirilebilir. Her ne kadar böyle bir problem, LMTD ortalama logaritmik sıcaklık farkı yöntemiyle hesaplanabilse de, işlemlerin deneme yanılma gerektirmesi nedeniyle çözümü uzun zaman alır.

NTU yöntemi kullanıldığı zaman, tekrarlamaya gerek duyulmaz. Isı değiştiricisinin türü, boyutları ve akışkanların debileri belli ise, NTU ve (C_{min}/C_{mas}) uranı hesaplanabilir ve daha sonra, uygun diyagram veya denklem kullanılarak, ε belirlenebilir. Denklem 3.14'ten $q_{\max}$ değeri hesaplanabildiğinden, $q = \varepsilon \times q_{\max}$ eşitliğinden, gerçek ısı geçişi kolayca bulunabilir. Denklem 3.8'in yardımıyla, her iki akışkanın çıkış sıcaklıkları belirlenebilir.

4. ISITMA ve SOĞUTMA İŞLEMLERİ

Göz önüne alınan serpantin tip ısı değiştirici sisteminde 3 tip olay mevcuttur. Bunlar Duyulur Isıtma, Duyulur Soğutma, Duyulur Soğutma ve Nem Alma Isıtma olaylarıdır. Su boruların içinden, hava ise boruların dışından ve kanatların arasından akmaktadır.

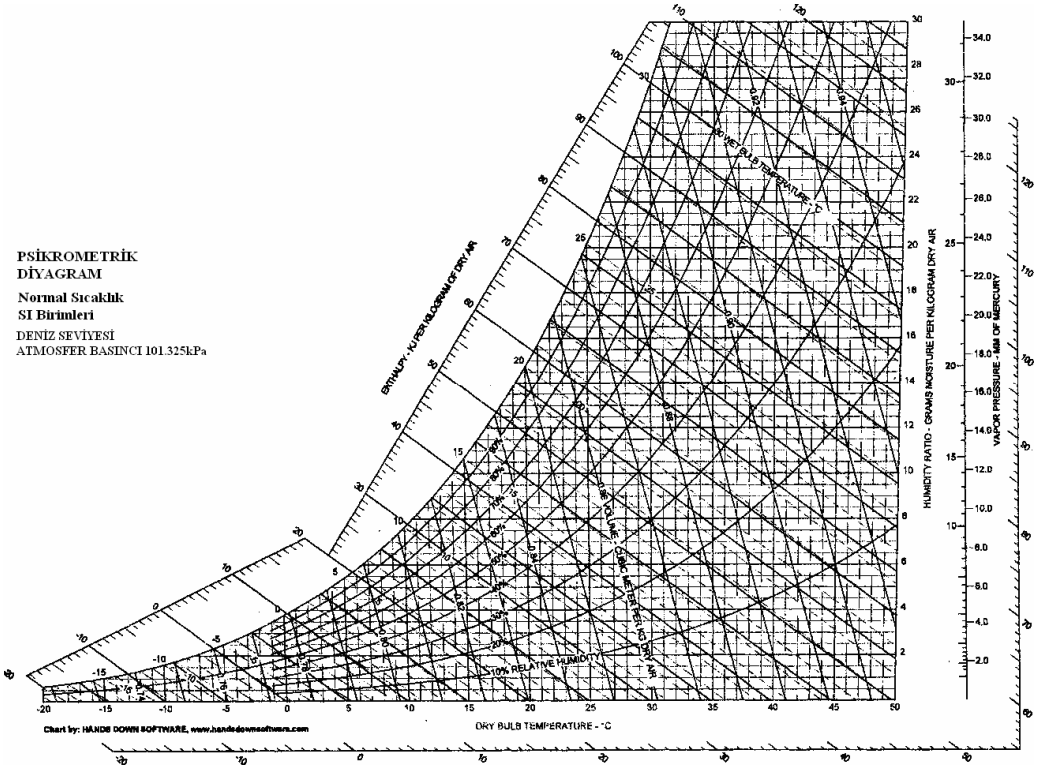


Şekil 4.1 : Çapraz akışlı karışmayan akışlı tipi ısı değiştiricisi

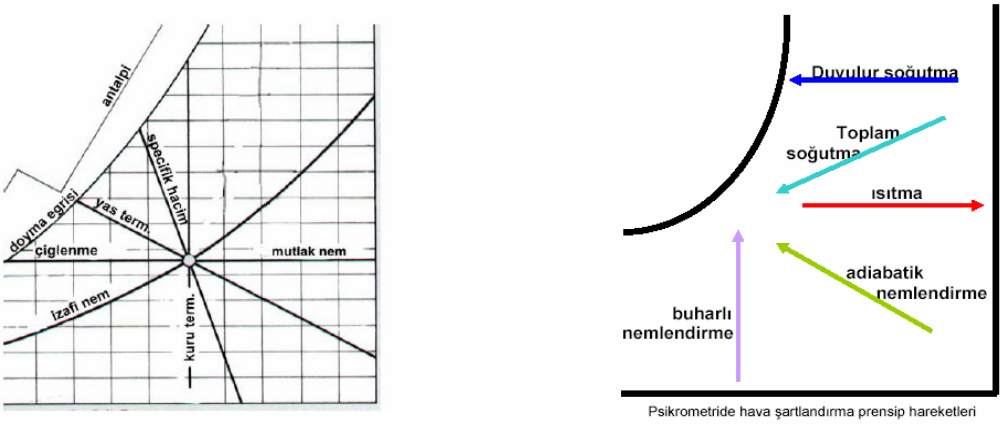
İklimlendirme proseslerinin birçoğunda havanın, su buharı ve içerdiği diğer gazlarla bir karışım oluşturduğu kabulü yapılır ve hesaplamalar bu kabule göredir.

Hava ile su buharı karışımının özelliklerini inceleyen bilim dalı olan psikrometri entalpi potansiyelinin, soğutma kulelerinin, soğutma ve nem alıcı serpantinlerin ve hava şartlandırmasının temelini meydana getirir.

Isıtma ve soğutma ve nem alma gibi olayları daha açık bir şekilde görmek için psikrometrik işlemler diyagramda çizilebilir.



Şekil 4.2 : Psikrometrik diyagram [12]

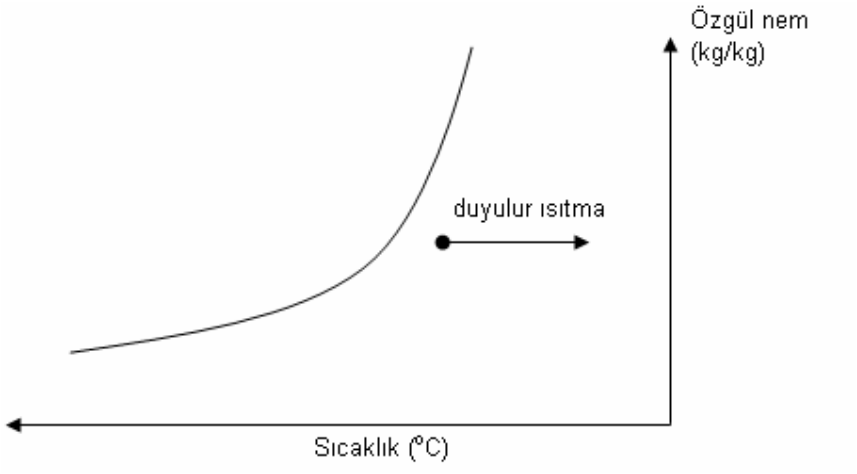


Şekil 4.3 : Psikrometrik diyagram ve hava şartlandırma işlemleri

Duyulur ısı için potansiyel, kuru termometre sıcaklıkları farkıdır. Gizli ısı geçişi için potansiyel ise, ıslak yüzey ile hava içindeki su buharının kısmi basınçları farkıdır. Toplam ısı geçişi basit bir ifadeyle ıslak yüzey sıcaklığındaki doymuş hava entalpisi ile havanın entalpisi farkıdır.

4.1 Duyulur Isıtma:

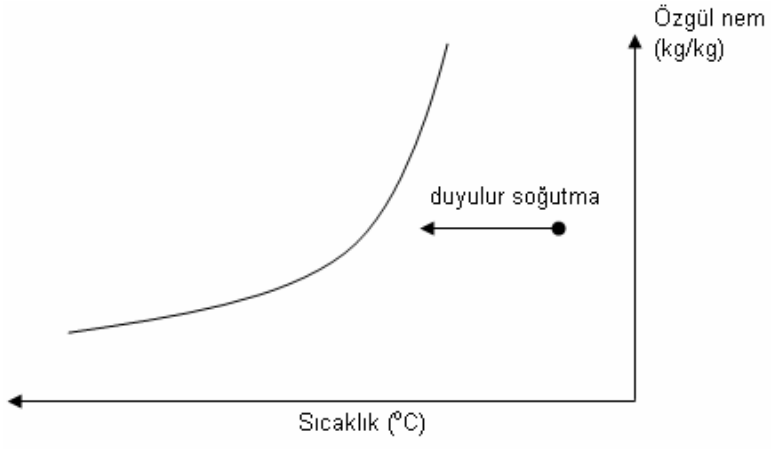
Serpantin yüzeylerinde havanın ısıtılması bu işleme tipik bir örnektir. Özgül nemin sabit olması sebebiyle, nemli havaya duyulur ısı ilave etme işlemi, psikrometrik diyagramda, soldan sağa doğru giden yatay doğru ile belirlenir.



Şekil 4.4 : Isıtma işlemi

4.2 Duyulur Soğutma:

Serpantin yüzey sıcaklığı giriş havasının çiğ noktası sıcaklığına eşit ise, değişim eğrisi yatay bir doğru olacaktır ve bu durumda nem çekilemez. Yüzey sıcaklığı giriş havasının çiğ noktası sıcaklığından daha büyük ve serpantin yüzeyi kuru ise, havadan nem alınamaz, ve psikrometrik diyagramda, sağdan sola yatay doğru ile belirlenir.

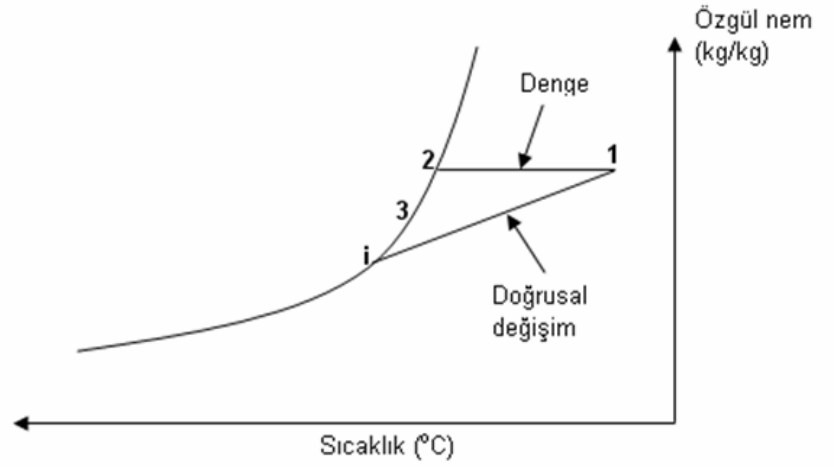


Şekil 4.5 : Soğutma işlemi

4.3 Soğutma ve Nem Alma İşlemi:

Nemli hava, başlangıçtaki çiğ nokta sıcaklığının altındaki bir sıcaklığa soğutulursa içindeki nem sıvı fazında bu havadan ayrılır. Hem kuru termometre sıcaklığının hem de bağıl nem miktarının azaltılması ile sağlanır. Değişim eğrisi ilk bakışta şekilde gösterildiği gibi 1-2-3 şeklinde olacağı söylenebilir. Bu eğri, havanın önce özgül nemi sabit olacak şekilde doyma noktasına kadar soğutulduğunu, sonra da hava serpantinden ayrılana kadar doyma eğrisi üzerinde 2-3 arasında değiştiğini göstermektedir. 1-2-3 değişimi yalnızca hava soğurken bütün hava kütlesinin sıcaklığı ve buhar basıncı üniform olduğu zaman meydana gelir. Gerçekte hava serpantinden geçerken havanın içinde bir sıcaklık ve buhar basıncının değişimi vardır.

Sabit bir t_i yüzey sıcaklığındaki havanın serpantinden çıkış noktasının, serpantine giriş şartlarını belirleyen nokta ile ıslak yüzeyin doyma eğrisi üzerindeki yerini belirleyen noktayı birleştiren doğru arasında olacaktır. 1-i ile doğrusal olarak verilen diğer bir ideal hava değişim eğrisi görülmektedir. Serpantin yüzeyinin büyük olması halinde, havanın çıkış noktası i noktasına yakın olacaktır.



Şekil 4.6 : Soğutma ve nem alma işlemi [4]

5. SİSTEMİN TANITILMASI

Atık ısı geri kazanımı

Çoğu güç üretimi ve kimyasal proses içeren fabrikalarda ısı değiştiricileri tek alt birim veya birleştirilmiş alt sistem olarak kullanılır. Bunların zamana bağlı olmayan davranışı çok iyi bilinmekle birlikte hesaplama yöntemleri ileri derecede geliştirilmiştir.

Bu çalışmada şekil 5.1'deki gibi eşleştirilmiş ve içlerinden su akışı olan çift ısı değiştirici göz önüne alınmıştır. İki ısı değiştirici arasında su bir pompa yardımıyla dolaştırılır. Sistem dolaylı olarak ısıyı sıcak akıştan soğuk akışa aktarmada kullanılır. Bu ısı geri kazanım sistemi olarak adlandırılır.

Bu tip sistemlerin bir kullanım alanı atık gazların bacaya girmeden önce gazı temizleme fabrikalarında ısıtmada kullanılmasıdır. Isı sıcak atık gazlardan soğuk taze gazlara transfer edilir. Bu yöntemle atmosfere atılan atık gazların kirlilik konsantrasyonu limitler içinde kalması sağlanır.

Havalandırma uygulamalarında ise bu tip sistemler taze ve egzoz havasının arasında ısı transferi sağlar. Kışın dış havaya egzoz havasıyla ön ısıtma yazın dış havaya ise ön soğutma işlemi uygulanır. Bu tip sistemler egzoz havasının yanında dış havaya ihtiyaç duymadığından avantajlıdır. Aradaki mesafe ise sirküle edilen iç akışkan ile birleştirilir [5].

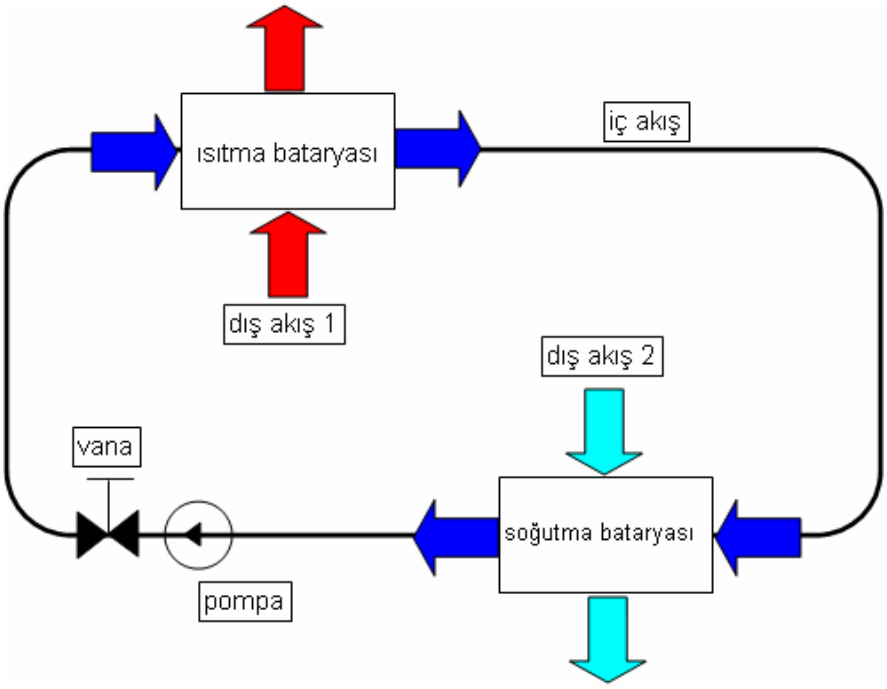
Sanayide kullanılan ısı geri kazanım sistemine bir örnek de şekil 5.2'de verilmiştir.



Şekil 5.1 : Isı geri kazanım sistemi örneği

London ve Kays [7] ısı geri kazanım sistemlerini gaz türbin alanında göz önüne almaktadır. Isı türbin egzoz gazlarından basınçlı yanma havasına aktarmada kullanılır. Bu sitemde dolaştırılan akışkan sodyum potasyum içermektedir. Sistem içerisinde dolaştırılan akışkanın optimum ısıl kapasite oranının mevcut olduğu belirtilmiştir. Zamana bağlı olmayan durumlarda dış akışın sıcaklık değişimini maksimize eden iç akışkan akış debisi mevcuttur. Çalışmalarında iki adet eş olarak birleştirilmiş çapraz akışlı ısı değiştirici sistemini ele almıştır [7].

Bu tip sistemler tek çalışan ısı değiştiriciden akış düzeni yönünden ayrılırlar. Toplam ısı geçiş katsayısının iç akışla sirküle edilen akışkan debisine bağlı olduğu gösterilecektir. Sisteme ait akış diyagramı şekilde verilmiştir.



Şekil 5.2 : Atık ısı geri kazanım sistemi akış diyagramı [5]

İncelenen ısı geri kazanım sisteminde önemli olan hava giriş ve akışkan giriş sıcaklıkları arasında eşit bir fark yaratmaktır. Seçim iki adet bilgisayar yardımıyla aynı anda birinde ısıtma diğerinde soğutma hesaplanarak yapılabilir. Sabit debide akışkan giriş-çıkış sıcaklıkları ısıtma ve soğutmada birbirinin aynı olana kadar deneme yanılmaya devam edilir.

Sistemin etkenlik değeri %40- %60 değerleri arasındadır. Türkiye uygulamalarında genellikle istenen %50'dir.

Kays ve London [8] tarafından verilen sistemin etkenlik bağıntıları durumları C_L sistemde dolaşan akışkanın ısıl kapasitesi, C_c soğutma tarafı, C_h ısıtma tarafı havanın ısıl kapasiteleri olmak üzere belirtmiştir.

$C_L > C_c > C_h$;

$$\varepsilon_s = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_h} + \frac{\frac{C_c}{C_h}}{\varepsilon_h} + \frac{C_h}{C_L}} \tag{5.1}$$

$C_L > C_h > C_c$;

$$\varepsilon_s = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_c} + \frac{\frac{C_c}{C_h}}{\varepsilon_h} + \frac{C_c}{C_L}} \tag{5.2}$$

$C_c > C_h > C_L$; $$\varepsilon_s = \frac{1}{\frac{C_h}{C_L}\left[\frac{1}{\varepsilon_c} + \frac{1}{\varepsilon_h} - 1\right]} \tag{5.3}$$

$C_h > C_c > C_L$; $$\varepsilon_s = \frac{1}{\frac{C_c}{C_L}\left[\frac{1}{\varepsilon_c} + \frac{1}{\varepsilon_h} - 1\right]} \tag{5.4}$$

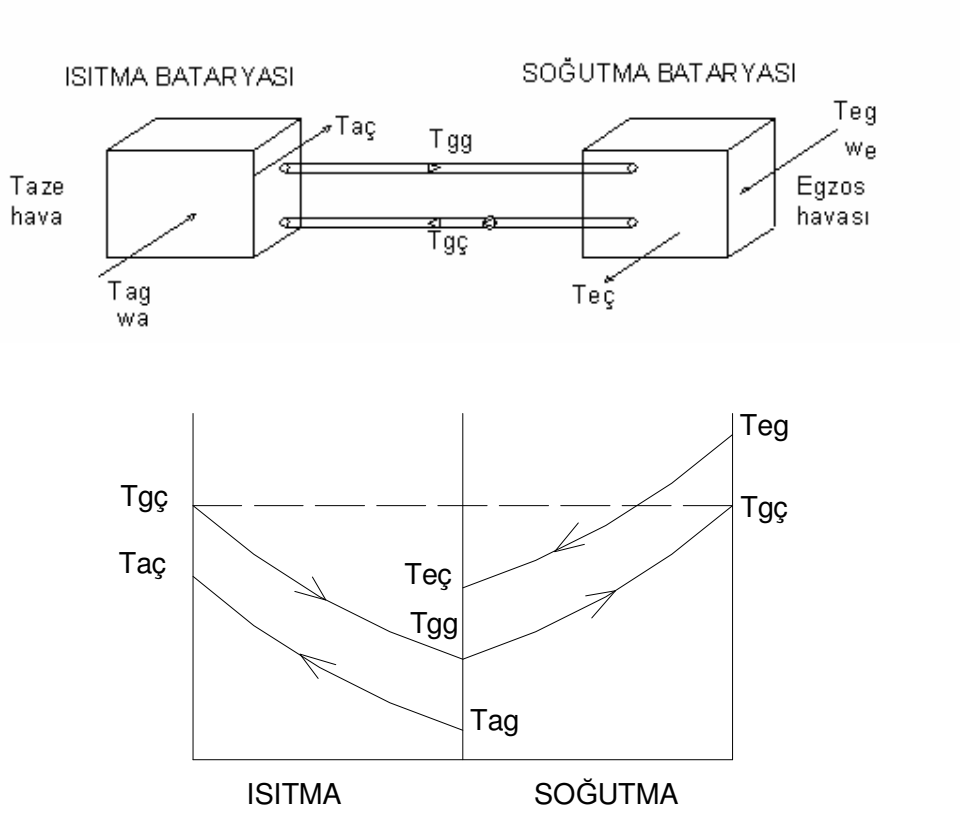
$C_c > C_L > C_h$; $$\varepsilon_s = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_h} + \frac{C_h}{C_L}\left[\frac{1}{\varepsilon_c} - 1\right]} \tag{5.5}$$

$C_h > C_L > C_c$; $$\varepsilon_s = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_c} + \frac{C_c}{C_L}\left[\frac{1}{\varepsilon_h} - 1\right]} \tag{5.6}$$

6. BİLGİSAYAR PROGRAMIN TANITILMASI

6.1 Giriş

İncelenen sistemin ısıl hesabı yapılırken NTU yöntemi kullanılmıştır. Sistemin giriş değerleri aynı geometriye sahip biri ısıtma diğeri soğutma işleminde kullanılan serpantinlerin, özellikleri, havanın giriş sıcaklık ve psikrometrik özellikleri ve sistemde sirküle edilen suyun giriş sıcaklık değerleri, ısıl hesabı yaparken kullanılacak olan kanatlı yüzeyli ısı değiştirici tahmini etkenlik ve tüm sistemin tahmini etkenlik değerleridir.
Sistemin ısıl hesabı için gerekli olan kanatlı yüzeyli ısı değiştiricilerinin geometrik özelliklerinin, havanın psikrometrik bağıntıları ve hesap yöntemleri adım adım verilmiştir.



Şekil 6.1 : Atık ısı geri kazanım sistemi ve sıcaklık değişimi

Tablo 6.1: Program giriş datası

Giriş Datası			
Taze hava	**Egzoz havası**	**Dolaşan akışkan (su)**	**Diğer**
Batarya geometrisi	Batarya geometrisi	Su giriş sıcaklığı tahmini	Sistem Etkenlik değeri
Hava giriş sıcaklığı	Hava giriş sıcaklığı	Su debisi	Etkenlik değeri (NTU)
Hava giriş bağıl nemi	Hava giriş bağıl nemi		
Hava debisi	Hava debisi		

Kays ve London [8] tarafından verilen bağıntılar yardımıyla C_L sistemde dolaşan akışkanın ısıl kapasitesi, C_c soğutma tarafı, C_h ısıtma tarafı havanın ısıl kapasiteleri olmak üzere hesaplandıktan sonra tüm sistemin etkenliği kolayca hesaplanabilir.

İleriki kısımlarda programın giriş değerlerinden bahsedilecek, bunların kullanıldığı bağıntılar verilecek ve hesap yöntemleri anlatılacaktır. Isıl hesaplamalarda 2. Bölümde anlatılan bağıntılar geçerli olup dış akıştaki havanın serpantine girdikten sonraki durumu ısıtma ve soğutma işlemine göre 3. Bölümde anlatıldığı gibi ısıtma, soğutma, soğutma ve nem alma şeklinde olacaktır.

Tahmini değerlerle başlayan giriş sonucunda sistemin dengede çalışmasını sağlayan giriş çıkış sıcaklıkları elde edilecektir.

Hesaplamalarda çok küçük etkisi olan R_f yüzey kirlilik direnci ihmal edilmiştir.

Ayrıca çalışmada ısıl hesap üzerinde durulmuşsa da ısı değiştirici tasarımında en önemli hususlardan biri de basınç kaybı hesabıdır. Programın içeriğine boru tarafındaki basınç kayıpları da eklenmiştir. Borulardaki basınç kaybı hesabında denklem 6.1 kullanılır.

$$\Delta p = f^{1/2}\rho V^2 L/D \qquad (6.1)$$

Sistemin ısıl hesabı yapılırken sistemin standart atmosfer basıncında çalıştığı göz önüne alınmıştır.

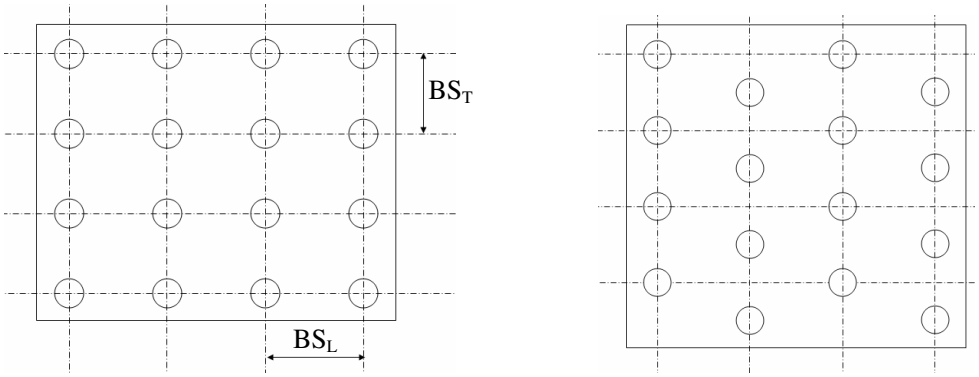
Tablo 6.2: Program giriş datası ve programdaki karşılıkları

No	**GİRDİLER**	**Sembol**	**Birim**	**Programdaki ifade**
1	**borular arası mesafe**	BS_T	m	BST = Val(Textbox1.Text)
2	**sıralar arası mesafe**	BS_L	m	BSL = Val(Textbox2.Text)
3	**lamel formu faktörü**	F_c		FC = Val(Textbox3.Text)
4	**boru et kalınlığı**	t	m	T = Val(Textbox4.Text)
5	**boru iç çap**	D_i	m	DIN = Val(Textbox5.Text)
6	**boru dış çap**	D_o	m	DOUT = Val(Textbox6.Text)
7	**lamel kalınlığı**	δ	m	DELTA= Val(Textbox7.Text)
8	**lameller arası mesafe**	ΔL	m	DELTAL = Val(Textbox8.Text)
9	**lamel ısıl iletim katsayısı**	k_f	W/mK	KFIN = Val(Textbox9.Text)
10	**boru ısıl iletim katsayısı**	k_t	W/mK	KTUBE = Val(Textbox10.Text)
11	**lamelli uzunluk**	L	m	L = Val(Textbox11.Text)
12	**her sıradaki boru sayısı**	N_t		NTUBE = Val(Textbox12.Text)
13	**sıra sayısı**	N_r		NROW = Val(Textbox13.Text)
14	**akış sayısı**	NC		NC = Val(Textbox14.Text)
15	**atmosfer basıncı**	P_{atm}	bar	PATM = Val(Textbox15.Text)
16	**Taze hava giriş sıcaklığı**	T_{ai}	K	TAI = Val(Textbox16.Text)
17	**Sistem etkenliği**	ε_s		EPSILON=Val(TextBox22.Text)
18	**hava bağıl nem**	Φ_{ai}		FIAI = Val(Textbox18.Text)
19	**Taze hava debisi**	w_a	kg/s	WA = Val(Textbox19.Text)
20	**su debisi**	w_g	kg/s	WG = Val(TextBox20.Text)
21	**EY (NTU)**	etkenlik		EY = Val(Textbox21.Text)
22	**Egzoz havası giriş sıcaklığı**	T_{ei}	kg/s	TAI2 = Val(TextBox26.Text)
23	**Egzoz havası bağıl nem**	Φ_{ai2}		FIAI2 = Val(TextBox25.Text)
24	**Egzoz havası debisi**	w_a	kg/s	WA2 = Val(TextBox24.Text)

6.2 Toplam Isı Geçiş Katsayısının Hesabı

Geometrik özellikleri bilinen kanatlı yüzeyli ısı değiştiricisi, hava ve su tarafı ısıl özellikler yardımıyla sistemin ısıtma ve soğutma tarafının toplam ısı geçiş katsayısının hesabının formulasyonu benzerdir. Bu hesaplarla ilgili formulasyonlar verilmiştir. Bundan sonraki kısımlarda a indisi hava g indisi ile su özellkleri verilmiştir.

6.2.1 Geometrik hesaplamalar



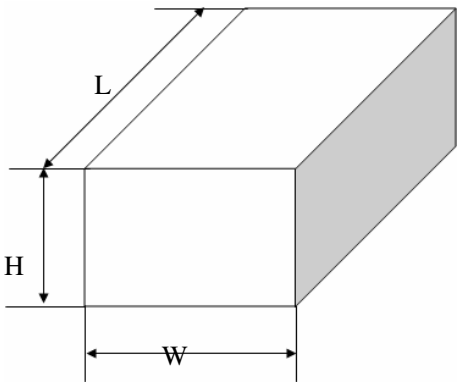
Şekil 6.2 : Serpantin içerisinde boruların karesel ve üçgen olarak yerleşimi

N_r sıra sayısı olmak üzere serpantin genişliği (m)

$$W = BS_L \times N_r \tag{6.2}$$

N_t boru sayısı serpantin yüksekliği (m)

$$H = BS_T \times N_t \tag{6.3}$$



Şekil 6.3 : Serpantin boyutları

Serpantin ön alanı (m^2)

$$A_{fr} = L \times H \tag{6.4}$$

Lamel sayısı

$$N_f = (\Delta L/L) + 1 \tag{6.5}$$

1 metre borudaki birincil alan (m^2)

$$s_p = \Pi \times D_o \times (1) - \Pi \times D_o \times \delta \times (1/\Delta L) \tag{6.6}$$

Toplam birincil alan (m^2)

$$S_p = s_p \times N_t \times N_r \times L \tag{6.7}$$

1 metre borudaki ikincil alan (m^2)

$$\frac{F_c \times 2 \times H \times W \times N_f - \Pi \times D_o^2 \times N_t \times N_r / 4)}{\Delta L (H \times D_o) \times (N_t \times N_r)} \tag{6.8}$$

Toplam ikincil alan (m^2) (6.9)

$$S_s = F_c \times s_s \times N_t \times N_r \times L$$

1 metredeki toplam ısı geçiş alanı (m^2)

$$s_t = s_s + s_p \tag{6.10}$$

Birincil ve ikincil toplam yüzey alanı (m^2)

$$S_t = S_p + S_s \tag{6.11}$$

Minumum hava akış alanı (m^2)

$$A_o = H \times L - \delta \times H \times N_{fin} - D_o \times L \times N_{tube} \tag{6.12}$$

Toplam ısı geçiş alanı (m^2)

$$A = (F_c \times 2 \times H \times W \times N_f - \Pi \times D_o^2 \times N_t \times N_r /4) + \Delta L (\Pi \times Do) \times (N_t \times N_r) \quad (6.13)$$

Hidrolik çap (m)

$$D_h = 4 \times A_o \times W / S_t \quad (6.14)$$

6.2.2 Suyun özellikleri

Isı iletim katsayısı (W/mK)

$$k_g (T) = -2 \times 10^{-8} \times T^3 - 7 \times 10^{-6} T^2 + 0,002 \times T + 0,5607 \quad (6.15)$$

Dinamik viskozite (kg/ms)

$$\mu_g (T) = -2 \times 10^{-9} \times T^3 + 6 \times 10^{-7} T^2 - 5x10^{-5} \times T + 0,0017 \quad (6.16)$$

Özgül ısı (J/kgK)

$$c_{pg} (T) = 3 \times 10^{-6} \times T^4 - 8 \times 10^{-4} T^3 + 7x10^{-2}x T^2 + 2,9xT + 4215 \quad (6.17)$$

Prandtl sayısı,

$$Pr_g (T) = 0,0012 \times T^2 - 0,1957x T + 10,189 \quad (6.18)$$

Yoğunluk (kg/m^3)

$$\rho_g (T) = 2 \times 10^{-5} \times T^3 - 0,006x T^2 + 0,0209 \times T + 1000,1 \quad (6.19)$$

6.2.3 Havanın özellikleri

Isı iletim katsayısı (W/mK)

$$k_a (T) = 1,5207 \times 10^{-11} \times (273+T)^3 - 4,8574 \times 10^{-8} (273+T)^2 + 1,0184 \times 10^{-4} \times (273+T) - 3,933x10^{-4} \quad (6.20)$$

Dinamik viskozite (kg/ms)

$$\mu_a (T) = 0,1724 \times 10^{-4} + 0,4426 \times 10^{-7} \times T \quad (6.21)$$

Özgül ısı (J/kgK)

c_{pa} (T) = 1,9327 x 10^{-10} x $(273+T)^4$ -7,999 x 10^{-7} $(273+T)^3$ + 1,1407 x 10^{-3} x $(273+T)^2$ -4,489x10^{-1} x (273 + T) + 1057,5 (6.22)

Prandtl sayısı,

Pr_a (T) = 0,7177-0,1256 x 10^{-3} x T (6.23)

Yoğunluk (kg/m^3)

ρ_a (T) = 360,77819 x $(273+T)^{-1,00336}$ (6.24)

5.23 Doymuş su buhar basıncı

$P_{wsi} = e^{c1/Tai +c2+c3xTai+c4Tai2+c5Tai3+c6 \ln (Tai)}$ (6.25)

Doymuş su buhar basıncı sabitleri

c_1 = -5800,2206

c_2 = -5,516256

c_3 = -0,048640239

c_4 = 4,17648E-05

c_5 = -1,44521E-08

c_6= 6,5459673

Su buharı kısmi basıncı

$P_{wi} = \Phi_{ai}$ x P_{wsi} (6.26)

Özgül nem (kg/kg)

w_a= 0,62198x (P_{wi}x1000) / (P_{atm}-P_{wsi}) (6.27)

Nemli Havanın T_{ai} sicakliginda antalpisi (kJ/kg)

h_{ai} = (1,006x(T_{ai}-273) + w_{ai} (2501 + 1,805 (T_{ai}-273)))x1000 (6.28)

Çiğ nokta sıcaklığı (K)

Sabitler;

$d_1 = 6,54$

$d_2 = 14,526$

$d_3 = 0,7389$

$d_4 = 0,09486$

$d_5 = 0,4569$

$\alpha = \ln(P_{wi})$

Çiğ nokta sıcaklığı

$$T_{di} = d_1+d_2 \text{ x } \alpha+d_3 \text{ x } \alpha^2 +d_4 \text{ x } \alpha^3+d_5(P_{wi}{}^{0,1984})+273 \quad (6.29)$$

Su giriş sıcaklığında havanın doymus haldeki antalpisi (kJ/kg)

$$h_{swi} = (9,3839 + 1,71137 \text{ x } (T_{gi}-273) + 0,0222 \text{ x } (T_{gi}-273)^2 + 0,00063 \text{ x } (T_{gi} - 273)^3) \text{ x}1000 \quad (6.30)$$

Doyma sıcaklığında havanın doymus haldeki antalpisi (kJ/kg)

$$h_{tdi} = (9,3839 + 1,71137 \text{ x } (T_{gi}-273) + 0,0222 \text{ x } (T_{gi}-273)^2 + 0,00063 \text{ x } (T_{gi} - 273)^3) \text{ x}1000 \quad (6.31)$$

Havanın T_{ai} sıcaklığındaki kütlesel debisi (kg/s)

$$w_a = V_a \text{ x } \rho_a \quad (6.32)$$

Havanın kütlesel hızı

$$G_a = w_a / A_o \ (kg/m^2s) \quad (6.33)$$

Havanın Reynolds sayısı

$$Re_a = G_a \text{ x } D_h / (\mu_a \text{x } (T_{ai}-273) \text{ x } (D_o/D_h) \quad (6.34)$$

Hava tarafı taşınım katsayısı: $h_{tdi} > h_{swi}$ ise üst taraftaki değer diğer koşullarda alt taraftaki bağıntı kullanılır.

$$h_a = \begin{cases} h_a \leftarrow 2J_a \cdot G_a \cdot \dfrac{c_{pa}(T_{ai} - 273)}{Pr_a(T_{ai} - 273)^{\frac{2}{3}}} & h_{tdi} > h_{swi} \\ h_a \leftarrow J_a \cdot G_a \cdot \dfrac{c_{pa}(T_{ai} - 273)}{Pr_a(T_{ai} - 273)^{\frac{2}{3}}} \end{cases} \quad (6.35)$$

Hava tarafı toplam direnç

$$R_a = \frac{1}{h_a \cdot [S_s \cdot \eta_f + (S_t - S_s)]} \quad (6.36)$$

Suyun Kütlesel debisi

$$w_g = \rho_g \times V_g \ (kg/s) \quad (6.37)$$

Suyun Kütlesel hızı (kg/m^2s)

$$G_g = \frac{w_g}{NC \cdot \pi \cdot \frac{D_{in}^2}{4}} \quad (6.38)$$

Su tarafı Reynolds sayısı

$$Re_g = G_g \times D_h / (\mu_g x\ (T_{gi}-273) \times (D_o/D_h)) \quad (6.39)$$

f_g sürtünme katsayısı: $Re_g > 3000$ ise alt taraftaki değer diğer koşullarda üst taraftaki bağıntı kullanılır.

$$f_g = \begin{cases} f_g \leftarrow \dfrac{64}{Re_g} & Re_g < 3000 \\ f_g \leftarrow \left[-1.8 \cdot \log\left[\dfrac{6.9}{Re_g} + \left(\dfrac{0.0015}{3.7 \cdot D_{in} \cdot 1000}\right)\right]\right]^{-2} \end{cases} \quad (6.40)$$

Su tarafı Nusselt sayısı: $Re_g > 3000$ ise alt taraftaki değer diğer koşullarda üst taraftaki bağıntı kullanılır.

$$Nu_g = \begin{cases} Nu_g \leftarrow 1.86 \cdot \left(Re_g \cdot Pr_g\left(T_{gi} - 273\right) \cdot \dfrac{D_{in} \cdot NC}{L_{total}} \right)^{\frac{1}{3}} & Re_g < 3000 \\ Nu_g \leftarrow \dfrac{\frac{f_g}{8} \cdot \left(Re_g - 1000\right) \cdot Pr_g\left(T_{gi} - 273\right)}{1 + 12.7 \cdot \left(\frac{f_g}{8}\right)^{0.5} \cdot \left(Pr_g\left(T_{gi} - 273\right)^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \end{cases} \tag{6.41}$$

Su tarafı ST_g sayısı

$$ST_g = \frac{Nu_g}{Re_g \cdot Pr_g\left(T_{gi} - 273\right)} \tag{6.42}$$

Su tarafı taşınım katsayısı (W/m^2K)

$$h_g = J_g \cdot G_g \cdot \frac{c_{pg}\left(T_{gi} - 273\right)}{Pr_g\left(T_{gi} - 273\right)^{\frac{2}{3}}} \tag{6.43}$$

Su tarafı toplam ısı direnç (K/W)

$$R_g = \frac{1}{h_g \cdot \left(\pi \cdot D_o \cdot L_{tot}\right)} \tag{6.44}$$

Kanat tarafı toplam ısı iletim direnci (mK/W)

$$R_w = \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_{in}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L_{tot} \cdot k_t} \tag{6.45}$$

Toplam ısı geçiş katsayısı (W/ m^2K)

$$UA = \frac{1}{R_g + R_w + R_a} \tag{6.46}$$

Bundan sonraki hesap adımlarında 3. Bölümde anlatılan ε-NTU metodu kullanılır. Tahmini etkenlik değeri kullanıcı tarafından girilir. Hava ile su tarafı antalpi farkın ve akış debisi belli olduğundan ilk tahmini q ısı geçişi hesaplanır. q yardımıyla tahmini çıkış değerleri, ısıl kapasiteler hesaplanır. Isıl kapasitelerin oranından 3.bölümde etkenlik tablosunda da yer alan denklem (6.48) kullanılarak etkenlik değeri elde edilir. Çıkış değerleri adım adım bulunur.

$$\varepsilon = 1 - e^{\left(\frac{NTU^{0.22}}{C_r}\right)\cdot\left[e^{-C_r\cdot\left(NTU^{0.78}\right)}-1\right]} \tag{6.47}$$

Yüzey sıcaklığının hesabı için kullanılan denklem,

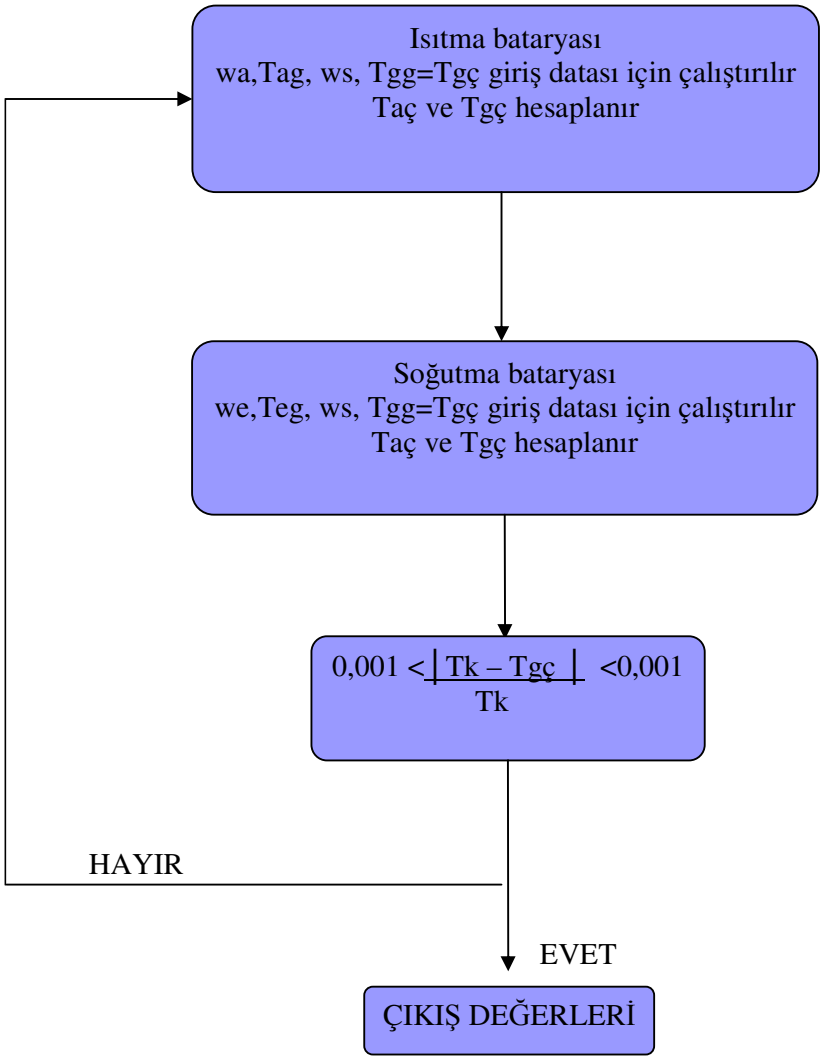
$$T_w = \frac{\frac{T_{gi}+T_{go}}{2} + \frac{R_g}{R_a}\cdot\frac{T_{ai}+T_{ao}}{2}}{1+\frac{R_g}{R_a}} \tag{6.48}$$

Havanın çıkış psikrometrik özellikleri de yüzey çıkış sıcaklığının hesabından sonra sıcaklık değişimlerini antalpi değişimlerine oranlayarak bulunur. Bununla ilgili bağıntı 6.50 denklemi ile verilir.

$$w_{ao} = w_w + \left(w_{ai} - w_w\right)\cdot\left(\frac{h_{ao} - h_w}{h_{ai} - h_w}\right) \tag{6.49}$$

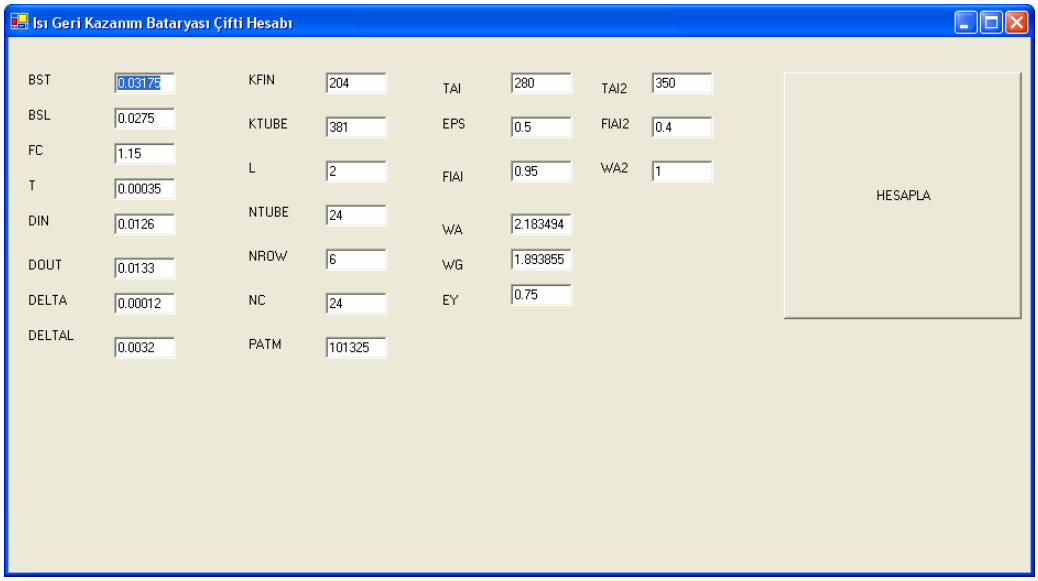
Bu hesaplamalar döngü içinde olduğundan kullanıcı döngü sayısını isteğine göre belirleyebilir. Yazılan programda iterasyonlarda döngü sayılarını 50 olarak belirlenmiştir.

Programın akış diyagramı şekilde verilmiştir.



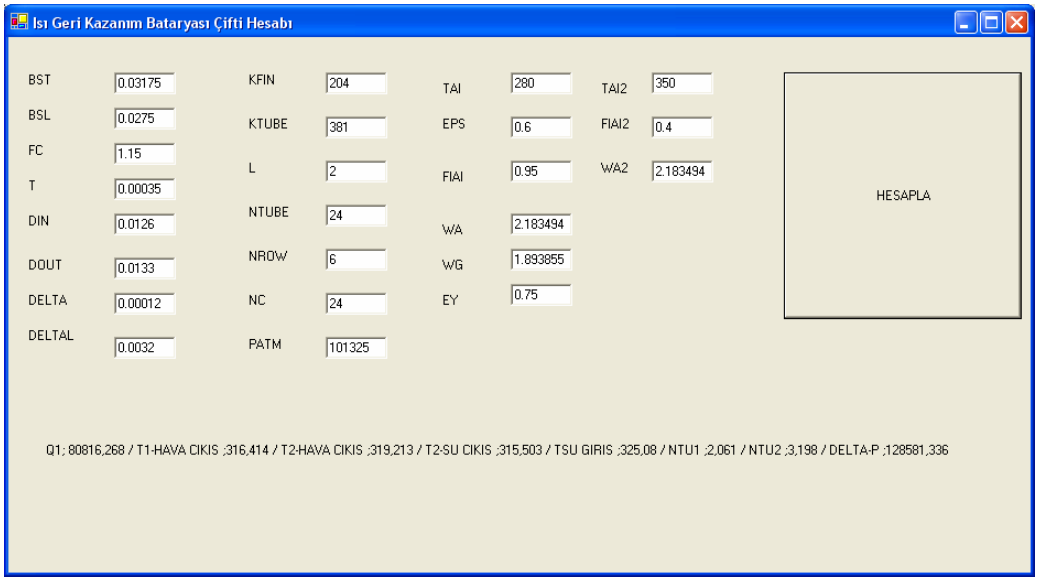
Şekil 6.4 : Programın akış diyagramı

7. SONUÇLAR



Şekil 7.1: Programın giriş ekranı

Programın örnek giriş sayfası Şekil 7.1 de verilmiştir. Hesapla denildiğinde sonuçlar aynı ekranın alt kısmında çıkar. Giriş datalarında değiştirilerek istenen ısıl hesaplar kolayca elde edilir.



Şekil 7.2: Programın çıkış ekranı

Örnek problemdeki çıkış değerleri, sistemin ısı geçiş miktarı, hava ve suyun çıkış sıcaklıkları, her iki ısı değiştiricinin NTU değerleri ve basınç düşümüdür. Suyun ve havanın özellikleri ile birlikte havanın psikrometrik özellikleri önceki bölümde anlatılan ampirik eşitliklerle hesaplanmıştır.

Programın içeriğinde giriş değerlerine göre ısıtma, soğutma, soğutma ve nem alma olaylarının hesapları yapılmıştır.

İstenildiği takdirde programın çıkış kısmına çıkış komutları yazılarak bu sonuçlarla birlikte diğer hesaplanan değerler çıktı alınarak elde edilebilir.

Programın yazılımında Visual Basic.Net 2003 programı kullanılmıştır. Esnek bir kullanımı olan bu programda hesaplanan NTU – sirküle edilen akışkanın (su) ısıtma tarafındaki havaya oranı ile ilgili sonuçlar Ek A'da verilmiştir.

Visual Basic.Net'te yazılan program ısıtma ve soğutma programları tek bir program halinde ısı geri kazanım sisteminin ısıl hesabını iterasyonlarla yaptığından deneme yanılma yapmaya gerek duymadan giriş değerleriyle kısa zamanda sonuç vermektedir.Böylece zamandan tasarruf sağlanacak ve kullanıcının başarılı sistem tasarımı için bir aracı olacaktır.

KAYNAKLAR

[1] **Genceli, O.F.,** 1999. Isı Değiştiricileri, Birsen Yayınevi, İstanbul.

[2] **Incropera F.P. and Dewitt, D.P.,** 2001. Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri (Türkçe çevirisi), LiteratürYayınevi, İstanbul.

[3] **Dağsöz, A.K.,** 1985. Isı Değiştiricileri, İstanbul Teknik Üniversitesi Matbaası, İstanbul.

[4] **Stoecker, W.F.,** Çev: Genceli, O.F., 1992. İklimlendirme Esasları, İTÜ Makina Fakültesi

[5] **Ranong, C.N. and Roetzel, W.,** 2001. Steady-state and transient behaviour of two heat exchangers coupled by a circulating flowstream, International Journal of Thermal Sciences, 1029-1043.

[6] **Çeteci, Ö.M.**, 1999. Bilgisayar yardımıyla ısı değiştirici tasarımı, *Yüksek Lisans Tezi,* İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

[7] **Kays, W.M, and A.L. London.,** 1984. Compact Heat Exchangers, McGraw-Hill, New York.

[8] **Webb, R.L.,** 1994. Principles of Enhanced Heat Transfer, Wiley, New York.

[9] **ASHRA Fundamentals Handbook (SI).,** 2001. Chapter6

[10] **ASHRA Systems and Equipment Handbook (SI).,** 2000. Chapter21.

[11] **Kuehn, T.K., Ramsey, J.W. and Threlkeld J.L.,** 1998. Thermal Environmental Engineering, Prentice-Hall, New Jersey

[12] **ASHRAE.,** 1996. Psychrometrics, Teory and Practice, USA

[13] **Kakaç, S.,** 1996. Heat Exchangers Design Course, Fundemantals and Applications, presented at ITU. Faculty of Mechanical Engineering, İstanbul, Cilt3

[14] **İşmal, H.**, 1990. Soğutucu ve Nem Alıcı Serpantin Tasarımı, *Yüksek Lisans Tezi,* İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

[15] **Standards of the Tubular Exchange Manufacturers Association.,** 1998. 6.Edition Tubular Exchanger Manufacturers Association, New York.

EKLER

EK A: Örnek Program Sonuçları

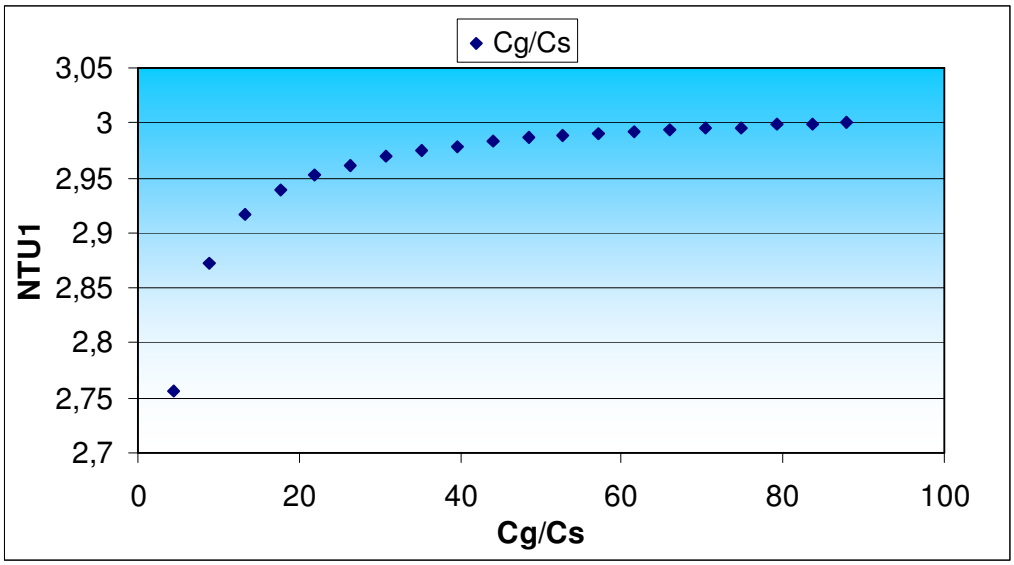
Tablo A.1: Örnek Program Çıktıları 1

No	Isı Geçiş Miktarı (W)	Taze Hava Çıkış Sıcaklığı (K)	Egzoz Havası Çıkış Sıcaklığı (K)	Su Çıkış Sıcaklığı (K)	Su Giriş Sıcaklığı (K)
1	39620,94	318,98	317,02	315,14	324,05
2	42355,05	321,67	328,07	320,53	326,39
3	44245,87	323,53	328,66	323,45	326,75
4	44388,69	323,67	328,41	324,16	326,64
5	44445,10	323,73	328,32	324,56	326,55
6	44472,99	323,75	328,30	324,83	326,48
7	44488,41	323,77	328,29	325,01	326,43
8	44497,61	323,78	328,30	325,14	326,39
9	44503,40	323,78	328,31	325,25	326,35
10	44507,20	323,79	328,32	325,33	326,32
11	44509,77	323,79	328,33	325,40	326,30
12	44511,55	323,79	328,34	325,45	326,28
13	44512,81	323,79	328,35	325,50	326,26
14	44513,72	323,79	328,36	325,54	326,25
15	44514,38	323,79	328,37	325,57	326,24
16	44514,86	323,80	328,38	325,60	326,22
17	44515,22	323,80	328,39	325,63	326,21
18	44515,48	323,80	328,39	325,65	326,21
19	44515,68	323,80	328,40	325,67	326,20
20	44515,83	323,80	328,41	325,69	326,19
21	53424,13	306,28	305,83	303,07	315,17
22	71003,95	314,93	330,48	314,26	322,24
23	72881,39	315,85	329,46	316,62	322,08
24	73524,33	316,17	329,15	317,71	321,84
25	73827,16	316,32	329,04	318,34	321,66
26	73996,78	316,40	328,99	318,75	321,52
27	74102,76	316,45	328,98	319,04	321,42
28	74174,18	316,49	328,97	319,25	321,33
29	74225,05	316,51	328,98	319,41	321,27
30	74262,87	316,53	328,98	319,54	321,21

Tablo A.2: Örnek Program Çıktıları 2

No	NTU1	NTU2	Basınç Düşümü (Pa)	Taze hava kütlesel debisi (kg/s)	Su kütlesel debisi (kg/s)	Egzoz havası kütlesel debisi (kg/s)
1	2,756	4,33	42342,391	1	1	1
2	2,873	0,639	138972,366	1	2	1
3	2,917	0,614	283320,218	1	3	1
4	2,939	0,628	473788,288	1	4	1
5	2,953	0,636	708306,942	1	5	1
6	2,962	0,642	985879,364	1	6	1
7	2,969	0,646	1305817,8	1	7	1
8	2,975	0,649	1667620,57	1	8	1
9	2,979	0,651	2070908,07	1	9	1
10	2,983	0,653	2515385,1	1	10	1
11	2,986	0,655	3000817,08	1	11	1
12	2,988	0,656	3527014,39	1	12	1
13	2,99	0,657	4093821,5	1	13	1
14	2,992	0,658	4701109,25	1	14	1
15	2,994	0,659	5348769,25	1	15	1
16	2,995	0,66	6036709,71	1	16	1
17	2,996	0,66	6764852,25	1	17	1
18	2,998	0,661	7533129,44	1	18	1
19	2,999	0,661	8341482,91	1	19	1
20	3	0,662	9189861,83	1	20	1
21	1,986	4,18	45831,142	2	1	1
22	2,142	0,662	142309,14	2	2	1
23	2,191	0,702	288714,154	2	3	1
24	2,217	0,721	480962,291	2	4	1
25	2,234	0,731	717413,269	2	5	1
26	2,246	0,738	997031,869	2	6	1
27	2,254	0,744	1319101,22	2	7	1
28	2,261	0,747	1683097,15	2	8	1
29	2,266	0,75	2088621,85	2	9	1
30	2,27	0,753	2535365	2	10	1

EK B: Örnek Program Sonuçlarının Grafiği



Şekil B.1 : Örnek program grafiği

EK C: Örnek Programın ilk 5 sayfası

```
    'Girdiler Tanimlaniyor
    Dim BST, BSL, FC, T, DIN, DOUT, DELTA, DELTAL, KFIN, KTUBE, L, NTUBE, NROW,
NC, PATM, TAI, TGI, VA, FIAI, VG, DM, XM, EY, EPS As Double
    'Ciktilar Tanimlaniyor
    Dim W, H, AFR, NFIN, SP1, SP, SS1, SS, ST1, ST, A0, A, DH, KG, MUG, CPG, PRG, ROG,
KA, MUA, CPA, PRA, ROA, PWSI, PWI, WAI, HAI, TDI, HSWI, HTDI, WA, WG, GA, GG,
REA1, REA, JA, HA, M, NUF, LTOTAL, RA, RW, CG, REG, FG, NUG, STG, JG, HG, RG, ALFA,
UA, delta_T As Double
    'cikis degiskenleri tanitiliyor..
    Dim SAYAC, j, k As Integer
    Dim HAGI, QMAX, Q, TGO, HAGO, CS, TAO, HAO, WAO, CMIN, CMAX, CR, NTU,
EPSILON, TW, HW, WW, HAG, QDUY, QGIZ, QTOTAL, QTOT As Double

    'soğutma programının değerleri'
    'Girdiler Tanimlaniyor
    Dim TAI2, FIAI2, VA2 As Double
    'Ciktilar Tanimlaniyor
    Dim KG2, MUG2, CPG2, PRG2, ROG2, KA2, MUA2, CPA2, PRA2, ROA2, PWSI2, PWI2,
WAI2, HAI2, TDI2, HSWI2, HTDI2, WA2, VG2, GA2, GG2, VSU, REA12, REA2, JA2, HA2, M2,
NUF2, RA2, RW2, CG2, REG2, FG2, NUG2, STG2, JG2, HG2, RG2, ALFA2, UA2 As Double
    Dim deltaP
    'cikis degiskenleri tanitiliyor..
    Dim i, saybas As Integer
    Dim debi1(11) As Double
    Dim debi2(11) As Double
    Dim deltaT(11) As Double
    Dim HAGI2, QMAX2, Q2, TK, HAGO2, CS2, TAO2, HAO2, WAO2, CMIN2, CMAX2, CR2,
NTU2, EPS2, TW2, HW2, WW2, HAG2, QDUY2, QGIZ2, QTOTAL2, QTOT2, HSWO2, PWSW2
As Double


    ' Text kutularindan programa degiskenlerin degerleri aktariliyor.
    'GIRDILER TEKST KUTULARINDAN HAFIZAYA SAYI OLARAK ALINIYOR
    BST = Val(TextBox1.Text)
    BSL = Val(TextBox2.Text)
    FC = Val(TextBox3.Text)
    T = Val(TextBox4.Text)
    DIN = Val(TextBox5.Text)
    DOUT = Val(TextBox6.Text)
    DELTA = Val(TextBox7.Text)
    DELTAL = Val(TextBox8.Text)
    KFIN = Val(TextBox9.Text)
    KTUBE = Val(TextBox10.Text)
    L = Val(TextBox11.Text)
    NTUBE = Val(TextBox12.Text)
    NROW = Val(TextBox13.Text)
    NC = Val(TextBox14.Text)
    PATM = Val(TextBox15.Text)
    TAI = Val(TextBox16.Text)

    FIAI = Val(TextBox18.Text)
    WA = Val(TextBox19.Text)
    WG = Val(TextBox20.Text)
    EY = Val(TextBox21.Text)
    'XM = Val(TextBox22.Text)
    TAI2 = Val(TextBox26.Text)
    FIAI2 = Val(TextBox25.Text)
    WA2 = Val(TextBox24.Text)
```

```
'TGI = Val(TextBox17.Text)
EPSILON = Val(TextBox22.Text)


TGI = (EPSILON * 0.125 * (TAI2 - TAI) + (TAI2 + TAI)) / 2

For k = 1 To 10

   'FORMULASYONLAR ASAGIDADIR
   W = BSL * NROW

   H = BST * NTUBE

   AFR = L * H

   'NFIN = Round(L / DELTAL) + 1

   NFIN = (L / DELTAL) + 1

   SP1 = (PI * DOUT * 1 - PI * DOUT * DELTA * (1 / DELTAL))

   SP = (SP1 * NTUBE * NROW * L)

   SS1 = (H * W - ((PI * (DOUT ^ 2) * NTUBE * NROW / 4))) * (2 / DELTAL) / (NTUBE *
NROW)

   SS = (FC * SS1 * NTUBE * NROW * L)

   ST1 = (SS1 + SP1)

   ST = (SS + SP)

   A0 = (H * L - DELTA * H * NFIN - DOUT * L * NTUBE)

   A = (FC * 2 * H * W * NFIN - PI * DOUT ^ 2 * NTUBE * NROW / 4) + (DELTAL * PI *
DOUT * NTUBE * NROW)

   DH = (4 * A0 * W / ST)

   KG = (-2 * 10 ^ -8 * (TGI - 273) ^ 3 - 7 * 10 ^ -6 * (TGI - 273) ^ 2 + 0.002 * (TGI - 273) +
0.5607)

   MUG = (-2 * 10 ^ -9 * (TGI - 273) ^ 3 + 6 * 10 ^ -7 * (TGI - 273) ^ 2 - 5 * 10 ^ -5 * (TGI -
273) + 0.0017)

   CPG = (3 * 10 ^ -6 * (TGI - 273) ^ 4 - 8 * 10 ^ -4 * (TGI - 273) ^ 3 + 7 * 10 ^ -2 * (TGI - 273)
^ 2 + 2.9 * (TGI - 273) + 4215)

   PRG = (0.0012 * (TGI - 273) ^ 2 - 0.1957 * (TGI - 273) + 10.189)

   ROG = (2 * 10 ^ -5 * (TGI - 273) ^ 3 - 0.006 * (TGI - 273) ^ 2 + 0.0209 * (TGI - 273) +
1000.1)

   KA = (1.5207 * 10 ^ -11 * (TAI) ^ 3 - 4.8574 * 10 ^ -8 * (TAI) ^ 2 + 1.0184 * 10 ^ -4 * (TAI)
- 3.933 * 10 ^ -4)

   MUA = (0.1724 * 10 ^ -4 + 0.4426 * 10 ^ -7 * (TAI - 273))

   CPA = (1.9327 * 10 ^ -10 * (TAI) ^ 4 - 7.999 * 10 ^ -7 * (TAI) ^ 3 + 1.1407 * 10 ^ -3 * (TAI)
^ 2 - 4.489 * 10 ^ -1 * (TAI) + 1057.5)
```

```
PRA = (0.7177 - 0.1256 * 10 ^ -3 * (TAI - 273))

ROA = (360.77819 * (TAI) ^ -1.00336)

PWSI = (Exp((-5800.2206) / TAI + -5.516256 - 0.048640239 * TAI + 0.000041764768 * TAI
^ 2 - 0.000000014452093 * TAI ^ 3 + 6.5459673 * Log(TAI)))

PWI = (FIAI * PWSI)

WAI = (0.62198 * (PWI * 1000) / (PATM - PWI))

HAI = ((1.006 * (TAI - 273) + WAI * (2501 + 1.805 * (TAI - 273))) * 1000)

ALFA = Log(PWI)

TDI = ((6.54 + 14.526 * ALFA + 0.7389 * ALFA ^ 2 + 0.09486 * ALFA ^ 3 + 0.4569 * (PWI
^ 0.1984) + 273))

'xxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxx
HSWI = (9.3839 + 1.71137 * (TGI - 273) + 0.0222 * (TGI - 273) ^ 2 + 0.00063 * ((TGI - 273)
^ 3)) * 1000

HTDI = (1.006 * (TDI - 273) + WAI * (2501 + 1.805 * (TDI - 273))) * 1000

'WA = (ROA * VA)
VA = WA / ROA

'WG = (ROG * VG)
VG = WG / ROG

GA = (WA / A0)

GG = (WG / (NC * PI * (DIN ^ 2) / 4))

REA1 = (GA * DH) / (MUA)


REA = (REA1 * (DOUT / DH))

JA = (0.0014 + 0.2618 * (REA ^ -0.4) * ((ST / SP) ^ -0.15))

If HTDI > HSWI Then
   HA = (2 * JA * GA * CPA / (PRA ^ (2 / 3)))

Else
   HA = (JA * GA * CPA / (PRA ^ (2 / 3)))
End If

M = ((2 * HA / (KFIN * DELTA)) ^ (1 / 2))

NUF = (Tanh(M * (BST - DOUT) / 2)) / (M * (BST - DOUT) / 2)

LTOTAL = (L * NTUBE * NROW)

RA = (1 / (HA * (SS * NUF + (ST - SS))))

RW = (Log(DOUT / DIN) / (2 * PI * LTOTAL * KTUBE))

CG = (WG * CPG)
```

```
REG = (GG * DIN / MUG)

If REG < 2300 Then
   FG = (64 / REG)

Else
   'FG = (-1.8 * (Log(6.9 / REG + (0.00153 / (3.7 * DIN * 1000))) / Log(10))) ^ -2
   FG = Log(6.9 / REG + (0.0015 / (3.7 * DIN * 1000)))
   FG = (FG / Log(10) * -1.8) ^ -2


End If


If REG < 2300 Then
   NUG = (1.86 * (REG * PRG * DIN * NC / LTOTAL) ^ (1 / 3))

Else
   NUG = (FG / 8 * (REG - 1000) * PRG / (1 + 12.7 * (FG / 8) ^ 0.5 * (PRG ^ (2 / 3) - 1)))
End If

STG = (NUG / (REG * PRG))

JG = (STG * PRG ^ (2 / 3))

HG = (JG * GG * CPG / (PRG ^ (2 / 3)))

RG = (1 / (HG * PI * DOUT * LTOTAL))

UA = (1 / (RG + RW + RA))

' CIKIS DEGERLERI ILE ILGILI FORMULASYON GIRILIYOR

HAGI = ((1.006 * (TGI - 273) + WAI * (2501 + 1.805 * (TGI - 273))) * 1000)

QMAX = WA * (HAGI - HAI)

Q = EY * QMAX

TGO = TGI - (Q / CG)


HAGO = ((1.006 * (TGO - 273) + WAI * (2501 + 1.805 * (TGO - 273))) * 1000)

CS = ((HAGI - HAGO) * WA) / (TGI - TGO)

TAO = TAI + (Q / CS)

HAO = HAI + (Q / WA)

WAO = ((HAO / 1000) - 1.006 * (TAO - 273)) / (2501 + 1.805 * (TAO - 273))

For j = 1 To 50

   HAGO = ((1.006 * (TGO - 273) + WAI * (2501 + 1.805 * (TGO - 273))) * 1000)

   CS = ((HAGI - HAGO) * WA) / (TGI - TGO)
```

```
If CG < CS Then
   CMIN = CG
   CMAX = CS
Else
   CMIN = CS
   CMAX = CG
End If

CR = (CMIN / CMAX)
NTU = (UA / CMIN)

EPS = (1 - Exp((1 / CR) * (NTU ^ 0.22) * (Exp(-CR * (NTU ^ 0.78)) - 1)))

Q = EPS * WA * (HAGI - HAI)


TGO = TGI - (Q / CG)

HAO = HAI + (Q / WA)

TAO = (((HAO / 1000) - (WAO * 2501)) / (1.006 + 1.805 * WAO)) + 273

TW = ((TGI + TGO) / 2 + (RG / RA * (TAI + TAO) / 2)) / (1 + RG / RA)


HW = (1.006 * (TW - 273) + WAI * (2501 + 1.805 * (TW - 273))) * 1000

WW = (HW - 1006 * (TW - 273)) / (2501000 + 1805 * (TW - 273))

WAO = WW + (WAI - WW) * ((HAO - HW) / (HAI - HW))

HAO = ((1.006 * (TAO - 273) + WAO * (2501 + 1.805 * (TAO - 273))) * 1000)

HAG = ((1.006 * (TAI - 273) + WAO * (2501 + 1.805 * (TAI - 273))) * 1000)

QDUY = WA * (HAO - HAG)

QGIZ = WA * (HAG - HAI)

QTOTAL = (QDUY + QGIZ)
Q = QTOTAL
QTOT = WG * (TGO - TGI)

Next j
```

ÖZGEÇMİŞ

Murat DURMAZ 1979 yılında Bursa'da doğdu. Lise öğrenimini 1997 yılında Kocaeli Anadolu Lisesi'nde tamamladıktan sonra aynı yıl İ.T.Ü. Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü'ne girdi ve 2001 yılında mezun oldu. Aynı yıl İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Isı - Akışkan Programına girdi. Halen burada yüksek lisans öğrenimine devam etmektedir.