İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DOĞAL SİRKÜLASYONLU ISI GERİ KAZANIM ÇEVRİMİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Yaşar Murat CİMŞİT

Anabilim Dalı : Makina Mühendisliği

Programı : Isı-Akışkan

Eylül 2009

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DOĞAL SİRKÜLASYONLU ISI GERİ KAZANIM ÇEVRİMİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Yaşar Murat CİMŞİT
(503061121)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 03 Eylül 2009
Tezin Savunulduğu Tarih : 18 Eylül 2009

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Feridun ÖZGÜÇ (İTÜ)
Diğer Jüri Üyeleri: Prof. Dr. Cem PARMAKSIZOĞLU (İTÜ)
Prof. Dr. Recep ÖZTÜRK (YTÜ)

Eylül 2009

ÖNSÖZ

Bu çalışmada iki adet ısı değiştiricisinin birleştirilmiş olarak bir doğal sirkülasyon çevriminde ısı geri kazanımı incelenmiştir.

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

Ayrıca yüksek lisans ve tez çalışmalarım süresince destek ve yardımlarından dolayı aileme ve arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Eylül 2009

Yaşar Murat Cimşit

Makina Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ ..... **iii**
İÇİNDEKİLER ..... **v**
KISALTMALAR ..... **vii**
ÇİZELGE LİSTESİ ..... **ix**
ŞEKİL LİSTESİ ..... **xi**
ÖZET ..... **xiii**
SUMMARY ..... **xv**
1. GİRİŞ **1**
2. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN SINIFLANDIRILMASI **3**
2.1 Isı Değişim Şekline Göre Sınıflama 3
2.1.1 Doğrudan temasın olduğu ısı değiştiricileri 3
2.1.2 Akışkanlar arasında doğrudan temasın olmadığı ısı değiştiricileri 3
2.2 Isı Geçiş Yüzeyinin Isı Geçiş Hacmine Oranına Göre Sınıflama 4
2.3 Farklı Akışkan Sayısına Göre Sınıflama 5
2.4 Isı Geçiş Mekanizmasına Göre Sınıflama 6
2.4.1 İki tarafta da tek fazlı akış 6
2.4.2 Bir tarafta tek fazlı, diğer tarafta çift fazlı akış 6
2.4.3 İki tarafta da çift fazlı akış 6
2.4.4 Taşınım ve ışınımla beraber ısı geçişi 6
2.5 Konstrüksiyon Özelliklerine Göre Sınıflama 6
2.5.1 Borulu ısı değiştiricileri 7
2.5.1.1 Düz borulu ısı değiştiricileri 7
2.5.1.2 Spiral borulu ısı değiştiricileri 7
2.5.1.3 Gövde borulu ısı değiştiricileri 7
2.5.1.4 Özel gövde borulu ısı değiştiricileri 8
2.5.2 Levhalı Isı Değiştiricileri 8
2.5.2.1 Contalı levhalı ısı değiştiricileri 9
2.5.2.2 Spiral levhalı ısı değiştiricileri 9
2.5.2.3 Lamelli ısı değiştiricileri 10
2.5.2.4 İnce film ısı değiştiricileri 11
2.5.3 Kanatlı Yüzeyli Isı Değiştiricleri 11
2.5.4 Rejeneratif Isı Değiştiricileri 11
2.6 Akıma Göre Sınıflama 12
2.6.1 Tek geçişli ısı değiştiricileri 12
2.6.2 Çok geçişli ısı değiştiricileri 13
3. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN ISIL HESAPLARI **15**
3.1 Giriş 15
3.2 Ortalama Logaritmik Sıcaklık Farkının Kullanılması 18
3.3 Özel Çalışma Koşulları 19
3.4 ε-NTU Metodu 22

4. DOĞAL SİRKÜLASYONLU ÇEVRİM 27
4.1 Giriş 27
4.2 Sistemin Tanıtılması 27
4.3 Kütle korunumu 28
4.4 Momentum denklemi 29
4.5 Enerjinin Korunumu 31
4.6 Isı Transferi ve Sürtünme Katsayısı İlişkisi 32
4.7 Tahmini Değerler için Analitik Yaklaşımlar 32
5. DOĞAL SİRKÜLASYONLU ÇEVRİM HESAPLAMA PROGRAMI 35
5.1 Giriş 35
5.2 Programda Kullanılan Hesaplar 35
5.2.1 Yükselme bölümü 36
5.2.2 Soğuk ısı değiştiricisi bölümü 36
5.2.3 Düşme bölümü 36
5.2.4 Sıcak ısı değiştiricisi bölümü 36
5.3 Hesap Programının Algoritması ve Hesap Programı 37
6. SONUÇLAR 41
6.1 Sistemde Kullanılan Sirkülasyon Akışkanın Etkisi 41
6.2 Boru Yüksekliğinin Etkisi 44
6.3 Sistem Basıncının Etkisi 45
6.4 Isı Değiştirici Uzunluğunun Etkisi 45
6.5 Soğuk/sıcak Akışkan Giriş Sıcaklıkları ve Debilerin Etkisi 48
6.6 Sonuç 50
KAYNAKLAR 51
EKLER 53
ÖZGEÇMİŞ 67

KISALTMALAR

A : Alan
C : Isıl kapasite
$\mathbf{c_p}$: Özgül ısı
d : Boru çapı
F : Düzeltme faktörü
$\mathbf{f_c}$: Sürtünme katsayısı
G : Kütlesel akısı
g : Yer çekimi katsayısı
h : Taşınım katsayısı
i : Akışkan entalpisi
L : Boru uzunluğu
k : Isı iletim katsayısı
$\dot{m}$: Akışkan debisi
NTU : Geçiş birimi sayısı
Nu : Nusselt sayısı
q : Isı geçiş miktarı
p : Basınç
Pr : Prandtl sayısı
Re : Reynolds sayısı
R_f'' : Kirlilik faktörü
$\mathbf{R_w}$: İletim terimi
s : Çevrim yolu
$\mathbf{\Delta T_{lm}}$: Ortalama logaritmik sıcaklık farkı
T : Sıcaklık
U : Isı geçiş katsayısı
u : Hız
Y : Direnç parametresi

<u>Yunan Sembolleri:</u>

β : Hacimsel genleme katsayısı
δ : İndirgenmiş yoğunluk
ε : Etkenlik
ŋ : Kanat etkenliği
ρ : Yoğunluk
Ø : Boyutsuz Helmholtz enerjisi
τ : İndirgenmiş sıcaklık
ν : Özgül hacim

Alt İndisler

c	**:** Soğuk
CHE	**:** Soğuk ısı değiştiricisi
CO_2	**:** Karbondioksit
h	**:** Sıcak
H_2O	**:** Su
HHE	**:** Sıcak ısı değiştiricisi
max	**:** Maksimum
min	**:** Minimum
i	**:** İç
o	**:** Dış

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 3.1 : Çeşitli akışkan çiftlerinde kirlilik faktörleri 16
Çizelge 3.2 : Bazı akışkan çiftlerinde yaklaşık U ısı geçiş katsayıları 17
Çizelge 3.3 : Isı değiştiricilerinde etkenlik bağıntıları 24
Çizelge 6.1 : Girilen parametreler ve değerleri 42
Çizelge A.1 : Karbondioksit sıvısının genel özellikleri 54
Çizelge A.2 : Karbondioksit sıvısının termodinamik özellikleri 54
Çizelge A.3 : Suyun termodinamik özellikleri 55

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Çift borulu ısı değiştiricileri 4
Şekil 2.2 : Gövde boru tipi ısı değiştiricisi 4
Şekil 2.3 : Kompakt ısı değiştirici gövdeleri 5
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..... 15
Şekil 3.2 : Kanatsız borulu ısı değiştiricisi 18
Şekil 3.3 : Isı değiştiricilerinde özel çalışma koşulları 20
Şekil 3.4 : Çeşitli ısı değiştirici tipleri için F düzeltme faktörleri..... 21
Şekil 3.5 : Çeşitli ısı değiştirici tipleri için etkenlik değerleri 26
Şekil 4.1 : Doğal sirkülasyonlu çevrimin şematik diyagramı..... 28
Şekil 5.1 : Tahmini verilerin işlenmesi için kullanılan algoritma..... 38
Şekil 5.2 : Doğal sirkülasyonlu çevrimin simülasyonu için kullanılan algoritma..... 39
Şekil 6.1 : Çap oranlarının sıcaklığa göre değişimi..... 42
Şekil 6.2 : Dolaşımdaki sıcaklık dağılımı..... 43
Şekil 6.3 : Dolaşımdaki basınç dağılımı..... 43
Şekil 6.4 : Çevrim yüksekliğinin ısı geçişine etkisi..... 44
Şekil 6.5 : Çevrim yüksekliğinin sirkülasyon sıvısının kütlesel debisine etkisi..... 45
Şekil 6.6 : Isı geçişinin ısı değiştirici uzunluğuna göre değişimi 46
Şekil 6.7 : Sıcak ısı değiştiricisi çıkış sıcaklıklarının ısı değiştirici uzunluğuna göre değişimi 47
Şekil 6.8 : Isı taşınım katsayısının ısı değiştirici uzunluğuna göre değişimi..... 47
Şekil 6.9 : Kütlesel debinin ısı değiştirici uzunluğuna göre değişimi 48
Şekil A.1 : Karbondioksit için sıcaklık ve entropi diyagramı 53
Şekil A.2 : Karbondioksit için sıcaklık ve basınç diyagramı..... 53

DOĞAL SİRKÜLASYONLU ISI GERİ KAZANIM ÇEVRİMİ

ÖZET

Bu çalışmanın amacı birbirinin eşi olan iki ısı değiştiricisinden oluşan ve akışkanın doğal taşınım yaptığı bir ısı geri kazanım sisteminin incelenmesidir. Öncelikle ısı değiştiricilerin tanımlanması, sınıflandırılması ve kullanım alanları anlatılmıştır. Bunu ısı değiştiricilerindeki ısı geçişini hesaplamak için kullanılan yöntemler takip edecektir.

Sistem, birbirinin eşi iki adet ısı değiştiricisinden ve doğal taşınımla sirküle edilen akışkandan oluşmaktadır. Isı geçişi sirküle edilen soğuk akışkanın düşük bir kotta ısıtılması ve daha sonra yüksek bir kotta sıcak akışkanın soğutulması ile gerçekleşir. Burda oluşan kaldırma kuvvetleri sistemdeki akışkanının sirkülasyonunu gerçekleştirir. Akış sırasında borularda sürtünme kayıpları meydana gelir. Sürtünme kuvvetlerinin kaldırma kuvvetlerine eşitlendiği durumda kararlı bir akış oluşmaktadır.

Isı değiştiricilerinde performans hesabı olarak nitelendirilen problemler; genelde ısı değiştiricisinin türü, boyutları, akışkanın debisi ve giriş sıcaklıklarının bilindiği, çıkış sıcaklıklarının ve ısı geçişinin bilinmek istendiği durumlardır. Doğal sirkülasyon çevrimde ısı değiştiricisi ısıl hesapları ε-NTU yöntemi kullanılarak yapılmıştır. Böyle bir sistemdeki problemi NTU yöntemiyle çözmek için sirkülasyon akışkanı için tahmini sıcaklık ve kütlesel debi değeri belirlemek gerekmektedir.

Bu tezde, karbondioksit sirkülasyonlu doğal taşınımlı ısı geri kazanım çevrim sistemi incelenmiştir. Isıl hesaplar için bir algoritma geliştirilmiş ve MATLAB programı yardımıyla bir hesap programı düzenlenmiştir. Değişik parametrelere göre sistemin perfomansı değerlendirilmiş ve sonuçlara varılmıştır. Yapılacak hesaplamalar için gerekli olan formulasyonlar ve bilgisayar programları tezde mevcuttur.

NATURAL CIRCULATION LOOP WITH COUPLED HEAT EXCHANGERS

SUMMARY

The aim of this study is to investigate the behaviour and heat transfer calculations of a system consisting of two identical heat exchangers coupled by a fluid doing natural circulation loop due to natural convection. Firstly information about heat exchangers, their dimensions and calculations have been given, which is followed by heat transfer calculation methods for heat exchanges.

The system consists of two heat exchangers with a fluid under natural convection that is coupled to them. Heat transfer occurs between the cold fluid and the hot heat exchanger, and then between the hot fluid and the cold heat exchanger. Buoyancy forces cause circulating flow. Steady flow occurs when friction forces and buoyancy forces are balanced.
What is known as performance calculation in heat transfer problems usually consists of situations where the type and dimensions of the heat exchanger and the inlet temperatures are known, and the temperature out and heat transferred need to be calculated. In this study, natural circulating loop calculations by heat heat exchangers are made with ε-NTU method.
To solve such a problem by the NTU method, initial temperature and initial flow rate of circulating fluid should be determined.

This study covers the analysis of carbon dioxide based natural circulation loops. System perfomance is analyzed with various parameters. For heat transfer calculations, a MATLAB program is developed. All necessary equations and computer programs required for the calculations have been presented.

1. GİRİŞ

Isı değiştiricileri, mühendislik uygulamalarında karşımıza çok çıkan, farklı sıcaklıktaki iki veya daha fazla akışkanının ısı geçişini sağlayan cihazlardır. Kullanım amaçlarına göre ısı değiştiricileri değişik kapasitelerde, boyutlarda ve tiplerde olabilmektedirler [1].

Doğal sirkülasyonlu ısı geri kazanım çevrimi ise, bir sistemden ortaya çıkan fazla ısının, ısı değiştiricisi aracılığıyla, çevrim içindeki akışkana aktarıldığı ve başka bir ısı değiştirici aracılığıyla sürkülasyon akışkanının soğumasının sağlandığı bir çevrimdir. Yalnız bu çevrimde, kullanılan akışkan; cebri bir pompa ile değil, doğal taşınımla sirkülasyonunu gerçekleştirmektedir. Bu tip bir sistemde alt kotta sıcak ısı değiştirici, üst kotta soğuk ısı değiştirici yer alır. Sıcak ısı değiştiricisinde bulunan akışkanın sıcaklığı artarken, yoğunluğu azalır ve kaldırma kuvvetinin etkisiyle yukarı çıkmaya çalışır. Soğuk ısı değiştirici de akışkan soğurken, yoğunluğu artar ve bir kaldırma kuvveti meydana gelir. Kaldırma kuvvetinin etkisi ve borularda akış sırasında oluşan sürtünmeler dengelendiği zaman sistem kararlı bir rejimde çalışır.

Doğal sirkülasyonlu ısı geri kazanım çevriminde çeşitli ısı değiştirici tipleri kullanılabileceği gibi, farklı geometrik boyutlarda tasarlanabilirler. Bu tip sistemlerde kullanılacak ısı değiştiriciler, ısıl hesaplar ilerleyen bölümlerde işlenmiştir. Doğal sirkülasyonlu ısı geri kazanım çevriminde hangi tip sirkülasyon akışkanın kullanıcağı da çok önemlidir. Akışkanın tipi sistemin boyutunu değiştireceği gibi ısı geçiş miktarını ve çalışma sıcaklık aralıklarını da belirler. Bu tezde karbondioksit, sirkülasyon akışkanı olarak kullanılmıştır. Bunun sebebi CO_2'nin suya kıyasla aynı sıcaklıklarda çok daha yüksek bir özgül ısı değerine ve çok daha düşük bir viskoziteye sahip olmasıdır. Bu sayede, sistem daha küçük ölçülerde, daha fazla ısı geçişine müsaade eder.

Bu tezin amacı, farklı geometrik boyutlara göre tasarlanan sistemin, belirli çalışma sıcaklığında ne kadar ısı geçişini sağlayabileceğini ve bu ısı geçişini hangi parametrelerin ne kadar etkilediğini hesaplamak ve incelemektir. Yapılacak hesaplamalar için gerekli olan formulasyonlar ve bilgisayar programlarına tezde değinilmiştir.

2. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN SINIFLANDIRILMASI

Isı değiştiricileri mühendislik uygulamalarında sıkça kullanılan ve farklı sıcaklıklardaki akışkanlar arasındaki ısı değişimini mümkün kılan önemli cihazlardan birisi olmakla beraber çok çeşitli endüstrilerde ısıtma, ısı depolanması, iklimlendirme, soğutma tesisatlarında, alternatif enerji kaynaklarının kullanımında ve benzeri bir çok yerde kullanılırlar [1]. Isı değiştiricileri aşağıdaki gibi sınıflandırılabilir:

- Isı Değişim Şekline Göre Sınıflama
- Isı Geçişi Yüzeyinin Isı Geçişi Hacmine Oranına Göre Sınıflama (Kompaktlık)
- Farklı Akışkan Sayısına Göre Sınıflama
- Isı Geçiş Mekanizmasına Göre Sınıflama
- Konstrüksiyon Özelliklerine Göre Sınıflama
- Akıma Göre Sınıflama

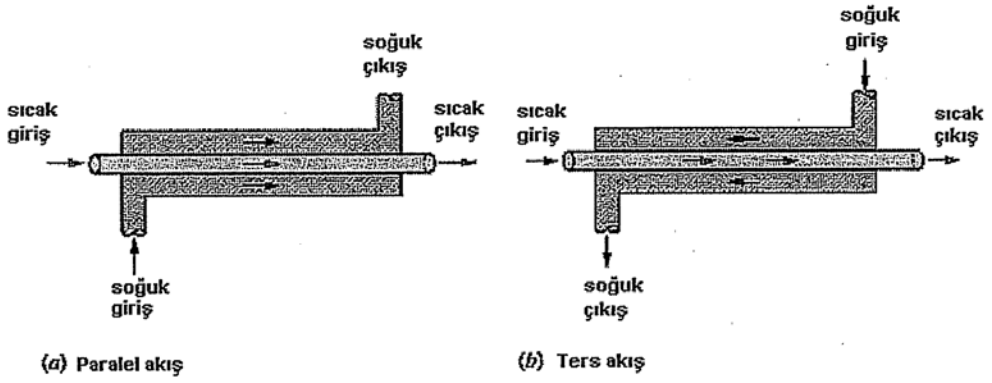
2.1 Isı Değişim Şekline Göre Sınıflama

2.1.1 Doğrudan temasın olduğu ısı değiştiricileri

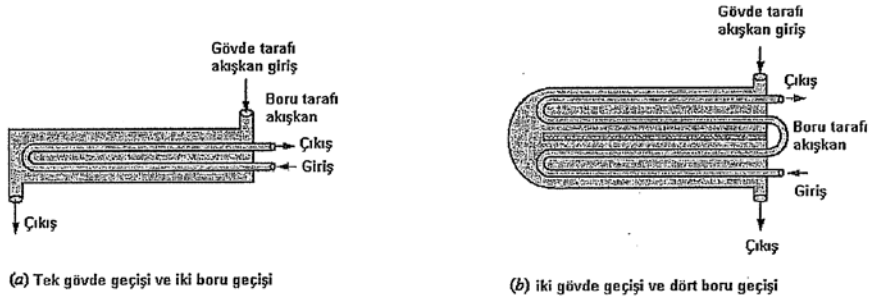
Bu tip ısı değiştiricilerinde gerek akışkan ve katı maddeler gerekse iki akışkan birbirlerine doğrudan karıştırılır veya temas etmeleri sağlanır. İki akışkan kullanıldığı durumlarda genelde akışkanlardan biri gaz, diğeri buharlaşma basıncı düşük olan bir sıvı seçilir. İşlem bitiminde iki akışkan kendiliğinden ayrılır. Bu tip ısı değiştiricilerine endüstriden; soğutma kuleleri, jet veya sprey yoğuşturucuları, püskürtmeli ve tablalı yoğuşturucular örnek olarak verilebilir.

2.1.2 Akışkanlar arasında doğrudan temasın olmadığı ısı değiştiricileri

Üç gruba ayırabileceğimiz bu tip ısı değiştiricilerinde temel prensip ısıyı önce sıcak akışkandan ayırıcı yüzeye veya bir kütleye iletip, daha sonrada bu ısıyı ara yüzeyden veya kütleden soğuk akışkana geçirmektir. Bu tip ısı değiştiricileri, yüzeyli (ince cidarlı boru veya levha), dolgu maddeli (rejeneratör) veya akışkan yataklıdır.
Şekil 2.1 ve Şekil 2.2'de doğrudan ısı geçişli ısı değiştiricilerinin önemli tiplerinden olan borulu ısı değiştiricilerine ait örnekler verilmiştir.



Şekil 2.1 : Çift borulu ısı değiştiricileri [2]

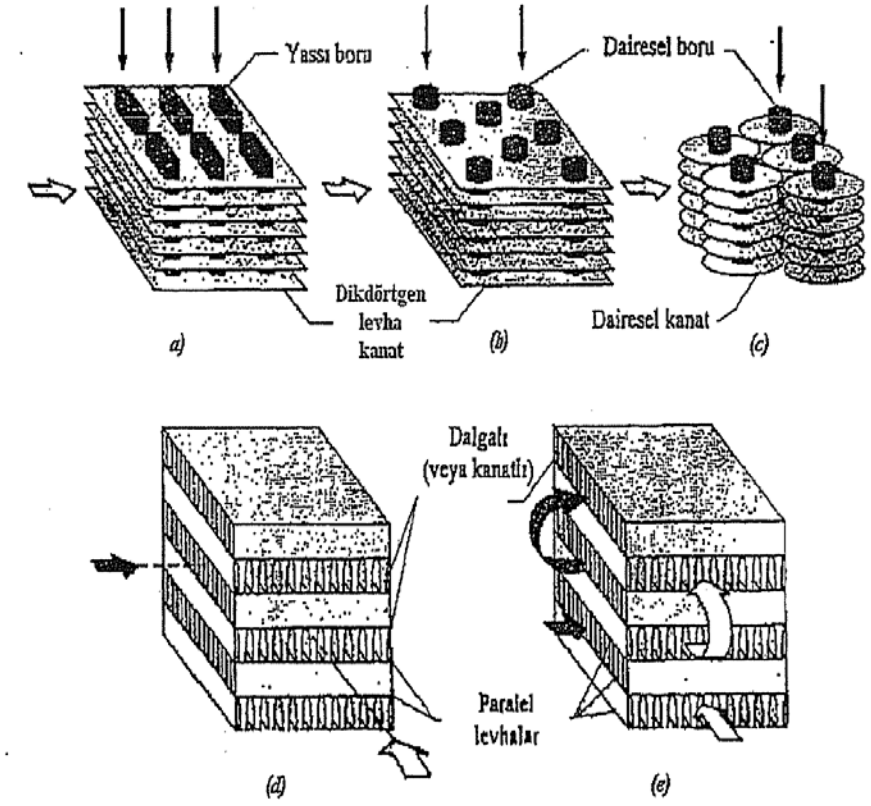


Şekil 2.2 : Gövde boru tipi ısı değiştiricisi [2]

2.2 Isı Geçiş Yüzeyinin Isı Geçiş Hacmine Oranına Göre Sınıflama

Bu sınıflama yapılırken ısı değiştiricileri için bir yüzey alanı yoğunluğu (β) büyüklüğü tanımlanır. Isı geçişi yüzeyinin (m^2) ısı değiştici hacimine (m^3) oranını tanımlayan β literatürde $> 700 \, m^2/m^3$ olduğunda ısı değiştiricisi kompakt $\leq 700 \, m^2/m^3$ olduğunda ısı değiştirici kompakt olmayan olarak nitelendirilir.

Çok kanatlı boru veya levhalardan oluşan kompakt ısı değiştiricilerinde, bir tarafında gaz diğer tarafında sıvı bulunması durumunda; genellikle gaz akışkanlarındaki ısı taşınım katsayılarının sıvı akışkanlara göre daha küçük olmasından dolayı gaz tarafındaki yüzey alanı arttırılmalıdır. Yüzey alanını arttırmak ısı değiştiricisinin kompaktlığının arttırılması anlamına gelir. Bu artışı yüzeylere ilave edilen kanatlarla sağlamak mümkündür. Kullanılan borular dairesel kesitli veya yassı olabilir (Şekil 2.3). Akış kesitleri ve içlerindeki akış genellikle çok küçük olan (laminer akış) kompakt ısı değiştiricileri tek geçişli veya çok geçişli olarak kullanılabilirler. Ayrıca düz veya dalgalı kanatlı olarakta seçilebilirler.



Şekil 2.3 : Kompakt ısı değiştirici gövdeleri [3]

Kompakt ısı değiştiricileri sayesinde ağırlıktan ve hacimden kazanç sağlanabilir. Bu tip ısı değiştiriciler, projelendirme açısından esneklik sağlar. Avantajlarının haricinde, bazı dezavantajları da vardır. Bu tip ısı değiştricilerinde akışkanların biri en az gaz olmalıdır. Yüzeyi kirleten, korozif olan akışkanlar kullanılamaz. Ayrıca, bu tip ısı değiştiricilerde aşırı yük kaybını yenebilmek için ilave vantilatör veya pompa kullanılması gerekmektedir.

2.3 Farklı Akışkan Sayısına Göre Sınıflama

Isı değiştiricilerinde, genellikle iki akışkan arasında ısı geçişi gerçekleşmektedir. Uygulamalarda ikiden çok akışkanın kullanılması da mümkündür. Hidrojenin saflaştırılması ve sıvılaştırılması, havanın ayrıştırılması, soğutma tekniği gibi olaylarda üç akışkanlı ısı değiştiricileriyle karşılaşılabilir. Pompasız soğutma makinası da farklı akışkan sayısına göre sınıflandırabileceğimiz ısı değiştiricilerine girer. Bu tip ısı değiştiricilerinin tasarımları güç olmakla birlikte analizleri de oldukça karmaşıktır.

2.4 Isı Geçiş Mekanizmasına Göre Sınıflama

2.4.1 İki tarafta da tek fazlı akış

Isı değiştiricilerinin iki tarafındaki tek fazlı akışlardaki ısı taşınımı zorlanmış veya doğal olarak adlandırılabilir. Zorlanmış ısı taşınımları pompa veya vantilatörle tahrik edilerek oluşturulabilir. Doğal ısı taşınımlarını ise yoğunluk farkından dolayı gerçekleşir. İki tarafta da tek fazlı akışın bulunduğu ısı değiştiricilerinin uygulamalarına örnek olarak; oda ısıtıcıları, buhar kazanları ekonomizörleri ve hava ısıtıcıları, taşıt radyatörleri ve hava soğutmalı ısı değiştiricileri verilebilir.

2.4.2 Bir tarafta tek fazlı, diğer tarafta çift fazlı akış

Termik santrallerin, soğutma sistemlerinin yoğuşturucuları veya buharlaştırıcıları ile buhar kazanlarının örnek teşkil ettiği bu tip ısı değiştiricilerinin bir taraflarında zorlanmış veya tek fazlı akış varken, diğer tarafta kaynamakta veya yoğuşmakta olan iki fazlı akış vardır.

2.4.3 İki tarafta da çift fazlı akış

Hidrokarbonların distilasyonunda ve yüksek basınçlı buhar kullanılarak alçak basınçlı buhar elde edilmesinde kullanılan bu tip ısı değiştiricilerinin bir taraflarında buharlaşma ve diğer taraflarında yoğuşma işlemi vardır. Örnek olarak su püskürtmeli yoğuşturucular ve su püskürtmeli buharlaştırıcılar verilebilir. Bir akışkanın yoğuşarak havaya ısı verdiği veya yoğuşarak havadan ısı aldığı yüzeyli ısı değiştiricilerinde hava içine su püskürtmek ısı geçişini daha etkin bir hale sokar.

2.4.4 Taşınım ve ışınımla beraber ısı geçişi

Özellikle bir tarafında yüksek sıcaklıkta gaz olan ısı değiştiricilerinde taşınımla birlikte, ışınımla ısı geçişi bir arada görülür. Yüksek sıcaklıkta dolgu maddeli rejeneratörler, fosil yakacak yakan ısıtıcılar, buhar kazanları bu tip ısı değiştiricilerine örnek olarak gösterilebilirler.

2.5 Konstrüksiyon Özelliklerine Göre Sınıflama

Isı değiştiricileri genellikle konstrüksiyon özelliklerine göre karakterize edilir.

2.5.1 Borulu ısı değiştiricileri

Eliptik, dikdörtgen ve çoğunlukla da dairesel kesitli boruların kullanıldığı bu tip ısı değiştiricilerinde; boru çapının, boyunun ve boruların düzeninin kolayca değiştirilebilmesi, projelendirmede büyük kolaylıklar sağlar. Bunun yanı sıra geometrisi sayesinde dairesel kesitli boruların kullanıldığı ısı değiştiricileri yüksek basınçlarda rahatlıkla kullanılabilir.

2.5.1.1 Düz borulu ısı değiştiricileri

Boru demetinden yapılmış çeşitleri bulunmaktadır. Aynı eksenli iki borudan yapılan çift borulu ısı değiştiricileri uygulamalardaki en basit ısı değitiricileridir. Çift borulu ısı değiştiricilerinin çalışma prensibi akışkanlardan biri içteki borudan akarken diğerinin dıştaki borudan akmasıdır. Akış yönleri paralel veya ters akımlı olarak seçilebilir. Seri halde montajları yaparak ısıl kapasiteyi ve ısı geçiş yüzeyini arttırmak mümkündür.

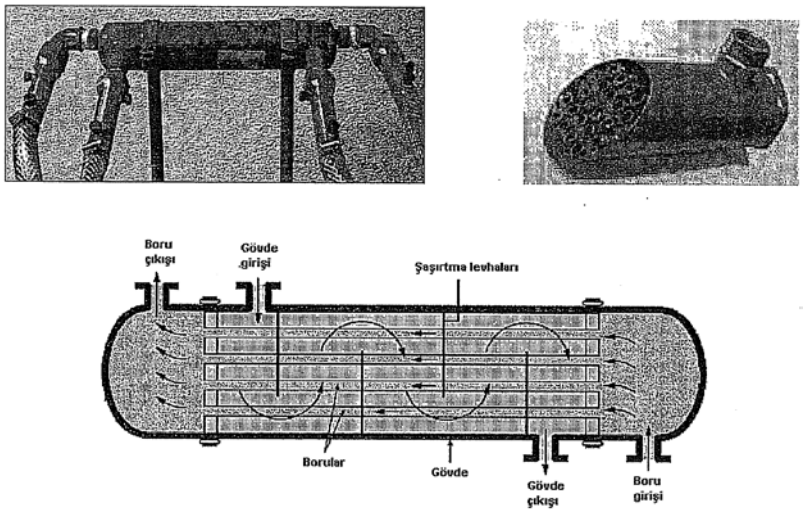
2.5.1.2 Spiral borulu ısı değiştiricileri

Basit ve ucuz şekilde elde edilebilen, bir veya daha fazla borudan spiral ile bu spiralin dışındaki bir depodan meydana gelen bu tipteki ısı değiştiricilerinde ısıl genleşmenin oluşturduğu gerilme problemleri yoktur. Bu ısı değiştiricileri çoğunlukla havuz ve depolardaki akışkanların sıcaklık kontrolünde kullanılabilirler. Serpatinin adımı helisel bir şekilde yapılabilir, sarım çapı ve alanı uygun bir şekilde seçilebilir. Büyük serpantinlerin depo içinde desteklenmeleri gerekirken küçük serpantinlerin böyle bir ihtiyacı yoktur. Boru iç yüzeyi hariç spiral borunun dış yüzeyi ve depo kolaylıkla temizlenebilir. Depo tarafındaki ısıl kapasite debilerinin küçük olmasının nedeni bu taraftaki debi ve akışkan hızlarının aynı şekilde küçük olmasıdır.

2.5.1.3 Gövde borulu ısı değiştiricileri

Silindirik bir gövde ile bu gövde içine yerleştirilen birbirine paralel borulardan meydana gelen gövde borulu ısı değiştiricilerinde akışkanlardan birisi boruların içinden diğeri ise gövde içinden akar. Borular veya boru demeti, gövde, iki baştaki kafalar, boruların tespit edildiği ön ve arka aynalar ile gövde içindeki akışı yönlendiren borulara destek olabilen şaşırtma levhaları veya destek çubukları bu ısı değiştirici tipinin elemanlarıdır. Bu ısı değiştiricilerinin uygulama alanlarına örnek

olarak petrol rafineleri, termik santralleri gösterilebilir. Bu ısı değiştiricilerinin konstrüksiyonunun standartları borulu ısı değiştiricisi imalatçıları birliği, TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) tarafından belirlenmiştir. Basınç ve sıcaklık farkından dolayı meydana gelebilecek uzamaları karşılanabilmesi, sabit boru demetli ısı değiştiricileri düzenlemelerinde göz önüne alınmalıdır. 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 ısı değiştiricisi [4]

2.5.1.4 Özel gövde borulu ısı değiştiricileri

Özel kullanımlar için imal edilen bu ısı değiştiricileri konstrüksiyon açısından klasik gövde borulu ısı değiştiricilerine benzer. Özellikle kaçakların önlenmesi istenen yerlerde uygulama alanı bulan bu ısı değiştirici tipi, içerisindeki borular aynı eksenli iki boru olarak ön ve arka aynalar arasında tespit edilir. Korozif ortamlarda kimyasal maddelere karşı dayanıklı olması ve ısı iletim katsayısının yüksek olması sebebiyle grafit gövde borulu isi değiştiriciler kullanılır.

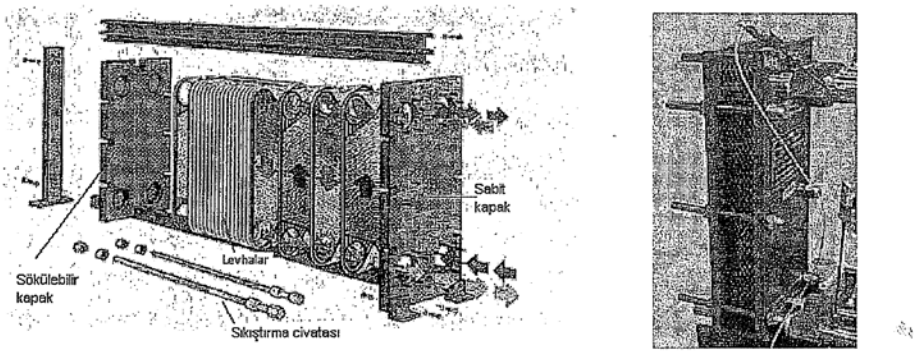
2.5.2 Levhalı Isı Değiştiricileri

Borulu tipte olan ısı değiştiricilerine nazaran yüksek sıcaklık ve yüksek basınçlara daha az dayanıklı olan levhalı ısı değiştiricilerinde esas ısı geçişinin olduğu yüzeyler genelde düz veya dalgalı ince metal levhalardan yapılır. Plakalı ısı değiştiricileri olarak da adlandırılan bu tip ısı değiştiricilerinde plakaların üzerinde akışkan için giriş, çıkış bağlantıları bulunmaktadır. Akışkan, iki farklı akışkan plakaların birlikte dizilmesi ile oluşan kanallar arasından geçer. İki baskı levhası saplamalar aracılığıyla

sıkıştırılmaktadır. Contalar vasıtasıyla sızdırmazlık ve iki akışkanın birbirine karışmaması sağlanır. Akışkanın debisi, fiziksel özellikleri, mevcut basınç düşümü ve sıcaklık programı plakaların paleti ve boyutlarını belirleyen faktörlerdir. Akışkanların türbülanslı bir şekilde akmasına ve çok sayıda temas noktası oluşturacak plaka paletinin istenen mukavemete ulaşması amacıyla plakaların üzerinde akış esnasında akışkanın yönü ve hızını sürekli olarak değiştiren ve böylece düşük akış hızlarında bile yüksek türbülans değerlerine ulaşmayı sağlayan balık sırtı desenli bir yapı oluşturulur. Balık sırtı desenli yapının bir diğer faydası da akışın durgunlaştığı ölü noktaları ortadan kaldırması, eşanjörün kirlenmesi ve sağırlaşmasını geciktirmesidir. Özel durumlar dışında uygulamaların çoğunda ısı değiştirici sadece tek geçişli olarak imal edilir. Hacimsel olarak karşılaştırıldıklarında aynı işi gören borulu ısı değiştiricilerine göre 1/5 ile 1/3 oranında daha düşük bir hacim kaplayan levhalı ısı değiştiricileri ayrıca özel conta dizaynları sayesinde akışkanların birbirine karışması ihtimalini tamamen ortadan kaldırırlar.

2.5.2.1 Contalı levhalı ısı değiştiricileri

Dört tarafında delik bulunan ve düşey olarak yerleştirilen metal levhaların paket haline getirildiği bu tip ısı değiştiricilerinde uygun contalarla levhalar arasındaki boşluklardan sıcak ve soğuk akışkanların birbirlerine karışması engellenir. Isıl kapasite sisteme levha eklenmesi veya çıkarılması sayesinde istenilen şekilde değiştirilebilir.

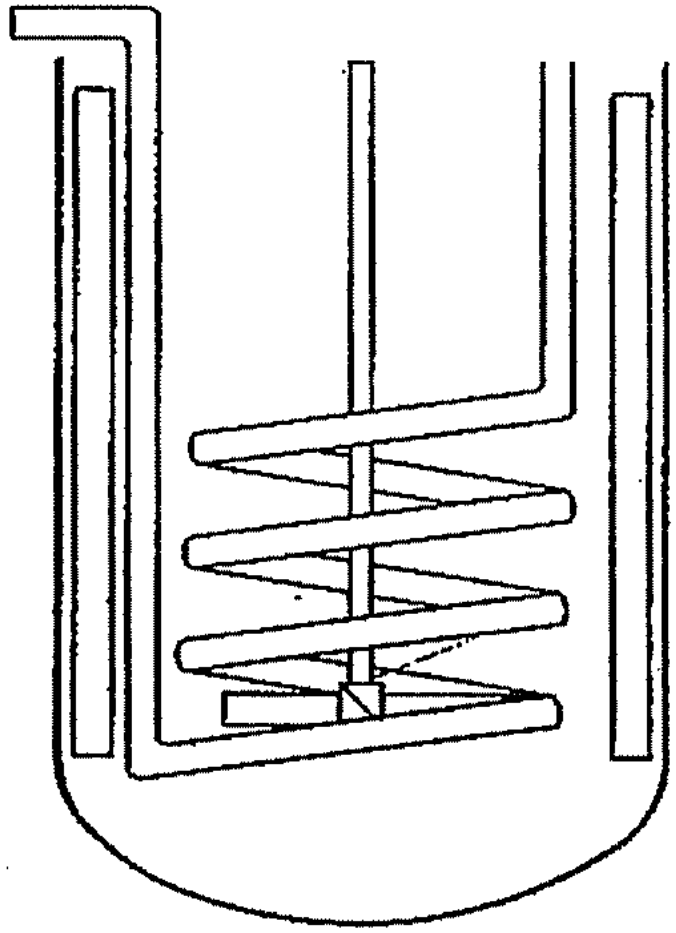


Şekil 2.5 : Contalı levhalı ısı değiştiricileri [4]

2.5.2.2 Spiral levhalı ısı değiştiricileri

Bu ısı değiştiricileri uzun ince metal iki levhanın sarılmasıyla imal edilirler. İki levha arasına saplamalar konularak istenilen uygunlukta bir aralık elde edilebilir. Sızdırmazlığı sağlamak için; levhaların iki tarafına contalı kapaklar konulur.

Akışkanlar birbirine göre paralel veya ters yönde akıtılabilir. Tortu yapabilen viskoz akışkanlar temizlenmeleri kolay olduğundan tercih edilir. Basınç kayıpları gövde borulu ve contal ısı değiştiricilerine nazaran daha az olması dolayısıyla bu tip ısı değiştiricileri özellikle kağıt selülöz endüstrisinde, sülfat ve sülfit fabrikalarında kullanılır.



Şekil 2.6 : Spiral levhalı ısı değiştiricileri [1]

2.5.2.3 Lamelli ısı değiştiricileri

Bu ısı değiştiriciler, lamel adı verilen bir gövde içerisinde yassılaştırılmış borulardan yapılmış bir demetin yerleştirilmesiyle elde edilirler. Bu lameller genelde nokta veya elektrikli dikiş kaynağıyla birbirine tutturulurlar. Uygulama alanları olarak kağıt, besin ve kimya endüstrileri önde gelir.

2.5.2.4 İnce film ısı değiştiricileri

Pratikte çoğu zaman buharlaştırıcı olarak kullanılan bu ısı değiştiricilerinin içinde sıcağa duyarlı maddelerin kalış süresi kısa, değiştiricinin ısı taşınım katsayısı büyüktür. Bu nedenle çok yüksek viskoziteli ve sıcaklığa duyarlı maddelerin ısıtılmasında ve soğutulmasında bu tip ısı değiştiricileri tercih edilir.

2.5.3 Kanatlı Yüzeyli Isı Değiştiricileri

Borulu ve levhalı ısı değiştiricilerinde ısı taşınım katsayısının küçük olduğu akışkan tarafına kompaktlığı ve ısıl iletkenliği arttırmak amacı ile kanat adı verilen ısıtma yüzeylerini arttıran çıkıntılar eklenir. Bu sayede küçük hacimde daha fazla ısı geçişi sağlanabilir; ancak dikkat edilmesi geren bir husus ilave edilen kanatların oluşturduğu ilave basınç kayıplarıdır. Bu bağlamda kanat profillerini konstrüktif açıdan uygun seçmek önemlidir. Kanatların profillerine göre lavhalı kanatlı ısı değiştiricileri ve borulu kanatlı ısı değiştiricileri olarak ikiye ayrılırlar. Levhalı kanatlı ısı değiştiricilerinde düz, delikli, tırtıklı ve zikzak şeklinde olabilen kanatlar, paralel levhalar arasındaki yüzeylere mekanik olarak preslenerek, lehimlenerek veya kaynak edilerek tespit edilir. Borulu kanatlı ısı değiştiricilerinde ise yüksek basınçlı akışkan (sıvı) dairesel veya oval kesitli boru içerisinden akıtılır.

2.5.4 Rejeneratif Isı Değiştiricileri

Dolaylı yoldan ısı geçişi prensibi ile çalışan rejeneratif ısı değiştiricilerinde ısı önce sıcak akışkan tarafından bir ortamda depo edilir, daha sonra sıcak akışkana verilir. Bu değiştiricilere bazen rejeneratör adıda verilir. Isının depolandığı gözenekli elemanlar dolgu maddesi veya matris olarak adlandırılır. Rejenatörler kompaktlık, ilk yatırım masrafının azlığı ve sistemin kendi kendini temizleme özelliği bakımından üstünken; sadece gaz akışkanlarda kullanılabilmeleri sıcak ve soğuk akışkanlar arasında daima bir miktar kaçak olması ve akışkanların birbirlerine etki edebilmeleri durumunda kesinlikle kullanılamamaları nedeniyle dezavantajlıdır. Sabit dolgu maddeli, döner dolgu maddeli ve paket yataklı olmak üzere üç temel tip rejeneratör vardır. Periyodik çalışan ısı değiştiricileri adı da verilen sabit dolgu maddeli ısı değiştiricilerinde belirli zamanlarda klapeler döndürülerek dolgu maddesi içinden sıcak veya soğuk akışkan geçmesi gerçekleştirilir. Sistemin sürekli çalışması için aynı tipten en az iki rejeneratör gereklidir. Çoğu işletmede üç veya dört rejeneratör aynı anda kullanılır. Gaz türbinlerinde, buhar kazanlarında, cam fabrikalarında

yakma havasının sıcak duman gazlarıyla ısıtılmasında iklimlendirme tesisatlarında enerji ekonomisi için sıkça kullanılan döner dolgu maddeli ısı değiştiriciler disk ve silindir tipi olmak üzere iki gruba ayrılır. En büyük sakıncaları gaz kaçaklarıdır. Devamlı çalışan dolgu maddeli ısı değiştiricilerinden bir diğeri de, konstrüktif olarak basit, fakat basınç kayıpları fazla olan paket yataklı rejeneratörlerdir.

2.6 Akıma Göre Sınıflama

Isı değiştiricileri akıma göre tek geçişli veya çok geçişli olarak sınıflandırılabilirler.

2.6.1 Tek geçişli ısı değiştiricileri

Paralel, ters ve çapraz akımlı olmak üzere üç gruptan oluşan tek geçişli ısı değiştiricilerinde iki akışkan ısı değiştirici içinde birbirine göre sadece bir kere karşılaşırlar. Tek geçişli ısı değiştiricileri paralel akımlı, ters akımlı ve çapraz akımlı ısı değiştiricilerine ayrılabilir.

Paralel akımlı ısı değiştiricileri, cidar sıcaklığı fazla değişmediğinden ısıl gerilmelerin istenmediği yerlerde tercih edilirler. Bu ısı değiştiricide iki akışkan, değiştiricinin aynı ucundan girip, birbirlerine paralel olarak akarlar ve değiştiricinin diğer ucundan çıkarlar. Sıcaklık değişimi ısı değiştirici boyunca tek boyutludur.

Ters akımlı ısı değiştiricileri, ortalama sıcaklık farkının ve etkenliğin diğer bütün akış düzenlemelerine göre daha büyük olması sebebiyle tercih edilirler. Pratikte tercih edilen bu tip ısı değiştiricide akışkanlar birbirine paralel borularda, ters yönlü olarak akarlar. Bu düzenlemenin dezavantajları ise imalattaki konstrüksiyon güçlükleri ve ısı geçişi olan malzeme sıcaklığının değiştirici boyunca fazla değişmesidir.

Çapraz akımlı ısı değiştiricileri, akışkanların birbirlerine dik olarak aktığı ısı değiştiricisi tipidir. Bu ısı değiştiricisinin düzenlemesinde yapılan konstrüksiyona göre kanatlar veya şaşırtma levhaları yardımıyla akışkanlar kendileriyle karşılaşabilir veya karşılaşmayabilir. Eğer akışkan değiştirici borular içinde akıyorsa ve bitişik kanal içerisindeki akışkan ile karışmıyorsa, bu akışkana karışmayan akışkan aksi hallerde ise karışan akışkan denilir.

2.6.2 Çok geçişli ısı değiştiricileri

Çok geçişli ısı değitiştiriciler, çapraz-ters ve çapraz-paralel akımlı düzenlemleri, çok geçişli gövde borulu ısı değiştiricileri, çok sayıda paralel levha geçişli düzenlemeleri kapsarlar.

Çapraz-ters ve çapraz-paralel akımlı düzenlemeler, kanatlı yüzeyli ısı değiştiricilerinde çoğunlukla tercih edilirler. Bu düzenlemelerde birden fazla sayıdaki çapraz geçişler arka arkaya ters veya paralel akımlı olacak şekilde seri olarak bağlanır. İmalat masraflarını azalmak için yüksek sıcaklıklı uygulamalar haricinde, sıcaklığın yüksek olmadığı bölgelerde ucuz malzemeler kullanılması tercih edilebilir.

Çok geçişli gövde borulu ısı değiştiricilerinin pratikte en çok uygulamalarda kullanılan tipleri gövde akışkanının karşılaştırıldığı, paralel-ters, bölünmüş akımlı, ayrık akımlı düzenlemelerdir. Boru sayısı arttırıldığında sistemin etkenliği iki akışkanın karıştığı çapraz akımlı ısı değiştiricisine yaklaşmaktadır. İmalat güçlükleri ve ısıl gerilmeler sebebiyle, daha etken olmasına rağmen bir gövde içerisindeki tek sayıda boru geçiş düzenlemesi tercih edilmez.

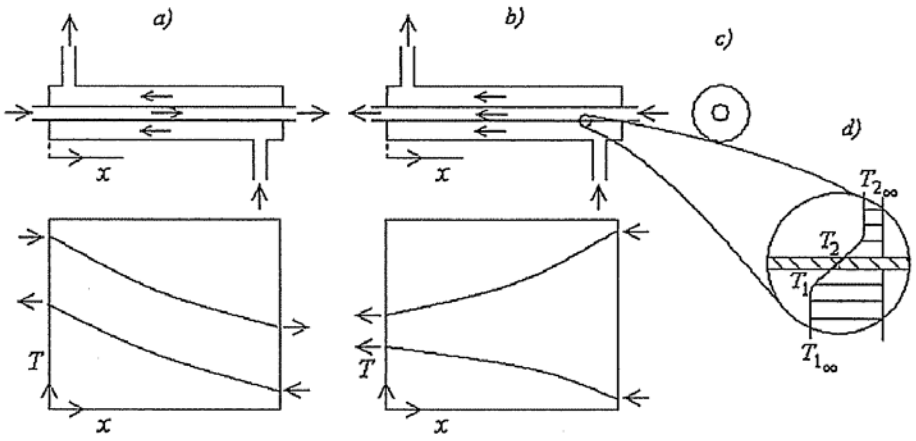
Çok sayıda paralel levha geçişli düzenlemelerde, çok geçişli akımlar elde edilir. Levhaların değişik düzenlenme şekilleriyle geçişler sağlanır.

3. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN ISIL HESAPLARI

3.1 Giriş

Önceki bölümlerde tanıtılan ısı değiştiricilerinin ısıl hesap esasları bu bölümde incelenecektir. Bu hesapları yaparken ihtiyacımız olan parametreler arasından en önemlileri; toplam ısı geçiş katsayısı, ısı geçişinin olduğu yüzeyin toplam alanı ve akışkanların giriş-çıkış sıcaklıklarıdır.

Isı değiştiricilerde hesaplamalar; farklı sıcaklıklardaki iki akışkanın çapraz, paralel veya ters akış durumları dikkate alınarak yapılmalıdır.



Şekil 3.1 : Çift borulu çapraz ve paralel akışlı ısı değiştiricileri [4]

Kullanılan ısı değiştiricilerinin dış ortamla bir ısı alışverişinin olmadığı, ısı geçişinin sadece akışkanlar arasında olduğu kabul edilirse; aşağıdaki bağıntılar geçerlidir.

Q = Isı değiştiricide geçen ısı (W) = Sıcak akışkanın soğurken verdiği ısı = Soğuk akışkanın ısınırken aldığı ısı =U A ΔT_m

Bu denklemde :

U ($W/m^2 \cdot C$) : ısı değiştiricisi toplam ısı geçiş katsayısı

A (m^2) : akışkanlar arasındaki ısı geçiş yüzeyi

Bir ısı değiştiricinin ısıl hesabını yaparken toplam ısı geçiş katsayısını bulmak işlemlerin en temel ve en belirsiz bölümüdür. Akışkan içindeki parçacıklar, metal

tuzları veya çeşitli kimyasal elamanlar ısı değiştiricilerin yüzeylerinde bir süre sonra birikebilirler. Ayrıca bu yüzeylerde korozif etkiler nedeniyle bir oksidasyon tabakası da oluşabilir. Bu tür birikim veya okidasyonların oluşturdukları kirlenmeler normal ısı geçişine *kirlilik direnci (veya faktörü)* (R_f) adı verilen ve çalışma sıcaklığına, akışkan hızına ve ısı değiştiricisinin işlemtede kaldığı süreye bağlı ek bir direnç meydana getirirler.

Bunun yanında, akışkanların yüzeylerine eklenen kanatlar yüzey alanını arttırdıklarından, taşınım sırasındaki direnci de düşürürler.

Akışkanlar arasındaki ısı geçişindeki toplam ısı geçiş katsayısını ısıl dirençler belirler. Isıl dirençler; iletim ve taşınım dirençlerinden ve kirlilik faktöründen oluşmaktadır. Buna göre toplam ısı geçiş katsayısı aşağıdaki denklemler yardımıyla hesaplanır.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_c A_c} = \frac{1}{U_h A_h}$$

$$= \frac{1}{(\eta_0 hA)_c} + \frac{R''_{f,c}}{(\eta_0 A)_c} + R_w + \frac{R''_{f,h}}{(\eta_0 A)_h} + \frac{1}{(\eta_0 hA)_h} \qquad \textbf{(3.1)}$$

Çizelge 3.1 : Çeşitli akışkan çiftlerinde kirlilik faktörleri [3]

Akışkan	$R_f\,(m^2K/W)$
Deniz suyu ve hazırlanmış kazan besleme suyu (50° C altında)	0.0001
Deniz suyu ve hazırlanmış kazan besleme suyu (50° C yukarısında)	0.0002
Nehir suyu (50° C altında)	0.0002-0.001
Fuel oil	0.0009
Soğutucu akışkanlar	0.0002
Su buharı (yağ içermeyen)	0.0001

Isı geçişini hesaplamak için yüzey etkenliğinden faydalanılır.

$$q = \eta x h x A x \Delta T \qquad \textbf{(3.2)}$$

$$\eta_0 = \frac{(1-A_f)(1-\eta_f)}{A} \qquad \textbf{(3.3)}$$

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

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

A : kanat yüzey alanı

A_f : tek bir kanat yüzey alanı

η_f : tek bir kanat etkenliği

t : kanat kalınlığı

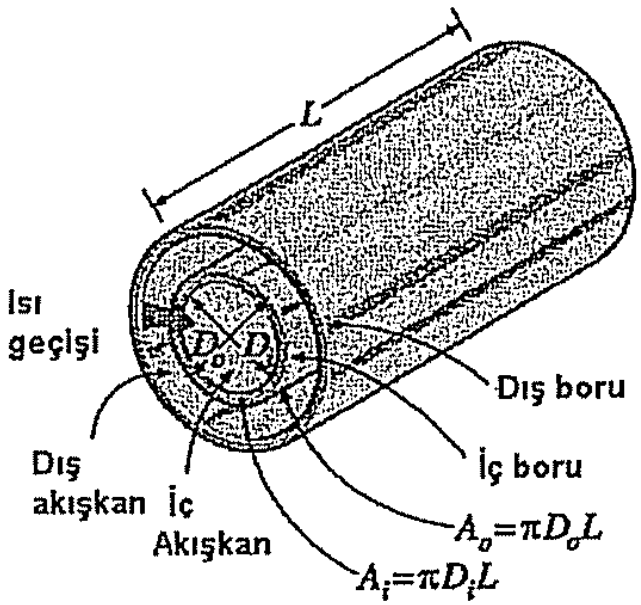
L : kanat uzunluğu

Çizelge 3.2 : Bazı akışkan çiftlerinde yaklaşık U ısı geçiş katsayıları [3]

Akışkan Çifti	$U(W/m^2K)$
Su/su	850-1700
Su/yağ	110-350
Su buharı yoğuşması (su borular içinde)	1000-6000
Amonyak youşması (su borular içinde)	800-1400
Alkol youşması (su borular içinde)	250-700
Kanatlı borulu ısı değiştirici (su borular içinde, hava kanatlı borulara dik akış)	25-50

Genellikle bir taraftaki ısı taşınım katsayısı diğer tarafa göre çok daha küçük olup, toplam ısı geçiş katsayısının belirenmesinde en büyük etkendir, dolayısıyla cidar kalınlığının ince ve ısı iletim katsayısının büyük olduğu durumlarda cidar iletim terimi ihmal edilebilir.

İki akışkanın olduğu bir ortamda, akışkanlardan biri gaz, diğeri kaynamaya ya da yoğuşmaya bırakılmış sıvı-buhar karışımı olsun, gaz tarafının ısı taşınım katsayısı sıvı-buhar karışımına göre çok daha küçüktür. Gaz tarafına kanatlar eklenerek yüzey alanı arttırılır ve böylece ısı taşınım katsayısı büyümüş olur.



Şekil 3.2 : Kanatsız borulu ısı değiştiricisi [4]

Şekildeki kanatsız borulu ısı değiştiricileri için, toplam ısı geçiş katsayısı, sıcak ve soğuk akışkanların ısı taşınım katsayıları, kirlilik faktörleri, ve geometrik parametreleri göz önünde bulundurmak kaydıyla aşağıdaki denklemle hesaplanabilir.

$$\frac{1}{UA}=\frac{1}{U_i A_i}=\frac{1}{U_o A_o}$$

$$=\frac{1}{h_i A_i}+\frac{R''_{f,i}}{A_i}+\frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi kL}+\frac{R''_{f,o}}{A_o}+\frac{1}{h_o A_o} \qquad \textbf{(3.6)}$$

3.2 Ortalama Logaritmik Sıcaklık Farkının Kullanılması

Ortalama logaritmik sıcaklık farkı metodunda önce logaritmik sıcaklık farkı bulunur, gerektiği takdirde akışın şekline bağlı bir F düzeltme faktörü hesaplanır. Bundan sonra toplam ısı transfer katsayısı ve yüzey alanı hesaplanır, hesaplanan bu değerler kullanılarak q toplam ısı geçiş değeri elde edilir.

Isı değiştiriciden çevreye ısı kaybı olmadığı takdirde, akışkanlar arasındaki toplam ısı geçişi q değerini verir. Potansiyel ve kinetik enerjiler ihmal edilirse, enerjinn korunumu yasasına göre aşağıdaki bağıntılara ulaşılır.

$$q = \dot{m}_h h(i_{h,i} - i_{h,o})$$
$$q = \dot{m}_c h(i_{c,i} - i_{c,o}) \quad \textbf{(3.7)}$$

Bu bağıntılarda;

i : akışkan entalpisi

h: sıcak akışkanın alt indisi

c: soğuk akışkanın alt indisi

i: giriş koşullarının alt indisi

o: çıkış koşulları alt indisi

Akışkanların özgül ısıları sabit kabul edilirse ve faz değişimine uğramazlarsa, aşağıdaki denkleme ulaşılır.

$$q = \dot{m}_h c_{p,h}(T_{h,i} - T_{h,o})$$
$$q = \dot{m}_c c_{p,c}(T_{c,i} - T_{c,o}) \quad \textbf{(3.8)}$$

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

$$\Delta T_{\text{lm}} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad \textbf{(3.9)}$$

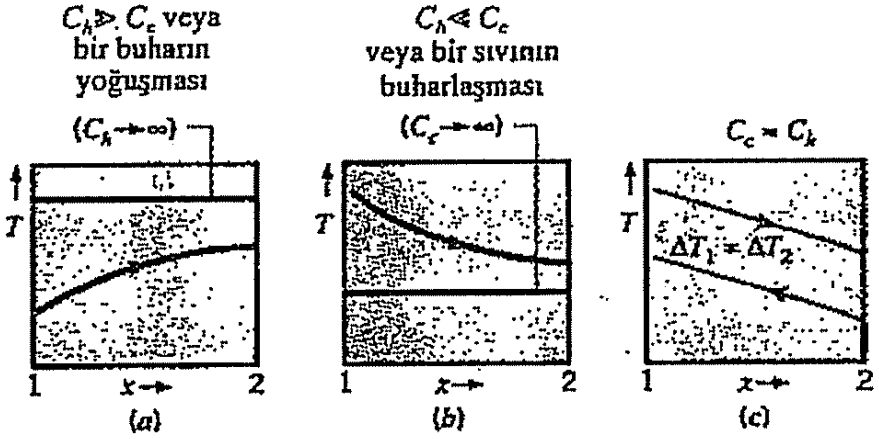
Giriş ve çıkış sıcaklıklarının aynı olduğu durumda, paralel akıştaki logaritmik sıcaklık farkı, ters akıştakinden daha küçüktür. Buna göre belirli bir ısı geçişi q ve aynı U toplam ısı geçiş katsayısı için paralel akışa sahip ısı değiştiricisindeki ısı geçiş alanı, ters akışlıdakine göre daha büyüktür.

Bununla beraber ters akışlı düzenlemede, ısı değiştiricisinden çıkan akışkanlarda, soğuk akışkanın çıkış sıcaklığı, sıcak akışkanın çıkış sıcaklığından fazla olabilir, böyle bir durum paralel akışlı ısı değiştiricilerde söz konusu değildir.

3.3 Özel Çalışma Koşulları

Şekil 3.3'e bakıldığında, (a)'da, sıcaklık dağılımı, sıcak akışkanın ısıl kapasite debisinin, soğuk akışkanınkine göre çok daha büyük olması durumuna göre düzenlenmiştir. Buna göre, sıcak akışkanın sıcaklığında önemli bir değişiklik gözlenmezken, soğuk akışkanınki artmaktadır. Benzer bir durum sıcak akışkanın yoğuşması sırasında da söz konusudur. Yoğuşma sabit sıcaklıkta gerçekleşir ve bu sırada ısıl kapasite debisi sonsuz alınabilir. Buharlaşma sırasında da aynı durum soğuk akışkan için geçerlidir, faz değişimi sırasında sıcaklık yaklaşık olarak sabittir

ve akışkanın ısıl kapasite debisi sonsuz alınır. Fazlar arasında geçiş olmaksızın, sıcak akışkanın ısıl kapasite debisi, soğuk akışkanınkine göre çok büyük olduğu takdirde, aynı durum gözlenir.



Şekil 3.3 : Isı değiştiricilerinde özel çalışma koşulları [3]

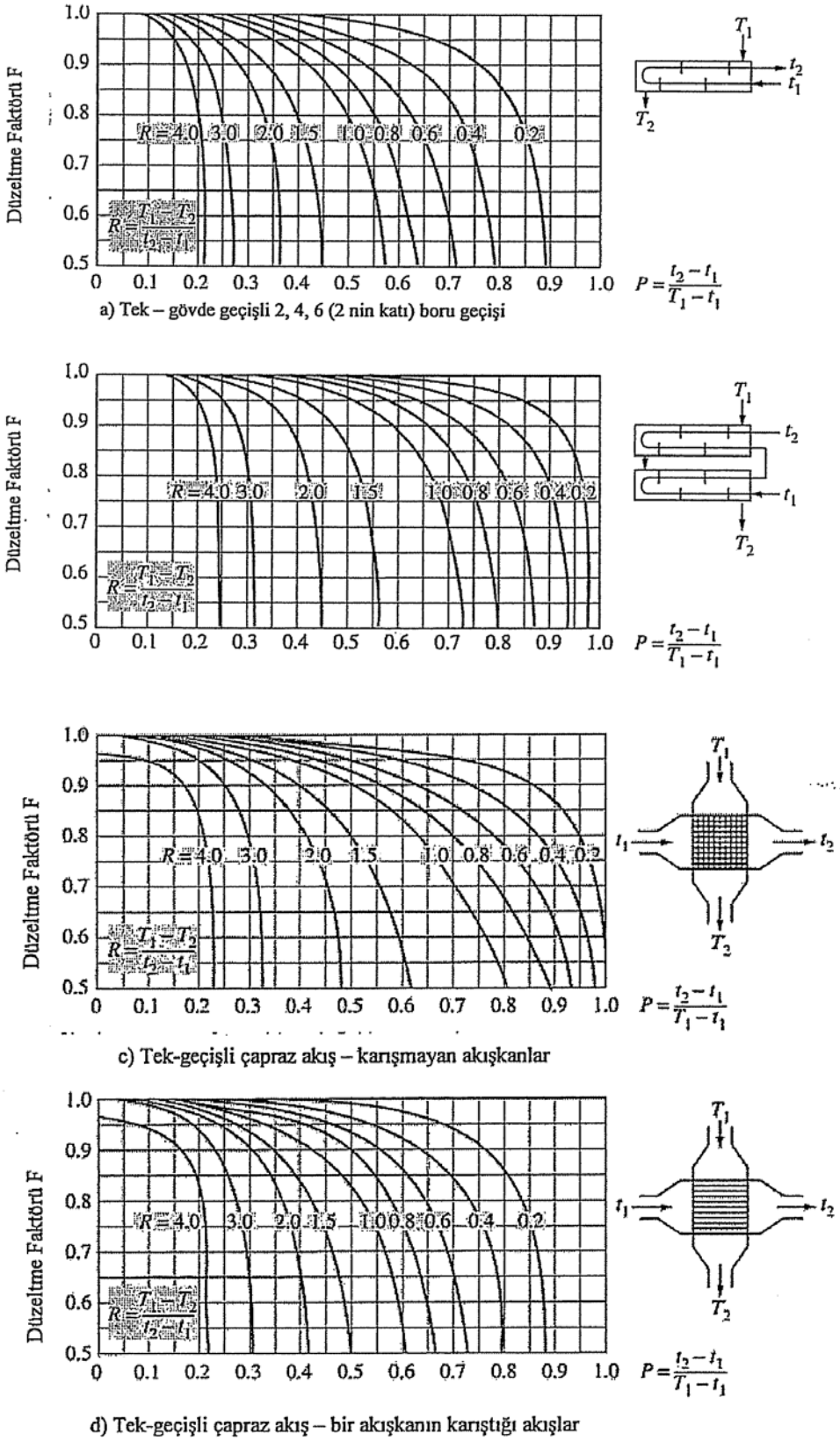
Yoğuşma ve buharlaşma hallerinde, ısı geçişi Denklem 3.7 ile bulunur. Çok geçişli ve ters akışlı ısı değiştiricilerinde akışlar çok karmaşık olabilir, bu durumda ortalama logaritmik sıcaklık farkı kulanılır,

$$\Delta T_{lm} = F \Delta T_{lm,CF} \qquad \textbf{(3.10)}$$

Denklem 3.10'daki düzeltme yapılırsa,

$$q = UA\Delta T_{\text{lm}} \qquad \textbf{(3.11)}$$

denklemine ulaşılır. Karmaşık akışlı ısı değiştiricileri için, F düzetme katsayısıyla ilgili birçok veri bulunmuş ve grafiksel olarak tanımlanmıştır. Şekil 3.4'te çeşitli ısı değiştiricileri için F düzeltme faktörü tabloları görülmektedir. Tablolardaki T ve t notasyonları akışkan sıcaklıklarını göstermektedir, t notasyonu her zaman boru içinden akan akışkanın sıcaklığıyla ilintilidir. Gövde ya da boru içinden akan akışkanın sıcak veya soğuk olması bir önem teşkil etmez. P ya da R değeri 0 ise veya akışkanlardan birinin sıcaklık değişiminin ihmal edilebilecek bir seviyede olması durumunda, F=1 değerine ulaşılır ve bu durum grafiklerde gösterilmelidir. Böyle bir durumda, ısı değiştiricisi düzenlemesinden bağımsız hareket eder. Akışkanlardan birinin faz değiştirdiği kaynama ve yoğuşma olayları bu duruma örnek gösterilebilir.



Şekil 3.4 : Çeşitli ısı değiştirici tipleri için F düzeltme faktörleri [2]

3.4 ε-NTU Metodu

Isı değiştiricilerinde giriş ve çıkış sıcaklıklarının bilinmesi ya da enerji korunumundan hesaplanabildikeri durumlarda, ortalama logaritmik sıcaklık farkı (LMTD) yöntemi çözümlemeleri kolaylaştırır. Akışkanların sadece giriş sıcaklıklarının bilindiği durumlarda ΔT_{lm} değerinin hesaplanabilmesi için deneme-yanılma yoluna başvurulmalıdır. Böyle durumlar için, etkenlik-NTU aıdyla farklı bir yönteme başvurulmalıdır.

Bir ısı değiştiricisinde, gerçekleşebilecek maksimum ısı geçişi q_{max} belirlendikten sonra, ısı değiştiricisi için etkenlik tanımı yapılabilir. Gerçekleşebilecek en büyük ısı geçişi q_{max}, uzunluğu sonsuz olan ters akışlı bir ısı değiştiricisindeki ısı geçişi olarak tayin edilir. Buna uygun bir ısı değiştiricisinde, mümkün olan en yüksek sıcaklık farkı gözlemlenecektir. $C_c < C_h$ olduğu durumda,

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

denkelmine ulaşılır. $C_h < C_c$ olduğu durumda, sıcak akışkandaki sıcakık değişimi çok daha fazla olacaktır ve yaklaşık olarak soğuk akışkanın giriş sıcaklığına soğuyacaktır.

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

Elde edilen denklemlerden, şöye bir sonuca,

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

varılabilir. Sonuç denklemindeki C_{min} değerine karşılık gelen ısıl kapasite debisi, C_c ve C_h değerlerinden küçük olana eşit alınır. Denkem 3.14 kullanılarak oluşabilecek en büyük ısı geçişi hesaplanır. Isı dğiştiricisinde gerçekleşen ısı geçişinin, oluşabilecek maksimum ısı geçişine oranı, ε etkenlik olarak belirtilir.

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

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

Veya,

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

denklemleri yazılabilir. Etkenlik değeri daima $0 < \varepsilon < 1$aralığında değişir ve boyutsuzdur. Isı değiştiricisindeki gerçek ısı geçiş miktarı, etkenliğin ve akışkanların giriş ve çıkış sıcaklıklarının bilindiği durumlarda aşağıdaki denkemle hesaplanabilir.

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

Herhangi bir ısı değiştiricisi için;

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

denkeminden ε değeri hesaplanabilir. Denklemdeki $C_{\min}/C_{\max}$ değeri, akışkanların ısıl kapasite debilerine göre, sıcak akışkanınkinin, soğuk akışkanınkine C_h/C_c ya da soğuk akışkanınkinin, sıcak akışkanınkine C_c/C_h oranlanmasıyla elde edilebilir. NTU değeri ısı değiştiricilerin çözümlenmesinde büyük kolaylık sağlamaktadır,

$$NTU \equiv \frac{UA}{C_{\min}} \quad \textbf{(3.20)}$$

ve yukarıdaki şekilde tanımlanan boyutsuz bir değişkendir.

Çizelge 3.3'te farklı türdeki ısı değiştiricileri için, $C_r = C_{\min}/C_{\max}$ ısıl kapasite debi oranları gösterilmiştir.

Çizelge 3.3 : Isı değiştiricilerinde etkenlik bağıntıları [3]

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)	$\varepsilon_1 = 2\left\{1+C_r+(1+C_r^2)^{1/2} \times \dfrac{1+\exp\left[-\mathrm{NTU}(1+C_r^2)^{1/2}\right]}{1-\exp\left[-\mathrm{NTU}(1+C_r^2)^{1/2}\right]}\right\}^{-1}$
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)	$\varepsilon = 1-\exp\left(-C_r^{-1}\{1-\exp[-C_r(\mathrm{NTU})]\}\right)$
Tüm ısı değiştiricileri ($C_r = 0$)	$\varepsilon = 1-\exp(-\mathrm{NTU})$

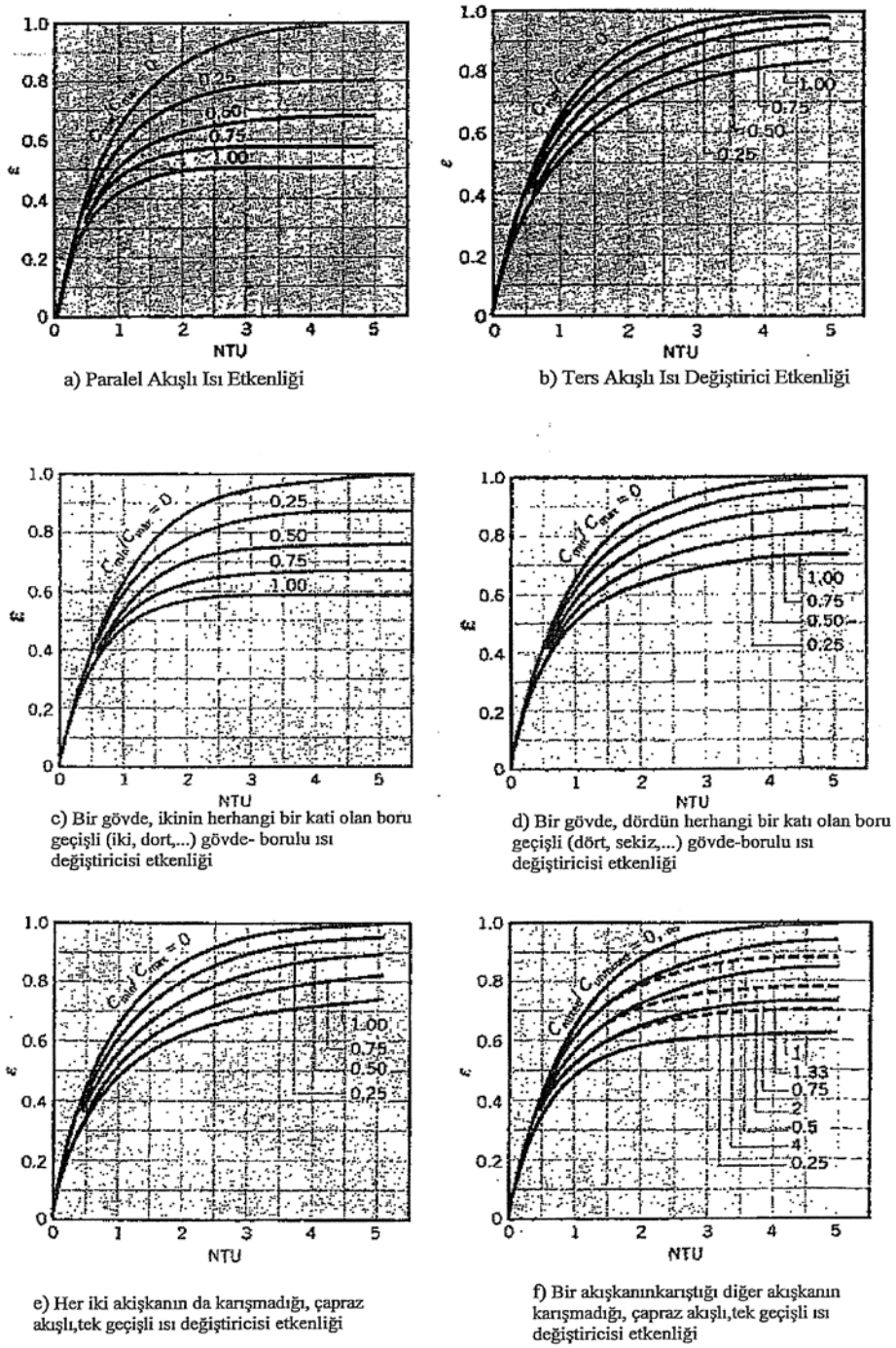
Çizelge 3.4 : Isı değiştiricilerinde NTU bağıntıları [3]

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

Isı değiştiricilerinin çözümlemelerinde iki ana yöntem geliştirilmiştir; ortalama logaritmik sıcaklık farkı yöntemi LMTD ve geçiş birim sayısı NTU yöntemleri problemerin çözümlerinde aynı sonuçları verir. Problemlerin verilerine göre hangi yöntem daha kolay uygulanacaksa, o seçilir ve çözüme ulaşılır.

LMTD yönteminin kullanılabilmesi için ΔT_{lm}'nin hesaplanabiliyor olması gerekmektedir, akışkanların giriş ve çıkış sıcaklıkları bilindiği takdirde ΔT_{lm} Denklem 3.9 ve 3.11 kullanılarak hesaplanabilir. Bu verilerin bilindiği problemler, ısı değiştiricisi tasarım problemleridir. Bu sınıftaki problemlerde genellikle akışkanların giriş sıcaklıklarının ve debilerinin bilinmesinin yanında akışkanlardan birinin istenen çıkış sıcaklığı da verilir. Problemin çözümünde tasarıma uygun olacak ısı değiştiricisi türü seçilir ve diğer akışkanın çıkış sıcaklığını sağlayacak yüzey alanı ve ısı değiştiricisi büyüklüğüne karar verilir.

Problemlerin bazılarında, akışkanların debileri ve giriş sıcaklıkları ile ısı değiştiricisinin türü bellidir ve çıkış sıcaklıkları ile ısı geçişinin büyüklüğünün bulunması istenmektedir. Böyle probemler ortalama logaritmik sıcaklık farkı yöntemiyle çözülebilirler fakat deneme-yanılma yöntemine başvurulması gerektiğinden, çözümleri uzun zaman alır. Bu tarz problemler performans hesabı olarak ele alınıp, NTU yöntemine göre çözülmelidir. Isı değiştiricinin özellikleri ve akışkan debileri veriliyor ise, NTU ve $\left(C_{min} / C_{max} \right)$ oranları hesaplanabilir, hesaplanan değerlere uygun diyagramlar ve denklemler kullanılarak, etkenlik oranı ε bulunabilir. Gerekli denklemlerden q_{max} değeri hesaplanarak, bu değerin daha önceden bulunmuş ε değeriyle çarpılması sonucu gerçekleşmiş ısı geçişine ulaşılabilir. Elde edilen bu verileri Denklem 3.8'e koyarak akışkanların çıkış sıcaklıkları hesaplanabilir.



Şekil 3.5 : Çeşitli ısı değiştirici tipleri için etkenlik değerleri [3]

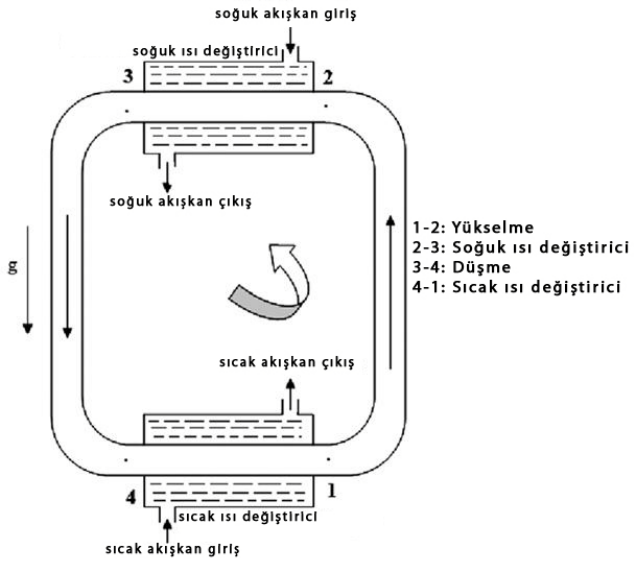
4. DOĞAL SİRKÜLASYONLU ÇEVRİM

4.1 Giriş

Doğal Sirkülasyonlu Çevrim, iki ısı değiştiriciden oluşan bir sistemdir. Isı değiştiricileri dikey bir düzlem üzerine yerleştirilmiş olup, akışkanı ısıtan ısı değiştiricisi sistemin alt tarafında, akışkanı soğutan ısı değiştiricisi ise sistemin üst tarafında yer almaktadır. Çevrim içindeki akışkana ısı verildiği zaman, akışkan ısınacak ve yoğunluğu azalacaktır. Yoğunluğu az olan akışkan; üstteki soğuk ısı değiştiricisine hareket edecektir. Soğuyan akışkanın yoğunluğu artmış olacak ve aşağıda bulunan sıcak ısı değiştiricisine hareket edecektir. Doğal sirkülasyon sıcaklık değişmesine bağlı bu yoğunluk farklılığından ve bu yoğunluk farkının ortaya çıkardığı basınç farkından oluşur. Doğal sirkülasyonda akışkan sürekli olarak iki ısı değiştiricisinden geçecek şekilde bir çevrim yapacaktır. Isı değiştiriciler arasındaki kot farkı ve ısı değiştiricilerin uzunlukları sistemde dolaşan akışkanın debisini değiştirecektir.

4.2 Sistemin Tanıtılması

Bu analizde, Şekil 4.1'de gösterildiği gibi iki paralel akışlı ısı değiştiricili, doğal taşınımın gerçekleştiği bir sistem ele alınmıştır. Sistem dört bölümden oluşur: yükselme (1-2), soğuk ısı değiştirici (2-3), düşme (3-4) ve sıcak ısı değiştirici (4-1). Sistemdeki akışkan aşağıda sıcak ısı değiştiricinin içinden geçen sıcak su tarafından ısıtılır ve yukarıda soğuk ısı değiştiricinin içinden geçen soğuk su tarafından soğutulur.



Şekil 4.1 : Doğal sirkülasyonlu çevrimin şematik diyagramı [5]

Oklarla gösterildiği gibi ikincil sıvının (CO_2) sirkülasyonda dönüş yönü saatin tersi yönündedir. Bu ikincil sıvının akışı kaldırma kuvveti etkisi altında gerçekleştiği için sıcak ısı değiştirici her zaman soğuk ısı değiştiricinin mümkün olduğunca aşağısında bir kotta olmalıdır. Doğal sirkülasyon için zorunluluk teşkil eden tek şart bu olarak değerlendirilebilir.

Bu analizde aşağıdaki kabuller yapılmıştır:

a- İç (CO_2) ve dış (su) sıvılar tek fazdadır.

b- Sistem kararlı haldedir.

c- Sıvılar iyi karışmış olduğu için boru kesitlerinde hız ve sıcaklık dağılımları göz ardı edilmiştir.

d- Dirsek ve bağlantı elemanlarına bağlı basınç kayıpları göz ardı edilmiştir.

e- Çıkış ve iniş boruları mükemmel izolasyona sahiptir.

f- Enerji denkleminde viskoz dağılım etkisi göz ardı edilmiştir.

g- Dış sıvının sıcak ve soğuk özellikleri ortalama sıcaklığa göre hesaplanmıştır.

h- Isıtma ve soğutma için çift tüplü, paralel akışlı ısı değiştiriciler kullanılmıştır.

i- İki ısı değiştiricide de kirlenme etkisi göz ardı edilmiştir.

4.3 Kütle Korunumu

$$\dot{m} = GA \qquad \textbf{(4.1)}$$

Burada G ve A kütle akısı ve borunun herhangi bir noktadaki alanıdır.

4.4 Momentum Denklemi

Bu sistemde, önceden bahsedilen kabullere bağlı olarak akışkan elemanına etkiyen kuvvetler eşitlenerek tek boyutlu bir momentum denklemi elde edilebilir. Bütün değişkenler boru hattı boyunca giden bir 's' ekseni üzerinde düşünülecektir. Temel momentum denklemi değiştirilir ve boru hattının her noktasındaki basınç gradyenleri çıkartılırsa aşağıdaki denklem elde edilir:

$$\frac{\partial u}{\partial s} = -\frac{\partial p}{\partial s} - \rho g - \frac{2}{d} f_c \rho u^2 \qquad \textbf{(4.2)}$$

Denklem 4.2 akışkan yükselirken geçerlidir (yükselme kısmında). Düşüş kısmında akışkan aşağı doğru hareket ettiği için yerçekimi kuvveti hareket yönünde etkimektedir. Bu yüzden Denklem 4.2'deki ρ teriminin işareti değişecektir.Yerçekimine bağlı basınç etkileri ısı değiştiricilerde yatay konumda oldukları için göz ardı edilmiştir.

Kütle debisi "$\dot{m} = GA = \rho u A$ " olduğu için

$$u = \frac{G}{p} \qquad \textbf{(4.3)}$$

Akış hızı gradyeni '$\frac{\partial u}{\partial s}$' Denklem 4.3'ün diferansiyeli alınarak bulunabilir.

$$\frac{\partial u}{\partial s} = G\frac{\partial\left(\frac{1}{\rho}\right)}{\partial s} = G\frac{\partial \upsilon}{\partial p}\frac{\partial p}{\partial s} \qquad \textbf{(4.4)}$$

Burada ν karbon dioksidin özgül hacmidir.

Denklem 4.4'ü Denklem 4.2'de yerine koyarak yükselme kısmındaki basınç gradyenini bulabiliriz. Bu denklem 4.5'te gösterilmiştir.

$$\frac{\partial p}{\partial s} = -\frac{\rho g + \frac{2}{d_r} f_c \frac{G^2}{\rho}}{1 + G^2 \frac{\partial \upsilon}{\partial p}} \qquad \textbf{(4.5)}$$

Denklem 4.5'teki '$\frac{\partial \upsilon}{\partial p}$' terimi şöyle açılabilir:

$$\frac{\partial \upsilon}{\partial p} = \frac{\partial\left\{\frac{1}{\rho}\right\}}{\partial p} = -\frac{1}{\rho^2}\frac{\partial \rho}{\partial p} = -\frac{1}{\rho_c^2 \delta^2}\frac{\partial \rho}{\partial p} \qquad \textbf{(4.6)}$$

Eğer karbondioksit için basınç ve yoğunluk arasındaki ilişki biliniyorsa ‘$\frac{\partial \rho}{\partial p}$ ‘ hesaplanabilir. Span ve Wagner [6] indirgenmiş yoğunluk ‘δ ‘ ve indirgenmiş sıcaklığın ‘τ ‘ bir fonksiyonu olarak termodinamik özelikleri için korelasyonlar ve yeni bir hal denlemi sunmuşlardır. Denklem 4.7’de basınç korelasyonu verilmiştir:

$$\frac{p(\delta,\tau)}{\rho_c RT} = 1 + \delta\phi_\delta^{rd} \tag{4.7}$$

Denklem 4.7 kullanılarak indirgenmiş yoğunluk ‘δ ‘ ve indirgenmiş sıcaklığın ‘τ ‘ bir fonksiyonu olarak ‘$\frac{\partial \upsilon}{\partial p}$ ‘ elde edilebilir:

$$\frac{\partial \upsilon}{\partial p} = -\frac{1}{\rho_c^2 RT\left[\delta^2\left(1 + 2\delta\phi_\delta^{rd} + \delta^2\phi_{\delta\delta}^{rd}\right)\right]} \tag{4.8}$$

Denklem 4.5 ve Denklem 4.8 kullanılarak yükselme kısmındaki basınç gradyeni Denklem 4.9 yardımı ile bulunabilir:

$$\frac{\partial p}{\partial s} = \frac{\rho_c \delta g + \frac{2}{d_r} f_c \frac{G_r^2}{\rho_c \delta}}{1 - \frac{G_r^2}{\rho_c^2 RT\left[\delta^2\left(1 + 2\delta\phi_\delta^{rd} + \delta^2\phi_{\delta\delta}^{rd}\right)\right]}} \tag{4.9}$$

Benzer bir prosedür kullanılarak yerçekimi biriminin işareti değiştirildiği takdirde düşme kısmındaki basınç gradyeni de elde edilebilir.

$$\frac{\partial p}{\partial s} = \frac{\rho_c \delta g - \frac{2}{d_d} f_c \frac{G_d^2}{\rho_c \delta}}{1 - \frac{G_d^2}{\rho_c^2 RT\left[\delta^2\left(1 + 2\delta\phi_\delta^{rd} + \delta^2\phi_{\delta\delta}^{rd}\right)\right]}} \tag{4.10}$$

Isı değiştirici kısımlarındaki basınç gradyeni Denklem 4.11’de verilmiştir.

$$\frac{\partial p}{\partial s} = \frac{-\frac{2}{d_{CHE/HHE}} f_c \frac{G_{CHE/HHE}^2}{\rho_c \delta}}{1 - \frac{G_{CHE/HHE}^2}{\rho_c^2 RT\left[\delta^2\left(1 + 2\delta\phi_\delta^{rd} + \delta^2\phi_{\delta\delta}^{rd}\right)\right]}} \tag{4.11}$$

Burada CHE ve HHE indisleri soğuk ve sıcak ısı değiştiricileri temsil etmektedir.

4.5 Enerjinin Korunumu

Momentum denklemi gibi enerji denklemi de sistemin her kısmı için ayrı olarak çıkartılmıştır.

Yükselme ve düşme:

$$\frac{\partial Q}{\partial s} = \dot{m}\left(\frac{\partial h}{\partial s} + \frac{\partial}{\partial s}\left(\frac{u^2}{2}\right) + gds\right) \quad \textbf{(4.12)}$$

Burada '$\frac{\partial Q}{\partial s}$' karbondioksite yükselme ve düşme kısımlarında eklenen ve alınan ısıyı göstermektedir. Hem yükselme hem düşme borularının mükemmel izolasyonlu olduğu kabulüne göre '$\frac{\partial Q}{\partial s} = 0$' olmalıdır. Bundan sonra Denklem 4.12 entalpi gradyeni terimleriyle gösterilebilir:

$$\frac{\partial h}{\partial s} = -\frac{G^2}{\rho}\left(\frac{\partial \upsilon}{\partial p}\frac{\partial p}{\partial s}\right) - gsd \quad \textbf{(4.13)}$$

Burada '$\frac{\partial \upsilon}{\partial p}$' Denklem 4.8'den ve '$\frac{\partial p}{\partial s}$' Denklem 4.9 ve Denklem 4.10'dan elde edilebilir.

Sıcak Isı Değiştirici: Sıcak ısı değiştirici için sirkülasyon akışkanının (CO_2) ve sıcak dış akışkanın (su) sıcaklık değişim terimleri aşağıdaki şekilde elde edilebilir: [5]

$$\dot{m}c_{p_{CO_2}}\frac{\partial T}{\partial s} + \frac{\left(UA_{sa}\right)_{HHE}}{L_{HHE}}\left(T - T_h\right) = 0 \quad \textbf{(4.14)}$$

$$\dot{m}c_{p_h}\frac{\partial T_h}{\partial s} + \frac{\left(UA_{sa}\right)_{HHE}}{L_{HHE}}\left(T_h - T\right) = 0 \quad \textbf{(4.15)}$$

Burada T_h sıcak ısı değiştiricisindeki sıcak akışkan sıcaklığıdır, C_{p_h}'ta ısı değiştirisindeki sıcak akışkanın özgül ısısıdır. $C_{p_{CO_2}}$ ısı değiştiricisinden geçen akışkanın özgül ısı değeridir. A_{sa} yüzey alanıdır.

Soğuk ısı değiştirici: Soğuk ısı değiştirici için sirkülasyon akışkanı ve soğuk ikincil akışkan için sıcaklık değişimi bağıntısı aşağıdaki şekilde elde edilebilir:

$$\dot{m}c_{p_{CO_2}}\frac{\partial T}{\partial s} + \frac{\left(UA_{sa}\right)_{CHE}}{L_{CHE}}\left(T - T_{CO}\right) = 0 \quad \textbf{(4.16)}$$

$$\dot{m}_{CO}c_{p_{CO}}\frac{\partial T_{CO}}{\partial s} + \frac{\left(UA_{sa}\right)_{CHE}}{L_{CHE}}\left(T_{CO} - T\right) = 0 \quad \textbf{(4.17)}$$

Burada T_{CO} ve $c_{p_{CO}}$ soğuk ısı değiştiricideki soğuk akışkanın sıcaklığı ve özgül ısısıdır.

4.6 Isı Transferi ve Sürtünme Katsayısı İlişkisi

- Dış sıvı (su) tarafında

Laminar akış için ($\mathrm{Re} \le 2300$) ve sabit sıcaklık sınır şartlarında Stephan korelasyonu [7] boşluktaki ısı transferi katsayısını bulmak için kullanılabilir. Bu korelasyon aşağıdaki şekilde elde edilir:

$$Nu = Nu_{\infty} + \left[1 + 0.14\left(\frac{d_{out}}{d_{in}}\right)^{-1/2}\right] \frac{0.19\left(Pe \cdot d_{hy}/L\right)^{0.8}}{1 + 0.117\left(Pe \cdot d_{hy}/L\right)^{0.467}} \qquad \textbf{(4.18)}$$

Burada ' $Nu_{\infty} = 3.66 + 1.2\left(\frac{d_{out}}{d_{in}}\right)^{-1/2}$ ' tam gelişmiş akış için Nusselt sayısıdır. Pe Peclet sayısıdır ve d_{hy} hidrolik çaptır. d_{out} iç tübün dış çapıdır ve d_{in} dış tübün iç çapıdır.

- Sirkülasyon akışkanı (CO_2) tarafında

Shah [8] tarafından önerilen, laminer akış için ($\mathrm{Re} \le 2300$) Nusselt sayısı sabit sıcaklık sınır şartına uygun olarak Nu=3.66 olarak alınabilir.

Türbülanslı akış için (Re>2300) hem CO_2 hem su için ısı transferi katsayısı Gnielinski modifikasyonu uygulanmış Pethukov korelasyonu [9] kullanılabilir.

$$Nu = \frac{\left(f_c/2\right)\left(\mathrm{Re} - 1000\right)\mathrm{Pr}}{1 + 12.7\left(f_c/2\right)^{1/2}\left(\mathrm{Pr}^{2/3} - 1\right)} \qquad \textbf{(4.19)}$$

Laminer bölge için sürtünme faktörü $f_c=(16/\mathrm{Re})$ ve türbülanslı bölge için $f_c=(1.58\ln\mathrm{Re}-3.28)^{-2}$ olarak alınabilir.

4.7 Tahmini Değerler için Analitik Yaklaşımlar

Kararlı halde bir doğal sirkülasyon için kaldırma ve sürtünme kuvvetleri eşitlendiğinde hacimsel debi şu denkleme eşit olmaktadır.

$$V = \left(\frac{2\beta z q}{\rho c_p Y} \right)^{1/3} \quad \textbf{(4.20)}$$

Burada Y genel direnç parametresidir ve ‘ $Y = 4\frac{L_t}{d \cdot A^2} f_c$ ‘ şeklinde tanımlanmaktadır ve z de sirkülasyon yüksekliğidir. Benzer şekilde ısı kaynağı veya ısı düşüşü boyunca ikincil akışkanın sıcaklık yükselmesi/düşmesi (ΔT) şu şekilde gösterilebilir [10]:

$$\Delta T = \left(\frac{q}{\rho c_p} \right)^{2/3} \left(\frac{Y}{2g\beta z} \right)^{1/3} \quad \textbf{(4.21)}$$

Yukarıdaki analitik denklemler doğal sirkülasyonun kararlı halini anlamak için kaba yaklaşımlar sağlamaktadır. Fakat bu yaklaşımlar simetrik bir sirkülasyonun ısı kaynak ve kaybında lineer sıcaklık dağılımına sahip olduğu durumlar için çıkartılmıştır. Aynı zamanda ısı kaynağı ve kaybı olarak rol alan ısı değiştiricilerinin özelliklerini göz önüne almamaktadırlar. Bu yüzden sistemin asıl dizaynı ve simülasyonu için daha detaylı bir yaklaşım kullanılması yerinde olacaktır.

Denklem 4.20’den aynı güç girişi, boru uzunluğu, boru yüksekliği ve sıcaklık farkı için boru çapı akışkan viskozitesi, yoğunluk, spesifik sıcaklık ve genleşme katsayısının bir fonksiyonu olarak yazılabilir:

$$d = f\{\mu, \rho, c, \beta\} \quad \textbf{(4.22)}$$

Denklem 4.20’deki türbülanslı sürtünme faktörü için daha basit olan Blasius korelasyonu kullanılırsa, değişik akışkanları karşılaştırmak için çap oranına bağlı bir denklem elde edilebilir. Bu sonuç Denklem 4.23’te su ve CO_2’nin sirkulasyonu akışkanı olarak karşılaştırılması sırasında elde edilir.

$$\frac{d_{H_2O}}{d_{CO_2}} = \left(\frac{\mu_{H_2O}}{\mu_{CO_2}} \right)^{1/19} \left(\frac{\rho_{CO_2}}{\rho_{H_2O}} \right)^{8/19} \left(\frac{c_{p_{CO_2}}}{c_{p_{H_2O}}} \right)^{7/19} \left(\frac{\beta_{CO_2}}{\beta_{H_2O}} \right)^{4/19} \quad \textbf{(4.23)}$$

5. DOĞAL SİRKÜLASYONLU ÇEVRİM HESAPLAMA PROGRAMI

5.1 Giriş

Çözümde doğal sirkülaslasyonlu çevrimde, sistemde bulunan akışkanın hangi sıcaklık aralığında çalıştığını, kütlesel debisinin ne kadar olduğunu ve sıcak ısıl sıhadan ne kadar ısı çekebildiğini belirleyen bir program yazılmıştır.

Doğal sirkülasyonlu çevrimin hesaplanabilmesi için ilk önce sistemin geometrisi belirlenmelidir. Sistemin geometrisini, sistemde kullanılan ısı değiştiricilerinin tipleri, ısı değiştiricileri arasındaki kot farkı, ısı değiştiricilerinin uzunluğu, çevrimde ve ısı değiştiricilerinde kullanılan boruların malzemesi, malzemenin iletkenliği ve boru çapları belirler. Sistemin geometrisi haricindeki girdiler, sistemin çalışma basıncı, sıcak akışkan giriş sıcaklığı, soğuk akışkan giriş sıcaklığıdır. Sıcak ve soğuk akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıkları ve sistem basıncı sirkülasyon akışkanının (CO_2) ve suyun sıvı fazında olacağı şekilde seçilmelidir. Gerekli hesaplamalar buna uygun olarak yapılmıştır. Sistemin kütlesel debisi, sistemdeki sıcaklıklar ve sistemin hangi basınç değerinde çalıştığı bilinmediğinden, çözüm için bu veriler tahmini değer olarak girilmelidir. Isı transferi arasında akışkanın aynı fazda kalması için basınç değerleri o sıcaklık aralığı için CO_2'nin doyma basıncı değerlerinden yüksek olmalıdır.

Bu programda, yükselme girişindeki sıcaklık değeri, sistemin kütlesel debisi ve sistemin yükselme girişindeki basınç değeri tahmini olarak girilmiştir. Program aracılığıyla, iterasyonlar sonucunda sistemi gerçekleştiren sıcaklık, basınç değerleri ve kütlesel debi hesaplanmıştır.

5.2 Programda Kullanılan Hesaplar

Sistemde hesaplamalar dört bölüm için ayrı ayrı yapılmıştır. Sirkülasyon akışkanı CO_2'nin ve ısı değiştiricilerinde kullanılan suyun termodinamik özellikleri CoolPack programından elde edilmiştir ve program, akışkanla ilgili gereken termodinamik

özellikler bu tablolardan MATLAB programının alabileceği şekilde yazılmıştır. (Çizelge A.1, Çizelge A.2)

5.2.1 Yükselme bölümü

Yükselme bölümünde sirkülasyon akışkanının sıcaklığı sabit olarak kabul edilmiştir. Yükselme bölümü adyabatik olarak kabul edilmiştir. Sistemin basınç değişimi Denklem 4.9'a göre hesaplanmıştır.

5.2.2 Soğuk ısı değiştiricisi bölümü

Sirkülasyon akışkanının, soğuk ısı değiştiricisi giriş sıcaklığı; yükselme bölümü çıkış sıcaklığına eşit olarak kabul edilmiştir. Soğuk ısı değiştiricisinde sirkülasyon akışkanının çıkış sıcaklığı bilinmediğinden, ilk iterasyon için hesaplanmamış olduğundan termodinamik değerler ısı değiştiricisine sirkülasyon akışkanın giriş sıcaklığına göre belirlenerek hesaplarda kullanılmıştır. Giriş sıcaklığı bilindiğinden ve çıkış sıcaklıkları bilinmediğinden, ısı değiştiricisi hesaplarında ε-NTU yöntemi kullanılmıştır. Aynı durum soğuk akışkan için de geçerlidir. İlk iterasyondan sonra çıkış değerleri hesaplandığı için, önceki iterasyondaki sıcaklık değerleri yardımıyla ilerleyen hesaplarda ortalama sıcaklık değerleri bulunmuştur. Ortalama sıcaklık değerlerine göre belirlenen akışkanın termodinamik değerleri hesaplarda kullanılmıştır. Bu bölümdeki basınç gradyeni yerçekiminden değil, ısı değiştirici boyunca oluşan sürtünme kayıplarından oluşmaktadır. ε-NTU yönteminin kullanımı her tip ısı değiştiricisi için sistemde hesap yapılmasını sağlamaktadır.

5.2.3 Düşme bölümü

Düşme bölümünde sirkülasyon akışkanının sıcaklığı sabit olarak kabul edilmiştir. Düşme bölümü adyabatik olarak kabul edilmiştir. Sistemin basınç değişimi Denklem 4.13'e göre hesaplanmıştır.

5.2.4 Sıcak ısı değiştiricisi bölümü

Sirkülasyon akışkanının, sıcak ısı değiştiricisi giriş sıcaklığı; düşme bölümü çıkış sıcaklığına eşit olarak kabul edilmiştir. Sıcak ısı değiştiricisinden sirkülasyon akışkanının çıkış sıcaklığı bilinmediğinden, ilk iterasyon için hesaplanmamış olduğundan termodinamik değerler ısı değiştiricisine sirkülasyon akışkanın giriş sıcaklığına göre hesaplarda kullanılmıştır. Burdada, soğuk ısı değiştiricisinde olduğu

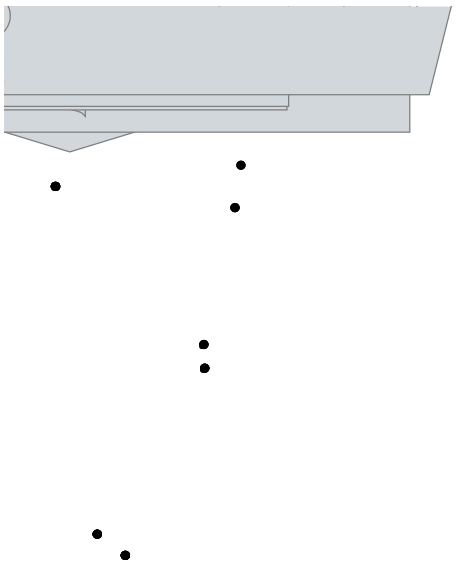
gibi giriş sıcaklığı bilindiğinden ve çıkış sıcaklıkları bilinmediğinden, ısı değiştiricisi hesaplarında ε-NTU yöntemi kullanılmıştır. Aynı durum sıcak akışkan için de geçerlidir. Soğuk ısı değiştiricisinde olduğu gibi ortalama sıcaklıkların kullanılabileceği iteratif bir yöntem uygulanmıştır.

5.3 Hesap Programının Algoritması ve Hesap Programı

Program girdileri girildikten sonra tahmini değerlere göre yeni sıcaklık ve debi değerleri hesaplanır. Yeni değerler hesaplanması birinci iterasyondur. İlerleyen iterasyonlarda ısı değiştiricisinin hesaplarının yapıldığı bölümlerde termodinamik özellikler için önceki iterasyonda hesaplanan değerler yardımıyla, ortalama sıcaklığa denk gelen termodinamikler kullanılmıştır. Sistemin algoritması Şekil 5.1 ve Şekil 5.2'de belirtilmiştir. Program, sistemin kararlı haldeyken çalıştığı kütlesel debi ve sıcaklık değerlerini hesaplar. Akışkanın yükselme bölümündeki giriş sıcaklık değeri ile iterasyon sonucunda hesaplanan yeni giriş sıcaklık değerini program kıyaslayarak, program iterasyonları devam ettirir. Program, bölümlerde ayrı ayrı basınç farkları değerlerini hesaplar. Bölümlerdeki basınç farklarının toplamı kararlı haldeyken sıfır olmalıdır. Kütlesel debi, bu esasa uygun olarak hesaplanmıştır. Kütlesel debi değerleri ısı transferi hesaplarını değiştireceğinden, yeni kütlesel debi değerleri ısı transferinde göz önüne alınmıştır. Sirkülasyon akışkanının (CO_2) ve ısı değiştiricilerinde bulunan sıcak ve soğuk suyun termodinamik özelliklerini saptamak için CoolPack programından elde edilen akışkanın termodinamik değerlerini gösteren tablolar kullanılmıştır. Hesaplar maksimum sıcak akışkan sıcaklığı olan 287 K olacak şekilde yapıldı ve hesaplar yapılırken sistem basıncı değeri CO_2'nin 287 K'da doyma basıncından daha yüksek bir değer sistem basıncı olarak alındı, böylece bütün sirkülasyon tek fazlı hale getirildi.

Sistem basıncı, CO_2'nin sıvı olduğu doyma basıncından yüksek bir değere göre seçilmiştir. CO_2'nin doyma basıncı sistemde oluşan basınç farklarına göre çok büyük bir değer olduğundan akış sıkıtırılamaz akış olarak kabul edilmiştir.($\frac{\partial \nu}{\partial p} \approx 0$)

Hesap programı, MATLAB programı kullanılarak yazılmıştır. Kullanılan kodlar EK.B'de yer almaktadır.



Şekil 5.1 : Tahmini verilerin işlenmesi için kullanılan algoritma

Şekil 5.2 : Doğal sirkülasyonlu çevrimin simülasyonu için kullanılan algoritma

6. SONUÇLAR

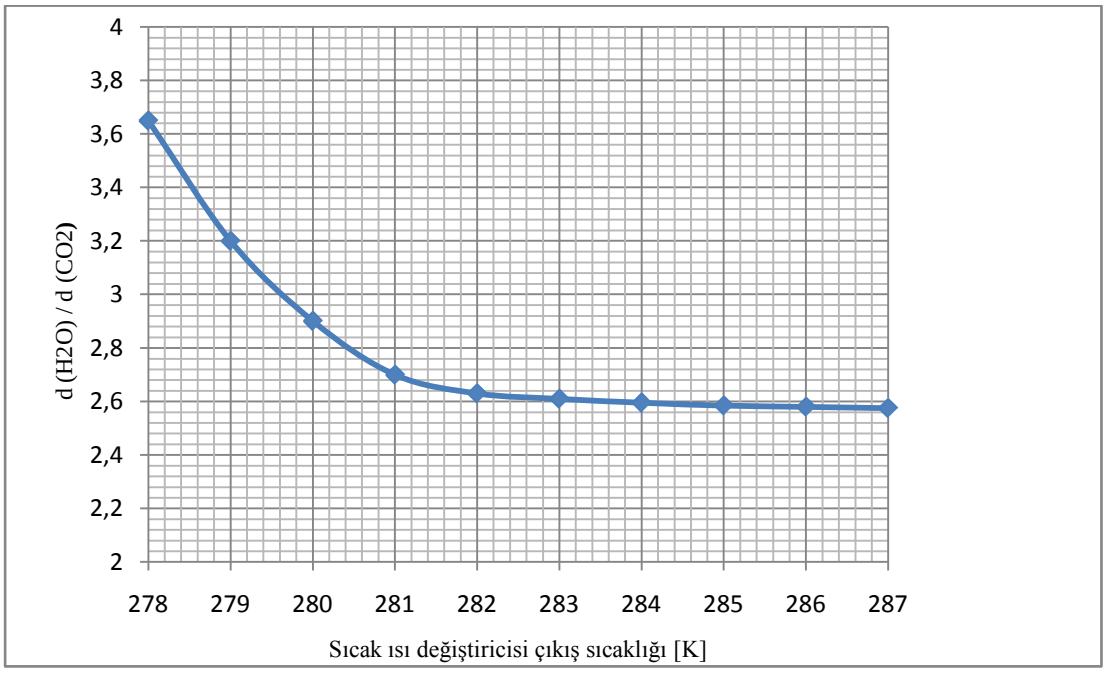
6.1 Sistemde Kullanılan Sirkülasyon Akışkanın Etkisi

CO_2 sirkülasyon sıvısı olarak kullanılmasının avantajını göstermek için daha geleneksel bir ikinci sıvı (ör. Su) ile gereken sistem boyutuna bağlı bir karşılaştırma yapılmıştır. Bu karşılaştırma sırasında gereken çap oranı (Denklem (4.23) kullanılarak) diğer bütün parametreler sabit tutulurken hesaplanmıştır. Sonuçlar yükselme girişindeki sıcaklığa bağlı olarak grafik haline getirilmiştir ve türbülanslı akış durumu için Şekil. 6.1'de görülebilir. Bu grafik incelendiğinde aynı sıcak ısı değiştiricisi çıkış sıcaklığında su kullanılan sistemdeki çapın karbondioksit kullanılan sistemdeki çaptan üç kat daha büyük olduğu gözükmektedir. Bunun sebebi CO_2'nin suya kıyasla çok daha çok daha düşük bir viskoziteye sahip olmasıyla açıklanabilir. Böylece CO_2 kullanarak çok daha ufak bir sistem elde edilebilir, fakat sistem basıncının daha yüksek olması gerekecektir.

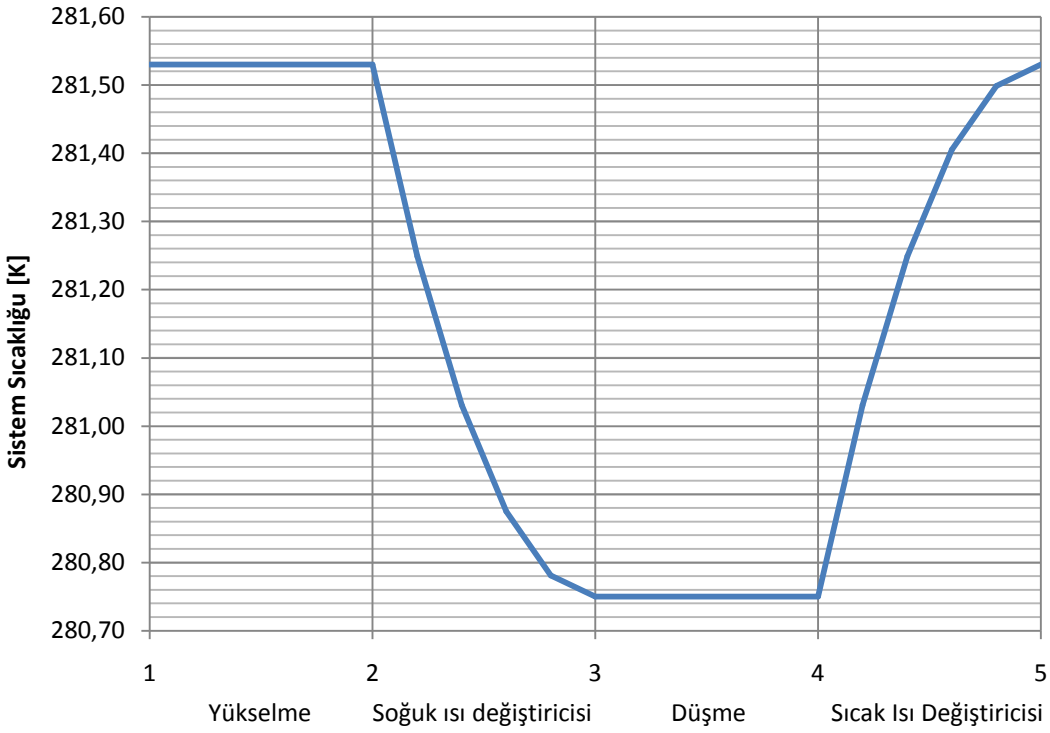
Sirkülasyon sıvısının (CO_2) dolaşım boyunca sıcaklık ve basınç değerlerinin değişimi Şekil 6.2 ve Şekil 6.3'te görülebilir. Bu grafikten yükseliş sırasındaki basınç kaybının düşüş bölümündeki basınç kazancıyla kompanse edildiği görülebilir, böylece kararlı bir akışkan sirkülasyonu elde edilmektedir. Sürtünme kayıplarına bağlı olarak ısı değiştiricilerde basınç kayıpları gözlemlenmektedir. Yükselme ve düşüş boruları adyabatik kabul edildiği için bu bölümlerde neredeyse hiç sıcaklık değişimi gözükmektedir. Soğuk ve sıcak ısı değiştiricilerde uygun şekilde hızlı bir sıcaklık düşüşü ve artışı gözükmektedir.

Çizelge 6.1 : Girilen parametreler ve değerleri

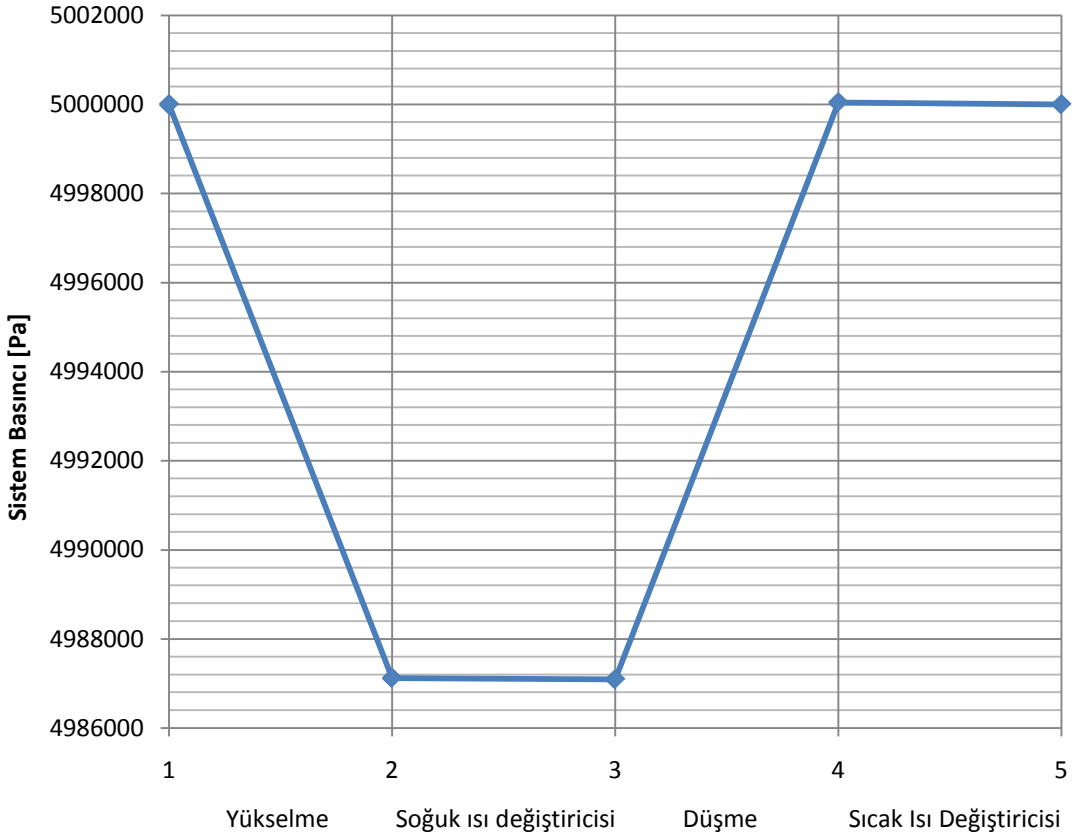
Parametreler	**Değerler**
Isı değiştiricisinin tipi	Gövde boru tipi ısı değiştiricisi (Paralel akış)
Yükselme girişindeki basınç	5 MPa
Çevrim yüksekliği	1.5m
İç boru iç çapı	0.01387 m
İç boru et kalınlığı	0.001 m
Dış boru iç çapı	0.019025 m
Yükselme/alçalma köşesi çapı	0.01387 m
Isı değiştiricisinin uzunluğu	10m
Sıcak akışkanın giriş sıcaklığı	287 K
Soğuk akışkanın giriş sıcaklığı	276 K
Sıcak akışkanın kütlesel debisi	0.05 kg/s
Soğuk akışkanın kütlesel debisi	0.05 kg/s
Tesisat malzemesi	AISI 302 paslanmaz çelik
Tesisat malzemesinin ısıl iletkenliği	16.2 W/m^2K



Şekil 6.1 : Çap oranlarının sıcaklığa göre değişimi



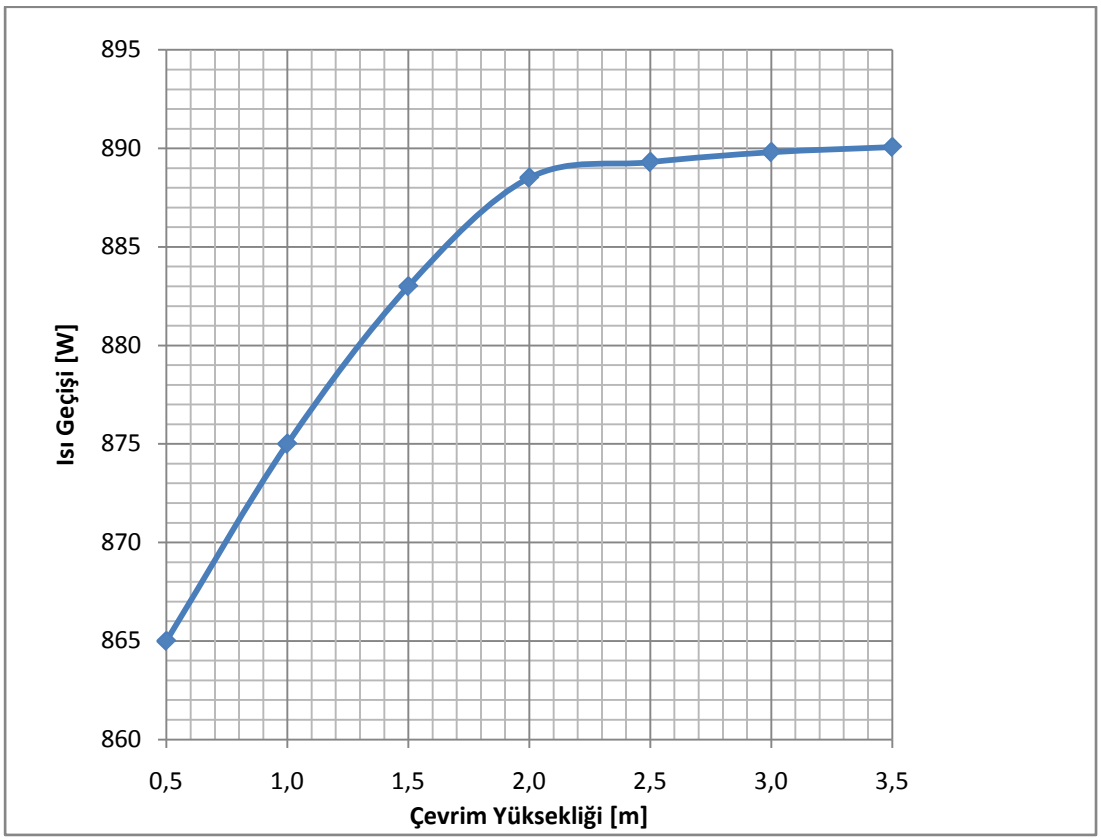
Şekil 6.2 : Dolaşımdaki sıcaklık dağılımı



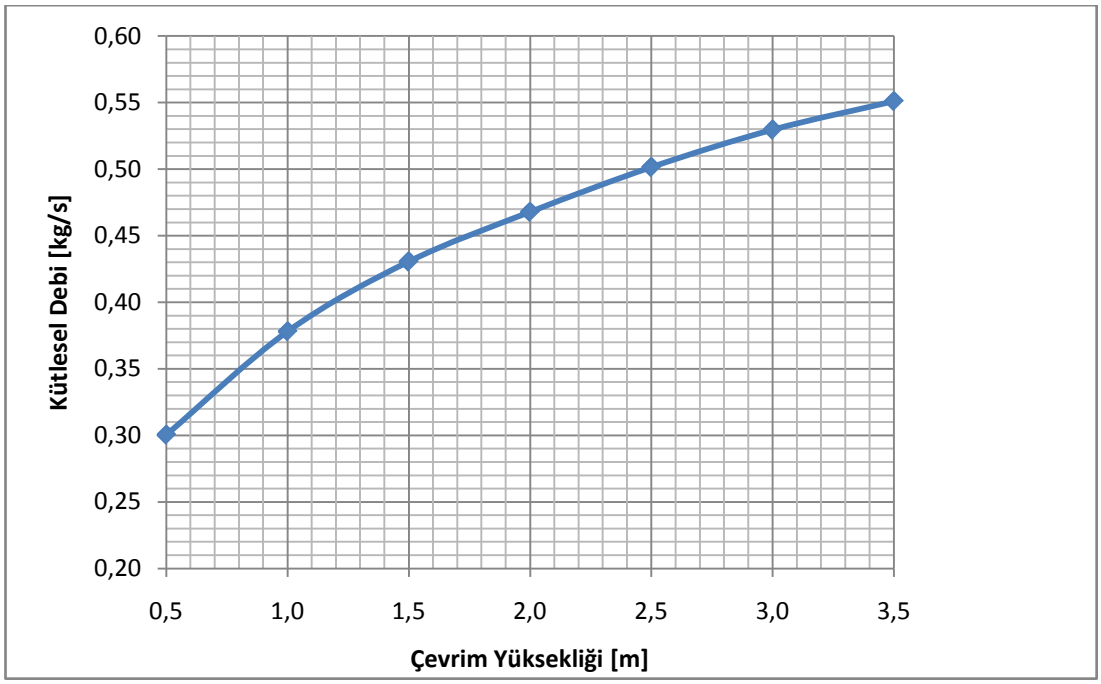
Şekil 6.3 : Dolaşımdaki basınç dağılımı

6.2 Boru Yüksekliğinin Etkisi

Şekil 6.4'te ısı değiştiricili bir doğal sirkülasyonlu çevrimin performansına hat yüksekliğinin etkisini göstermektedir. Buradan görülebileceği gibi aynı ısı değiştirici için ısı geçiş miktarı hat yüksekliğiyle birlikte artmaktadır. Kaldırma kuvveti, diğer parametreler sabit tutulduğunda yükseklikle birlikte arttığı için bu sonuç beklenmektedir. Şekil 6.5'te görüldüğü gibi kaldırma kuvveti yükseklikle beraber arttığında dengelenmiş CO_2 kütle akış debisi de artmaktadır. Çap sabit tutulduğunda kütle akısındaki bu artış Reynolds sayısını da arttırmaktadır, ve bu şekilde de ısı değiştiricideki ısı transfer katsayısı yükselmektedir. Böylece, ısı transfer yüzeyi aynı kaldığı halde artan ısı transfer katsayısı sayesinde daha fazla ısı geçişi gerçekleşmektedir. Bu simetrik hat için program aracılığıyla elde edilen sonuçlar Şekil 6.4'te görülebilmektedir.



Şekil 6.4 : Çevrim yüksekliğinin ısı geçişine etkisi



Şekil 6.5 : Çevrim yüksekliğinin sirkülasyon sıvısının kütlesel debisine etkisi

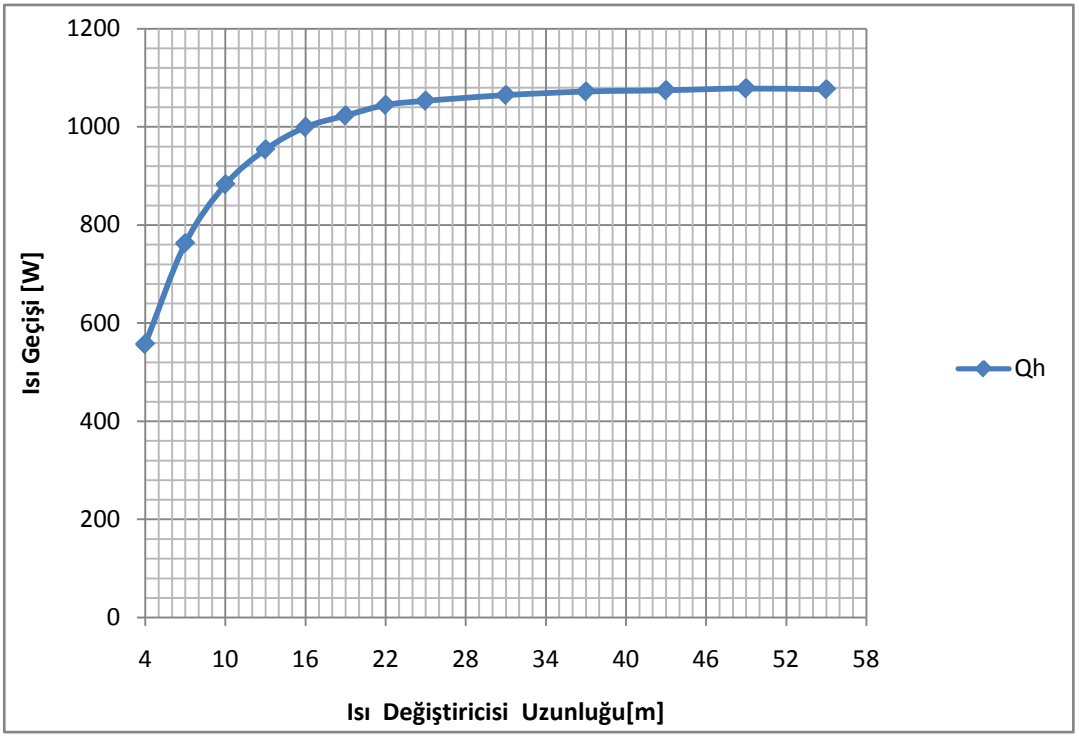
6.3 Sistem Basıncının Etkisi

Bu analizde sistemi sürekli sıvı halde tutmak için gereken minimum basınç sistem basıncı olarak seçilmiştir. Basıncın artışı yoğunluğun artmasına, aynı zamanda vizkozitenin de artmasına neden olacaktır. Viskozite artışı yoğunluk artışından daha fazla olduğu için dengeli akışkan debi miktarı ve Reynolds sayısı düşer. Basınçla beraber Prandtl sayısı da önemli oranda düşer ve bunun sonucu olarak CO_2 tarafındaki ısı transfer katsayısı basınç yükselmesine bağlı düşmektedir. Su tarafındaki ısı transfer katsayısı sabit olduğu için (sabit kütle debisine bağlı olarak) CO_2 tarafındaki ısı transfer katsayısının düşmesi genel sistem ısı transfer katsayısının düşmesine ve toplam ısı transferinin düşmesine sebep olur.

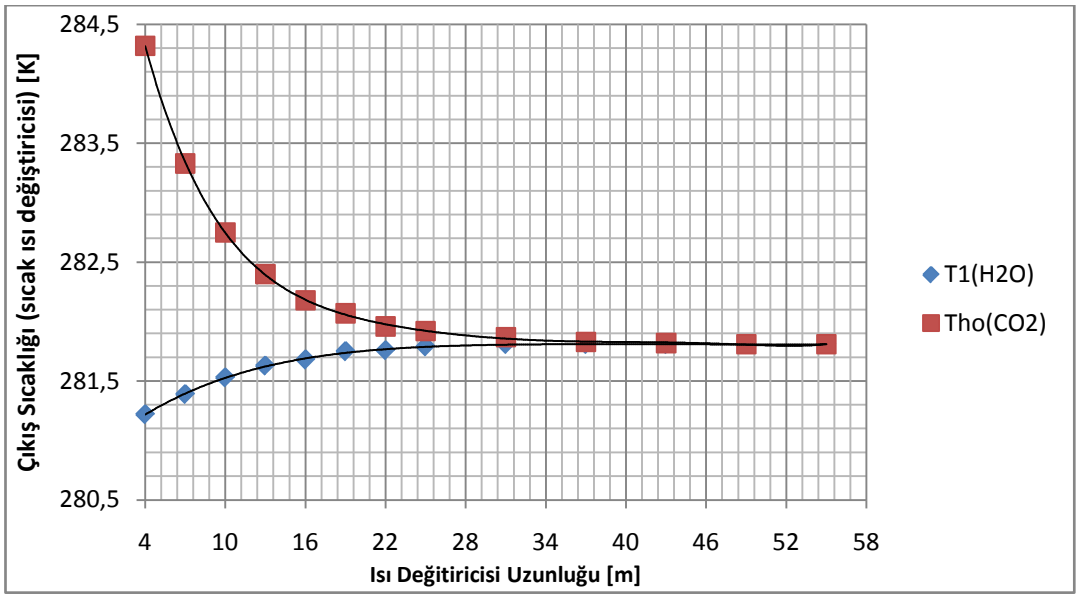
6.4 Isı Değiştirici Uzunluğunun Etkisi

Şekil 6.6, Şekil 6.7, Şekil 6.8 ve Şekil 6.9'da doğal sirkülasyon performansı üzerine ısı değiştirici uzunluğunun etkilerini göstermektedir. Burada hem soğuk hem sıcak ısı değiştiricilerinin uzunluğu birbirine eşit kabul edilmekte ve ikisinin de uzunluğu birlikte değiştirilmektedir. Kütlesel debiler ve suyun giriş sıcaklığı da Çizelge 6.1'de verilen değerlerde sabit tutulmaktadır. Şekil 6.6'da görülebileceği gibi ısı değiştirici uzunluğu arttırıldığında ısı geçişi artar. Isı geçişindeki bu artışın sebebi, ısı

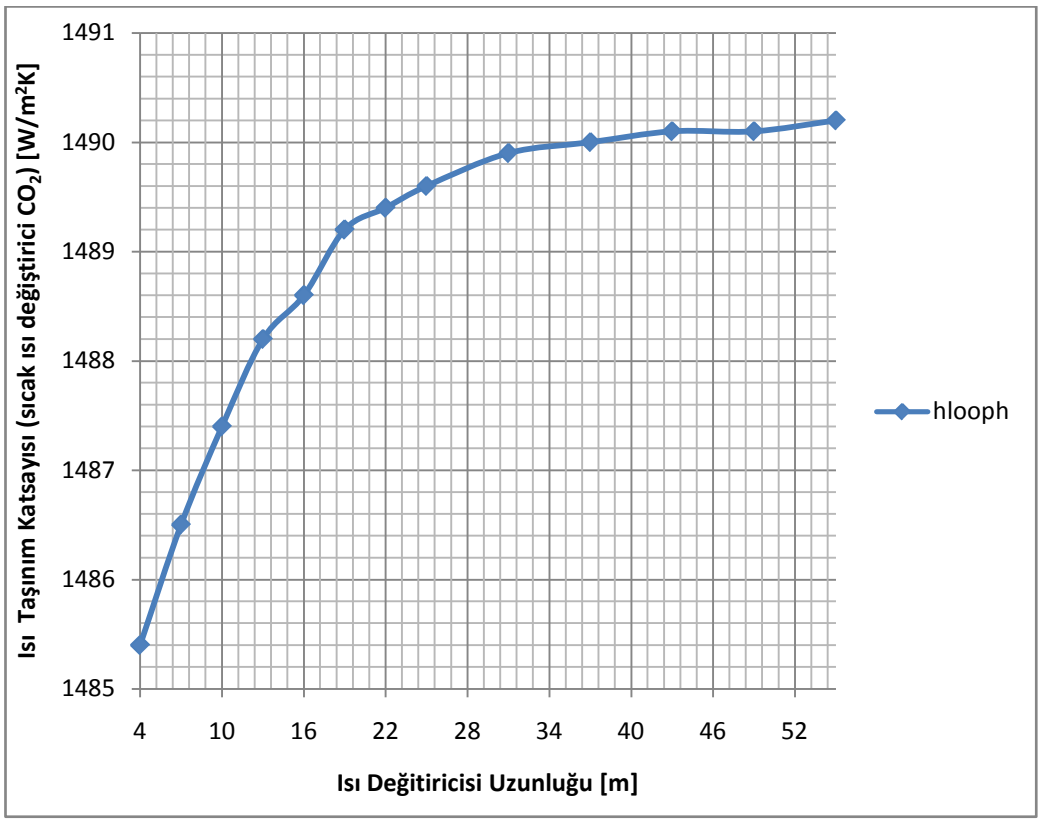
transferinin gerçekleştiği yüzey alanının artmasından kaynaklanmaktadır. Şekil 6.7'de görüldüğü gibi uzunluk arttıkça, sıcak ısı değiştirici çıkış sıcaklığı ve sirkülasyon akışkanının ısı değiştiricisinden çıkış sıcaklığı birbirlerine doğru yaklaşır, bu da ısı geçişinin arttığını ve belirli bir değerden sonra sabitlendiğini gösterir. Sıcak ısı değiştiricisindeki giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki farkın artması, ısı geçiş miktarının artmasına neden olur. Isı geçişi miktarının artmasının sirkülasyon akışkanı üzerindeki etkisi Şekil 6.8 ve Şekil 6.9'da gösterilmiştir. Isı değiştiricisindeki CO_2 sıvısının ısı geçiş katsayısı ve kütlesel debisi artar. Isı değiştiricisi uzunluk değerinin sürtünmeleri arttırmasından ve ısı geçiş miktarının belirli bir uzunluk değerinde maksimum seviyeye ulaşacağından belirli bir uzunluktan sonra ısı geçiş miktarında bir azalma gözlemlenir. 49-54 metre arasında ısı geçişinde bir azalma olmuştur.



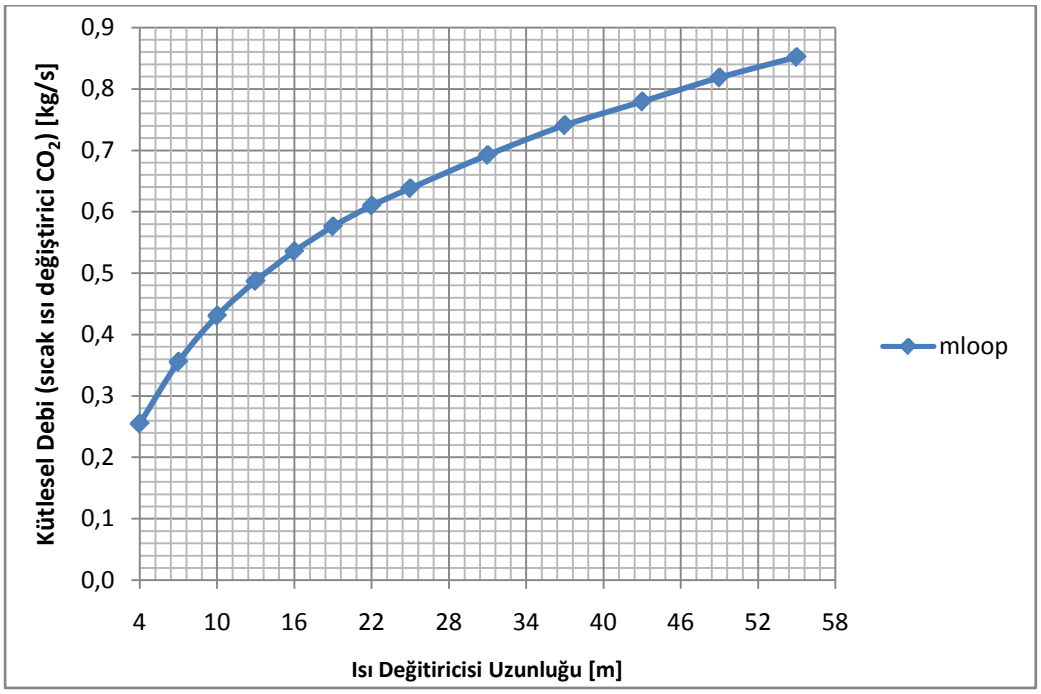
Şekil 6.6 : Isı geçişinin ısı değiştirici uzunluğuna göre değişimi



Şekil 6.7 : Sıcak ısı değiştiricisi çıkış sıcaklıklarının ısı değiştirici uzunluğuna göre değişimi



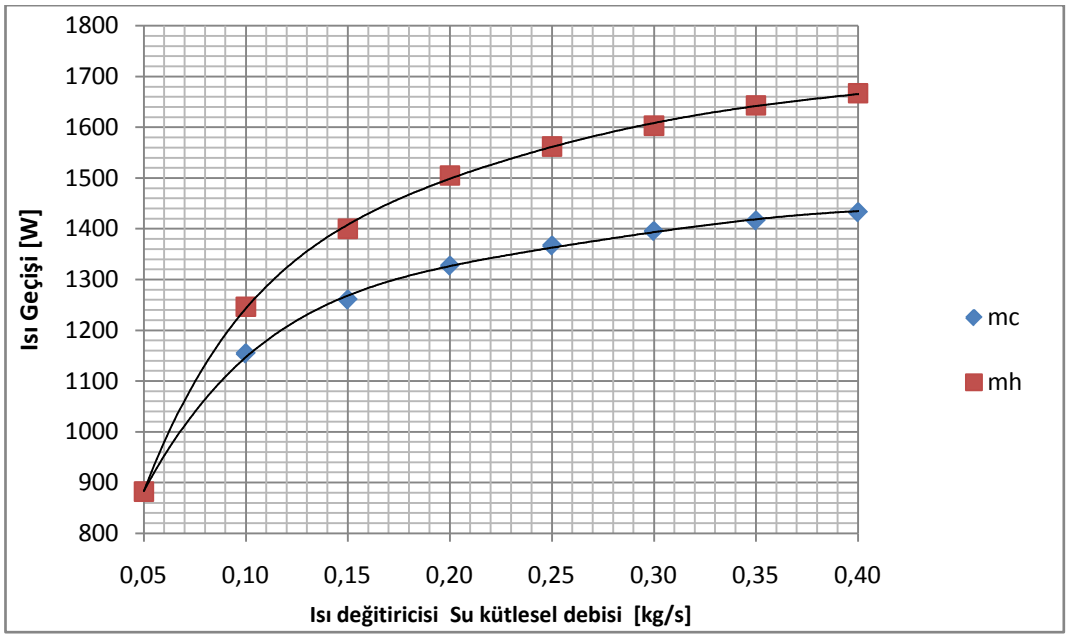
Şekil 6.8 : Isı taşınım katsayısının ısı değiştirici uzunluğuna göre değişimi



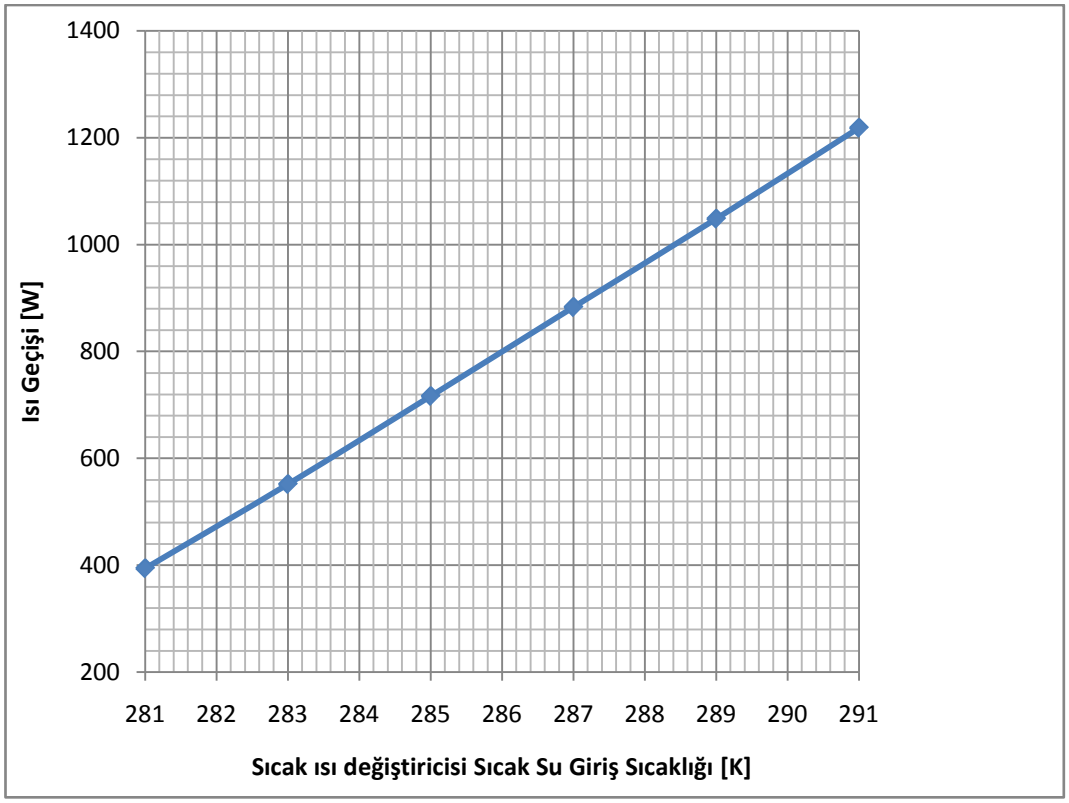
Şekil 6.9 : Kütlesel debinin ısı değiştirici uzunluğuna göre değişimi

6.5 Soğuk/sıcak Akışkan Giriş Sıcaklıkları ve Debilerin Etkisi

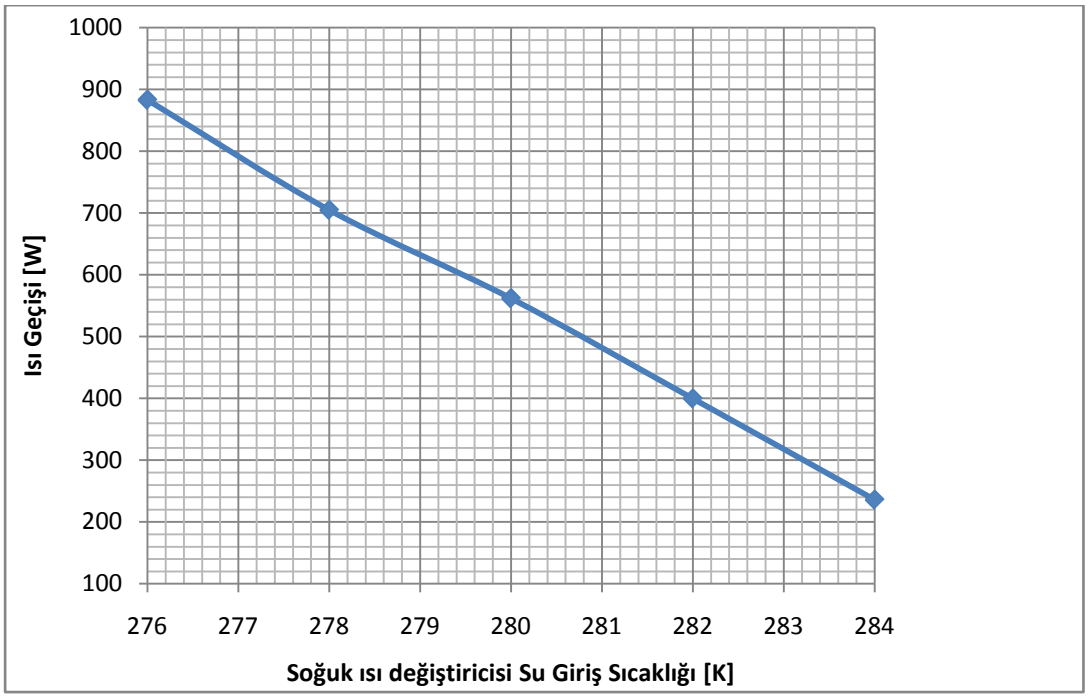
Şekil 6.10, Şekil 6.11 ve Şekil 6.12'de doğal sirkülasyonlu çevrimin performansında dış sıcak ve soğuk ısı debilerinin ve giriş sıcaklıklarının etkileri gözlemlenebilir. Bu figür her seferde tek bir parametre değiştirilerek ve Çizelge 6.1'deki diğer parametreler sabit tutularak çizilmiştir. Diğer parametreler sabit tutulduğunda Şekil 6.10'da görüldüğü gibi ısı transferinin hem soğuk hem sıcak akışkan debisiyle birlikte arttığı gözlemlenmektedir. Burada bir kütlesel debi arttırılırken, diğer kütlesel debi sabit tutulmuştur. Fakat ısı transferindeki bu artış bir noktadan sonra fazla küçük hale gelmektedir. Isı transferi ilk başta su tarafındaki ısı transfer katsayısının yükselmesine bağlı olarak yükselmektedir fakat bir noktadan sonra bu artış fazla küçük hale geldiği için sistem performansına bir etkisi olmamaktadır. Aynı şekilde şekilden görülebileceği gibi diğer parametreler sabit kaldığında ısı transfer miktarı sıcak ısı değiştiriciye giren akışkan sıcaklığı yükseldiğinde (Şekil 6.11) veya soğuk ısı değiştiriciye giren akışkan sıcaklığı düştüğünde (Şekil 6.12) artar. Sıcak ve soğuk ısı değiştiricilere giriş sıcaklıklarının debi değişiminden çok daha fazla etkisi olduğu gözlemlenebilir. Tabii ki bu sıcaklık değişiklikleri kaldırma kuvvetini CO_2 sıcaklık farkını arttırdıkları için kaldırma kuvveti etkisini arttırarak ısı transferini de yükseltirler. Tabii pratikte dış sıvının giriş sıcaklığı uygulaması ve dış sistem yükü dizayn eden kişinin kontrolü dışında olabilir.



Şekil 6.10 : Isı geçişinin ısı değiştiricisi su kütlesel debisine göre değişimi



Şekil 6.11 : Isı geçişinin sıcak ısı değiştiricisi su giriş sıcaklığına göre değişim



Şekil 6.12 : Isı geçişinin soğuk ısı değiştiricisi su giriş sıcaklığına göre değişimi

6.6 Sonuç

Bu tip doğal taşınımlı sistemler nükleer santrallerde, trafo sistemlerinde sıkça kullanılan sistemlerdir ve ısının ekstra bir güç gelmeden sistemlerden transferini sağladıkları için oldukça kullanışlıdırlar.

Bu çalışmada tek fazlı dikdörtgensel bir sirkülasyon sisteminin kararlı halde doğal sirkülasyon hareketinin iki adet ısı değiştiriciyle sağlanması incelendi. Çeşitli olumlu özelliklerine bağlı olarak sirkülasyon akışkanı olarak CO_2 seçilmiştir. Isı değiştiricilerde su kullanılmıştır. Basit bir analitik denklem kullanılarak su yerine CO_2 kullanımının ısı değiştirici parametreleri sabit tutulduğunda daha ufak bir sistem kullanılmasını sağladığı görülmektedir. Burada kullanılan metod ısı değiştiricisi kurulumu, simetrik olmayan geometri ve diğer değişkenleri göz önüne aldığı için daha genel biri yaklaşımdır ve optimal sistem dizaynı için kullanılabilir. Dikdörtgen sistem için elde edilen değerlerden sistem optimize edilebilir. Tabiidir ki bu sonuçlar verilen parametrelere bağlıdır. Aynı şekilde su debisinin de sistem performansını belli bir noktanın üzerinde etkilemediği gözlemlenmiştir. Fakat CO_2 sıcaklıkları sistem performansını önemli şekilde etkilemektedir.

KAYNAKLAR

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

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

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

[4] **Durmaz, M.** 2007. Isı Geri Kazanım Isı Değiştiricilerinin Bilgisayar Yardımıyla Optimizasyonu, *Yüksek Lisans Tezi*, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

[5] **Kumar K.K. and Gopal, M.R.K.** 2008. Steady-state analysis of CO_2 based natural circiulation loops with end heat exchangers, *Applied Thermal Engineering*, **29** 1893-2003.

[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*, **41(11)**, 1029-1043.

[6] **R. Span, W. Wagner,** 1996. A new equation of state for carbon dioxide covering the fluid region from the triple-point to 1100 K at pressure up to 800MPa, *J. Pyhs. Chem. Ref. Data,* **25 (6)**, 1509-1559.

[7] **K. Stephan,** 1959. Warmeubergang und Druckabfall bei nichtausgebildeter, Laminar stomung in Rohren und ebenen spalten, *Chem. Ing. Tech.* , **31**, 73.

[8] **R.K. Shah and A. London,** 1978. Laminar forced convective in ducts, Academic Press, New York.

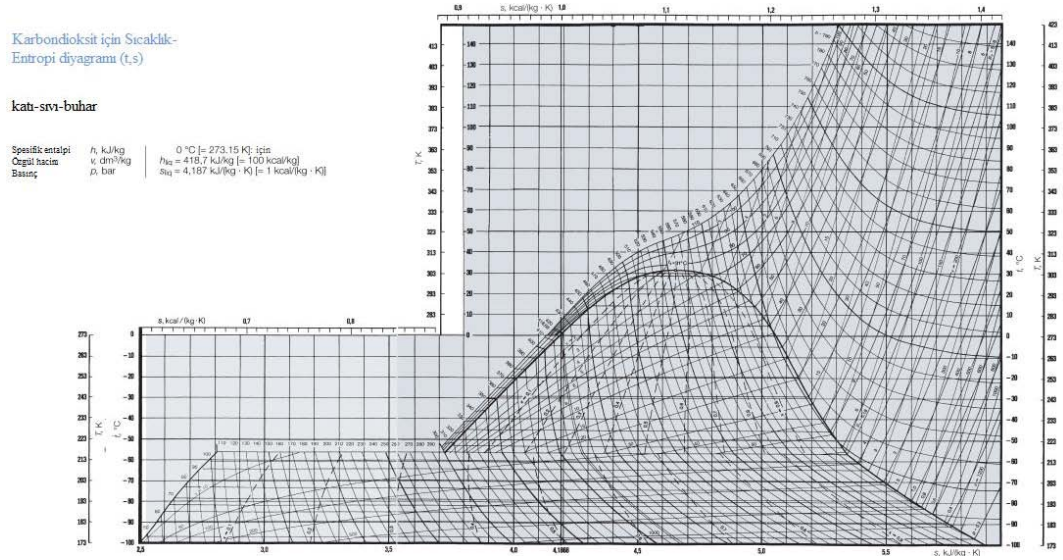
[9] **V. Gnielinski,** 1979. Equations for calculating heat transfer in single tube rows and banks of tubes, *Int. Chem. Eng.*, **19 (3)**, 380-391.

[10] **Y. Zirvin,** 1981. A review of natural circulation loops in pressurized water reactors and other systems, *Nuci. Eng. Des.*, **67**, 203-225.

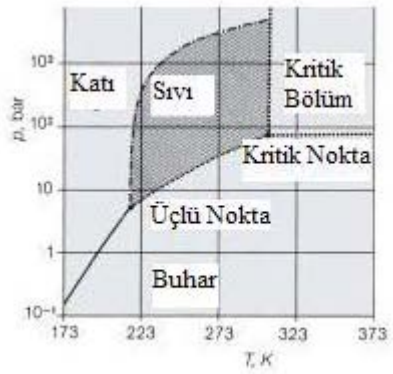
[11] **Url-1,** <*http://www.union.dk*>, alındığı tarih 01.03.2009.

EKLER

EK A: Kullanılan Akışkanların Özellikleri



Şekil A.1 : Karbondioksit için sıcaklık ve entropi diyagramı [11]



Şekil A.2 : Karbondioksit için sıcaklık ve basınç diyagramı [11]

Çizelge A.1 : Karbondioksit sıvısının genel özellikleri [11]

İsim	Karbondioksit
Molekül ağırlığı	M = 44,011 kg / mol
Molekül hacmi	V = 22,263 m³ / kmol
Spesifik gaz sabiti	R = 0,1889 kJ / (kg ·K)
Yoğunluk	ρ = 1,977 kg / m³
Bağıl yoğunluk	d = 1,529
Kritik sıcaklık	T = 31 ˚ C
Kritik basınç	p = 73,83 bar
Kritik yoğunluk	ρ = 466 kg / m³
Üçlü Nokta	T = -56,6 ˚ C ; p = 5,18 bar

Çizelge A.2 : Karbondioksit sıvısının termodinamik özellikleri (P = 5 MPa)

T [K]	Cp liquid [kJ/(kg K)]	Viscosity liquid [kg/(m s)]	Conductivity liquid [W/(m K)]
276	2,474765672	9,55E-05	0,107478253
277	2,503020114	9,44E-05	0,106152934
278	2,533152945	9,34E-05	0,104821591
279	2,565253198	9,24E-05	0,103484073
280	2,599419484	9,13E-05	0,10214023
281	2,635766267	9,02E-05	0,100789913
282	2,674432294	8,91E-05	0,09943297
283	2,715591731	8,80E-05	0,098069253
284	2,759468817	8,68E-05	0,09669861
285	2,806357079	8,56E-05	0,095320891
286	2,843432314	8,43E-05	0,093935946
287	2,894983119	8,30E-05	0,092543625
288	2,950554742	8,17E-05	0,091143779
289	3,033982242	8,02E-05	0,089736255
290	3,105067405	7,88E-05	0,088320905
291	3,184567367	7,72E-05	0,086897579
292	3,274726186	7,56E-05	0,085466125
293	3,378604711	7,39E-05	0,084026394
294	3,500425874	7,22E-05	0,082578236
295	3,646107123	7,03E-05	0,0811215
296	3,824113741	6,84E-05	0,079656036
297	4,046890021	6,64E-05	0,078181695
298	4,333395187	6,43E-05	0,076698325
299	4,713919138	6,21E-05	0,075205777
300	5,267552842	5,97E-05	0,0737039

Çizelge A.3 : Suyun termodinamik özellikleri (P = 101,3 kPa)

T [K]	Cp liquid [kJ/(kg K)]	Viscosity liquid [kg/(m s)]	Conductivity liquid [W/(m K)]
276	4,085971084	0,001604623	0,574245615
277	5,093253721	0,001554471	0,576049414
278	4,104556465	0,001506556	0,577837691
279	4,111913497	0,001460757	0,579610472
280	4,11887448	0,00141696	0,581367788
281	4,125449669	0,001375059	0,583109666
282	4,134369682	0,001334954	0,584836134
283	4,140315095	0,00129655	0,58654722
284	4,14590777	0,00125976	0,588242953
285	4,151157503	0,001224501	0,589923361
286	4,158621516	0,001190695	0,591588473
287	4,163313225	0,001158268	0,593238315
288	4,167693115	0,001127151	0,594872917
289	4,171770493	0,001097281	0,596492307
290	4,177921073	0,001068595	0,598096513
291	4,181508065	0,001041035	0,599685563
292	4,184821748	0,001014548	0,601259485
293	4,187870931	0,000989082	0,602818308
294	4,19066429	0,000964589	0,60436206
295	4,204501908	0,000941022	0,60589077
296	4,207199262	0,000918339	0,607404464
297	4,209674428	0,000896498	0,608903172
298	4,211935597	0,000875462	0,610386922
299	4,213990832	0,000855193	0,611855742
300	4,215848063	0,000835657	0,61330966

EK B : Doğal Sirkülasyonlu Çevrim Hesaplama Programı

```
Lh=1.5
Diti=0.01387
tit=0.001
Doti=0.019025
Dr=0.01387
Dd=0.01387
Lhe=10
Thi=287
Tci=276
mh=0.05
mc=0.05
Dito=Diti+2*tit
g=9.81
k=16.2

T1(1,1)=285
mloop(1,1)=0.02
P1(1,1)=5000000

CO2=importdata('CO2.xls')
H2O=importdata('H2O.xls')

            Asystem=pi*(Diti^2)*Lhe
            G(1,1)=mloop(1,1)/Asystem



for i=1:2401

    if CO2(i,1)==T1(1,1)

        Cploopr=CO2(i,2)
        muloopr=CO2(i,3)
        kloopr=CO2(i,4)
        ro1=CO2(i,5)

    end
end

            Reloopr=4*mloop(1,1)/(pi*Diti*muloopr)
            if Reloopr <= 2300
            fcloopr=(16/Reloopr)
            else
            fcloopr=(1.58*(log(Reloopr))-3.28)^(-2)
            end
            dpds1=(-ro1*g-2*fcloopr*(G(1,1)^2)/(Diti*ro1))
            P2=P1(1,1)+dpds1*Lh
            T2(1,1)=roundn(T1(1,1),-2)




for j=1:2401
```

```
    if CO2(j,1)==T2(1,1)

        Cploopc=CO2(j,2)
        muloopc=CO2(j,3)
        kloopc=CO2(j,4)
        ro2=CO2(j,5)

    end
end

for k=1:2401

    if H2O(k,1)==Tci

        Cpcold=H2O(k,2)
        mucold=H2O(k,3)
        kcold=H2O(k,4)
    end
end

            Cminc=Cpcold*mc
            Cmaxc=Cploopc*mloop(1,1)

            Acold=pi*Dito*Lhe
            Aloop=pi*Diti*Lhe

            dhyc=Doti-Dito
            Recold=4*mc*dhyc/(pi*((Doti^2)-(Dito^2))*mucold)
            Prcold=Cpcold*mucold/kcold

            if Recold <= 2300
            fccold=(16/Recold)
            Nucold=3.66+1.2*((Dito/Doti)^(
            0.5))+(1+0.14*((Dito/Doti)^(-
            0.5)))*((0.19*((Recold*Prcold*dhyc/Lhe)^0.8))/(1+0.117*(
            (Recold*Prcold*dhyc/Lhe)^0.467)))
            else
            fccold=(1.58*(log(Recold))-3.28)^(-2)
            Nucold=((fccold/2)*(Recold-
            1000)*Prcold)/(1+12.7*((fccold/2)^0.5)*((Prcold^(2/3))-
            1))
            end

            hcold=Nucold*kcold/dhyc


            Reloopc=4*mloop(1,1)/(pi*Diti*muloopc)
            Prloopc=Cploopc*muloopc/kloopc

            if Reloopc <= 2300
            fcloopc=(16/Reloopc)
            Nuloopc=3.66
            else
            fcloopc=(1.58*(log(Reloopc))-3.28)^(-2)
            Nuloopc=((fcloopc/2)*(Reloopc-
            1000)*Prloopc)/(1+12.7*((fcloopc/2)^0.5)*((Prloopc^(2/3)
            )-1))
            end
```

```
            hloopc= Nuloopc*kloopc/Diti

            UArevc=1/(hcold*Acold)+1/(hloopc*Aloop)+log((Dito/Diti))
            /(2*pi*k*Lhe)
            UAc=1/UArevc

            NTUc=UAc/Cminc
            Ec=(1-exp(-NTUc*(1+Cminc/Cmaxc)))/(1+Cminc/Cmaxc)

            Qmaxc=Cminc*(T2(1,1)-Tci)
            Qc=Ec*Qmaxc

            T3(1,1)=T2(1,1)-Qc/(mloop(1,1)*Cploopc)
            T3(1,1)=roundn(T3(1,1),-2)
            Tco(1,1)=Tci+Qc/(mc*Cpcold)
            Tco(1,1)=roundn(Tco(1,1),-2)


            ro2 = (-0.007*T2(1,1)+2.8541)*1000
            dpds2=(-2*fcloopc*(G(1,1)^2)/(Diti*ro2))
            P3=P2+dpds2*Lhe

for l=1:2401

    if CO2(l,1)==T3(1,1)

        Cploopd=CO2(l,2)
        muloopd=CO2(l,3)
        kloopd=CO2(l,4)
        ro3=CO2(l,5)
    end
end

            Reloopd=4*mloop(1,1)/(pi*Diti*muloopd)

            if Reloopd <= 2300
            fcloopd=(16/Reloopd)
            else
            fcloopd=(1.58*(log(Reloopd))-3.28)^(-2)
            end

            dpds3=(ro3*g-2*fcloopd*(G(1,1)^2)/(Diti*ro3))
            P4=P3+dpds3*Lh
            T4(1,1)=T3(1,1)

for m=1:2401

    if CO2(m,1)==T4(1,1)

        Cplooph=CO2(m,2)
        mulooph=CO2(m,3)
        klooph=CO2(m,4)
        ro4=CO2(m,5)

    end
end
```

```
for n=1:2401

    if H2O(n,1)==Thi

        Cphot=H2O(n,2)
        muhot=H2O(n,3)
        khot=H2O(n,4)
    end
end

            Cminh=Cphot*mh
            Cmaxh=Cplooph*mloop(1,1)

            Ahot=pi*(Dito)*Lhe
            Aloop=pi*(Diti)*Lhe

            dhyh=Doti-Dito
            Rehot=4*mh*dhyh/(pi*((Doti^2)-(Dito^2))*muhot)
            Prhot=Cphot*muhot/khot

            if Rehot <= 2300
            fchot=(16/Rehot)
            Nuhot=3.66+1.2*((Dito/Doti)^(-
            0.5))+(1+0.14*((Dito/Doti)^(-
            0.5)))*((0.19*((Rehot*Prhot*dhyh/Lhe)^0.8))/(1+0.117*((R
            ehot*Prhot*dhyh/Lhe)^0.467)))
            else
            fchot=(1.58*(log(Rehot))-3.28)^(-2)
            Nuhot=((fchot/2)*(Rehot-
            1000)*Prhot)/(1+12.7*((fchot/2)^0.5)*((Prhot^(2/3))-1))
            end

            hhot=Nuhot*khot/dhyh

            Relooph=4*mh/(pi*Diti*mulooph)
            Prlooph=Cplooph*mulooph/klooph

            if Relooph <= 2300
            fclooph=(16/Relooph)
            Nulooph=3.66
            else
            fclooph=(1.58*(log(Relooph))-3.28)^(-2)
            Nulooph=((fclooph/2)*(Relooph-
            1000)*Prlooph)/(1+12.7*((fclooph/2)^0.5)*((Prlooph^(2/3)
            )-1))
            end

            hlooph= Nulooph*klooph/Diti


            UArevh=1/(hhot*Ahot)+1/(hlooph*Aloop)+log((Dito/Diti))/(
            2*pi*k*Lhe)
            UAh=1/UArevh

            NTUh=UAh/Cminh
            Eh=(1-exp(-NTUh*(1+Cminh/Cmaxh)))/(1+Cminh/Cmaxh)

            Qmaxh=Cminh*(Thi-T4(1,1))
```

```
            Qh=Eh*Qmaxh

            T1(2,1)=T4(1,1)+Qh/(mloop(1,1)*Cplooph)
            T1(2,1)=roundn(T1(2,1),-2)

            Tho(1,1)=Thi-Qh/(mh*Cphot)
            Tho(1,1)=roundn(Tho(1,1),-2)

            ro4 = (-0.007*T4(1,1) + 2.8541)*1000
            dpds4=(-2*fclooph*(G(1,1)^2)/(Diti*ro4))

            G2(2,1)=((g*Lh*(ro3-
            ro1)*Diti/2)/(fcloopr*Lh/ro1+fcloopc*Lhe/ro2+fcloopd*Lh/
            ro3+fclooph*Lhe/ro4))


            mloop(2,1)=sqrt(G2(2,1))*Asystem

for z=2:100

for i=1:2401

    if CO2(i,1)==T1(z,1)

        Cploopr=CO2(i,2)
        muloopr=CO2(i,3)
        kloopr=CO2(i,4)
        ro1=CO2(i,5)
    end
end
            Reloopr=4*mloop(z,1)/(pi*Diti*muloopr)

            if Reloopr <= 2300
            fcloopr=(16/Reloopr)
            else
            fcloopr=(1.58*(log(Reloopr))-3.28)^(-2)
            end

            P1(z,1)=5000000
            dpds1=(-ro1*g-2*fcloopr*(G2(z,1))/(Diti*ro1))
            P2=P1(z,1)+dpds1*Lh
            T2(z,1)=roundn(T1(z,1),-2)

Tloopcort(z,1)=(T2(z,1)+T3(z-1,1))/2
Tloopcort(z,1)=roundn(Tloopcort(z,1),-2)
Tcort(z,1)=(Tci+Tco(z-1,1))/2
Tcort(z,1)=roundn(Tcort(z,1),-2)

for j=1:2401

    if CO2(j,1)==Tloopcort(z,1)

        Cploopc=CO2(j,2)
        muloopc=CO2(j,3)
        kloopc=CO2(j,4)
        ro2=CO2(j,5)

    end
```

```
end

for k=1:2401

    if H2O(k,1)==Tcort(z,1)

        Cpcold=H2O(k,2)
        mucold=H2O(k,3)
        kcold=H2O(k,4)
    end
end

            Cminc=Cpcold*mc
            Cmaxc=Cploopc*mloop(z,1)

            Acold=pi*Dito*Lhe
            Aloop=pi*Diti*Lhe

            dhyc=Doti-Dito
            Recold=4*mc*dhyc/(pi*((Doti^2)-(Dito^2))*mucold)
            Prcold=Cpcold*mucold/kcold

            if Recold <= 2300
            fccold=(16/Recold)
            Nucold=3.66+1.2*((Dito/Doti)^(-
            0.5))+(1+0.14*((Dito/Doti)^(-
            0.5)))*((0.19*((Recold*Prcold*dhyc/Lhe)^0.8))/(1+0.117*(
            (Recold*Prcold*dhyc/Lhe)^0.467)))
            else
            fccold=(1.58*(log(Recold))-3.28)^(-2)
            Nucold=((fccold/2)*(Recold-
            1000)*Prcold)/(1+12.7*((fccold/2)^0.5)*((Prcold^(2/3))-
            1))
            end
            hcold=Nucold*kcold/dhyc

            Reloopc=4*mloop(z,1)/(pi*Diti*muloopc)
            Prloopc=Cploopc*muloopc/kloopc

            if Reloopc <= 2300
            fcloopc=(16/Reloopc)
            Nuloopc=3.66
            else
            fcloopc=(1.58*(log(Reloopc))-3.28)^(-2)
            Nuloopc=((fcloopc/2)*(Reloopc-
            1000)*Prloopc)/(1+12.7*((fcloopc/2)^0.5)*((Prloopc^(2/3)
            )-1))
            end

            hloopc= Nuloopc*kloopc/Diti


            UArevc=1/(hcold*Acold)+1/(hloopc*Aloop)+log((Dito/Diti))
            /(2*pi*k*Lhe)
            UAc=1/UArevc

            NTUc=UAc/Cminc
            Ec=(1-exp(-NTUc*(1+Cminc/Cmaxc)))/(1+Cminc/Cmaxc)
```

```
            Qmaxc=Cminc*(T2(z,1)-Tci)
            Qc=Ec*Qmaxc

            T3(z,1)=T2(z,1)-Qc/(mloop(z,1)*Cploopc)
            T3(z,1)=roundn(T3(z,1),-2)
            Tco(z,1)=Tci+Qc/(mc*Cpcold)
            Tco(z,1)=roundn(Tco(z,1),-2)

            dpds2=(-2*fcloopc*(G2(z,1))/(Diti*ro2))
            P3=P2+dpds2*Lhe

for l=1:2401

    if CO2(l,1)==T3(z,1)

        Cploopd=CO2(l,2)
        muloopd=CO2(l,3)
        kloopd=CO2(l,4)
        ro3=CO2(l,5)

    end
end
            Reloopd=4*mloop(z,1)/(pi*Diti*muloopd)

            if Reloopd <= 2300
            fcloopd=(16/Reloopd)
            else
            fcloopd=(1.58*(log(Reloopd))-3.28)^(-2)
            end

            dpds3=(ro3*g-2*fcloopd*(G2(z,1))/(Diti*ro3))
            P4=P3+dpds3*Lh
            T4(z,1)=T3(z,1)

Tloophort(z,1)=(T4(z,1)+T1(z,1))/2
Tloophort(z,1)=roundn(Tloophort(z,1),-2)
Thort(z,1)=(Thi+Tho(z-1,1))/2
Thort(z,1)=roundn(Thort(z,1),-2)

for m=1:2401

    if CO2(m,1)==Tloophort(z,1)

        Cplooph=CO2(m,2)
        mulooph=CO2(m,3)
        klooph=CO2(m,4)
        ro4=CO2(m,5)

    end
end
for n=1:2401

    if H2O(n,1)==Thort(z,1)

        Cphot=H2O(n,2)
        muhot=H2O(n,3)
        khot=H2O(n,4)
    end
```

```
end

            Cminh=Cphot*mh
            Cmaxh=Cplooph*mloop(z,1)

            Ahot=pi*(Dito)*Lhe
            Aloop=pi*(Diti)*Lhe

            dhyh=Doti-Dito
            Rehot=4*mh*dhyh/(pi*((Doti^2)-(Dito^2))*muhot)
            Prhot=Cphot*muhot/khot

            if Rehot <= 2300
            fchot=(16/Rehot)
            Nuhot=3.66+1.2*((Dito/Doti)^(-
            0.5))+(1+0.14*((Dito/Doti)^(-
            0.5)))*((0.19*((Rehot*Prhot*dhyh/Lhe)^0.8))/(1+0.117*((R
            ehot*Prhot*dhyh/Lhe)^0.467)))
            else
            fchot=(1.58*(log(Rehot))-3.28)^(-2)
            Nuhot=((fchot/2)*(Rehot-
            1000)*Prhot)/(1+12.7*((fchot/2)^0.5)*((Prhot^(2/3))-1))
            end

            hhot=Nuhot*khot/dhyh

            Relooph=4*mh/(pi*Diti*mulooph)
            Prlooph=Cplooph*mulooph/klooph

            if Relooph <= 2300
            fclooph=(16/Relooph)
            Nulooph=3.66
            else
            fclooph=(1.58*(log(Relooph))-3.28)^(-2)
            Nulooph=((fclooph/2)*(Relooph-
            1000)*Prlooph)/(1+12.7*((fclooph/2)^0.5)*((Prlooph^(2/3)
            )-1))
            end


            hlooph= Nulooph*klooph/Diti


            UArevh=1/(hhot*Ahot)+1/(hlooph*Aloop)+log((Dito/Diti))/(
            2*pi*k*Lhe)
            UAh=1/UArevh

            NTUh=UAh/Cminh
            Eh=(1-exp(-NTUh*(1+Cminh/Cmaxh)))/(1+Cminh/Cmaxh)

            Qmaxh=Cminh*(Thi-T4(z,1))
            Qh=Eh*Qmaxh

            T1(z+1,1)=T4(z,1)+Qh/(mloop(z,1)*Cplooph)
            T1(z+1,1)=roundn(T1(z+1,1),-2)

            Tho(z,1)=Thi-Qh/(mh*Cphot)
            Tho(z,1)=roundn(Tho(z,1),-2)
```

```
            dpds4=(-2*fclooph*(G2(z,1))/(Diti*ro4))
            P1(z+1,1)=P4+dpds4*Lhe

            G2(z+1,1)=(g*Lh*(ro3-
            ro1)*Diti/2)/(fcloopr*Lh/ro1+fcloopc*Lhe/ro2+fcloopd*Lh/
            ro3+fclooph*Lhe/ro4)

            mloop(z+1,1)=sqrt(G2(z+1,1))*Asystem

            if T1(z+1,1)==T1(z,1) & abs(P1(z+1,1)-P1(z,1))<=10

                break
            end

end

Qh
mloop
```

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Yaşar Murat Cimşit

Doğum Yeri ve Tarihi: İstanbul, 25.11.1983

Adres: Levazım Sitesi G-3 Blok D:15 34340 Levent/ISTANBUL

Lise: İstanbul Özel Alman Lisesi

Lisans Üniversite: İ.T.Ü