

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TEK GEÇİŞLİ ÇAPRAZ AKIŞLI PLAKALI
ISI DEĞİŞTİRİCİSİ OPTİMİZASYONU

729122

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Hüseyin PEHLİVAN

128122



Enstitü Anabilim Dalı: Makine Müh.

Enstitü Bilim Dalı : Enerji

Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Mustafa ÖZDEMİR

Bu tez 24 / 06 / 2002 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği ile kabul edilmiştir.

Jüri Başkanı

Yrd. Doç. Dr.

Mustafa ÖZDEMİR

Jüri Üyesi

Prof. Dr.

H. Rıza GÜVEN

Jüri Üyesi

Doç. Dr.

Saadettin AKSOY

TEŞEKKÜR

Lisans eğitimimden başlayıp Araştırma görevlisi unvanı aldığım şu ana kadar edindiğim bilimsel ve kültürel anlamdaki bilgi birikimimle, beni bu günlere getiren Sakarya Üniversitesi ve onu yükseltmek için emeği geçen herkese teşekkür etmek istiyorum. Bu bilim yuvasında asistan olarak yaptığım ilk tezimin ilerideki bilimsel kariyerimde iyi bir başlangıç olmasını diliyorum.

Böyle bir çalışma yapmamın gerekliliğini bana anlatıp, teorik çalışmamda beni bıkmadan usanmadan yönlendiren ve deneysel aşamada bizzat yardımını esirgmeden benimle birlikte çalışan değerli hocam Yrd. Doç. Dr. Mustafa ÖZDEMİR'e, her zaman odasını bana açan değerli ağabeyim Yrd. Doç. Dr. Yaşar İSLAMOĞLU'na, kıymetli oda arkadaşım Arş. Gör. Aysun EĞRİSÖĞÜT'e, deney düzeneğinin oluşturulması safhasında her türlü yardımını esirgemeyen ayrıca şekillerin çizimi sırasında bilgisayarda yapmış olduğu çizimlerle bana çok büyük katkıda bulunan Arş. Gör. Cemil YİĞİT'e, her zaman desteğini ve tavsiyesini esirgemeyen Arş. Gör. Hasan KÜÇÜK'e, deneyde kullandığım ölçüm aletlerini konusunda yardımcı olan Arş. Gör. Adnan TOPUZ'a, deney düzeneğimin hazırlanmasında bana yardımcı olan Makine Mühendisliği bölüm Teknisyeni Metin GÜNAY'a ve deney düzeneğimizin hazırlanmasında her türlü şartlarını bize sunan MERTEL MAKİNA SANAYİ'nin değerli yöneticileri ve personeline teşekkür ediyorum.

Bana destek veren, saygıdeğer mesai arkadaşlarıma, burada ismini söylemeyi unuttuğum herkese teşekkür ediyorum. Aynı zamanda bu günlere gelmemde emeği olan, beni bu yerlere getiren aileme sonsuz şükranlarımı sunuyorum.

Mayıs, 2002

Hüseyin PEHLİVAN

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR	i
İÇİNDEKİLER	ii
SİMGELER VE KISALTMALAR	v
ŞEKİLLER LİSTESİ	vii
TABLolar LİSTESİ	ix
ÖZET	xi
SUMMARY	xiii

BÖLÜM 1.

GİRİŞ	1
1.1. Giriş	1
1.2. Tezin Amacı ve Kapsamı	4
1.3. Kaynak Araştırması	5

BÖLÜM 2.

ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ	10
2.1. Isı Değıştiricilerinde Sınıflandırma	10
2.2. Isı Değıştiricisi Konstrüksiyonu ve Konstrüksiyon Malzemeleri	12
2.3. Isı Değıştiricisi Seçimi	14
2.4. Isı Değıştiricilerinde Optimizasyon	16
2.5. Isı Değıştiricilerinin Akış Şekline Göre Sınıflandırılması ve Tek Geçişli Çapraz Akışlı Isı Değıştiricileri	18
2.6. Plakalı Isı Değıştiricileri	21
2.7. Isı Taşınımına Etki Eden Parametreler	23

BÖLÜM 3.

ISI DEĞİŞİCİLERİNİN BOYUTLANDIRMA ESASLARI.....	25
3.1. Isı Değiştiricilerinin Isıl Hesapları.....	25
3.1.1. Düzlemsel bir duvarda bir boyutlu iletim.....	27
3.1.2. Isıl Direnç.....	30
3.1.3. Karma Duvar	31
3.1.4. Temas Direnci	33
3.1.5. Toplam Isı Transfer Katsayısı	36
3.1.6. ΔT_m Ortalama Logaritmik Sıcaklık Farkı	37
3.2. Plakalı Isı Değiştiricilerinde Boyutlandırma Yöntemleri	46
3.3. Matematiksel Modelleme	47
BÖLÜM 4.	
4.1. Deney Düzenegi ve Tanıtımı	49
4.2. Ölçme Tekniği	53
4.3. Deney Programı	55
4.4. Veri Toplanması	56
BÖLÜM 5.	
MODEL KABULLERİ VE DENEYSEL SONUÇLARIN KARŞILAŞTIRILMASI	59
BÖLÜM 6.	
SONUÇLAR	70
BÖLÜM 7.	
TARTIŞMA VE ÖNERİLER	78
KAYNAKLAR	80
Ek A.1 $s = 6$ mm için ayrıştırma kanalsız durumda farklı debi değerleri için teorik hesap sonuçları	82

Ek A.2 $s = 6$ mm için ayrıştırma kanallı durumda farklı debi değerleri için teorik hesap sonuçları	83
Ek A.3 $s = 8$ mm için ayrıştırma kanalsız durumda farklı debi değerleri için teorik hesap sonuçları	84
Ek A.4 $s = 8$ mm için ayrıştırma kanallı durumda farklı debi değerleri için teorik hesap sonuçları	85
Ek A.5 $s = 10$ mm için ayrıştırma kanalsız durumda farklı debi değerleri için teorik hesap sonuçları	86
Ek A.6 $s = 10$ mm için ayrıştırma kanalsız durumda farklı debi değerleri için teorik hesap sonuçları	87
Ek B.1 (I 1-II 1) kademelerinde ayrıştırma kanalları kullanılarak (ak.lı) yapılan deneylerde C plakasındaki sıcaklık ölçmeleri	88
Ek B.2 (II 2 –I 1) kademelerinde ayrıştırma kanalları kullanılarak (ak.lı) yapılan deneylerde C plakasındaki sıcaklık ölçmeleri	89
Ek B.3 (I 1-II 1) kademelerinde ayrıştırma kanalları kullanılmayarak (ak.sız) yapılan deneylerde C plakasındaki sıcaklık ölçmeleri	90
Ek B4 (II 2-I 1) kademelerinde ayrıştırma kanalları kullanılmayarak (ak.sız) yapılan deneylerde C plakasındaki sıcaklık ölçmeler	91
Ek C Matematiksel Model İçin Yapılan Kabuller	92
ÖZGEÇMİŞ	102

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

A	Akışkanın süpürdüğü alan [m ²]
\bar{A}	Akışkanın girdiği yüzey [m ²]
A _o	Kullanılmayan alan [m ²]
C	Isıl kapasite [W/K], İntegrasyon sabiti
c _p	Sabit basınçta özgül ısı [J/kg.K]
d	Plakanın malzeme kalınlığı [m]
d _h	Hidrolik (Eşdeğer) çap [m]
F	Düzeltilme katsayısı
h	Akışkanın ısı taşıma kapasitesi [W/m ² .K]
i	Özgül Entalpi [J/kg]
k	Akışkanın ısı iletim katsayısı [W/m.K]
k _{ef}	Etkenlik faktörü [m]
l	Plakanın derinliği [m]
%	Yüzde temas oranı
\dot{m}	Kütleli debi [kg/s]
Nu	Nusselt sayısı
NTU	Transfer edilen birim sayısı (Number of Transfer Unit)
P	Etkenlik
Pr	Prandtl sayısı
q	Isı miktarı [W]
q''	Isı akısı [W/m ²]
Q	Hacimsel debi [m ³ /s]
\bar{Q}	Debi oranı
R	Kapasite oranı
Re	Reynolds sayısı
R _e	Elektrik direnci [Ω]
R _f	Kanat ve yüzey kirliliği etkileri [m ² .K/W]
R _{f,c}	Isıl temas direnci [m ² .K / W]
s	İki plaka arasındaki mesafe [m]
St	Stanton sayısı
T	Sıcaklık [K]
n	Temas noktası

U	Toplam ısı transfer katsayısı [$W/m^2.K$]
V	Akışkanın hızı [m/s], Hacim [m^3]
w	Plakanın eni [m]

İndisler

1	Sıcak akışkan
2	Soğuk akışkan
ç	Çıkış
g	Giriş
m	Ortalama
ak	Ayrıştırma kanalı
s	Yüzey
∞	Akışkan
e	Elektrik
top	Toplam

Yunan harfleri

ν	Kinematik vizkozite [m^2/s]
θ	Boyutsuz sıcaklık
ρ	Yoğunluk [kg/m^3]
η_0	Kanatlı yüzeyin toplam yüzey etkenliği

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1 Çeşitli yüzey geometrileri için ayrıştırma kanalları	5
Şekil 2.1 (a) İki geçişli (b) tek geçişli ısı değiştirici sistemleri	18
Şekil 2.2 Paralel akımlı ısı değiştiricisi	19
Şekil 2.3 Ters akımlı ısı değiştiricileri	19
Şekil 2.4 Akışkanların karışmadığı çapraz akımlı ısı değiştiricisinde sıcaklık dağılımları	20
Şekil:2.5 Paralel, Ters ve Çapraz Akışların Karşılaştırılması	21
Şekil 3.1 İki akışkanlı bir ısı değiştiricisinde, sıcak ve soğuk akışkanlar için enerji dengesi	25
Şekil 3.2 Düzlemsel bir duvarda ısı geçişi ve sıcaklık dağılımı	27
şekil 3.3 Bir seri karma duvar için eşdeğer ısıl devre	32
Şekil 3.4 Isıl temas direnci nedeniyle sıcaklık düşmesi	33
Şekil 3.5 Temas noktalarının gösterimi	35
Şekil 3.6 İç içe iki borulu ısı değiştiricilerinde sıcaklık dağılımları	38
Şekil 3.7 Bir kovan iki boru geçişli ısı değiştiricisinde ortalama logaritmik sıcaklık farkı bulunuşu	40
Şekil 4.1 Oluşturulan akış kanalı	50
Şekil 4.2 Presle elde edilen ayrıştırma kanalları	51
Şekil 4.3 İki levha arasına ayrıştırma kanallının yerleştirilmiş hali	51
Şekil 4.4 Isı değiştiricisinin montajlanmış hali	52
Şekil 4.5 İlk deney sonucundaki çıkış sıcaklığının dağılımı	56
Şekil 4.6 Sistem çıkışına daha yakın bir noktadan yapılan ölçümler	57
Şekil 4.7 Yönlendirme kanadı kullanıldığında sistemden çıkış sıcaklığının dağılımı	58
Şekil 5.1 Sıcak akışkanın 3, soğuk akışkanın 2 kanaldan sisteme girdiği durumdaki enerji dağılımı	59
Şekil 5.2 Tablo 5.3 değerleri için elde edilen grafik	63
Şekil 5.3 Tablo 5.4 değerleri için elde edilen grafik	63
Şekil 5.4 Tablo 5.5 değerleri için elde edilen grafik	64

Şekil 5.5 Tablo 5.6 değerleri için elde edilen grafik	64
Şekil 5.6 Tablo 5.7 değerleri için elde edilen grafik	66
Şekil 5.7 Tablo 5.8 değerleri için elde edilen grafik.	66
Şekil 5.8 Tablo 5.9 değerleri için elde edilen grafik	67
Şekil 5.9 Tablo 5.10 değerleri için elde edilen grafik	68
Şekil 6.1 Ayırıştırma kanallı durum için $T_{1g}=76$ °C ve $T_{2g}=56$ °C , ayırıştırma kanalsız durum için ise $T_{1g}=69$ °C, $T_{2g}=51$ °C mertebesinde yapılan deneysel sonuçları ile bu şartlardaki hesap değerlerinden elde edilen $q-dTm$ değerlerinin karşılaştırılması	70
Şekil 6.2 Ayırıştırma kanallı durum için $T_{1g}=56$ °C ve $T_{2g}=35$ °C , ayırıştırma kanalsız durum için ise $T_{1g}=54$ °C, $T_{2g}=34$ °C mertebesinde yapılan deneysel sonuçları ile bu şartlardaki hesap değerlerinden elde edilen $q-dTm$ değerlerinin karşılaştırılması	70
Şekil 6.3 Ayırıştırma kanallı durum için $T_{1g}=76$ °C ve $T_{2g}=56$ °C , ayırıştırma kanalsız durum için ise $T_{1g}=69$ °C, $T_{2g}=51$ °C mertebesinde yapılan deneysel sonuçları ile bu şartlardaki hesap değerlerinden elde edilen $q-U$ değerlerinin karşılaştırılması.....	71
Şekil 6.4 Ayırıştırma kanallı durum için $T_{1g}=56$ °C ve $T_{2g}=35$ °C , ayırıştırma kanalsız durum için ise $T_{1g}=54$ °C, $T_{2g}=34$ °C mertebesinde yapılan deneysel sonuçları ile bu şartlardaki hesap değerlerinden elde edilen $q-U$ değerlerinin karşılaştırılması	71
Şekil 6.5 Ayırıştırma kanallı ve kanalsız durum için, yüzey kullanım verimliliği.....	76
Şekil 6.6 Ayırıştırma kanallı ve kanalsız durum için, ısı transfer yüzeyinin toplam alana oranı	76
Şekil 6.7 Ayırıştırma kanallı ve kanalsız durum için, ortalama logaritmik sıcaklık farkı	77
Şekil C.1 Giriş ve çıkış sıcaklık farklarının gösterimi. Bu şekil, zıt yönlü akış için geçerlidir	97
Şekil C.2 Temas noktalarının gösterimi	100

TABLolar LİSTESİ

Tablo 1.1 Isı geçişini iyileştirmede aktif ve pasif yöntemler	4
Tablo 4.1 Testo 905-T1'in teknik özellikleri	55
Tablo 5.1 $s=8$ mm için ayrıştırma kanalsız durum için teorik hesaplamalardaki boyutsal ve başlangıç değerleri	61
Tablo 5.2 $s=8$ mm için İkizkenar dik üçgen şeklinde geometriye sahip olan ayrıştırma kanallarının boyutsal ve başlangıç değerleri	62
Tablo 5.3 $s=8$ mm için ayrıştırma kanallı durumda A plakasından elde edilen deneysel değerler	62
Tablo 5.4 $s=8$ mm için ayrıştırma kanallı durumda B plakasından elde edilen deneysel değerler	63
Tablo 5.5 $s=8$ mm için ayrıştırma kanallı durumda C plakasından elde edilen deneysel değerler	63
Tablo 5.6 $s=8$ mm için ayrıştırma kanallı durumda D plakasından elde edilen deneysel değerler	64
Tablo 5.7 (I 1 – II 1) güç kademesinde ak' lı durum için elde edilen deneysel sonuçlar ile bu şartlarda akışkanların fiziksel özelliklerinden hesaplanarak elde edilen değerlerin karşılaştırılması	65
Tablo 5.8 (II 2 – I 1) güç kademesinde ak' lı durum için elde edilen deneysel sonuçlar ile bu şartlarda akışkanların fiziksel özelliklerinden hesaplanarak elde edilen değerlerin karşılaştırılması	66
Tablo 5.9 (I 1 – II 1) güç kademesinde ak' sız durum için elde edilen deneysel sonuçlar ile bu şartlarda akışkanların fiziksel özelliklerinden hesaplanarak elde edilen değerlerin karşılaştırılması	67
Tablo 5.10 (II 2 – I 1) güç kademesinde ak' sız durum için elde edilen deneysel sonuçlar ile bu şartlarda akışkanların fiziksel özelliklerinden hesaplanarak elde edilen değerlerin karşılaştırılması	67
Tablo A.1 $s = 6$ mm için ayrıştırma kanalsız durumda farklı debi değerleri için teorik hesap sonuçları	82

Tablo A.2 $s = 6$ mm için ayrıştırma kanallı durumda farklı debi değerleri için teorik hesap sonuçları	83
Tablo A.3 $s = 8$ mm için ayrıştırma kanalsız durumda farklı debi değerleri için teorik hesap sonuçları	84
Tablo A.4 $s = 8$ mm için ayrıştırma kanallı durumda farklı debi değerleri için teorik hesap sonuçları	85
Tablo A.5 $s = 10$ mm için ayrıştırma kanalsız durumda farklı debi değerleri için teorik hesap sonuçları	86
Tablo A.6 $s = 10$ mm için ayrıştırma kanalsız durumda farklı debi değerleri için teorik hesap sonuçları	87
Tablo B.1 (I 1 –II 1) kademelerinde ayrıştırma kanalları kullanılarak (ak.lı) yapılan deneylerde C plakasındaki sıcaklık ölçmeleri	88
Tablo B.2 (II 2 –I 1) kademelerinde ayrıştırma kanalları kullanılarak (ak.lı) yapılan deneylerde C plakasındaki sıcaklık ölçmeleri	89
Tablo B.3 (I 1-II 1) kademelerinde ayrıştırma kanalları kullanılmayarak (ak.sız) yapılan deneylerde C plakasındaki sıcaklık ölçmeleri	90
Tablo B.4 (II 2-I 1) kademelerinde ayrıştırma kanalları kullanılmayarak (ak.sız) yapılan deneylerde C plakasındaki sıcaklık ölçmeler	91

ÖZET

Anahtar Kelimeler: Plakalı ısı değiştiricisi, ayrıştırma kanalı

DeneySEL ve teorik olarak iki aşamada yapılan bu çalışmada, plakalı ısı değiştiricilerinden tek geçişli çapraz akımlı ısı değiştiricisi için, akışkanın kendi içinde karışmaması için konstrüktif önlem alınması veya alınmaması durumunda, ısı değiştiricilerinin verimliliği incelenmiştir. Bu çalışmada birbirine paralel levhalar arasına yerleştirilen üçgen profilli ayrıştırma kanalları kullanarak ve kullanmayarak yapılan deneylerle elde edilen ısı akıları karşılaştırılmıştır.

Çalışmanın amacı, belli bir levha aralığında ayrıştırma kanallarının verimliliği ne ölçüde etkilediğini ortaya çıkarmaktır. Böyle bir araştırma yapma gereği, ısı değiştiricilerinin bir kalite göstergesi olan; kullanılan birim malzeme yüzeyi başına transfer edilen ısı akısını en üst düzeye çıkarma çabasıdır. Sa levhalar şekillendirilerek üretilen ayrıştırma kanalları birbirlerine paralel levhalara belirli yerlerde temas etmektedirler. Bu durum bir taraftan iletim dirençlerini arttırırken, diğer taraftan akışkanın karışmasını engellediği için, sıcaklık alanını istenen şekilde oluşmaktadır.

Çalışmanın kapsamı; “Belirlenen bir geometri esas alınarak, ısı geçişinin literatür verileri yardımı ile ayrıştırma kanallı (ak.lı) ve ayrıştırma kanalsız (ak.sız) olarak ayrı ayrı hesaplanması ve sonuçların, yapılacak olan deneylerle karşılaştırılarak, ayrıştırma kanalı olarak kullanılan malzemenin, ısı transfer eden bir yüzey olarak kullanılması durumunda hangi kazanç ve kayıpların olduğunun belirlenmesi” şeklinde sınırlandırılmıştır.

Elde edilen deney sonuçları ayrıştırma kanalı kullanılarak ısı geçişinin %12 oranında iyileştiğini göstermiş, ancak imalatta kullanılan malzeme miktarı yaklaşık

3 kat artmıştır. Bu sonuçların nicel mukayesesi ancak kullanım alanına bağlı olarak yapılabilir. Çünkü ısı değiştiricisinde kullanım amacına göre maliyet yada verim nceliklidir. Deney sonuçları, literatrde verilen ampirik bağıntılar ile hesaplanan sonularla uyumludur.



SUMMARY

THE OPTIMIZATION OF SINGLE PASSING CROSS FLOW PLATE HEAT EXCHANGERS

Key Words: Plate heat exchangers, Fin

The aim of this study is to increase the efficiency of the plate heat exchanger in the case of employing and not employing constructive considerations to interrupt the fluid mixing. This study is constituted from experimental and theoretical parts. The efficiency of plate heat exchangers is explained. In this study, both experimental and theoretical studies were carried out to evaluate the effect of fins on the heat fluxes.

Fins formed by using sheet iron contact a certain place on parallel plates. This contact increases thermal conduction resistance and prevents fluid mixing. Consequently, the temperature gradient increase resulted from using fin.

The extend of the study: With the principle of a difisute geometry, the calculating of the heat transfer with fin and without fin separately and determining the results by testing the reality and finding out the gain and loss when using the fin materials as a heat transferring surface.

The experimental results by using fin show that, since the heat transfer is increased 12 %, the amount of material necessary for production is rise up approximately 3 times. A good agreement between the results of experimental and empirical equations in the literature is also observed.

BÖLÜM 1.

GİRİŞ

1.1. Giriş

Termodinamik de bir sistemle çevresi arasında etkileşimler sonucu enerji aktarımının olabileceği bilinmektedir. Bu etkileşimler iş ve ısı aktarımı şeklinde olmaktadır. Etkileşimin neden kaynaklandığını veya nasıl geliştiği konusunda bilgi elde etmek için “Isı geçişi nedir?” sorusuna doyurucu bir yanıt, basit ancak genel bir tanımlama ile verilebilir: Isı geçişi (veya ısı), sıcaklık farkından kaynaklanan enerji aktarımıdır. Bir ortam içinde veya ortamlar arasında, bir sıcaklık farkı mevcut olan her durumda, ısı geçişi muhakkak gerçekleşir[1]. Burada ısı geçişinin esas olarak 3 şekilde (taşıma, iletim, ışıma) gerçekleştiği belirtilmelidir.

Isı geçişi yapan bir aygıt olan ısı değiştiricilerinin boyutlandırılması ve en iyi çözüm için ısı geçişinin analizinin yapılması gerekmektedir. Özellikle ısı ekonomisi ve enerji tasarrufu konularına verilen önemin artması, verimli ısı geçişi sağlayan cihazların üretimine, dolayısıyla ısı geçişini iyileştirmeye yönelik yoğun çalışmaların başlamasına sebep olmuştur[2]. Taşıma ile ısı geçişinin iyileştirilmesi bu alandaki en önemli araştırma konusudur. Otomotiv ve soğutma endüstrileri başta olmak üzere, ısı değiştiricilerinin kullanıldığı yerlerde yüksek ısı zorlanmaya maruz kalan elemanların kararlı, uzun ömürlü ve güvenli çalışmaları için iyileştirilmiş ve ısı geçişi sağlayan yüzeylere ihtiyaç duyulmaktadır. Isı geçişinin iyileştirilmesindeki esas amaç, yüksek ısı akışı sağlamaktır. Bunun için ısı taşıma katsayısı artırılarak, sıcaklık farkı değiştirilmeden ısı geçişi artırılmaktadır. Benzer şekilde ısı taşıma katsayısı artırılarak, ısı değiştiricisinin boyutları değiştirilmeden de ısı geçişi iyileşmektedir. Isı geçişini iyileştirmenin faydaları aşağıdaki gibi sıralanabilir[3].

1. Isıl güç ve basınç düşüştü gereksinmeksizin ısı geçiş yüzeyi, boyut ve ağırlık azalmaktadır.
2. Boyut ve ısıl güç değışmeden pompalama gücü azalmaktadır.
3. Sıcaklık farkı azalmaktadır.

Yüzeylerde taşınım la ısı geçişi.

$$q = h A \Delta T \quad (1.1)$$

Newton'un soğuma kanunu denkle miyle ifade edilir. $h \times A$, yüzeyin iletim özelliğini temsil etmektedir. Dolayısıyla ısı geçişinde yüksek performans sağlanması için yüzeyin (A), h veya her ikisinin birden artırılması gerekmektedir. Isı geçişinde iyileşme sağlamak amacıyla bu değerleri artırmanın temel prensibi aşığıda verilmektedir.

1. Yüzey alanını arttırmak. Kanatlı borularda olduğu gibi ısı taşınım katsayısında önemli bir değişiklik olmaksızın, yüzey alanı artırılarak ısı geçişi iyileştirilebilir.
2. Isı taşınım katsayısını arttırmak: Yüzey türbülans oluşturacak şekilde işlenerek, yüzey alanında fark edilir bir artış sağlanmaksızın, ısı geçişi iyileştirilebilir.
3. Isı taşınım katsayısı ve yüzey alanını arttırmak. Kompakt ısı değiştiricilerinde kullanılmakta olan dalgalı, çıkıntılı vb. yüzeyler ısı geçişini iyileştirmektedir.

h 'ın arttırılmasında, yüzey alanında önemli bir artış olmaksızın ısı taşınım katsayısını arttıran yüzeylere, iyileştirilmiş yüzeyler denilmektedir. İyileştirilmiş yüzeyler, yüzeye yakın bölgelerde akış yolunu bozarak ve sınır tabaka kalınlığını azaltarak ısı taşınım katsayısını arttırmaktadır. Bu iyileştirmeler genel olarak daha fazla basınç kaybına, dolayısıyla mekanik enerji kayıplarına neden olmaktadır.

Türbülanslı akışta ısı geçişinin iyileştirilmesi: Türbülanslı akış halinde yüzeye yakın bölgede, akış hızının düşük olduğu laminer bir alt tabaka gelişmektedir. Bu bölgede, yüzeyde hız sıfıra yaklaşmaktadır. Girdap veya dönme hareketi sağlayacak çıkıntı

veya spiral şeklindeki elemanlarla laminer alt tabaka bozularak ısı geçişi iyileştirilmektedir.

Laminer akışta ısı geçişini iyileştirmek: Genellikle laminer akışta ısı taşınım katsayısı küçük olmaktadır. Akışkan hızı ve sıcaklığı kanal açıklığı boyunca değiştiğinden, ısı direnç türbülanslı akışta olduğu gibi sadece yüzeye yakın bölgede oluşmaktadır. Bundan dolayı laminer akışta küçük ölçekte yapılan yüzey işlemleri etkili olmamaktadır. Ancak helisel şerit ve teller gibi dönmeli akış sağlayan araçları kullanarak veya türbülans oluşturarak iyileşme sağlanmaktadır.

Newton soğuma kanunundan bilindiği üzere transfer edilen ısının miktarını arttırmanın bir diğer yolu da sıcaklık farkını arttırmak veya mevcut sıcaklık farkını mümkün olduğu kadar korumaktır. Bunu gerçekleştirmek her zaman kolay olamamaktadır. Akışkanın akması gereken yöne dikey doğrultuda bir sıcaklık düşüşünün olduğu durumlarda meydana gelebilecek bir çapraz karışım hem soğuk hem de sıcak akışkan tarafından sıcaklıkların eşitlenmesine yardımcı olacağı için, lokal olarak var olan sıcaklık farklarının küçülmesine neden olduğu için olumsuz etki göstermektedir. Bunu engellemek için ayrıştırma kanalları kullanılmaktadır. Ayrıştırma kanalı kullanılması durumunda sıcaklık dağılımındaki potansiyel boşa harcanmaz yani sıcaklık alanını bozulmaz dolayısıyla da izotropik ısı transferini olabildiğince iyi bir şekilde gerçekleştirmek için bir avantaj sağlanmış olur.

Isı geçişini iyileştirme yöntemleri genel olarak aktif, pasif ve bileşik yöntemler olarak sınıflandırılır. Pasif yöntemler, dış güç kullanılmasını gerektirmeyen yöntemler olup, pürüzlü yüzeyler, kanal içine yerleştirilen iyileştirme elemanlar söz konusu yöntemlere örnek verilebilir. Aktif yöntemlerde ise dış güç kullanılmakta olup, mekanik karıştırıcılar, akışkan ve yüzey titreşimi, elektrostatik alanlar bu yöntemler arasındadır. Bileşik yöntemlerde ise aktif veya pasif yöntemlerden iki veya daha fazlası bir arada kullanılmaktadır. Tablo 1.1'de pasif ve aktif olarak ısı geçişini iyileştirme yöntemleri verilmektedir.

Tablo 1.1 Isı geçişini iyileştirmede aktif ve pasif yöntemler

Pasif Yöntemler (Dış güç gerektirmez)	Aktif Yöntemler (Dış güç gerektirir)
Genişletilmiş yüzeyler	Mekanik etkiler
Çıkıntılı yüzeyler	Yüzeyin titreşimleri
İşlenmiş yüzeyler	Akışkanın titreşimleri
Sondalar	Elektrik ve manyetik alanlar
Dönmeli akış araçları	Enjeksiyon ve emme
Yüzey gerilmesi araçları	
Sıvılar için katkılar	
Gazlar için katkılar	

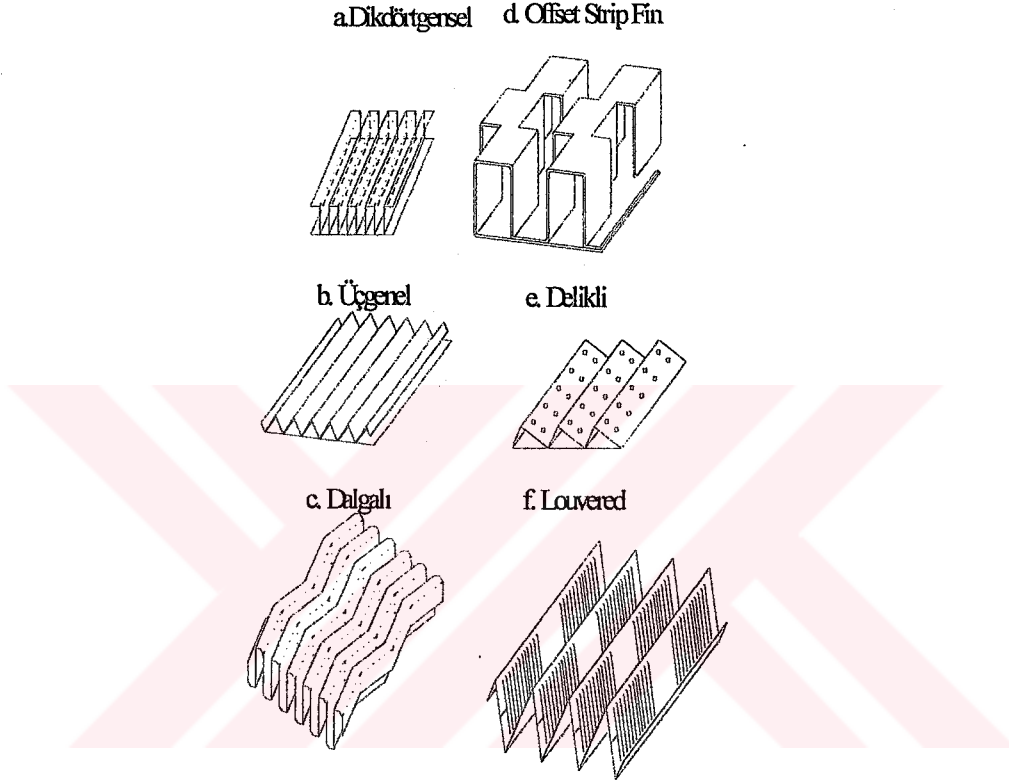
1.2. Tezin Amacı ve Kapsamı

Enerji ekonomisini arttırmak için yapılan bu tür çalışmalar, ısı değiştiricisi üzerinde çok önemli ve faydalı olmuştur. Farklı ısı değiştirici yüzey geometrileri üzerinde yapılan çalışmaların temelinde ısı geçişinin artırılması ilkesi yatmaktadır. Isı transferini arttırmada kullanılan en yaygın yöntem, yüzey arttırılmasıdır. Bu konuda tasarımcılar tarafından çeşitli yüzey geometrileri için uzun yıllardan beri çalışmalarını sürdürmektedirler. Bu çalışmalara ilişkin bazı örnekler Şekil 1.1'de yer almaktadır.

Yapılacak çalışmanın kapsamını şu şekilde özetlenebilir. Genel olarak küçük sıcaklık farkları ve büyük ısı miktarları söz konusu olduğunda büyük ısı transfer yüzeylerine gereksinim duyulmaktadır. Newton soğuma yasası gereği, yüzey alanı küçük tutulmak istendiğinde aynı oranda ısı transfer katsayısının artırılması veya sıcaklık farkı potansiyelinin verimli kullanılması zorunluluğu doğmaktadır. Çeşitli ısı değiştiricisi tasarımlarında bu iki büyüklüğü yüksek değerlerde elde edebilmek için önlemler alınmaktadır. Ancak bu önlemlerin büyük bir bölümü ek malzeme kullanımını da beraberinde getirmektedir. Bu tasarımlardan en sık kullanılanlardan biri de plakalı ısı değiştiricilerinde ayırıştırma kanalı olarak tanımlanan profillendirilmiş

levhalardır. Ayrıştırma kanallarının görevi akışkanın çapraz karışımını engelleyerek sıcaklık farkı potansiyelini en yüksek düzeyde tutma çabasıdır.

Bu bağlamda bu çalışmanın amacı, plakalı ısı değiştiricisi tasarımında malzeme kullanımını en aza indirebilmek için bir hesap yöntemi geliştirerek, mukayese edilebilir bir büyüklüğün tanımlanmasıdır.



Şekil 1.1 Çeşitli yüzey geometrileri için ayrıştırma kanalları

1.3. Kaynak Araştırması

Geçmişte ilk akla gelen ve uygulanan ısı değiştiricisi modeli borulu tip olmuştur. Bu modellerde içinden akışkan geçecek olan borunun iki ucu ayna plakası denilen başlıklara monte edilir. Böylece boruların içinden bir akışkanın geçeceği dışından da soğutma veya ısıtma amacıyla bir başka akışkanın geçeceği bir ısı değiştiricisi sistemi oluşturulur. Bu tip sistemlerde soğutma veya ısıtma amacıyla kullanılan akışkan genellikle havadır. Soğutulan veya ısıtılan akışkan ise çoğunlukla sudur. Borulu sistemlerin en yaygın kullanım alanları olarak yoğuşturucuları ve buhar kazanlarını göstermek mümkündür. Borulu tip ısı değiştiricilerinin imalatında kaynak

ve lehimleme de kullanılan yöntemlerdir, ancak büyük sistemlerde en çok kullanılan yöntem yukarıda anlatılandır[4].

Borulu tip ısı değiştiricilerinde benimsenen imalat yöntemi boruların ayna plakasına bir genişletme aparatı vasıtasıyla montajdır. Bu yöntemde boru ayna plakasındaki yerine takıldıktan sonra aparat borunun içine sokulur ve içeriden dışarıya doğru helisel bir hareketle borunun çapı genişletilerek ayna plakasına sıkışması sağlanır. Borulu tip ısı değiştiricilerinin imalatında kaynak ve lehimlemede kullanılan yöntemler ancak büyük sistemlerde en çok kullanılan yöntem yukarıda anlatılandır

Borulu sistemlerden sonra kanatlı borular geliştirilmiştir ve günümüzde endüstride çokça kullanılmaktadır. Burada amaç boru üzerindeki soğutma yüzeyini arttırmaktır. Kanatlı borularda genellikle kanat ve boru malzemesi farklı seçilir. Boruda basınca dayanıklı kanatlarda ise ısı iletim katsayısı yüksek malzemeler kullanılır. İmalatta en basit yöntem malzeme kalınlığı fazla olan bir borunun tornalanarak kanatlı boru haline getirilmesidir. Kanatlı borular kanatların boru üzerine lehimlenmesi ile de oluşturulabilir. Bir diğer imalat yöntemi önceden hazırlanan kanatların boru üzerine sıkı geçme ile monte edilmesidir. Düz şeritlerden helezonik hale getirilerek yapılan kanatlarda borulara sıkı geçme yapılabilir. Bu durumda kanat yüksekliği fazla ise merkezdeki potlukları önlemek için kanatların üst kısmı yarılabilir.

İlerleyen yıllarda havacılık ve uzay sanayilerindeki gelişmeler daha verimli, hafif ve küçük boyutlu sistemlerin zorunlu hale gelmesine neden olmuştur. Böyle sistemlerde maksimum soğutma yüzeyini elde etmek için ilk akla gelen düzlemsel levhalar kullanılmak olmuştur. Daha sonra gelişme hep lamelli ısı değiştiricileri üzerinde yoğunlaşmıştır. Lamelli ısı değiştiricilerinde levhalar presleme veya haddelemeye benzeyen bir sistemi andıran makinelerden geçirilerek çeşitli akış yolları elde edilir. Sistemde iki farklı profile sahip levhalar vardır ve bunların arasında ayırma plakaları bulunur. Soğutulan akışkan için gereken akış yollarını oluşturan levhanın en alta konmasıyla montaj başlar. Bunun üzerine bir ayırma plakası konur ve onun üzerine de soğutucu akışkanın geçeceği kanalları oluşturan şekillendirilmiş levha konur. Tekrar ayırma plakası ve üzerine sırasıyla soğutulacak ve soğutucu akışkan kanal plakaları konularak montaj tamamlanır[5].

Lamelli tip ısı değiştiricileriyle daha verimli ve hafif sistemlerin geliştirilmesi çalışmalarına başlanmıştır. Böylece daha hafif ve sistemden geçen birim akışkan başına daha fazla soğutma yzeyleeri olan yapılar elde edilmiştir. Bu tip yeni ısı değiştiricilerinin imalatı daha karmaşık şekillendirme ve birleştirme yöntemlerinin geliştirilmesini ve kullanılmasını zorunlu kılmıştır. Ayrıca ısı değiştiricilerinde kullanılan yeni malzemeler ve alaşımlar söz konusu olmuştur. Yeni yöntemlerin en belirginini sert lehimlemenin ısı değiştiricisi imalatında geniş ölçüde kullanılmasıdır. Bu tip imalat ısı değiştiricileri alanında bir çok problemin ortaya çıkmasına neden olmuştur. Günümüzde bile bunların birçoğu araştırma safhasındadır.

Isı değiştirici dizaynı için gerekli olan termodinamik, ısı transferi ve akışkanlar mekaniği konuları incelenmiştir. Isı değiştirici tipleri, kullanım özellikleri ve dizayn problemleri hakkında temel bilgilerin yanında, ısı değiştiricilerinin dizayn çalışmalarında, termodinamiğin ikinci kanunu analizine dayalı çalışmaların hız kazandığı gözlenmektedir.

Isı değiştiricisindeki akışkanların sıcaklık dağılımları ve ısı geçiş miktarlarının hesaplanması ısı değiştiricisinin kapasitesi ve verimi hakkında fikir vermektedir. Mills[6] termal analiz yaparak ısı değiştirici sıcaklık dağılımını ve özelliklere göre ısı geçiş miktarının hesabında bilgisayar programı geliştirmiştir. Yapılan bu çalışmayla ısı değiştiricisi dizayn problemlerinin çözülmesinde kolaylık sağlanmıştır. Ayrıca da "Computer Aided Heat Exchanger Design:HEX 2 " isminde bir bilgisayar programı geliştirerek bilgisayar ortamında ısı değiştiricisi tasarımı için çalışmaları bulunmaktadır.

Isı değiştiricilerinin ısı geçiş yüzeylelerinde çeşitli nedenlerden dolayı meydana gelen azalmalar için bulunan kirlilik faktörünün hesaplanması konusunda çeşitli çalışmalar ve bağıntılar bulunmaktadır[7].

Isı değiştiricisi konusunda temel kaynaklardan Kays and London[8] günümüze kadar çok geniş şekilde ısı değiştiricilerinin tüm özelliklerini ve dizayn problemleri üzerinde çok sayıda çalışmaları yer almaktadır. Kays and London, çeşitli ısı değiştiricilerinde NTU (Number of Transfer Units-Transfer Edilen Birim Sayısı) ve

LMTD(Log Mean Temperature Difference-Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı) metotlarının uygulanmasında nümerik ve analitik yöntemler geliştirmiştir. Isı değiştiricilerinde, ısı değiştirici hacim başına yüksek ısı yüzeyi elde edilen cihazlara kompakt ısı değiştiricileri denilmektedir. Bu tür ısı değiştiricileri, gaz akışı ve entalpinin yüksek olduğu olaylarda kullanılmaktadır. Kays and London'nın kompakt ısı değiştiricilerinin incelenmesi ve dizaynları konusunda çok sayıda kitapları ve yayınları bulunmaktadır. Bu kaynaklarda, Reynolds sayısı ve çeşitli yüzey geometrilerine göre belirlenmiş sürtünme faktörü ve taşınımla transfer edilen ısının

entalpi kapasitesine oranı olarak tanımlanan Stanton sayısı $\left(St = \frac{h}{\rho V c_p} \right)$ için fonksiyonlar elde edilmiştir.

Isı değiştiricilerinde, en önemli dizayn problemi olarak boyut ve kapasite gösterilmiştir. Shah[9]'ın çalışmaları, ısı değiştiricilerinin dizayn problemlerini çözmek amacıyla, yeni ısı değiştirici tipleri dizaynı üzerinde çok iyi kaynak olmuştur. Bunun yanında, ısı değiştirici optimizasyon metotlarının genel düşünce yapısı üzerinde araştırmalar sunmuştur.

Kakaç[10] yaptığı çalışmalarda ısı değiştiricilerini temel yapı ve özellikleri pratik anlamda sunmuştur. Bu çalışmada ısı değiştirici seçimi için gerekli olan termodinamik, akışkanlar mekaniği ve ısı transferinin gerekli alt yapısı bulunmaktadır.

Spiga ve Spiga[11] belirli duvar kapasitesi olan çapraz akışlı ısı değiştiricilerinin geçiş sıcaklık alanlarını incelemiştir. Çözümleri belirli duvar kapasitesi olan ve iki akışkanı da karışmayan direkt transfer tipli çapraz akışlı ısı değiştiricilerinin geçiş analizleri için bulunmuştur. İlk akışkanın giriş sıcaklığına uygulanan basamak değişimler için analitik metotlarla her iki akışkanın ve iç duvarın iki boyutlu geçiş şartlarındaki sıcaklık dağılımlarını tespit etmişlerdir. Genel çözümleri yerel enerji dengesi denklemleri ile çıkartmışlar ve Green fonksiyonlarının basit integrasyonları şeklinde sunmuşlardır. Genel cevabı Laplace dönüşüm metodu kullanarak bulmuşlardır. Isı kapasite oranlarının terimleri, transfer birimleri sayısı, ısı transfer

dirençleri ve akış kapasitesi oranlarını içeren Green fonksiyonlarını düzeltilmiş Bessel Fonksiyonu olarak ifade etmişlerdir.

Michailov ve Özışık[12] çapraz akışlı ısı değiştiricileri ile karmaşık montajlı ısı değiştiricilerine uygulanan sonlu eleman analizini anlatmışlardır. Analiz yönteminde çeşitli ısı değiştirgecisi problemlerini bir şebeke sisteminde toplanan bağımlı elemanlardan oluşan sonlu eleman modellerini çizmiş ve her düğüm noktasının özelliklerini tespit etmişlerdir. Fiziksel özelliklerle oluşturulmuş matris bağıntılarını kullanarak bir elemanın ve onun düğüm noktalarından giderek ısı akısını bulmuşlardır. Sonuçta sonlu eleman metodunun, birden fazla geçişli ve borulardan oluşan ısı değiştiricilerinin sıcaklık dağılımının, ısı değiştiricinin karışık montajında yerel etkinliklerinin ve kanatçık dizilerinden ısı transferinin hesaplanmasında kullanılabileceğini göstermişlerdir.

Kayansayan[13] çalışmasında işletme koşullarının tasarım noktası etrafında sapmalar göstermesi halinde ısı değiştiricinin alacağı yeni kararlı duruma ait parametrelerin hesaplama yöntemini açıklamaktadır. Gerçek çalışma koşulları ile tasarım noktaları arasında farklılıklar oluştuğunda ısı değiştiricinin ısı davranışını saptayan analitik bir metot geliştirmiştir. Çalışma koşullarının değişim gösterdiği endüstriyel uygulamalarda kullanılacak ısı değiştiricileri ısı yönünden karşılaştırmak için ısı değiştiricisi verimlilik gradyeni tarif etmiştir. Tasarım noktasından sapma durumlarını akışkanların kütleli debilerinin sabit olması ve olmaması durumlarında incelemiş ve durumu örneklerle anlatmıştır. Sonuçta ısı değiştirici verimlilik gradyeninin ısı yönünden ısı değiştirici seçiminde bir kriter olduğunu göstermiştir.

Kayansayan[13] sürekli rejim şartlarında levha tipi ısı değiştiricilerinin ısı transfer karakteristiklerini deneysel olarak incelemiştir. Çalışmada levha tipi, çapraz akışlı ısı değiştiricisinin dış yüzey geometrisinin ısı değiştiricisinin performansına etkisi incelenmiştir.

BÖLÜM 2.

ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ

2.1. Isı Değiştiricilerinin Sınıflandırılması

Isı değiştiricilerini çeşitli şekillerde sınıflandırmak mümkündür. Genellikle, sıcak (ısı veren) ve soğuk (ısı alan) akışkanlar sürekli akarlar ve aralarında bir duvar (perde) ile ayrılmış olup ısı, iletim ve taşınımın nadiren ilâve olarak ışınım yoluyla da geçer. Yani her iki akışkanın akış kanalları (yolları, yaladıkları yüzeyler) ayrıdır. Örnek olarak yüzeyli ısı değiştiricilerini gösterebiliriz. Bazı hallerde ise sıcak (ısı veren) ve soğuk (ısı alan) akışkanlar aynı akış kanalından peşi sıra geçerler. Yani bu halde yaladıkları yüzeyler aynıdır. Sıcak akışkanın ısıttığı yüzey, soğuk akışkan geçerken ısıyı geri vererek sıcaklığının yükselmesi sağlanır. Bu prensibe göre çalışan ısı değiştiricilerine de Rejeneratör adı verilir. Bazı hallerde genellikle aynı cins akışkanların karşılaştırılması da söz konusudur. Karışımli ısı değiştiricileri bu hale örnek verilebilir.

Isı değiştiricileri uygulamada kullanılan yerlerine göre bazı hallerde özel olarak da isimlendirilirler. Örneğin, kazan tesislerinde besleme suyunun baca gazları ile ısıtılması halinde Ekonomizör, çürük buhar ile ısıtılması halinde Hiter, yanma havasının ısıtıldığı halde ise Reküperatör olarak adlandırılır. Bu bahsettiğimiz terimler sadece özel durumlarda verilen isimlerdir. Genel olarak bahsedildiğinde ise ısı değiştiricileri bir birinden farklı şekillerde sınıflandırılabilir[14].

1. Isı Değişim Şekline Göre Sınıflama

- a. Akışkanların Doğrudan Doğruya Temaslı Olduğu Isı Değiştiricileri
- b. Akışkanlar Arasında Doğrudan Temasın Olmadığı Isı Değiştiricileri
 - Doğrudan ısı transferi olan ısı değiştiricileri

- Isının depolandığı ısı değiştiricileri
- Akışkan yataklı ısı değiştiricileri

2. Isı transferi yüzeyinin ısı transferi hacmine oranına göre sınıflama

- a. Kompakt Olmayan Isı Değiştiricileri
- b. Kompakt Isı Değiştiricileri

3. Konstrüksiyon Özelliklerine Göre Sınıflama

a. Levhalı Isı Değiştiricileri

- Contalı levhalı ısı değiştiricileri
- Spiral levhalı ısı değiştiricileri
- Lamelli levhalı ısı değiştiricileri

b. Borulu Isı Değiştiricileri

- Çift borulu ısı değiştiricileri
- Spiral borulu ısı değiştiricileri
- Kovan-borulu ısı değiştiricileri

c. Kanatlı Yüzeyle Isı Değiştiricileri

- Levhalı kanatlı ısı değiştiricileri
- Borulu kanatlı ısı değiştiricileri

d. Rejeneratif Isı Değiştiricileri

- Sabit dolgu maddeli rejeneratörler
- Döner dolgu maddeli rejeneratörler

4 . Akıma Göre Sınıflama

a. Tek Geçişli Isı Değiştiricileri

- Paralel akımlı ısı değiştiricileri
- Ters akımlı ısı değiştiricileri

- Çapraz akımlı ısı değiştiricileri

b. Çok Geçişli Isı Değiştiricileri

- Çok geçişli çapraz-ters akımlı düzenleme
- Çok geçişli çapraz-paralel akımlı düzenleme
- Kovan akışkanının karıştığı, paralel-ters akımlı düzenleme
- Kovan akışkanı karışmış, bölünmüş akımlı düzenleme
- Kovan akışkanı karışmış, ayrıık akımlı düzenleme
- n paralel levha geçişli düzenleme

5. Farklı Akışkan Sayısına Göre Sınıflama

6. Isı Transferi Mekanizmasına Göre Sınıflama

göre çeşitli şekillerde sınıflandırılabilir. Buradaki sınıflandırmada, akış düzenlemelerinde olduğu gibi diğer gruplarında alt grupları vardır, fakat o kısımlarına girilmemiştir. Daha detaylı bilgi için kaynaklardan faydalanılabilir.

2.2. Isı değiştiricisi Konstrüksiyonu ve Konstrüksiyon Malzemeleri

Isı değiştiricilerinin konstrüksiyonlarında aşağıdaki hususların göz önünde bulundurulması yararlı olur[15].

1. Isı değiştiricisinin en yüksek yerine hava boşaltılması için bir havalandırma vanası konulmalıdır.
2. Dik duran ısı değiştiricilerinde akışın yukarıdan aşağıya doğru olması halinde bir S kıvrımı yapılarak sıvı seviyesi sağlanmalıdır.
3. Yatık duran ısı değiştiricileri, boruların kolay boşaltılması yönünden yaklaşık 3° eğim ile yerleştirilmelidir.
4. Boşaltma ventili, ısı değiştirici tam boşalacak şekilde takılmalıdır.
5. Flanşlar, borular sökölmeden kapak kaldırılacak şekilde olmalıdır.

Isı değiştirici için kullanabilecek çok çeşitli konstrüksiyon malzemesi seçeneği vardır. Bunlardan bazıları artan maliyet sırasına göre aşağıda verilmiştir[16]:

- a. Çelik
- b. Bakır
- c. Alüminyum
- d. Paslanmaz çelik
- e. Titanyum
- f. Zirkonyum
- g. Nikel alaşımları
- h. TFE ve PVDF plastikleri
- i. Grafit
- j. Kolombiyum
- k. Tantalyum

Isı değiştiricisi için malzeme seçimi, ekonomi, uygulanabilirlik ve verimliliğin birlikte en iyi sonuç vermesi temeline bağlı olarak yapılır. Orijinal cihaz maliyeti, cihazın beklenen ömrü ve bakım maliyetlerine karşın dengelenmelidir. Korozyon dikkate alındığında, kısa süreli prosesler hariç olmak üzere, yumuşak çelik ısı değiştiricilerinden kaçınılmalıdır. Atmosfer ve çözeltilerin korozif etkilerinin düşük olduğu çoğu sistemlerde 316 veya 304 paslanmaz çelik tarafından ekstra korunma, normal maliyetle sağlanabilir. 316 gıda ve kimya sektöründe bazik veya asitik maddelerin ısıl işlemleri söz konusu olduğunda, hijyenik şartların gerekli olduğu durumlarda mutlaka 316 kullanılmalıdır. 316 paslanmaz çelik ısı değiştiricileri artan ömür ve azalan bakım dolayısıyla ilk maliyetinin daha fazlasını karşılar. Daha korozif uygulamalarda, malzeme seçimi çok daha önemlidir. Bazı malzeme seçimi kolay ve açıktır; örneğin kostik malzemeler için paslanmaz çelik seçilir. Bazı diğer seçimler daha az açıktır ve genellikle deneyime dayanan tercihi gösterirler. Bu durumda korozyon tabloları malzeme seçiminde yardımcı olabilir. Gerçek koşullara ait özellikler için bunlar da yeterli olmaz ise ısı değiştirici malzemesi seçimi için kimyasal firmaların hazırladığı kılavuz ölçütler yardımcı olabilir[16].

Borusal ısı değiştiricileri korozyona dirençli olan herhangi bir malzemedan imal edilebilir. Kompakt ısı değiştiricilerinin (contalı plakalı, spiral ve lamelli) imalatı ve preslenebilen (levhalı) veya kaynak edilebilen (spiral ve lamelli) malzemeler ile sınırlıdır. Kompakt tiplerin birim alanı başına maliyeti borusal tiplerden daha yüksektir, fakat artan verim ve bunun sonucunda oluşan daha küçük alan gereksinimi, bu maliyetten daha fazlasını karşılayabilir.

2.3. Isı Değiştiricisi Seçimi

Isı değiştiricisi gerektiren bir ısı transferi probleminin çözümü için, tasarımcı tarafından verilmesi gerekli en önemli karar ısı değiştiricisi tipinin seçilmesidir. Isı değiştiricisi tipinin seçiminde temel kural, benzer fonksiyonları yerine getiren ve benzer proses koşullarında çalışan başarısı deneyimlerle kanıtlanmış bir ısı değiştiricisi tipini seçmektir. İkinci aşamada ise, söz konusu olan ısı değiştiricisinin üretim kolaylığı ve toplam maliyeti öne çıkmaktadır.

Isı değiştiricilerinin çalışma şartları geniş sınırlar içinde değiştiğinden, yapılış amacı ve çalışma yerleri değişik isteklere göre belirlendiğinden, ısı değiştiricisi seçiminde dikkate alınacak faktörlerin tümü özel uygulamalara bağlıdır ve bu nedenle genel kurallar verilemez.

Akışkan hızının artmasıyla konveksiyonla ısı transferi iyileşir, buna karşılık yük kayıplarını artırır. Bu husus göz önünde tutularak genellikle sıvılar için 0,5 – 6 m/s hızları arasında kalınır. Bazen erozyon, titreşim, akış stabilitesi ve gürültü gibi nedenlerle de hız sınırlanır.

Yüzeydeki kirlilik ısı transferine ve sürtünmeye etkisi bakımından hesaba katılmalıdır. Bu faktörler değiştirgeç boyutlarının tayininde büyük rol oynar. Örneğın kirlilik fazla ise ısı akıları düşük tutularak aşırı sıcaklık artmaları önlenir. Boru çapları da fazla kirlilik tabakası halinde geniş tutulmak zorundadır, aksi halde kesit daralması olur. Kirlilik malzeme kalitesine de tesir eder. Kirlilik tabakasını kimyasal yolla çözmek için asit eriyikleri kullanıldığında malzemeyi ona göre (örneğın paslanmaz çelik) seçmek gerekir.

Isı değiştiricilerinin imalatında ısı transferi ve akışkanın hareketi için gerekli pompaların gücü daima birlikte göz önünde tutulmalıdır. Yüksek yoğunluklu akışkanlarda pompalama gücü ısı debisinin yanında önemsiz mertebelerde olmakla beraber alçak yoğunluklarda durum böyle değildir, hattâ bazı ısı makinelerinden 4 veya 10 defa daha büyüktür. Hız arttırılınca ısı akısı aşağı yukarı hızla orantılı olarak artar, halbuki sarf edilen güç hızın en az karesi ile orantılı şekilde büyür. Yük kaybının azaltılması için hız düşürür, ancak hız düşürülünce yüzeyi büyötmek gerekir, bu içe tekrar yük kaybının artmasına yol açar. Gaz kullanan değiştiricilerde sıvılara göre ısı transferi daha kötü olduğundan yüzeyler çok büyür. Gaz-gaz değiştiricileri sıvı-sıvı değiştiricilerine göre aynı ısı debisi ve pompalama gücü için takriben 10 misli yüzeylidirler. Bu yüzden gaz akışlı ısı değiştiricileri küçük yapma çareleri araştırılmış, örneğin kanatlı yüzeyler kullanma yoluna gidilmiştir.

Değiştirici ne kadar derli toplu, küçük (kompakt) yapılabilirse ısı transferi hidrolik çapın tersi ile orantılı olduğundan iyileşir, yük kaybını arttıracasını unutmamak gerekir. Boruları içerisine türbölans doğurucu parçalar konarak da ısı transferi iyileştirilebilir. Bu halde yük kaybının artacağı doğaldır.

Isı transferini iyileştirmek için yukarıda bahsedilenlerden anlaşılacağı gibi bir ısı değiştiricisinin seçiminde yalnız yatırım değil, işletme masrafları da göz önüne alınmalıdır. Minimum masrafı bulmak için yatırımı işletme masrafları ile dengelemek gerekir. Örneğin bir ısı değiştiricisinde verilen sıcaklık ve kesit değerleri için ısı debisini arttırmak maksadıyla akışkan debisi iki misli yapılsın. Kapital masrafı hemen hemen yarı yarıya inerken pompalama masrafı takriben 8 misli çıkar.

Sonuç olarak denebilir ki fiyat, ağırlık ve diğer parametreler bakımından optimum olacak bir çözüml aramak gerekir. Bununla beraber, ısı değiştiricisi tipini seçerken dikkate alınması gereken faktörleri şu şekilde özetlenebilir[16].

1. Konstrüksiyon malzemeleri
2. Basınç ve sıcaklık
3. Performans parametreleri, sıcaklık programı, debiler, basınç düşümleri
4. Kirlenme eğilimleri

5. Muayene, temizleme, tamir ve ilave
6. Akışkanların tipleri ve fazları
7. Isı değiştiricisinin boyutu
8. Bulunabilirlik
9. Ekonomik faktörler

2.4. Isı Değiştiricilerinde Optimizasyon

A.Bejan, G. Tsatsoranis, M. Moran[17] ısı değiştirici dizaynında son 10 yıl içinde en ayrıntılı şekilde ısı değiştirici dizayn problemlerinin çözümlüne ve optimizasyon metodlarının geliştirilmesine yönelik çok iyi kaynak olmuştur. Bejan, ısı değiştiricisi dizaynında, yalnızca ısı geçiş miktarının hesaplanması değil; aynı zamanda ısı değiştirici basınç kayıplarını göz önünde tutan dizayn metodları geliştirmiştir. Yaptıkları çalışmada, ısı değiştirici tiplerine göre basınç kayıpları yüzünden meydana gelen entropi üretimi, akışkanlar mekaniği ifadelerini kullanarak çıkarılmıştır. Optimum dizayn şartını, entropi üretiminin minimum olduğu andaki ısı değiştirici akış özellikleri sağlayacağından, bu akış özelliklerine sahip optimum ısı değiştiricisi elde edilmiş olacaktır. Değişik akış özelliklerine sahip ısı değiştirici tiplerindeki entropi üretimi Reynolds, Nusselt boyutsuz sayılarınca bulunabilmektedir. Bulunan entropi artışının minimum olması için yapılan optimizasyon yöntemi ile optimum akış özelliklerine sahip ısı değiştiricisi tasarımı yapılması için gerekli akış özelliğini gösteren denklem ortaya konmuştur. Elde edilen optimum akış ifadesinden, ısı değiştiricisinin özelliklerinden bir kaçının bilinmesi şartıyla diğer özellikler bulunarak optimum ısı değiştirici elde edilebilmektedir.

Isıl sistemlerin dizayn çalışmalarında, kullanılan optimizasyon yöntemleri, matematik modelleme, sistemin termo ekonomisi ve sistem simülasyonu konularında Stoecker'un "Design of Thermal System" isimli bir kaynak kitabı bulunmaktadır.

Son yıllarda entropi artışını minimum yapan optimizasyon metodu üzerinde araştırmalar yapmıştır. Yapılan çalışmalarda, basınç kayıplarını meydana getiren sebepler ihmal edilmiş, yalnızca ısı geçişini gerçekleştirecek sıcaklık farkından dolayı meydana gelen tersinmezlik göz önünde tutulmuştur. Soğuk ve sıcak akışkan

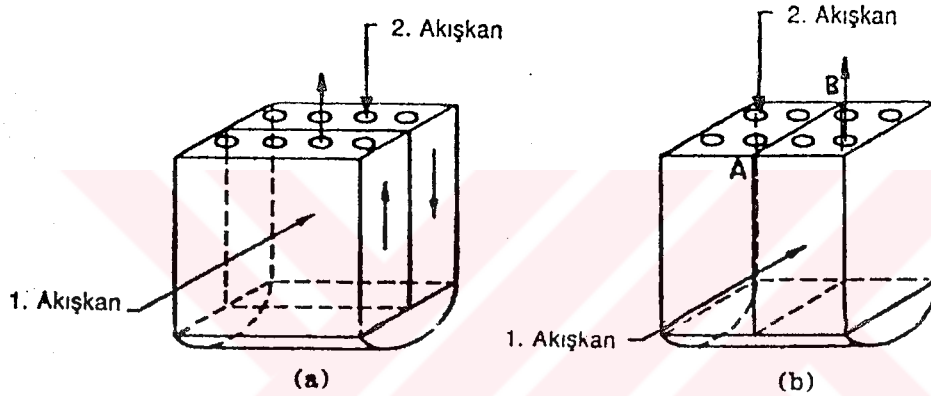
sıcaklıkları, ısı değiştirici toplam ısı geçiş katsayısı, akışkanların özgül ısıları, ısı değiştirici alanı sabit olduğu basit bir ısı değiştirici üzerinde yapılan optimizasyon çalışmalarında, termodinamiğin birinci ve ikinci kanunlarını kullanarak entropi üretimi bulunmuştur. Bulunan entropi üretimini minimum olması için yapılan optimizasyon çalışmasında, sıcak akışkanla soğuk akışkan arasında istenen ısı geçiş miktarı, sağlanması gereken bağıntı olarak kullanılmıştır. Lagrange çarpanı metodu kullanılarak yapılan optimizasyon sonucunda, optimum çözümler olarak sıcak akışkan sıcaklığı ile soğuk akışkan sıcaklığının orantılı olduğu sonucuna varılmıştır. Yapılan çalışmalarda ısı değiştirici içindeki akışkanların akış şekillerinin, elde edilen optimum sonucun kullanılması ile hangi şekilde verimli halde olduğu konusunda fikir birliğine varılmıştır.

A.Can[18] çift borulu bir ısı değiştiricinin, paralel ve aynı yönlü ve paralel zıt yönlü akış şekilleri için, giriş ve çıkış sıcaklıklarının, sıcaklık farklarının ve akış şeklinin etkisinin, deneysel araştırılması amaçlanmıştır. Buradan elde edilen sonuçlara göre, ısı değiştirici tasarımıında kullanılacak bilgiler açıklanmış ve ısı değiştiricilerinde maliyet ve enerji masraflarını en ekonomik değere getirecek bir tasarımın, hangi yöntemle yapılması gerektiği açıklanmıştır.

Isı değiştirici dizayn çalışmalarında, büyük öneme sahip ekonomik analizle ilgili çok yayın bulunmaktadır. Entropi üretimini minimize ederek yapılan optimizasyon çalışmaların yanı sıra, gereken yatırımın geri dönüşü, elde edilen kazancın ifade edilip, karşılaştırılması gibi ekonomik analiz çalışmaları da vardır. Çalışmaların adına verilen termo ekonomik optimizasyonda, ilk olarak yatırım miktarları tespit edilmektedir. İkinci adım, gerçek ürün fiyatlarının güncel şartlar altında (vergiler, enflasyon, fiyat eskilasyonu, finans farkları, vs...) bulunmaktadır. Üçüncü adım, yatırıma karşılık elde edilen kârın hesaplanmasıdır. Son adım ise, alternatif yatırıma karşılık sistemlerin karşılaştırılmasından oluşmaktadır. Böylece yapılacak dizaynların doğruluğu hakkında kesin sonuca ulaşılmaktadır.

2.5. Isı Değiştiricilerinin Akış Şekline Göre Sınıflandırılması ve Tek Geçişli Çapraz Akışlı Isı Değiştiricileri

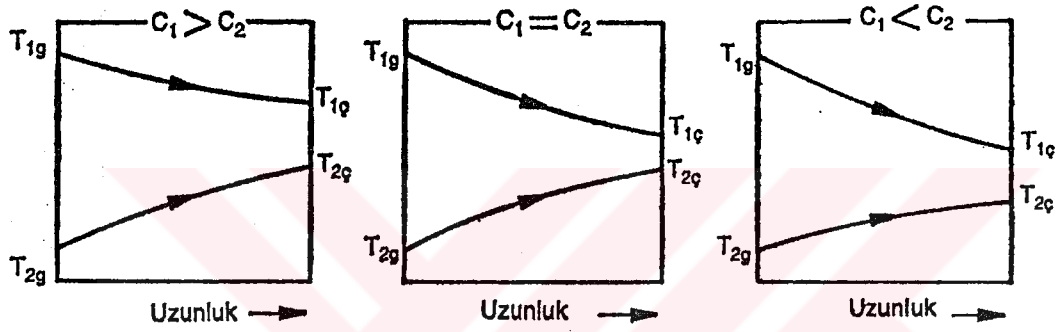
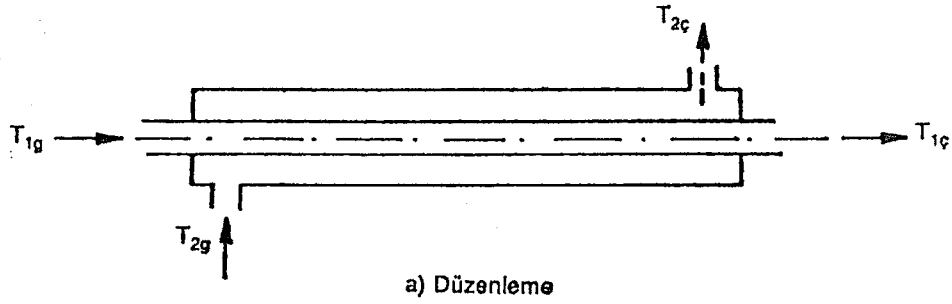
Isı değiştiricileri içindeki akışkanların akış şekillerinin çeşitli şekillerde düzenlenmeleri, daha sonra inceleyeceğimiz ortalama sıcaklık farkına, ısı değiştiricisinin etkinliğine ve ısı değiştirici içindeki ısıl gerilmelerin büyüklüğüne çok etki eder. Akıma göre sınıflama esas olarak tek geçişli ve çok geçişli olmak üzere iki temel grupta toplanabilir. Tek geçişli halde iki akışkan ısı değiştirici boyunca birbirleri ile yalnızca bir kere geçişirken, çok geçişli halde iki akışkan birkaç kere geçişir. Bir ve iki geçişli ısı değiştirici sistemlerinin şematik açıklaması Şekil 2.1'de görülmektedir[19].



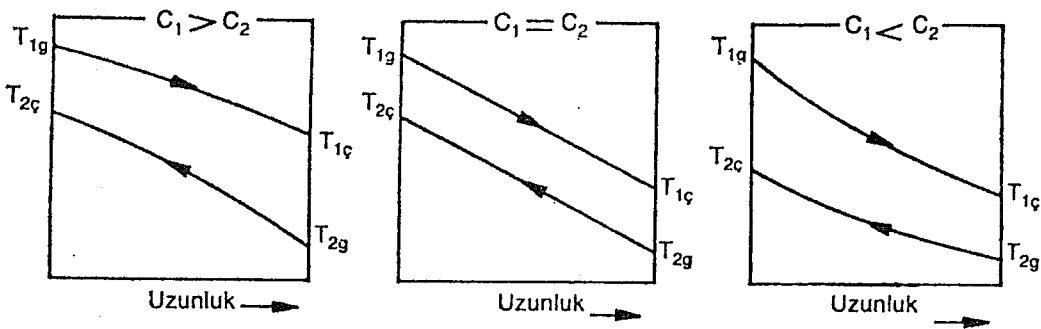
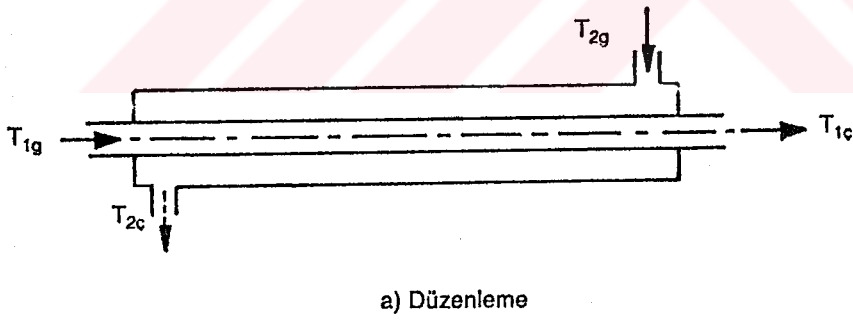
Şekil 2.1 (a) İki geçişli (b) tek geçişli ısı değiştirici sistemleri

Tek geçişli ısı değiştiricileri, paralel, ters ve çapraz akımlı olmak üzere üç esas şekilde gerçekleşir. Paralel akımlı ısı değiştiricilerinde akışkanlar, değiştiricinin bir ucundan girip aynı doğrultuda akarlar ve değiştiricinin diğer ucundan çıkarlar. Şekil 2.2 (a) da çift borulu bir ısı değiştiricisinde bu tip bir düzenleme görülmektedir. $C = \dot{m}.c_p$ şeklinde tanımlanan akışkanların ısıl kapasite debilerinin bir birlerine göre, büyük küçük veya eşit olması hallerinde, değiştirici boyunca sıcaklık dağılımları Şekil 2.2 (b) de verilmiştir. Bu düzenlemede değiştiricinin ısı transferi olan cidarının sıcaklığı fazla değişmez. Bu yüzden ısıl gerilmelerin istenmediği durumlarda paralel akımlı düzenleme tercih edilir. Ters akımlı ısı değiştiricilerinde ise akışkanlar değiştirici içinde birbirlerine göre ters olarak akarlar. Şekil 2.3 (a) da akışkanların ısıl kapasite debilerine göre, değiştirici içindeki sıcaklık dağılımlarının değişimi Şekil 2.3 (b) de verilmiştir. İleride teorik analizlerde gösterileceği gibi, ters akımlı ısı değiştiricilerindeki ortalama logaritmik sıcaklık farkı diğer bütün düzenlemelerden daha büyüktür. Diğer tiplere göre bu tipte

daha kompakt ısı değiştiricileri elde edilebilmesine karşın, pratikte imal glklri, ısı transfer yüzeyindeki ısı gerilmeler ve korozyon tehlikesi nedenleriyle birçok uygulamada ters akımlı ısı değiştiricisi tercih edilmeyebilir.

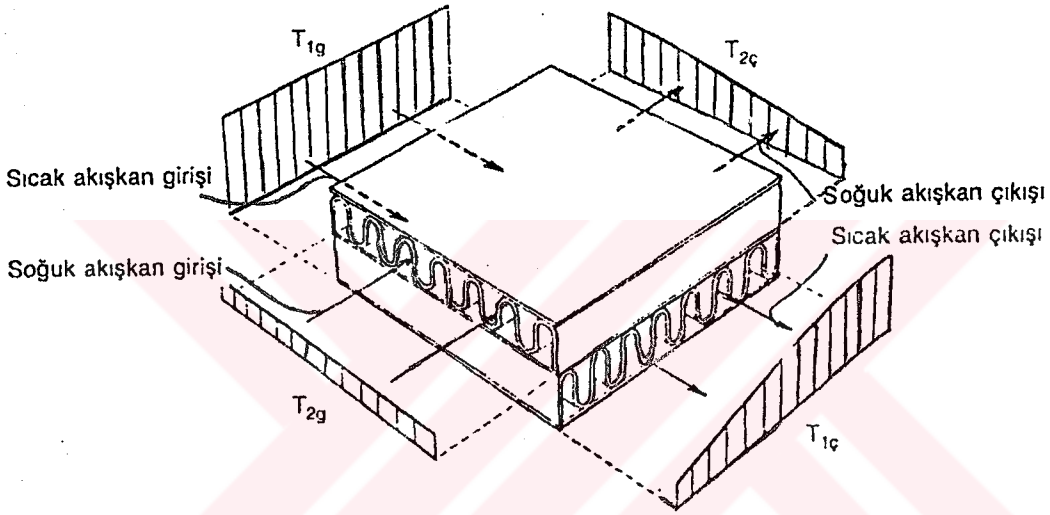


şekil 2.2 Paralel akımlı ısı değiştiricisi



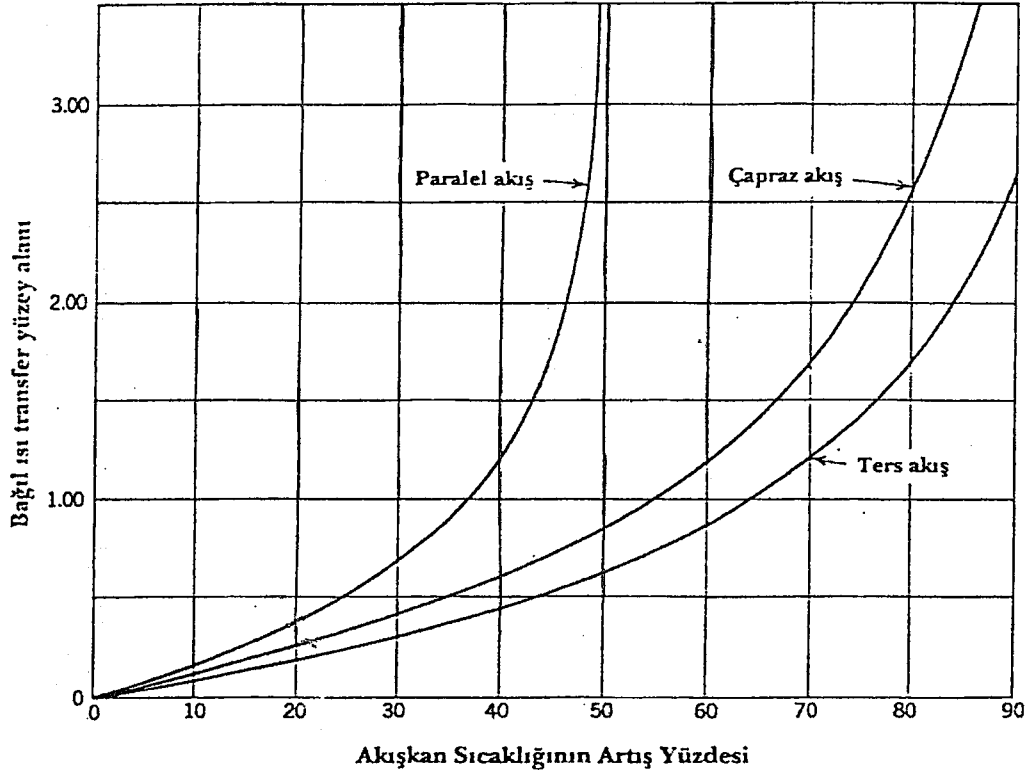
şekil 2.3 Ters akımlı ısı değiştiricileri

Çapraz akımlı durumda ise ısı değıştircileri içindeki akışkanların birbirlerine göre çeşitli şekillerde düzenlenir. Bilindiğı üzere yapılan çalışmada, bu sınıflandırmadaki tek geçişli ısı değıştircilerinin çapraz akımlı olanı ele alındı. Bu düzenlemede ısı değıştircisi içindeki akışkanlar birbirlerine göre dik olarak akarlar. Yapılan konstrüksiyona göre, kanatlar veya şaşırtma levhaları yardımıyla, akışkanlar değıştirci içinde ilerlerken kendi kendisi ile karışabilir veya karışmayabilir. Akışkan değıştirci içinde bireysel kanallar (veya borular) içinde akıyorsa ve bitişik kanal içindeki akışkan ile karışmıyorsa, bu akışkana karışmayan adı verilir, tersi duruma ise karışan akışkan adı verilir.



Şekil 2.4 Akışkanların karışmadığı çapraz akımlı ısı değıştircisinde sıcaklık dağılımları

Çapraz akışlı ısı değıştircilerinde ortalama logaritmik sıcaklık farkı ve ısı değıştirci etkinliğı, paralel akımlılardan daha iyi, ters akımlılardan kötüdür. İmalat kolaylığı nedeniyle pratikte kompakt ısı değıştircilerinin büyük çoğunluğu çapraz akımlı olarak yapılır. Kompakt ısı değıştircileri ağırlık, hacimden kazanç sağladığı ve daha esnek bir projelendirmeye olanak sağladığı için kompakt olmayanlara göre tercih edilebilir. Buna karşılık akışkanlardan en az birinin gaz olması, yüzeyi kirleten korozif akışkanların kullanılmaması ve akışta meydana gelen aşırı yük kayıplarını yenebilmek için ilave pompa gücünün gerekmesi, kompakt ısı değıştircilerinin sakıncaları olarak söylenebilir. Kompakt ısı değıştircisinin anlamı, küçük hacimde büyük kapasitedir. Bunlar için Matris ısı değıştircisi ifadesi de kullanılmaktadır.



Şekil 2.5 Paralel, Ters ve Çapraz Akışların Karşılaştırılması

2.6. Plakalı Isı Değiştiricileri

60 yıl önce geliştirilmiş olan plakalı ısı değiştiriciler, bu süre içerisinde pek çok yeni uygulamalar ile kullanım alanlarını sürekli olarak geliştirmiştir. Özellikle son 20 yıl içerisinde üretim metotlarında meydana gelen gelişmelere paralel olarak kaynaklı tip plakalı ısı değiştiricilerin de geliştirilebilmesi mümkün olmuştur. Günümüzde plakalı ısı değiştiricileri genel olarak yüksek verim gerektiren ısıtma, soğutma ve ısı geri kazanım görevlerinde aşağıdaki uygulamalarda kullanılmaktadır[20].

- Kimya-Proses Endüstrileri
- Kağıt Sanayi
- Sıvı Gıda Sanayi
- HVAC Uygulamaları
- Elektrik Santralleri
- Demir Çelik Endüstrisi
- Şeker Fabrikaları
- Rafineriler
- Gemi Makine Daireleri

Plakalı ısı değiştiricilerinin binalarda, endüstride ve diğer alanlarda çok çeşitli uygulamaları olabilmektedir. Örneğin, binalarda kalorifer suyunun ısıtılması, kullanma sıcak suyun ısıtılması, klima suyunun soğutulması, yüzme havuzlarında havuz suyunun ısıtılması; endüstride çeşitli maksatlı yağ ve proses sularının ısıtılması, soğutulması, pastörizasyon işlemlerinde kullanılmaktadır. Yukarıdaki klasik uygulamalarının yanı sıra çeşitli proseslerde oluşan atık ısının geri kazanımında, jeotermal enerjinin değerlendirilmesinde, güneş enerjisinin kullanımında ve ısı pompası enerjisinden faydalanılmasında kullanılır. Plakalı ısı değiştiricilerinin karakteristik özellikleri aşağıdaki gibi sıralanabilir[21].

- Küçük ve işlevsel: İnşaatlarda kullanım alanının büyüklüğü çok önemlidir. Endüstriyel tesislerin revizyonunda, mevcut alanın en elverişli kullanımı tasarrufun anahtarıdır. Plakalı ısı değiştiricisi, aynı ısı yükündeki diğer ısı değiştiricilerinden çok daha az yer kaplar.
- Uyarlanabilir: Kullanma alanı genişlediğinde, diğer ısı değiştiricilerine kıyasla çok düşük bir maliyetle kapasitesi artırılabilir. Kısa bir süre içinde plakaların artırılması, azaltılması ve ısıl rejime göre yeniden düzenlenmesi mümkündür. Hareket ettirilebilir çerçeve plakası dizaynı, kapasitenin kolaylıkla artırılabilmesine imkan tanır.
- Bakımı kolay: Plakalı ısı değiştiricilerinin bakımı gerektiğinde plakalar sökülerek temizliği kolaylıkla yapılabilir. Ayrıca plakalar paslanmaz çelik olduğundan korozyona da dayanıklıdır.
- Titreşimi yutar: Contalar titreşimi yutarak kendi içinde titreşim kompanzasyonu sağlar, bu da, büyük basınçlarda rahatlıkla kullanılmasına olanak tanır. Borulu ve tüplü ısı değiştiricilerinde ise titreşimin neden olduğu sızıntılar ek bir maliyet getirir.
- Sökülmesi kolay: Plakalı ısı değiştiricilerinin sıkıştırma contaları sökülüp baskı plakası çıkarılarak temizlik, kontrol ve bakım için kolaylıkla açılabilir.

- **Büyük ısı verim:** İyi bir plaka tasarımı, yüksek türbülans, düşük kirlenme ve yüksek ısı geçişi sağlar. Ters akım içindeki bu yüksek türbülansla 2 °C yaklaşıklıkla ısı geçişi sağlanarak ısı ekonomisi sağlar. Isı geri kazanımında ekonomik çözümler sunar.
- **Düşük akışkan hacmi:** Plakalı ısı değiştiricisinin ince kanal tasarımı, sıvı hacminin diğer ısı değiştiricilerine kıyasla düşük olması demektir. Düşük su hacmi, çabuk işlem ve daha az montaj ağırlığı sağlar.
- **Kısa devre riskini önler:** Yüzey işleme proseslerinde geleneksel metotla tank ısıtma ve soğutmasında, borular kısa devre riskine ve bunun ardından sistemin durmasına neden olur. Plakalı ısı değiştiricilerinin bu riskinin yanında kabuklaşma riskini de ortadan kaldırır.

Bu avantajların yanında ilk yatırım maliyetinin yüksek olması, çalışma basıncının sınırlı olması, kirlilik ve viskozite oranı yüksek akışkanlarda verimli çalışmaması olumsuz özellikleri olarak sayılabilir.

2.7. Isı Taşınımına Etki Eden Parametreler

Isı taşınımı ile ilgili haller incelenirken probleme etki eden parametrelerin sayısının fazla olması, özellikle ilk hesaplamalar sırasında kullanılacak değişkenlerin dikkatlice seçilmesini gerektirmektedir. Gereğinden fazla veya az sayıda değişkenin işin içine sokulması ya problemi çözümü mümkün olmayan hale getirecek, ya da yanlış sonuç alınmasına neden olacaktır. Bu yüzden, hesaplama başlamadan önce sistemin iyi etüt edilerek ısı taşınımını etkileyecek durumlar tespit edilmelidir.

Kanal içindeki akışta kanalın geometrisi, yüzey pürüzlülüğü, kanalın hareketli olup olmadığı gibi çok sayıda parametrenin ısı taşınım katsayısını hesaplarken göz önüne alınması gerekir.

Temel bazı kabuller yapıldığında, tez konusu problemin çözümünü kolaylaştırmak amacıyla bazı parametreler birinci derecede etkili sayılmayarak ihmal

edilebilmektedir. Bu sayede analitik çözümleri bulunmayan sistemlerin çözümlerine ulaşmak mümkün hale gelmektedir. Ancak yapılan her ihmalin ve yuvarlatmanın olayın doğasından giderek daha fazla uzaklaşan sonuçlar doğuracağı unutulmamalıdır.

Isı taşınımına etki eden parametreler genel olarak göz önüne alındığında kullanılan sistem için en önemli olanların kanal geometrisi, akışkan debisi, akışkanın giriş çıkış sıcaklıkları olduğu söylenebilir. Bu sayılanlardan kanal geometrisi dışında hiç biri doğrudan doğruya ısı taşınımına etki eden parametreler olarak sayılamazsa da sonucu değiştiren parametrelerdir[21].



BÖLÜM 3.

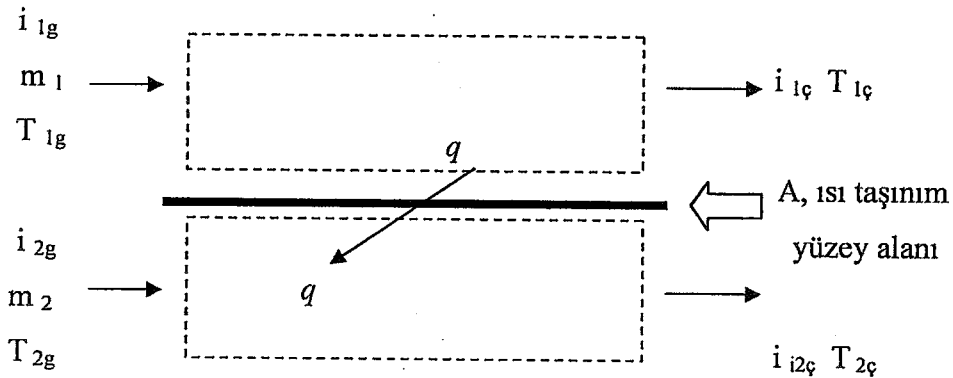
ISI DEĞİŞİCİLERİNİN BOYUTLANDIRMA ESASLARI

3.1. Isı Değiştiricilerinin Isıl Hesapları

Isı transferi, ısı yayılımı bilimidir. Bir sistem ile çevresi arasında yalnız sıcaklık farkından dolayı meydana gelen enerji transferi mekanizmasını ve sistem içerisindeki sıcaklık dağılımını etüt eder. Bir ısı değiştiricisinin tasarımının veya performansının belirlenebilmesi için, ısı değiştiricisindeki toplam ısı geçişi ile akışkana giriş ve çıkış sıcaklıkları, toplam ısı transfer katsayısı ve ısı geçişi toplam yüzeyi arasında bir bağıntı bulmak gereklidir. Termodinamik ve ısı geçişi prensiplerinden hareket ederek bir ısı değiştiricisindeki ısı geçişi, sadece içindeki akışkanlar arasında olduğu, yani ortama bir ısı kaybının olmadığı kabul edilirse, yüzeyli ısı değiştiricilerinde aşağıdaki bağıntılar yazılabilir[1].

q = Isı değiştiricide geçen ısı
= Sıcak akışkanın soğurken verdiği ısı
= Soğuk akışkanın ısınırken aldığı ısı

$$q = U.A.\Delta T_m \quad (3.1)$$



Şekil 3.1 İki akışkanlı bir ısı değiştiricisinde, sıcak ve soğuk akışkanlar için enerji dengesi

Yukarıdaki Şekil 3.1'den faydalanarak, sıcak (1) ve soğuk (2) akışkanlarda toplam enerji dengesinin yazılması ile iki bağıntı elde edilebilir. Sıcak ve soğuk akışkanlar arasındaki toplam ısı geçişi q ise ve ısı değiştiricisinden çevre ortama bir ısı kaybı yoksa, potansiyel ve kinetik enerjilerin göz ardı edilmesi durumunda, enerjinin korunumu için

$$q = \dot{m}_1 \cdot (i_{1g} - i_{1ç}) \quad (3.2)$$

ve

$$q = \dot{m}_2 \cdot (i_{2ç} - i_{2g}) \quad (3.3)$$

bağıntılarını verir. Akışkanlarda bir faz değişimi yoksa ve özgül ısıları sabit kabul edilebilirse, bu eşitlikler yerine

$$q = \dot{m}_1 \cdot c_{p1} \cdot (T_{1g} - T_{1ç}) \quad (3.4)$$

ve

$$q = \dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot (T_{2ç} - T_{2g}) \quad (3.5)$$

yazılabilir. Buradaki sıcaklıkların, belirli konumlardaki sıcaklıklardır. Dikkat edilirse yukarıdaki denklemler ısı değiştiricisi türünden bağımsızdır. Diğer bir yararlı bağıntı, sıcak ve soğuk akışkanlar arasındaki

$$\Delta T \equiv T_1 - T_2 \quad (3.6)$$

bağıntısıdır. Sıcaklık farkı ile toplam ısı geçişi q arasında bir ilişki kurularak elde edilebilir. Böyle bir bağıntı Newton'un soğuma yasasında, ısı taşınım katsayısı h yerine toplam ısı transfer katsayısı U' yu yazarak bulunabilir. Bu durumda, ΔT_m ısı değiştiricisi içinde değiştiğinden, bu bağıntıyı

$$q = U.A.\Delta T_m \quad (3.7)$$

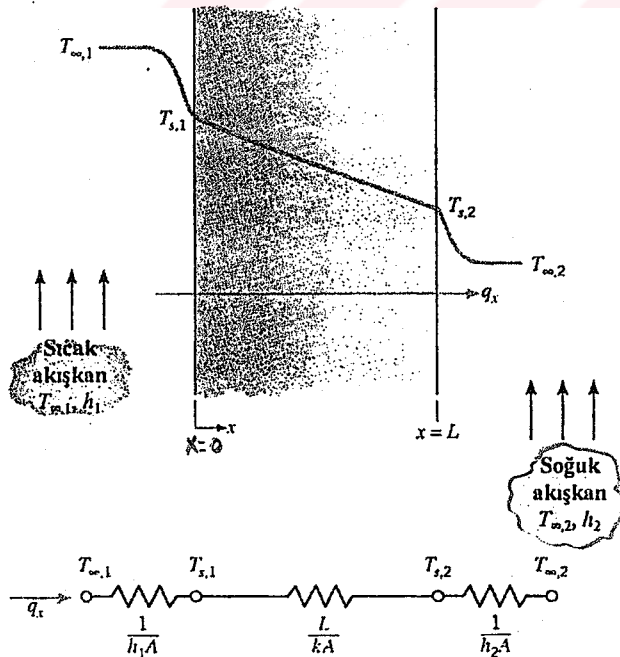
biçiminde yazmak gerekir. Burada ΔT_m uygun bir ortalama sıcaklık farkı anlamındadır.

Bu bölümde ayrıştırma kanalsız durum için geçerli olan “sürekli rejimde bir boyutlu ısı iletimi” ile ayrıştırma kanallı durum için kullanılan çok katlı duvarda (karma duvar) ısı geçişi konularını incelenecektir.

3.1.1. Düzlemsel bir duvarda bir boyutlu iletim

Yukarıda kullandığımız “bir boyutlu” ifadesi sıcaklığın yere bağlı değişimlerini tanımlamak için sadece bir eksene gerek duyulduğunu belirtir. Bu nedenle, bir boyutlu bir sistemde, sıcaklık gradyanları sadece tek bir eksen yönünde vardır ve ısı geçişi de yalnızca bu yönde olur. Her noktadaki sıcaklık zamandan bağımsız ise sistem sürekli rejim ile nitelendirilir.

Düzlemsel bir duvarda bir boyutlu iletimde, sıcaklık sadece x ekseninin bir fonksiyonudur ve ısı yalnızca bu yönde geçmektedir.



Şekil 3.2 Düzlemsel bir duvarda ısı geçişi için sıcaklık dağılımı ve eşdeğer ısıl devre

Yukarıdaki Şekil 3.2'de $T_{\infty,1}$ sıcaklığındaki sıcak akışkandan duvarın $T_{s,1}$ sıcaklığındaki yüzeyine taşınımıyla, duvar içerisinde iletimle ve duvarın $T_{s,2}$ sıcaklığındaki diğer yüzeyinden $T_{\infty,2}$ sıcaklığındaki soğuk akışkana taşınımıyla ısı geçişi gösterilmiştir.

Çözümlemeye duvar içindeki koşullar ele alınıp başlanıp, önce sıcaklık dağılımı belirlenecek, daha sonra iletimle ısı geçişi elde edilecektir.

Duvardaki sıcaklık dağılımı ısı denkleminin uygun sınır koşulları ile çözülmesi sonucu belirlenebilir. Duvar içinde ısı iletiminin olmadığı sürekli rejim koşulları için ısı denklemi

$$\frac{d}{dx} \left(k \frac{dT}{dx} \right) = 0 \quad (3.8)$$

şeklindedir.

Bu denklemden, içinde ısı üretiminin olmadığı düzlemsel bir duvarda bir boyutlu, sürekli rejimde, ısı iletim akısının sabit olup x 'ten bağımsız olduğu görülür. Duvar malzemesinin ısı iletim katsayısı sabit alınırsa, genel çözüm elde etmek için denklem iki kez entegre edilebilir.

$$T(x) = C_1 x + C_2 \quad (3.9)$$

C_1 ve C_2 entegrasyon sabitlerini bulmak için sınır koşulları gereklidir. $x = 0$ ve $x = L$ 'de birinci tür sınır koşullarının geçerli olduğunu varsayalım:

$$T(0) = T_1 \quad \text{ve} \quad T(L) = T_{s,2} \quad (3.10)$$

genel çözümde $x = 0$ 'daki koşul uygulanırsa,

$$T_{s,1} = C_2 \quad (3.11)$$

bulunur. Benzer olarak $x = L$ 'de

$$T_{s,2} = C_1 L + C_2 = C_1 L + T_{s,2} \quad (3.12)$$

yazılıp,

$$\frac{T_{s,2} - T_{s,1}}{L} = C_1 \quad (3.13)$$

elde edilir. Sabitlerin genel çözümde yerine konulmasıyla sıcaklık dağılımı bulunur:

$$T(x) = (T_{s,2} - T_{s,1}) \cdot \frac{x}{L} + T_{s,1} \quad (3.14)$$

bu sonuçtan, ısı üretimsiz ve sabit ısı iletim katsayılı düzlemsel bir duvarda, bir boyutlu, sürekli rejim ısı iletiminde sıcaklığın x ile doğrusal olduğu açıkça görülmektedir.

Sıcaklık dağılımı bilindiğinden, iletimle geçen ısı Fourier yasası kullanılarak bulunur.

$$q_x = -kA \frac{dT}{dx} = \frac{kA}{L} (T_{s,1} - T_{s,2}) \quad (3.15)$$

A 'nın ısı geçişi yönünde dik duvar alanı olduğu ve düzlemsel duvar için x 'e göre sabit kaldığı hatırlanmalıdır. Bu durumda ısı akısı;

$$q_x'' = \frac{q_x}{A} = \frac{k}{L} (T_{s,1} - T_{s,2}) \quad (3.16)$$

denklem (3.15) ve (3.16) gerek iletimle ısı geçişinin gerekse ısı akısının sabit ve x 'den bağımsız olduğunu göstermektedir.

3.1.2. Isıl Direnç

Bu noktada, denklem (3.16) ile çok önemli bir kavramın ortaya konulduğu bilinmelidir. Bu kavram elektrik akımı ile ısının yayılması arasında bir benzeşim bulunduğudur. Bir elektrik direnci ile iletilen elektrik arasında ilişki, bir ısı dirençle iletilen ısı arasındaki ilişkiye benzerdir. Direnç, bir potansiyel farkının, akıma oranı olarak tanımlanır denklemin (3.15) den ısı iletim direncinin

$$R_{t,iletim} \equiv \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{q_x} = \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{\frac{kA}{L}(T_{s,1} - T_{s,2})} = \frac{L}{kA} \quad (3.17)$$

olduğu çıkar. Benzer biçimde, Ohm yasası aynı sistemdeki elektrik iletimi için elektrik direncini,

$$R_e \equiv \frac{E_{s,1} - E_{s,2}}{I} = \frac{L}{\sigma A} \quad (3.18)$$

olarak verilir. Denklem (3.17) ve (3.18) arasındaki benzeşim çok açıktır. Bir ısı direnç, yüzeyde taşınım ile ısı geçişi ile de ilişkili olabilir. Newton'un soğuma yasasından

$$q = hA(T_s - T_\infty) \quad (3.19)$$

olup, ısı taşınım direnci aşağıdaki gibidir.

$$R_{t,taşınım} \equiv \frac{T_s - T_\infty}{q} = \frac{1}{hA} \quad (3.20)$$

devre benzetimi ısı geçişi problemlerinin çözümlenmesinde büyük kolaylık sağlar. Yüzeylerinde taşınım olan düzlemsel bir duvar için eşdeğer ısı devre Şekil 3.2' de gösterilmektedir. Geçen ısı, devredeki her bir elemanın ayrı olarak ele alınmasıyla belirlenebilir. Devre üzerinde q_x sabit olduğundan,

$$q_x = \frac{T_{\infty,1} - T_{s,1}}{1/h_1 A} = \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{L/kA} = \frac{T_{\infty,2} - T_{s,2}}{1/h_2 A} \quad (3.21)$$

elde edilir. $T_{\infty,1} - T_{\infty,2}$ toplam sıcaklık farkı ve R_{top} toplam ısı direnç olmak üzere geçen ısı,

$$q_x = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,2}}{R_{top}} \quad (3.22)$$

denklemlerle gösterilebilir. İletim ve taşınım dirençleri seri bağlı olduklarından toplanabilirler ve,

$$q_x = \frac{1}{h_1 A} + \frac{L}{kA} + \frac{1}{h_2 A} \quad (3.23)$$

bulunur.

3.1.3. Karma Duvar

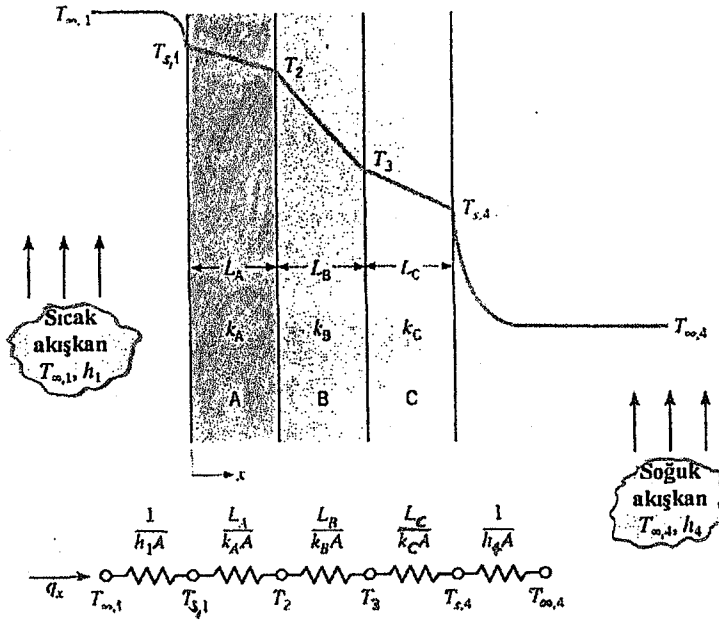
Eşdeğer ısı devreleri, karma duvarlar gibi daha karmaşık sistemler için de kullanılabilir. Böyle duvarların katmanları, farklı malzemelerden oluşturulduklarından çok sayıda seri ve paralel ısı direnç içerebilir. Şekil 3.3'de seri karma duvar ele alınmaktadır. Bu sistem için bir boyutlu ısı geçişi,

$$q_x = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,4}}{\sum R_{top}} \quad (3.24)$$

olarak ifade edilebilir. Burada $T_{\infty,1} - T_{\infty,4}$ toplam sıcaklık farkı olup, paydadaki toplamda bütün ısı dirençleri bulunmaktadır. Bu nedenle

$$q_x = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,4}}{\left[(1/h_1 A) + (L_A/k_A A) + (L_B/k_B A) + (L_C/k_C A) + (1/h_4 A) \right]} \quad (3.25)$$

olur.



Şekil 3.3 Bir seri karma duvar için eşdeğer ısıl devre

Isı geçişi ayrıca her bir elemanla ilgili sıcaklık farkı ve dirençle de gösterilebilir:

$$q_x = \frac{T_{\infty,1} - T_{s,1}}{(1/h_1 A)} = \frac{T_{s,1} - T_2}{(L_A/k_A A)} = \frac{T_2 - T_3}{(L_B/k_B A)} = \dots \quad (3.26)$$

karma sistemlerde Newton'un soğuma yasasına benzer bir biçimde tanımlanan, toplam ısı geçiş katsayısı U ile çalışmak çoğu kez daha kolaydır. Bu yaklaşımla,

$$q_x = UA\Delta T \quad (3.27)$$

olup, ΔT toplam sıcaklık farkıdır. Toplam ısı geçiş katsayısı toplam ısıl dirençle ilişkilidir ve denklem (3.24) ve (3.27) den

$$UA = \frac{1}{R_{top}} \quad (3.28)$$

olduğu görülür. Buradan Şekil 3.3 deki karma duvar için,

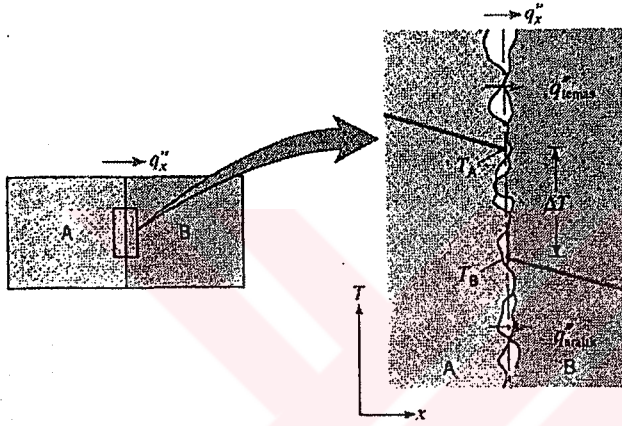
$$U = \frac{1}{R_{top}A} = \frac{1}{\left[(1/h_1A) + (L_A/k_A A) + (L_B/k_B A) + (L_C/k_C A) + (1/h_4A) \right]} \quad (3.29)$$

ve genel olarak

$$R_{top} = \sum R_{top} = \frac{\Delta T}{\dot{q}} = \frac{1}{UA} \quad (3.30)$$

yazılabilir.

3.1.4. Temas Direnci



Şekil 3.4 Isıl temas direnci nedeniyle sıcaklık düşmesi

Şimdiye kadar göz önüne alınmamakla birlikte, karma sistemlerde, katmanların ara yüzelerindeki sıcaklık düşmesi önemli olabilir. Bu sıcaklık düşmesi ısıl temas direnci $R_{t,c}$ ile ilişkilendirilir. Bu etki Şekil 3.4'de gösterilmekte olup, ara yüzeyin birim alanı için direnç, aşağıdaki şekilde tanımlanır:

$$R_{t,c}'' = \frac{T_A - T_B}{\dot{q}_x''} \quad (3.31)$$

sonlu bir temas direncinin varlığı yüzey pürüzlülüğünden kaynaklanır. temas noktaları, çoğu durumda, hava ile dolu olan aralığa yayılmıştır. Isı geçişi bundan dolayı gerçek temas noktaları üzerinden iletimle ve aralık boyunca iletim ve/veya taşınım ile olur. Temas direncine temas noktalarından ve aradaki havadan oluşan iki paralel direnç olarak da bakılabilir. Temas alanı genellikle küçüktür ve özellikle, pürüzlü yüzeyler için dirence en büyük katkı aradaki hava tarafından yapılır.

Isı iletim katsayısı ara yüzeydeki akışkanın ısı iletim katsayısından büyük katılar için, temas direnci temas noktaları alanının artması ile küçültülebilir. Böyle bir artış, karşılanan yüzeylerin pürüzlülüğünün azaltılması ve/veya birleşme basıncının artırılması ile sağlanabilir. Temas direnci, büyük ısı iletim katsayılı bir ara yüzey akışkanı seçerek de azaltılabilir. Bu açıdan, akışkan olmaması (boş bir ara yüzey) aralık üzerindeki iletimi kaldırır, bu suretle temas direnci artar.

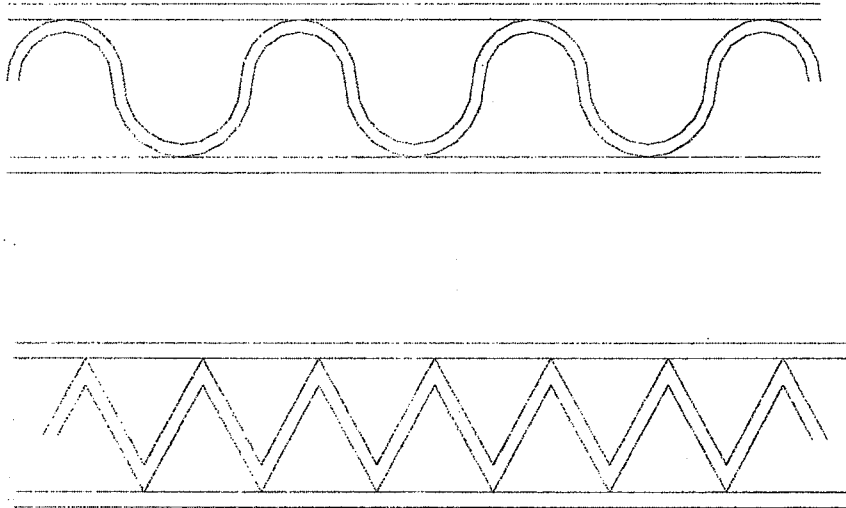
$R''_{i,c}$ tahmini için teoriler geliştirilmiş olmakla beraber en güvenilir sonuçlar deneysel olarak elde edilmiş olanlardır. Bastırmanın metal ara yüzeylere etkisi, vakum şartlarında ısı dirençlerinin yaklaşık değerlerini gösteren tablolar verilmiştir[22]. Buradaki sonuçlardan ayrı olarak, bazı uygulamalar farklı katılar ve/veya çok değişik dolgu malzemeleri arasında temas içermektedir. Temas eden yüzeyler arasında bulunan ve ısı iletim katsayısı havaninkinden büyük olan herhangi bir dolgu maddesi temas direncini azaltacaktır. Bu amaca uyan iki malzeme türü yumuşak metaller ve ısı yağlarıdır. İndiyum, kurşun ve gümüşün de içinde olduğu metaller ince bir folyo olarak araya sokulur veya ana malzemeden birine ince bir kaplama olarak uygulanır. Isı iletim katsayısı havaninkinden 50 kez daha büyük olan bir malzeme ile açıklığı tam olarak doldurma özelliği nedeniyle silikon esaslı yağlar sıkça kullanılır.

Yukarıdaki ara yüzeylerden farklı olarak, bazı ara yüzler sürekli bağlantılar içerir. Bağlantı, epoksi, kurşunca zengin yumuşak bir lehim veya altın/çinko alaşımı gibi sert bir lehim ile gerçekleştirilebilir. Ana ve bağlayıcı malzemeler arasındaki ara yüzey dirençleri nedeniyle bağlantının gerçek ısı direnci bağlantı malzemesinin k ısı iletim katsayısı ve L kalınlığından hesaplanan (L/k) teorik direncini aşar. Epoksi ve lehimli bağlantıların ısı dirençleri de yapım sırasında veya normal çalışma sırasındaki ısı dönüşümlerin bir sonucu olarak meydana gelen çatlaklar ve boşluklardan ters biçimde etkilenir.

Isıl temas dirençleri ile ilgili sonuçlar ve modellerin geniş incelemesi Snaith[23], Madhusudana[24] ve Yovanovich[25] tarafından verilmiştir.

Tablo 3.1 Bazı katı/katı ara yüzeylerin ısı direnci

<u>Ara Yüzey</u>	$R_{t,c}'' \times 10^4 (m^2.K/W)$	<u>Kaynak</u>
Silikon çip üzerine bastırılmış alüminyum levha, havada (27-500 kN/m ²)	0,3-0,4	[26]
Alüminyum/ alüminyum indiyum folyo dolduruculu (100 kN/m ²)	0,07	[22-23]
Paslanmaz çelik/ paslanmaz çelik indiyum folyo dolduruculu (3500 kN/m ²)	0,04	[22-23]
Alüminyum/Metalik (Pb) kaplamalı alüminyum	0,01-0,1	[27]
Alüminyum/Dow Corning 340 yağlı alüminyum (100 kN/m ²)	0,07	[22-23]
Paslanmaz çelik/ Dow Corning 340 yağlı paslanmaz çelik (3500 kN/m ²)	0,04	[22-23]
Silikon çip/0,02 mm epoksili alüminyum	0,2-0,9	[28]
Pirinç/15- μ m kalay lehim pirinç	0,025-0,14	[29]



Şekil 3.5 Temas noktalarının gösterimi

3.1.5. Toplam Isı Transfer Katsayısı U [$W/m^2.K$]

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

Diğer taraftan, çoğu zaman bir akışkana veya her iki akışkana ait yüzeye eklenen kanatların, yüzey alanını arttırdıkları için ısı taşınımında ısı direnci azalttıkları bilinmektedir. Bu nedenle kanat ve yüzey kirliliği etkileri (R_f), kanatlı yüzeyin toplam yüzey etkenliği (η_0) değerleri göz önüne alındığında, toplam ısı geçiş katsayısı,

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_0 hA)_1} + \frac{R_{f,1}''}{(\eta_0 A)_1} + \frac{d}{kA} + \frac{1}{(\eta_0 hA)_2} + \frac{R_{f,2}''}{(\eta_0 A)_2} \quad (3.32)$$

biçiminde yazılabilir[1]. Yapılan alışmada R_f ve η_0 değerleri ihmal edildiğinden ve A değeri de her yerde aynı olduğu için sadeleştiğinden, eşitlik (3.32) şu hali alır.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_1} + \frac{d}{k} + \frac{1}{h_2} \quad (3.33)$$

fakat bu formüldeki d değerinin ayrıştırma kanallı ve kanalsız durumlarda farklı olduğu gözden kaçırılmamalıdır. Ayrıştırma kanallı durum için U değeri,

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_1} + \frac{d_{ak}}{k} + \frac{1}{h_2} \quad (3.34)$$

dir.

Metal yüzeylerdeki pürüzlülük nedeniyle iki metal arasındaki temasın mükemmel olmaması yüzünden, bu yüzeylerde bir temas direnci oluşur. İki yüzeydeki temas direnci bu yüzeylerde bir sıcaklık atlamasına neden olur. Ayrıştırma kanallı durum için, kanalla plakanın temas ettiği yerde yüzey pürüzlülüğünden dolayı bir hava tabakası oluşacaktır. Bu yüzden denklem (3.33)'e $\frac{d_{\text{pürüzlülük}}}{k_{\text{hava}}}$ ibaresi de eklenebilir.

Ancak bu değer (10^{-6}) mertebesinde olmasından dolayı hesaplamalarda ihmal edilmiştir.

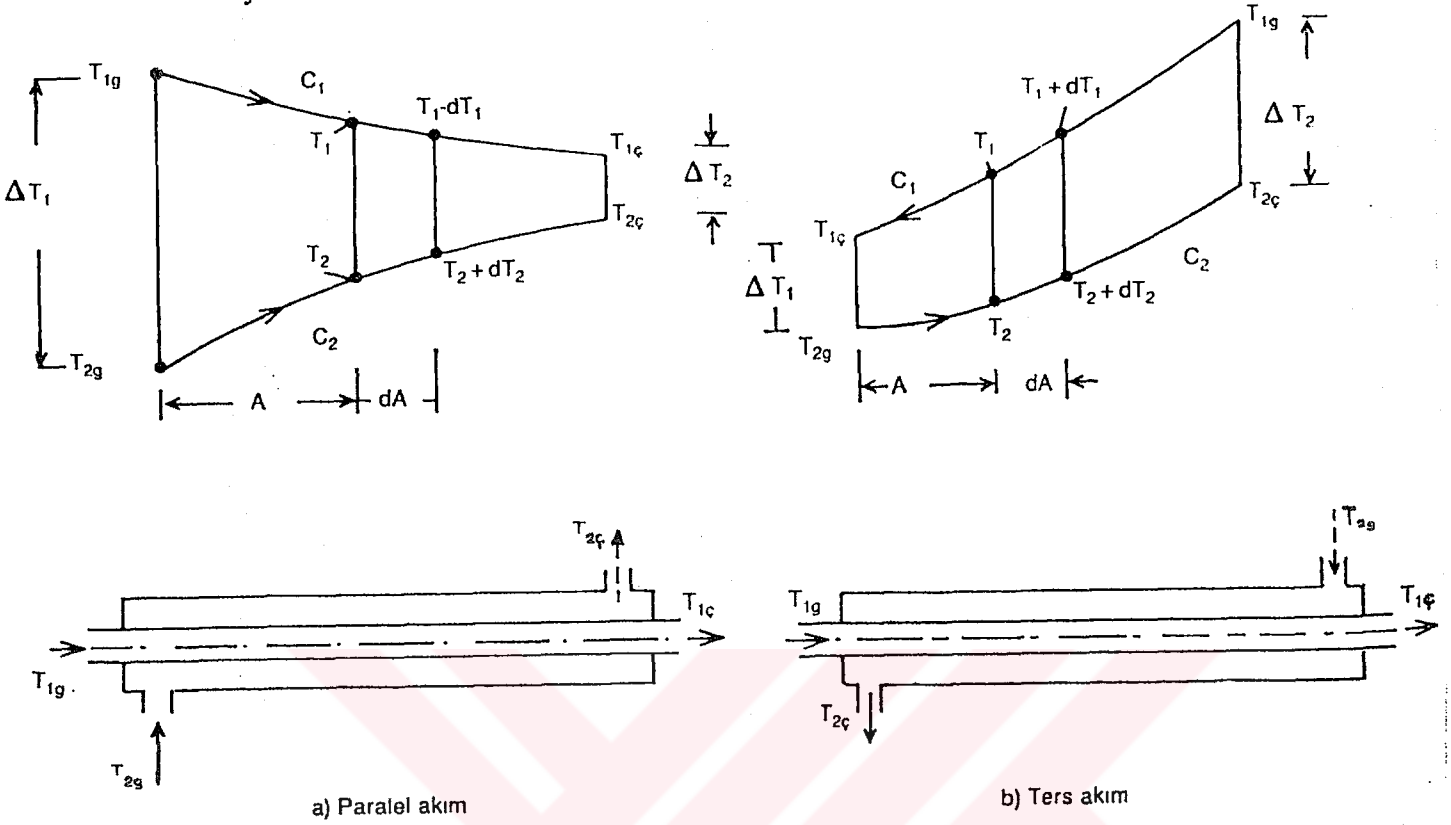
Özellikle projelendirme safhasında, tasarımcı toplam ısı geçiş katsayısına etki eden bu faktörleri değerlendirmelidir. Pratikte bir çok ısı değiştiricisine ait uygulamalarda, malzemenin oluşturduğu ısı iletim, temas dirençleri ve kirlilik faktörü, ısı taşınım katsayısı direnci yanında ihmal edilebilir mertebededir. Bu yüzden, toplam ısı geçiş katsayısının tayininde özellikle h ısı taşınım katsayısının bulunuşunda gerekli titizlik gösterilmelidir.

3.1.6. ΔT_m Ortalama Logaritmik Sıcaklık Farkı

Isı değiştiricisinin ısı hesaplarının yapılabilmesi için (3.1) denklemi ile verilen ΔT_m değerinin bilinmesi gerekir. Şekil 2.2, 2.3 ve 2.4 'de görüldüğü gibi çeşitli düzenlemeler halinde, ısı değiştiricisi içindeki akışkanların sıcaklıkları değiştirici boyunca değişik değerlerdedir. Her kesitte sıcaklık farkının değişken olması, akışkanların ısı değiştiricisine giriş ve çıkış sıcaklıkları cinsinden ifade edilebilen, ortalama bir sıcaklık farkının tanımına gerek duyulur[19]. Bu ifadeyi çıkarabilmek için; Şekil 3.6'da gösterilen sıcaklık dağılımları göz önüne alınsın. İncelemeyi basitleştirmek için;

- 1) Değiştirici boyunca U Toplam ısı transfer katsayısının sabit olduğu
- 2) Değiştiricinin dışarıya karşı yalıtılmış olduğu, ısının sadece iki iki akışkan arasında transfer olduğu
- 3) Akışkanların özgül ısılarının sabit olduğu
- 4) Değiştirici içinde belirli bir kesitte akışkan sıcaklıklarının sabit olduğu,

varsayılmaktadır.



Şekil 3.6 İç içe iki borulu ısı değiştiricilerinde sıcaklık dağılımları

Bu varsayımların ışığı altında, dA kesitinde transfer edilen ısı,

$$dq = U(T_1 - T_2)dA \quad (3.35)$$

soğuk ve sıcak akışkanların ısınması ve soğuması, (3.4 ve 3.5) formüllerinde olduğu gibi

$$dq = C_2 dT_2 = \mp C_1 dT_1 \quad (3.36)$$

şeklinde ifade edilebilir. Bu denklemlerde (+) işaret ters akımlı, (-) işaret ise paralel akımlı değiştiricileri belirler (3.36) bağıntısından,

$$d(T_1 - T_2) = dT_1 - dT_2 = \left[\mp \frac{1}{C_1} - \frac{1}{C_2} \right] dq \quad (3.37)$$

yazılabilir. (3.35) bağıntısından, dq çözümlenip bu son eşitliğe taşınırsa,

$$\frac{d(T_1 - T_2)}{T_1 - T_2} = U \left[\mp \frac{1}{C_1} - \frac{1}{C_2} \right] dA \quad (3.38)$$

elde edilir. Bu eşitliğin değiştiricinin giriş ve çıkışı arasında entegrasyonu ile,

$$\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} = UA \left[\mp \frac{1}{C_1} - \frac{1}{C_2} \right] \quad (3.39)$$

bulunur. Benzer olarak, (3.36) denkleminin entegrasyonundan,

$$q = C_2(T_{2c} - T_{2g}) = C_1(T_{1g} - T_{1c})$$

yazılabilir. Son eşitlikten C_1 ve C_2 çözümlenip, (3.39) bağıntısına taşınırsa,

$$q = UA \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (3.40)$$

elde edilir. Bu denklemden,

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}} \quad (3.41)$$

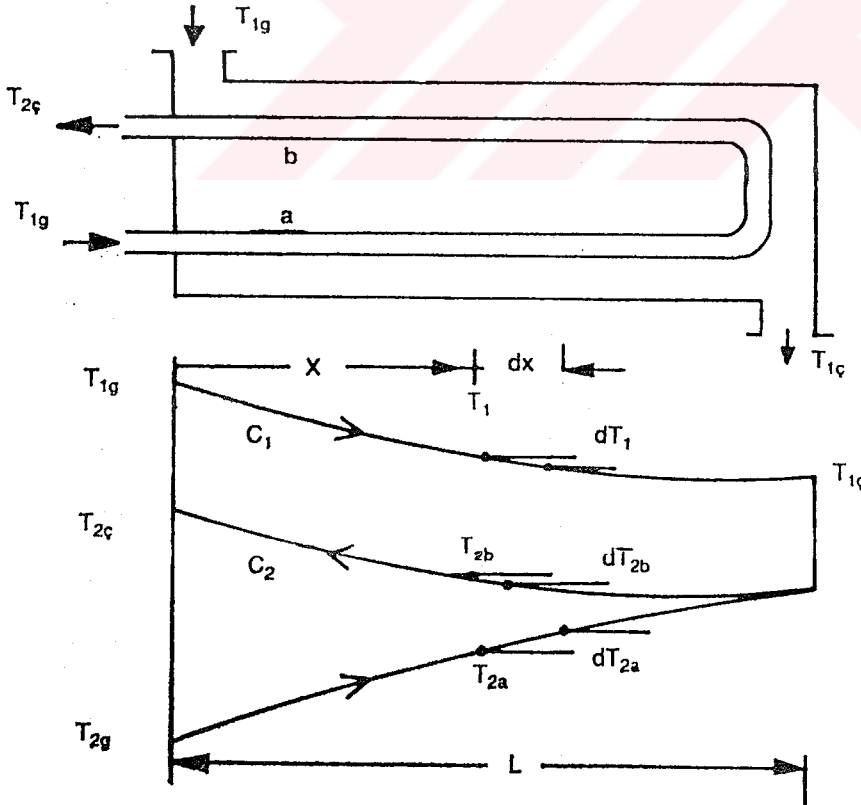
şeklinde tanımlanan değer, ortalama logaritmik sıcaklık farkı adını alır. Ters ve paralel akımlı ısı değiştiricilerinde bu ifade aynı formda yazılabilmektedir. Ters akımlı ısı değiştirici, paralel olana göre daha büyük ortalama logaritmik sıcaklık farkı değerini verir.

Ortalama logaritmik sıcaklık farkı iki borulu ısı değiştiricilerinde teorik olarak kolayca çıkarılabılmesine karşın, daha karmaşık değiştiricilerde teorik ifadenin bulunuu oldukça zordur. Genellikle bu tip ısı değiştiricilerinde transfer edilen ısı,

$$q = U.A.F.\Delta T_{m, \text{çapr.}} \quad (3.42)$$

şeklinde formüle edilebilir. Burada $\Delta T_{m, \text{çapr.}}$ incelenen ısı değiştiricisinin ters akımlı çift borulu değiştirici gibi varsaydığımızda bulunan ortalama logaritmik sıcaklık farkıdır. F ise birden küçük bir düzeltme çarpanıdır. Bu çarpan literatürde ya karmaşık matematiksel bağıntular ile ya da çoğunlukla olduğu gibi diyagramlar halinde verilir.

Teorik incelemeye bir örnek olmak üzere, şekil 3.7'de verilen bir kovan iki boru geçişli ısı değiştiricide ortalama logaritmik sıcaklık farkı ifadesinin bulunması istensin. İç içe iki borulu halde göz önüne alınan basitleştirmelerin burada da geçerli olduğu varsayılırsa şu bağıntular yazılabilir.



şekil 3.7 Bir kovan iki boru geçişli ısı değiştiricisinde ortalama logaritmik sıcaklık farkı bulunuu

Bütün değiştirici için :

$$C_1 (T_{1g} - T_{1f}) = C_2 (T_{2f} - T_{2g}) \quad (3.43)$$

Değiştiricinin son kısmı için :

$$C_1 (T_1 - T_{1f}) = C_2 (T_{2b} - T_{2a}) \quad (3.44)$$

Verilen ısı = Alınan ısı

$$C_1 (-dT_1) = C_2 (dT_2) + (-C_2)(dT_2) \quad (3.45)$$

a kolundaki ısı transferi

$$U A_1 (T_1 - T_{2a}) dx = C_2 dT_{2a} \quad (3.46)$$

b kolundaki ısı transferi

$$U A_1 (T_1 - T_{2b}) dx = C_2 dT_{2b} \quad (3.47)$$

son üç eşitlikten :

$$U A_1 (T_1 - T_{2a} + T_1 - T_{2b}) dx = C_1 (-dT_1) \quad (3.48)$$

bu denklemlerde A_1 , x boyunca birim uzunluğa rastlayan ısı transfer yüzeyidir.

(3.48) bağıntısı, $a_1 = U.A_1 / C_1$ göstermek üzere,

$$-\frac{1}{a_1} \frac{dT_1}{dx} = 2T_1 - T_{2a} - T_{2b} \quad (3.49)$$

şeklinde yazılabilir. $b_1 = U.A_1 / C_2$ olarak tanımlayarak ve x değişkenine göre türev alarak,

$$(dT_{2a} - dT_{2b})$$

yerine (3.46) ve (3.47) bağıntısındaki değerler konulursa,

$$\frac{1}{a_1} \frac{d^2 T_1}{dx^2} + 2 \frac{dT_1}{dx} - b_1 (T_{2b} - T_{2a}) = 0 \quad (3.50)$$

bulunur. (3.44) bağıntısından,

$$T_{2b} - T_{2a} = \frac{C_1}{C_2} (T_1 - T_{1\varphi})$$

yazılabildiğine göre, (3.50) bağıntısı,

$$\frac{d^2 T_1}{dx^2} + 2a_1 \frac{dT_1}{dx} - \frac{C_1}{C_2} a_1 b_1 (T_1 - T_{1\varphi}) = 0 \quad (3.51)$$

şekline gelir. $(C_1 / C_2) a_1 b_1 = b_1^2$ ve $T_1 - T_{1\varphi} = z$ olarak alınır ise,

$$\frac{d^2 z}{dx^2} + 2a_1 \frac{dz}{dx} - b_1^2 z = 0 \quad (3.52)$$

elde edilir. Sınır şartları;

$$x = 0 \text{ için } T_1 = T_{1g}, z = T_{1g} - T_{1\varphi}$$

$$x = L \text{ için } T_1 = T_{1\varphi}, z = 0$$

alındığında, (3.52) numaralı denklemin çözümü,

$$z = T_1 - T_{1\varphi} = \frac{T_{1g} - T_{1\varphi}}{\exp(p_1 L) - \exp(p_2 L)} [\exp(p_1 L + p_2 x) - \exp(p_2 L + p_1 x)] \quad (3.53)$$

olarak bulunur. Burada,

$$\begin{aligned} p_1 &= a_1 (1 + \tau), \quad p_2 = -a_1 (1 + \tau) \\ \tau &= (1 + C^2)^{1/2}, \quad C = C_1 / C_2 \end{aligned} \quad (3.54)$$

anlamındadır. Bu şekilde (3.53) bağıntısı ile kovan içindeki akışkan sıcaklığı ifade edilmiştir. Bu denklemin x 'e göre türevi alınarak ve (3.49) bağıntısı göz önünde tutularak,

$$\begin{aligned} &\frac{T_{1g} - T_{1\varphi}}{\exp(p_1 L) - \exp(p_2 L)} [p_1 \exp(p_1 x + p_2 L) - p_2 \exp(p_2 x + p_1 L)] \\ &= a_1 (2T_1 - T_{2a} - T_{2b}) \\ &= a_1 [2T_1 - C(T_1 - T_{1\varphi})] \end{aligned} \quad (3.55)$$

eşitliği elde edilir. Burada, $T_1 = T_1(x)$ bilindiğine göre, (3.46) ve (3.47) denklemlerinden,

$$\begin{aligned} (T_1 - T_{2a}) dx &= \frac{1}{b_1} dT_{2a} \\ (T_1 - T_{2b}) dx &= -\frac{1}{b_1} dT_{2b} \end{aligned}$$

bağıntıları yardımı ilave b kollarında boru içinde akan akışkanın sıcaklıklarının x 'e göre değişimleri bulunabilir.

Değiştiricide transfer edilen ısı,

$$\begin{aligned} q &= U A_1 2L T_m = C_1 (T_{1g} - T_{1\varphi}) \\ &= C_2 (T_{2\varphi} - T_{2g}) \end{aligned} \quad (3.56)$$

ve ortalama logaritmik sıcaklık farkı için,

$$\Delta T_m = \frac{C_1}{U A_1} \frac{1}{2L} (T_{1g} - T_{1\phi}) = \frac{1}{a_1 2L} (T_{1g} - T_{1\phi}) \quad (3.57)$$

yazılabilir.(3.54) bağıntılarındaki tanımlardan,

$$a_1 = (p_2 - p_1) / 2\tau \quad (3.58)$$

eşitliği, (3.57) denkleminde konular ise,

$$\Delta T_m = \frac{(T_{1g} - T_{1\phi}) \cdot \tau}{(p_2 - p_1) \cdot L} \quad (3.59)$$

elde edilir. (3.55) bağıntısında $x = 0$ için $T_1 = T_{1g}$ alınarak bulunan eşitlikte gerekli işlemler yapılırsa,

$$(p_2 - p_1) \cdot L = \ln \frac{T_{1g} + T_{1\phi} - T_{2g} - T_{2\phi} + [(T_{1g} - T_{1\phi})^2 + (T_{2\phi} - T_{2g})^2]^{1/2}}{T_{1g} + T_{1\phi} - T_{2g} - T_{2\phi} + [(T_{2g} - T_{1\phi})^2 + (T_{2\phi} - T_{2g})^2]^{1/2}} \quad (3.60)$$

$$= \ln \theta$$

sonucuna ulaşılabilir. Bu son eşitliğin (3.59) bağıntısının taşınması ile,

$$\Delta T_m = (1 + C^2)^{1/2} \frac{T_{1g} - T_{1\phi}}{\ln \theta} \quad (3.61)$$

yazılabilir. Sistemin ters akımlı iç içe iki borulu bir ısı değiştiricisi gibi düşünülmesi halindeki ortalama logaritmik sıcaklık farkıyla bu değerin karşılaştırılması halinde,

$$F = \frac{\Delta T_m}{\Delta T_{m, \text{çapr.}}} = \frac{(1 + C^2)^{1/2} \frac{T_{1g} - T_{1ç}}{\ln \theta}}{(T_{1g} - T_{2ç}) - (T_{1ç} - T_{2g}) \frac{\ln \frac{T_{1g} - T_{2ç}}{T_{1ç} - T_{2g}}}} \quad (3.62)$$

ve gerekli düzenlemeler sonunda F düzeltme çarpanı için,

$$F = \frac{(1 + R^2)^{1/2}}{1 - R} \frac{\ln \frac{1 - PR}{1 - P}}{\ln \frac{2 - P[R + 1 - (1 + R^2)^{1/2}]}{2 - P[R + 1 + (1 + R^2)^{1/2}]}} \quad (3.63)$$

elde edilebilir. Bu denklemde,

$$R = \frac{T_{1g} - T_{1ç}}{T_{2ç} - T_{2g}} \quad P = \frac{T_{2ç} - T_{2g}}{T_{1g} - T_{2g}} \quad (3.64)$$

şeklinde boyutsuz büyüklüklerdir.

Görüldüğü üzere, geometrisi diğer değiştiricilere göre nispeten kolay olan, bir kovan iki borulu değiştiricilerde bile karmaşık matematiksel işlemlere ve ifadelere gerek duyulmaktadır. Bu yüzden ortalama logaritmik sıcaklık farkının bulunuşunda, genellikle diyagramlardan yararlanır.çeşitli değiştiricilere ait hazırlanmış F düzeltme katsayısı ait diyagramlar kaynaklarda verilmiştir.

Bundan sonraki bölümde yer alan boyutlandırma yöntemlerinden bazıları, (3.64) eşitliğinde elde edilen boyutsuz büyüklüklerden isimlerini almıştır.

3.2. Plakalı Isı Değiştiricilerinde Boyutlandırma Yöntemleri

Teorik ve deneysel olarak yapılan çalışmada deneysel çalışma için gerekli değerler bu bölümdeki çalışmalar sonunda elde edildi. Isı değiştiricilerinin ısı hesaplamaları için ΔT_m , $(\mathcal{G}-P)$ ve $(\varepsilon-N)$ yöntemleri kullanılmaktadır.

Hesaplamalar için bu yöntemlerden birisi tercih edilmelidir. Bu tercih bilinen değerlere ve çalışılan şartlara göre şekillenir. Genel olarak akışkanların ısı değiştiricisine giriş ve çıkış sıcaklıkları biliniyorsa veya kolayca hesaplanabiliyorsa, ΔT_m ortalama sıcaklık farkı yöntemi, aksi durumda $(\mathcal{G}-P)$ veya $(\varepsilon-N)$ yöntemlerinden biri tercih edilir.

Bu çalışmanın konusu olan plakalı ısı değiştiricileri için hesaplamalar, ayrıştırma kanallı ve ayrıştırma kanalsız olmak üzere iki ayrı durum için yapılmıştır.

Isı değiştiricilerinin ısı hesaplamalarında kullanılan yöntemlerde, incelemeyi basitleştirmek için bazı kabuller yapılır[7],

- Isı değiştiricilerinin sürekli rejimde olduğu
- Isı değiştiricisi boyunca U , toplam ısı geçiş katsayısının sabit olduğu
- Isı değiştiricisinin ortama karşı yalıtılmış olduğu ısının sadece iki akışkan arasında geçtiği
- Isı değiştiricisi içinde bir ısı üretimi olmadığı
- Akışkanların özgül ısıları ve fiziksel özelliklerinin sabit olduğu
- Isı değiştiricisi içinde belirli bir kesit boyunca akışkan sıcaklığının aynı olduğu
- Isı değiştiricisi yüzey malzemesinde akışkanların hareketi doğrultusunda iletimle bir ısı geçişi olmadığı

Bir ısı değiştiricisi ısı hesabı için ΔT_m , $(\theta-P)$ ve $(\varepsilon-N)$ yöntemlerinden her hangi biri kullanılabilir.

3.3. Matematiksel Modelleme

Isı değiştiricilerinin ısı hesaplarında, akışkanların giriş ve çıkış sıcaklıkları biliniyorsa (veya kolayca hesaplanabiliyorsa), daha önce de bahsedildiği üzere klasik ΔT_m ortalama logaritmik sıcaklık farkı yöntemi çok kolaylık sağlamaktadır. ΔT_m , q ve U değerleri yardımıyla ısı değiştiricilerinin gerekli A ısı geçiş yüzeyi, hesaplanabilir. Fakat pratikte karşılaşılan bazı problemlerde, akışkanların giriş ve çıkış sıcaklıkları belli olmayabilir veya kolayca hesaplanamayabilir. Bu tip problemlerin üzümünde ortalama logaritmik sıcaklık farkı kullanılmak istenirse, ΔT_m içindeki logaritmik ifade nedeniyle, zm ancak deneme-yanılma yöntemiyle mümkün olabilmektedir. Bu çalışmada akışkanların sisteme giriş sıcaklıkları biliniyor ancak çıkış sıcaklıkları bilinmiyordu ,bu nedenle, bazı araştırmacılar tarafından önerilen ve aşağıda açıklanan yönteminin kullanılması, problemin daha kolay sonuçlanması için seçilmiştir[5].

Yapılan çalışmada ($\mathcal{G}-P$) yöntemi kullanıldı, ana kaynak kitap olarak VDI Warmeatlas[30]dan faydalanıldı, bunun yanında kaynaklar kısmında yer alan diğer kitaplardan da yararlanıldı.

Isı geçişi

$$q = U A \mathcal{G} (T_{1g} - T_{2g}) \quad (3.64)$$

bağıntısından hesaplanabilmektedir. Burada

U : Toplam ısı transfer katsayısı

A : Akışkanın süpürdüğü alan

\mathcal{G} : Boyutsuz sıcaklık

T_{1g}, T_{2g} : Sırasıyla sıcak ve soğuk akışkanın giriş sıcaklıklarıdır.

$$\mathcal{G} = \frac{\Delta T_m}{T_{1g} - T_{2g}} \quad \Delta T_m = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}} \quad (3.65)$$

Bir geçişli çapraz akım hali için ve bütün çok geçişli haller için ısı değiştiricisi ters akımlı gibi düşünülüp ortalama sıcaklık farkı hesaplanıp bir düzeltme faktörü (F) ile çarpılacaktır.

$$\Delta T_{m,\zeta} = F \cdot \Delta T_{m,ters} \quad (3.66)$$

bu ifade \mathcal{G} nun tarifinde değerlendirilip, (3.64) denklemde yerine konulduğunda;

$$q = U \cdot A \cdot \mathcal{G} \cdot F (T_{1g} - T_{2g}) \quad (3.67)$$

şeklini alır. Bundan sonraki kısımda \mathcal{G} - P yöntemiyle hesaplama yapabilmek için gerekli olan tüm bağıntılar Ek C'de açıklamalı olarak verilmiştir.

Bu bölümde verilen hesap yöntemi ile iki plaka arasındaki mesafenin (s) 6, 8 ve 10 mm değerleri için farklı debi değerleri için toplam ısı transfer katsayısı (U) ve transfer edilen ısı (q) hesaplanmıştır. Burada bulunan değerler ek A1,A2,A3,A4, A5 ve A6'de tablolar halinde verilmiştir.

Hesaplamalar sonucunda bulunan bu tablo değerlerinin incelenmesi sonunda ve s = 8 mm değeri için deney düzeneğimizin hazırlanmasına karar verildi. Bundan sonraki bölümde ısı değiştiricisi deney düzeneğinin hazırlık safhası yer almaktadır.

BÖLÜM 4.

DENEYSEL ÇALIŞMA

4.1. Deney Düzeneği ve Tanıtımı

Bu bölümde ısı değiştiricisinin deneysel olarak incelenebileceği bir deney düzeneği geliştirmek ve bir önceki bölümde elde edilen teorik sonuçların ne derecede doğru olduğunun geçerliliğini kanıtlamak amacıyla bir deneysel çalışma yapılmıştır. Bu çalışma için bir deney düzeneğinin tasarımı ve imali gerçekteştirildi. Bu düzenek yapılacak çalışma için yeterince hassas ölçüm cihazlarına sahiptir. Deney düzeneğinde ısı değiştiricisinin sıcak ve soğuk akışkanı havadır. Isı değiştiricisi malzemesi olarak çinko kullanılmıştır.

Çinko oldukça yumuşak ve alçak erime noktalı (419 °C) bir metaldir. Döküme ve plastik Şekil vermeye elverişlidir. Havanın etkisiyle oluşan ve yüzeye kuvvetle bağlanan çinko karbonat tabakası, korozyon bakımından koruyucu rol oynar[31].

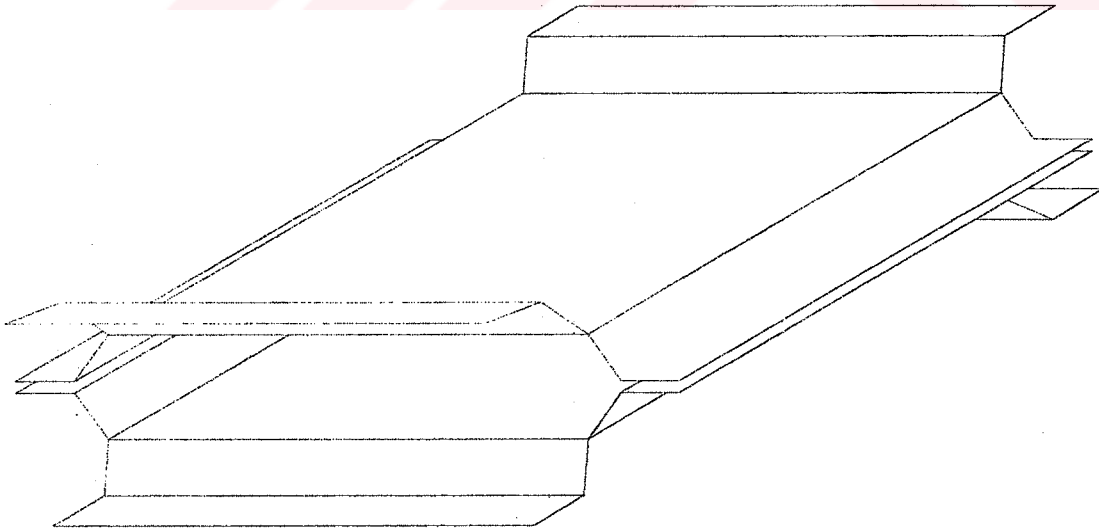
Çinkoyu seçmemizdeki en önemli etkenlerden birisi yumuşak malzeme olmasıdır. Çalışma kapsamı içinde farklı ayırıtırma kanalları geometrilerini içinde kullanılabilmesi düşünölmekteydi. Her birinin farklı yükseklik değerleri olmasından dolayı tekrar tekrar söküp monte edilmesi gerekeceğinden ve bir önceki geometri için bağlantı noktalarının kapanmasının kolaylığından dolayı, kolay Şekil değiştirebilen ve kesilebilen bir malzemeye ihtiyaç vardı.

Paslanmaz bir malzeme olduğu için, ileride bu deney düzeneğinde sıvı akışkanlar için de deney yapabilme imkanı sağlayacaktır. Isı iletimi olarak olaya bakıldığında, ısı iletim katsayısı 116 W/m.K dir.

Plakaların birbirine montajı için ilk önce lehim kullanılması düşünöldü. Daha önceki çalışmalarında lehim kullanarak bağlantı sağlayan bazı araştırmacıların uyarısı üzerine lehim kullanılmaktan vazgeçildi ve saç vidası ile birleştirilmeye karar verildi. Sızdırmazlığın sağlanması için, vidalanacak kıvrıma bölgelerine silikon sürölerek iyi bir şekilde birleştirildi.

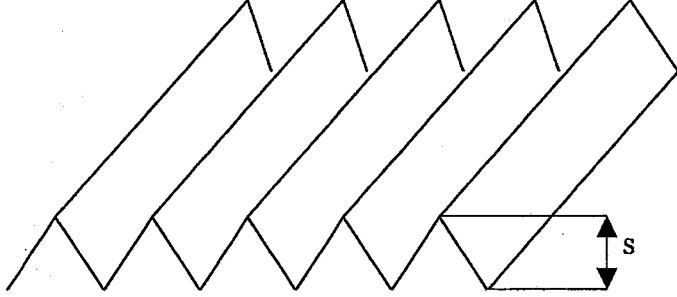
1 m eninde 2 m boyunda 0,5 mm malzeme kalınlığında (100*200*0,05) piyasadan temin edilen çinko saç tabakası üzerinde ilk olarak kesilecek kısımlar belirlendi ve istenilen boyutlarda kesildi. Kesilen bu saç tabakasından ısı transferinin gerçekteştiği levhaları, ayırıştırma kanalları ve hava giriş kanalları oluşturuldu.

Tabakadan kesilen parçalardan ilk önce levhalar oluşturuldu. Kesilen parçaların köşelerinden bir sonraki plakayla montajını gerçekteştirecek kısım ile plakaların birbirine göre çapraz şekilde bağlantı sağlanacağı için bu etkenler göz önüne alınarak belli bir kısmı daha uç taraflarından çıkartıldı. Bu kıvrıma ve kesme işlemlerinden sonra ortaya çıkan kare şeklindeki yüzey, hesaplamalarda kullanılan akışkanın süpürdüğü ısı transferi yüzeyidir. Hazırlanan plakalardan iki tanesi alınarak bir birine montajı yapıldığında akış kanallarının bir tanesi oluşturuldu. Aşağıdaki Şekil 4.1’de bunun bir örneği görölmektedir



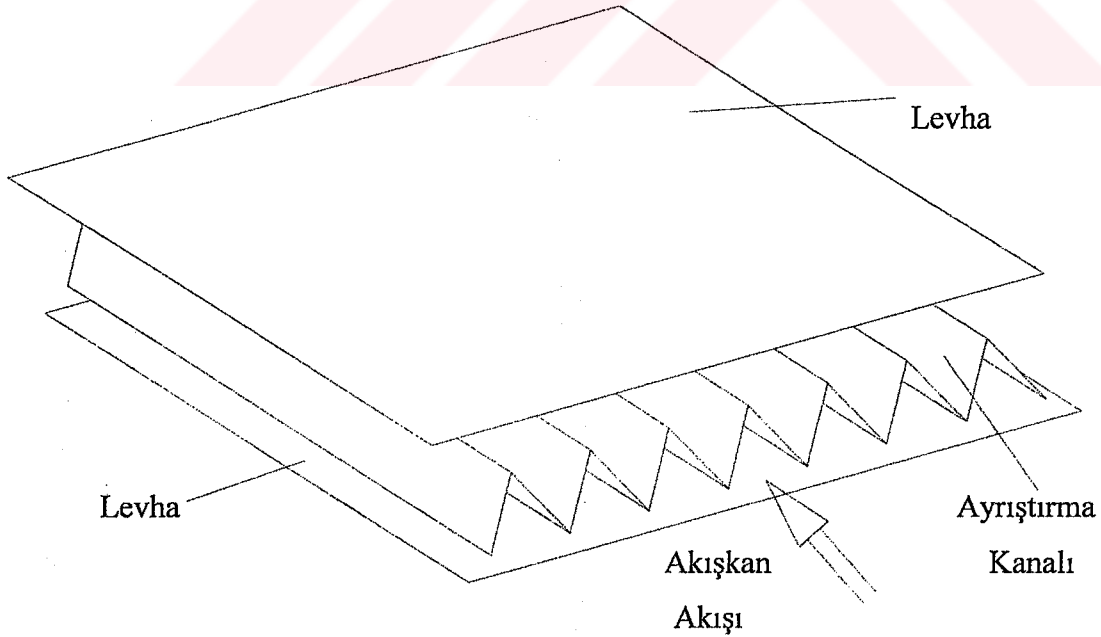
Şekil 4.1 Oluşturulan akış kanalı

Daha sonra akış kanalı içine yerleştirilecek ayrıştırma kanalları oluşturuldu bu kısım daha önceden kesilen parçalardan yapıldı. Kesilen bu parçalar tokmaklı pres yardımıyla ikizkenar dik üçgen şeklindeki kalıpta büküldü ve bu geometride ayrıştırma kanalları elde edildi. Altaki Şekil 4.2’de oluşturulan yüzey görülmektedir.



Şekil 4.2 Presle elde edilen ayrıştırma kanalları

Oluşturulan akış kanalı içine presle bükülen ayrıştırma kanallarının montajı gerçekleştirildi. Aşağıdaki Şekil 4.3’de bu düzeneğin açılmış hali görülmektedir.

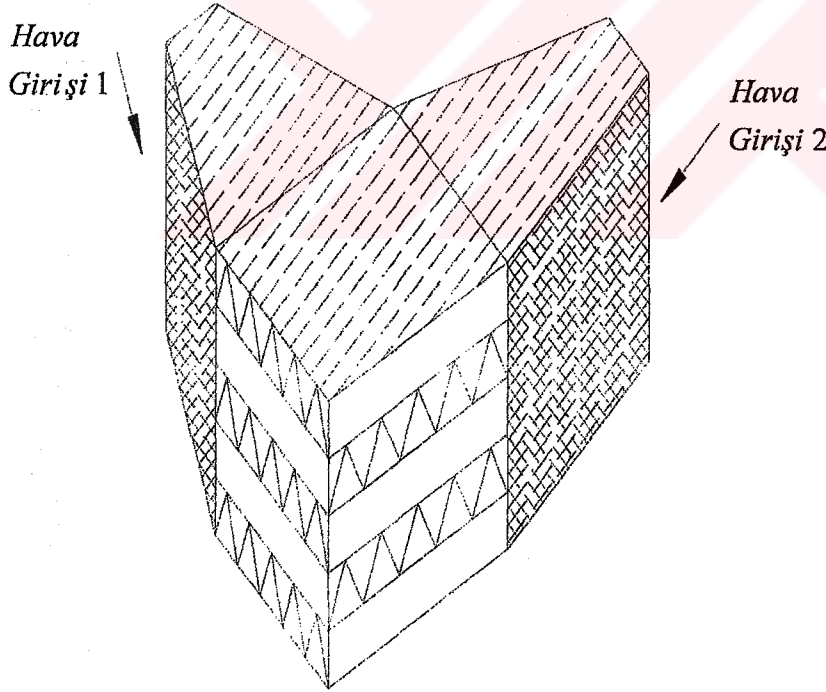


Şekil 4.3 İki levha arasında ayrıştırma kanallının yerleştirilmiş hali

En alttaki plakadan başlanarak üste doğru çıkılarak ısı değiştiricisi oluşturuldu, bütün parçalar birbirine vidayla bağlandı ve sistemin ısı transferini gerçekleştirecek olan gövde kısmı tamamlanmış oldu.

Oluşturulan gövdeye, ısı kaynaklarından sisteme akışkan geçişini sağlayacak olan hava giriş kanallarının oluşturulması gerekiyordu. Sıcak ve soğuk akışkan girişleri için önceden boyutları hesaplanan akışkanı sisteme taşıyacak birer çift hava kanalı tasarlandı. Presle oluşturulan kanallar bir biri içine yerleştirildi ve her biri kendi akışkanının giriş ağızlarına yine saç vidası kullanılarak bağlanabilecek şekilde hazırlandı.

Daha sonra da sisteme ısı kaynakları olarak kullanılacak hava ısıtıcılarının montajı yapıldı. Giriř kısmının boyutları ısı kaynaklarına göre sečilmiřtir. Sistemden çevreye olan ısı kaybını engellemek için sistemin tamamı izolasyon malzemesiyle kaplandı. İzolasyon malzemesi olarak da 3 mm kalınlığında köpüklü polietilen kullanıldı.



şekil 4.4 Isı değiştiricisinin montajlanmış hali

4.2 Ölçme Tekniği

Deney düzeneğinin tanıtıldığı bölümde verilen geometrik büyüklüklerin yanında bu çalışmada fiziksel büyüklük olarak sıcaklık ve zaman ölçülmüştür. Deney düzeneğinde sıcak ve soğuk hava kaynağı olarak her biri farklı hava debisi ve ısı güçlerinde olmak üzere, üç ayrı kademede çalıştırılabilen elektrikli hava ısıtıcıları kullanıldı. Kütle ve enerji bilançolarının çıkarılabilmesi için hava ısıtıcılarının debi değerlerinin bulunması gerekiyordu. Bu işlem için kullanılacak bir anenometre mevcut olmasına rağmen, yapılan ölçümlerde yeterli hassasiyetin sağlanamadığı gözlemlendi. Bunun nedeni, ısıtıcıların nispeten küçük debi ve basınç farkına sahip olmasıdır. Sorunun çözümü için yeteri kadar büyük bir hacmin hava ısıtıcıları tarafından doldurması ve dolun süreleri belirlenerek aşığıdaki formül gereği debilerin hesaplanması çözümüne gidildi.

Hacim: 0,3544 [m³],

Hava ısıtıcı I tarafından dolun süreleri:[s]

Kademe 1: 23

Kademe 2: 16

Hava ısıtıcı II tarafından dolun süreleri:[s]

Kademe 1: 30

Kademe 2: 30

Kademe 3: 20

Hava ısıtıcı I debileri:

Kademe 1: 0,015. m³/s

Kademe 2: 0,021 m³/s

Hava ısıtıcı II debileri:

Kademe 1: 0,0115 m³/s

Kademe 2: 0,0115 m³/s

Kademe 3: 0,0173 m³/s

Hava ısıtıcısı II için 1 ve 2 kademelerindeki debi değerleri aynı olmasına karşılık birinde soğuk diğesinde sıcak akışkan üretmektedir. Bu değerlerin bulunması için üç ayrı ölçüm yapıp ortalamaları alındı. Yapılan ölçüm değerlerinin tekrarlanabilir olduğu ve ölçüm hassasiyetinin % 2 den küçük olduğu görüldü. I ve II ifadeleri hava ısıtıcılarının debi değerlerini, 1, 2, 3 ifadesi ise kademeleri göstermektedir, bu şekildeki sembolizasyon grafiklerde de kullanılmıştır. Isı kaynaklarının sisteme giriş yerleri farklı kademelerde değiştirilmediği için ilk yazılan sıcak akışkan diğeri de soğuk akışkanı ifade etmektedir.

Sıcaklık ölçümü:

Sıcaklık ölçümü için testo 905-T1[32] sıcaklık ölçme aleti kullanıldı. Bu sensörde K tipi termoeleman kullanılmaktadır ve kıyas noktası sıcaklığı elektronik olarak ölçüm sırasında değerlendirmeye alınmakta ve gerçek sıcaklık dijital ekranda gösterilmektedir.

Ölçüm aletinin özellikleri ve kullanıldığı yerler:

- Hava şartlandırma sistemlerinin ölçülmesine
- Gıda sektöründeki gözlem ünitelerinde
- Laboratuarlarda
- Taşıma endüstrisi v.b.

Ölçüm sırasında termoeleman sıcaklık gradyenine dik olarak konuşlandırıldı ve ölçü aletinin ısı iletiminden kaynaklanabilecek muhtemel olumsuz etkiler önleildi. Ancak tasarımdan kaynaklanan zorunlu durumlarda, deney düzeneği kasasının kanat etkisi nedeniyle sıcaklık gradyenine dik olmayan ölçümler de yapıldı. Bu durum sadece giriş sıcaklıklarının ölçüm noktalarında söz konusu olup, yapılan kıyaslı ölçümler (önce ve sonra) yardımıyla ölçüm hatasının ∓ 1 °C olduğu tespit edildi.

Tablo 4.1 Testo 905-T1'in teknik özellikleri

Ölçüm aralığı	-50 den 350 °C ye kadar kısa sürede 500 °C ye çıkabiliyor.
Parametreleri	°C / °F
Kararlılığı	0,1 °C
Hassasiyet	± 1 (100 °X ye kadar) ± %1 (100 °X den sonra)
Dış sıcaklık	0 dan 40 °C ye kadar
Bellek sıcaklığı	-20 den 70 °C ye kadar
Cevap verme süresi	ortalama 10 s (suda)
Pil tipi	3 V (CR2032)
Pil ömrü	ortalama 150 h
Boyutları	→ 3 mm / uzunluğu:200 mm
Otomatik kapanma	ortalama 10 dk
Garanti	1 yıl

Akışkan çıkış sıcaklıklarının ölçülmesi sırasında termoelemanlar akış yönüne ve sıcaklık gradyanına dik konumda yerleştirilebildiği için böyle bir sorunla karşılaşmadı.

4.3. Deney Programı

İlk deneysel verileri alınmaya başlamadan önce rejim süresi bulmak için sistem 20 dakika boyunca çalıştırıldı, bu işlem 3 kere tekrarlandı. Bunun sonucunda yaklaşık 10 dakikadan sonra sıcaklığın fazla bir değişim göstermediği görüldü ve 10 dakika rejim süresi olarak kabul edildi. Elde edilen sıcaklıkta oda sıcaklığına bağlı olarak değişeceği için deneyler esnasında rejim süresince ölçüldü ve dikkate alındı. Çıkan sonuç akışkanların sisteme giriş sıcaklığı olarak kabul edildi. Bu işlem sıcak ve soğuk akışkan için ayrı ayrı yapıldı.

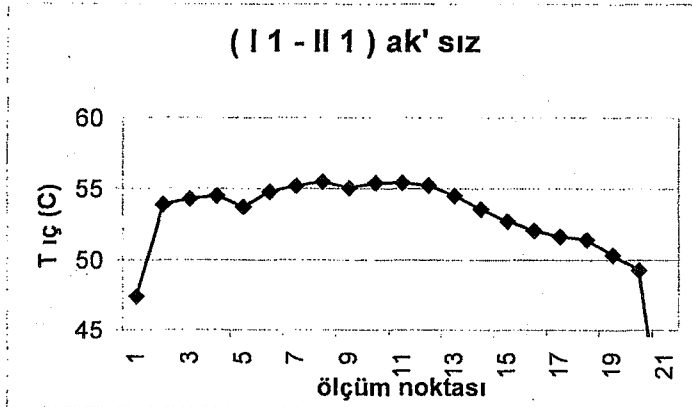
Sistemin rejime girdiği zaman ölçülen sıcak ve soğuk akışkanların giriş sıcaklıkları oda şartları ve çevre etkilerinden dolayı deney sonucunda değişmiş olabilirdi. Bu etkiyi ortadan kaldırmak için deneylerimiz bittiğinde tekrar çıkış sıcaklıkları ölçülüp başlangıçta bulunan değerler ile karşılaştırıldı.

Aynı kanallarda ölçüm aleti 1 er cm kaydırılarak akışkanların çıkış sıcaklıkları ölçüldü, yapılan bu işlem üç kere tekrarlandı ve bunların ortalaması alındı. Bu şekilde aynı güç basamağında farklı kanallarda ölçümler yapıldı. Farklı 20 noktada sıcaklık dağılımı incelendi ve sistemden çıkış sıcaklığı olarak bu ortalama değerlerin ortalaması alınarak tek bir sıcaklığa indirildi. Böylelikle akışkanların sistemden çıkış sıcaklıkları bulundu ($T_{1ç.ort.}$, $T_{2ç.ort.}$). Bu mantık çerçevesinde güç basamakları değiştirilerek farklı şartlardaki davranışları da incelenmeye çalışıldı.

Elde edilen sonuçlar Excel de grafik olarak alınmıştır. Aynı grafik üzerinde ayırıştırma kanallı ve kanalsız durum için eşit şartlardaki sonuçlar incelenerek daha net bir şekilde sonuçların yorumlanması amaçlanmıştır.

4.4. Veri Toplanması

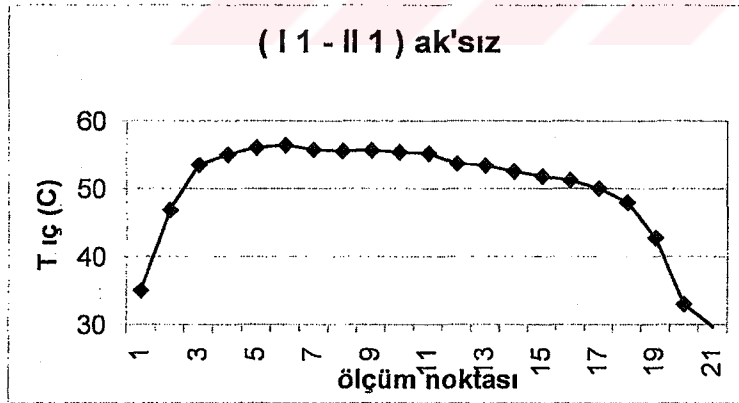
Yapılan ilk deneyde sistemden çıkış sıcaklıklarını ölçmek için ölçüm aleti sistemin 2 cm kadar dışında 4 er cm aralıklarla yerleştirilerek ve telden oluşturulan bir düzenek içinden geçerek ölçümler yapıldı. Bu şartlarda yapılan deneylerde grafik, Şekil 4.5 de görülen sonuçlar elde edildi.



Şekil 4.5 İlk deney sonucundaki çıkış sıcaklığının dağılımı

Yapılan deneyden elde edilen sonuç şu şekilde yorumlandı; Bu mesafe ölçüm yapmak için çok uzaktı. Ayrıca da plakaları birbirine monte etmek için kullanılan saç vidaları bazı noktalarda ölçme aletine temas ediyor ve kanat etkisi yaratıyordu. Bu iki etkiyi ortadan kaldırmak için ahşaptan ölçüm aletinin sığabileceği bir düzenek yapıldı ve teller söküldü, böylece sistemden akışkan sıcaklığının çıkışı daha yakın bir noktadan ölçülmüş oldu yani oda sıcaklığındaki havadan etkilenme oranı azaltıldı. Diğer bir faktör olan saç vidalarının da boyu kesilerek kısaltıldı. Sistemde yapılan bu yeni değişikliklerle ilk uygulamada elde edilen deney sonuçları, başlangıç safhasındaki verilerle çok büyük farklılıklar gösteriyordu.

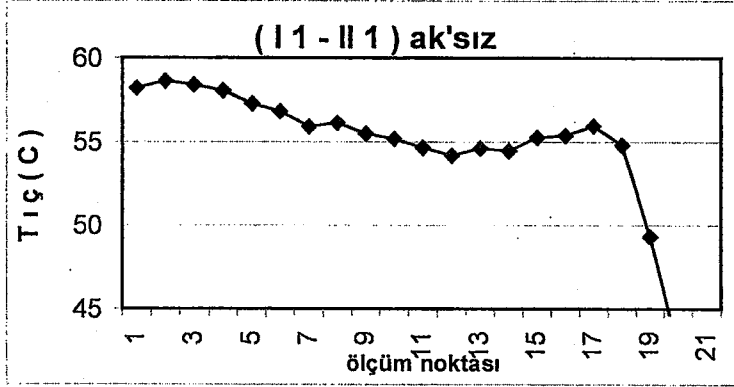
Aşağıdaki Şekil 4.6'da yeni durumdaki sıcaklık dağılımı görülmektedir. Elde edilen bu yeni deney sonuçları diğer uygulamaya göre daha iyi, fakat yine de yeterince tatminkar değildi. Akışkanların çıkış sıcaklıkları deney düzeneğimizin ortasında yoğunlaşıyor, her iki kenara yaklaşıldıkça beklenen sonuçtan uzaklaş ılıyordu. Bu sonuçlar için şöyle bir yorum getirildi; akışkan havalandırma kanallarından sisteme doğru homojen bir şekilde dağıtılamıyordu. Sıcak ve soğuk akışkan kaynaklarından sisteme girişi sağlayan kanallarda serbest jetler için öngörülen 18° lik açığa rağmen hız dağılımı homojen olarak gerçekleştirilemedi.



Şekil 4.6 Sistem çıkışına daha yakın bir noktadan yapılan ölçümler

Bu sorunu ortadan kaldırmak için hava giriş kanallarının içine yönlendirme kanalları konulabilir veya akışkan havalandırma kanalından sisteme girerken bir dağıtıcıdan geçirilebilirdi. Böylelikle homojen bir dağılım sağlanabilirdi.

Hava giriş kanalının için ($\theta \leq 18^\circ$ sınır şartı) gereği orta noktaya akışın homojen dağılmasını sağlayacak yönlendirme kanadı yerleştirildi. Bu durumda yapılan yeni deneylerde elde edilen sıcaklık dağılımı daha önceki çalışmalarda elde edilen değerlere nazaran daha iyi sonuç verdi, Şekil 4.7'de bu duruma ait elde edilen değerler yer almaktadır.



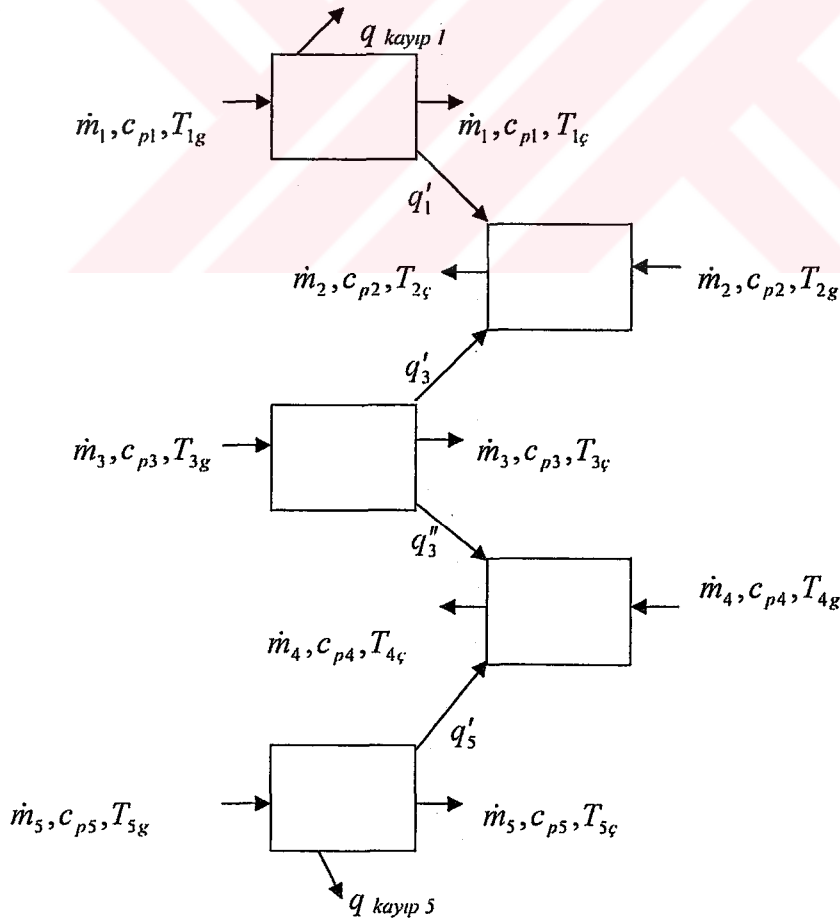
Şekil 4.7 Yönlendirme kanadı kullanıldığında sistemden çıkış sıcaklığının dağılımı

Bu şartlar altında yapılan deneylerde elde edilen sonuçlar, başlangıç durumlarına göre daha iyi sonuçlar vermiştir. Deney düzeneği üzerinde oluşturulan ölçüm noktalarının her iki tarafında %10 luk bir kısım için kenar etkileri nedeniyle homojenliğin tam sağlanamadığı görülmüştür.

BÖLÜM 5.

MODEL KABULLERİ VE DENEYSEL SONUÇLARIN KARŞILAŞTIRILMASI

Teorik esasları 3. bölümde verilen ısı değıştircisi modeli için bilgisayar programı hazırlandı. Programa veri olarak debi, sıcaklık ve esas malzemeye ait karakteristik boyutsal ve fiziksel özellikler girildi. Plakalı ısı değıştircileri için kullanılan kaynakta[35] Nu sayısı laminar akış için tanımlanmış fakat türbülanslı akım içinse tanımlanmamıştır. Çalışmalar türbülanslı bölgede olduğu için buradaki Nu fonksiyonu için, iç içe geçmiş iki boruda türbülanslı akışta Nu ifadesini veren ifade (Ek C) bu sisteme uyarlanarak kullanıldı.



Şekil 5.1 Sıcak akışkanın 3, soğuk akışkanın 2 kanaldan sisteme girdiği durumdaki enerji dağılımı

Sıcak akışkanın 3 soğuk akışkanın 2 kanaldan sisteme girdiği durum genel düzen olarak belirlendi, Şekil 5.1, ısınan soğuk havanın hacmi büyümekte ve artan hacim sabit bir kesitten geçerken hızını arttırmaktadır. Bu nedenden sıcak akışkanın sisteme daha geniş bir kesitten girmesi, ve akışkan hızlarının birbirine yakın değer almasını sağlamıştır. Fakat bu etkinin terside incelenmiştir. Hava ısıtıcılarının bağlantı yerleri değiştirilmediği, fakat güç basamaklarının değiştirildiği durumda sıcak akışkan 2, soğuk akışkan ise 3 kanaldan sisteme girmiştir.

$$q_1 = q_1' + q_{k1}$$

$$q_2 = q_1' + q_3'$$

$$q_3 = q_3' + q_3''$$

$$q_4 = q_3'' + q_5'$$

$$q_5 = q_5' + q_{k5}$$

şeklinde ısı bilançosu çıkarılır, bu değerler Termodinamiğin 1. Kanununa göre sistemin toplam enerji dengesi için yazılırsa,

$$q_1 + q_3 + q_5 = q_2 + q_4 + \sum q_k$$

başka bir deyişle

$$\text{VERİLEN} = \text{ALINAN} + \text{KAYIP}$$

şeklinde de özetlenebilir.

q_1' , q_3' , q_3'' ve q_5' değerleri sırasıyla A, B, C ve D plakalarında meydana gelen ısı transferi değerleridir. Bu şekilde bir ısı bilançosu, sıcak akışkanın üç, soğuk akışkanın ise iki kanaldan sisteme girdiği durumda plakalar arasındaki ısı alışverişinin gösterimidir. Kullanılan alt indislerde 1, 3 ve 5 sıcak akışkanları, 2 ve 4 ise soğuk akışkanları gösterir. Bu durum hava ısıtıcıları ile I 1 – II 1 ve I 2 – II 1 kademesinde yapılan çalışmalarda kullanıldı.

q_1 (1. akışkanın verdiği ısı) = A plakası üzerinden 2. akışkana aktarılan ısı ve çevreye olan ısı kaybı

q_2 (2. akışkanın aldığı ısı) = A plakasından üzerinden 1. akışkandan gelen ısı ve B plakası üzerinden 3. akışkandan gelen ısı

q_3 (3. akışkanın verdiği ısı) = B plakası üzerinden 2. akışkana verilen ısı ve C plakası üzerinden 4. akışkana verilen ısı

q_4 (4. akışkanın aldığı ısı) = C plakası üzerinden 3. akışkandan gelen ısı ve D plakası üzerinden 5.akışkandan gelen ısı

q_5 (5. akışkanın verdiği) = D plakası üzerinden 4.akışkana aktarılan ısı ve çevreye olan ısı kaybı

Farklı zamanlarda yapılan deneylerde ortam sıcaklığının değişmesinden dolayı elde edilen q ve dolayısıyla da $q_{kayıp}$ değerleri farklılık göstermektedir.

Bu şekildeki bir yaklaşımla 4 farklı güç basamağında yaklaşık 100 tane deney yapıldı. Bunların her biri için, ait oldukları kademeler için yapılan ısı bilançolarında Termodinamiğin birinci kanunu sağlayan ölçüm değerleri doğru kabul edilip değerlendirilmeye alındı. Bu nedenden dolayı 4 tane güç basamağı arasından yalnızca iki tanesi için ayrıştırma kanallı ve kanalsız durum için karşılaştırılabilirlik imkanı olmuştur. Bu değerler I 1 – II 1 ve II 2 – I 1 güç kademeleridir. Grafiklerde bu kademelere ait ısı bilançoları ile elde edilen q , U ve ΔT_m değerleri yer almaktadır.

Aşağıdaki tablolarda model oluşturulması sırasındaki teorik hesaplamalardaki başlangıç değerleri verilmiştir. Bu değerlerin de içinde olduğu bilgisayar programı tezin arkasındaki diskette bulunmaktadır.

Tablo 5.1 s=8 mm için ayrıştırma kanalsız durum için teorik hesaplamalardaki boyutsal ve başlangıç değerleri

	Semboller	Birimi	
BİLİNEN DEĞERLER			
Sıcak Akışkanın Giriş Sıcaklığı	T_{1g}	K	333

Soğuk Akışkanın Giriş Sıcaklığı	T_{2g}	K	313
Plakaların Derinliği	l	m	0,2
Plakaların Eni	w	m	0,2
İki Plaka Arasındaki Mesafe	s	m	0,008
Plakanın Et Kalınlığı	d	m	0,0005

Aynı şartlar için ayrıştırma kanallı durum için yazılacak olursa, aşağıdaki Tablo 5.2. elde edilir.

Tablo 5.2 $s=8$ mm için İkizkenar dik üçgen şeklinde geometriye sahip olan ayrıştırma kanallarının boyutsal ve başlangıç değerleri

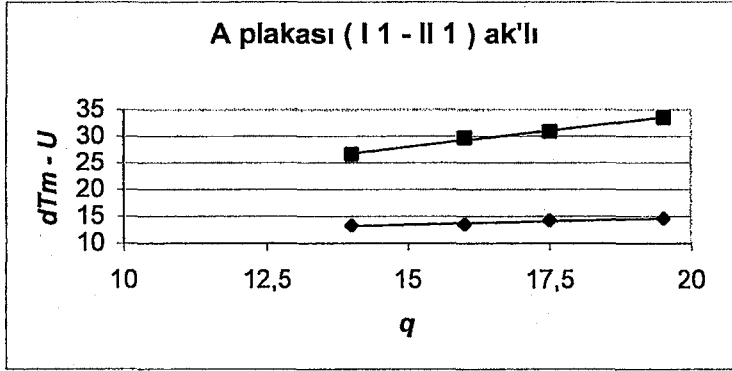
	Semboller	Birimi	
BİLİNEN DEĞERLER			
Sıcak Akışkanın Giriş Sıcaklığı	T_{1g}	K	333
Soğuk Akışkanın Giriş Sıcaklığı	T_{2g}	K	313
Plakaların Derinliği	l	m	0,2
Plakaların Eni	w	m	0,2
İki Plaka Arasındaki Mesafe	s	m	0,008
Plakada kapladığı yüzdelik yer	% to	-	6,25
Plakanın Et Kalınlığı	d_{ak}	m	0,00053125
etkenlik faktörü	K_{ef}	m	0,0005
temas noktası =(üçgen sayısı)	tn	-	25
debi oranı	Q.do	-	1,15

0,531 mm

Bu değer için ($s = 8$ mm) deneysel veriler elde edilmiş ve ısı bilançoları çıkarıldığında her bir plaka için aşağıdaki şekiller ve tablolar oluşturulmuştur.

Tablo 5.3. $s=8$ mm için ayrıştırma kanallı durumda A plakasından elde edilen deneysel değerler

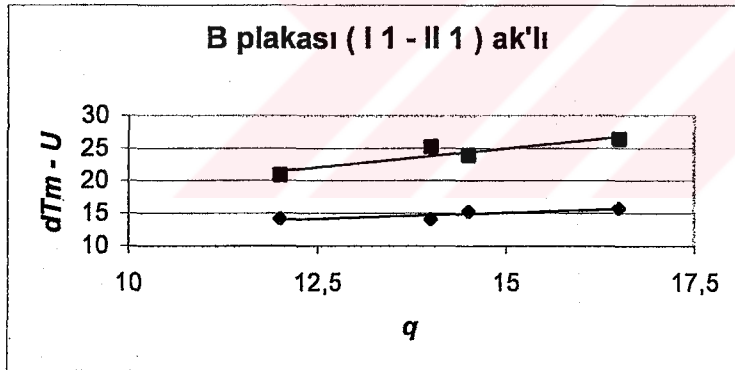
plaka A	q (W)	dtm (C)	U (W/m ² K)
	14	13,28	26,61
	16	13,58	29,74
	17,5	14,28	30,93
	19,5	14,68	33,52



Şekil 5.2 Tablo 5.3 değerleri için elde edilen grafik

Tablo 5.4 s=8 mm için ayrıştırma kanallı durumda B plakasından elde edilen deneysel değerler

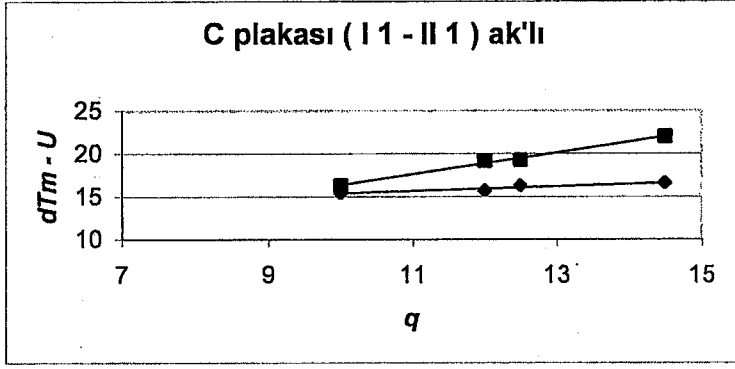
plaka B	q (W)	dtm (C)	U (W/m2K)
	12	14,19	20,9
	14	14,01	25,22
	14,5	15,28	23,94
	16,5	15,78	26,4



Şekil 5.3 Tablo 5. 4 değerleri için elde edilen grafik

Tablo 5.5 s=8 mm için ayrıştırma kanallı durumda C plakasından elde edilen deneysel değerler

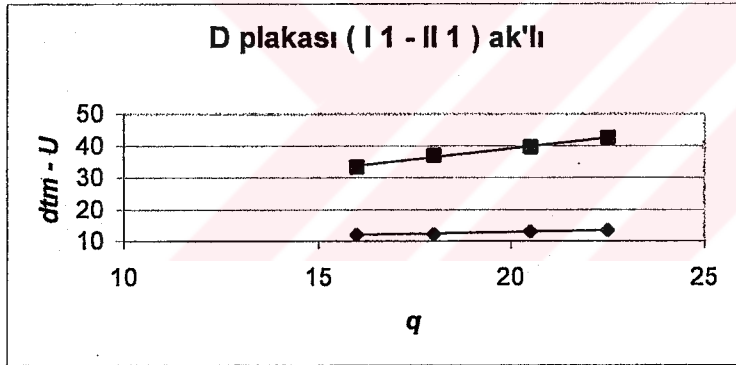
plaka C	q (W)	dtm (C)	U (W/m2K)
	10	15,44	16,34
	12	15,74	19,24
	12,5	16,34	19,3
	14,5	16,59	22,05



Şekil 5.4 Tablo 5.5 değerleri için elde edilen grafik.

Tablo 5.6. s=8 mm için ayrıştırma kanallı durumda D plakasından elde edilen deneysel değerler.

plaka D	q (W)	dtm (C)	U (W/m ² K)
	16	12,05	33,53
	18	12,25	37,07
	20,5	13,05	39,63
	22,5	13,35	42,52



Şekil 5.5 Tablo 5.6 değerleri için elde edilen grafik

Yukarıdaki grafikler (Şekil 5.2, 5.3, 5.4 ve 5.5) incelenmiş ve şu şekilde yorumlanmıştır. A ile D ve B ile C plakaları bir birine özdeş plakalar olarak kabul edilmiştir, çünkü A ile D nin bir tarafı izolasyonlu olan alttaki ve üstteki ilk plaka ile izolasyonsuz plaka arasında sıcak ve soğuk akışkanların aktığı ısı transferi olmaktadır. Elde edilen değerler incelendiğinde A deki değerlerin D den daha yüksek olduğu görülmüştür. Bunun nedeni de A'nın izolasyonlu kısmını çevreye açık olmasından dolayı kayıpların daha yüksek çıkması ve en alttaki plakanın bir tahta

üzerine yerleştirildiği için buradaki kayıplar üst kısma nazaran daha azdır ve bu sonuçların çıkması beklentiler doğrultusundadır.

B ve C plakalarında ise her ikisinde de izolasyon olmayan iki plaka arasında akışkanın aktığı ısı transferi gerçekleşmektedir. A ve D deki etkileşimden en az etkilenen C plakası olacaktır ve bu da deney sonuçlarına yansımıştır

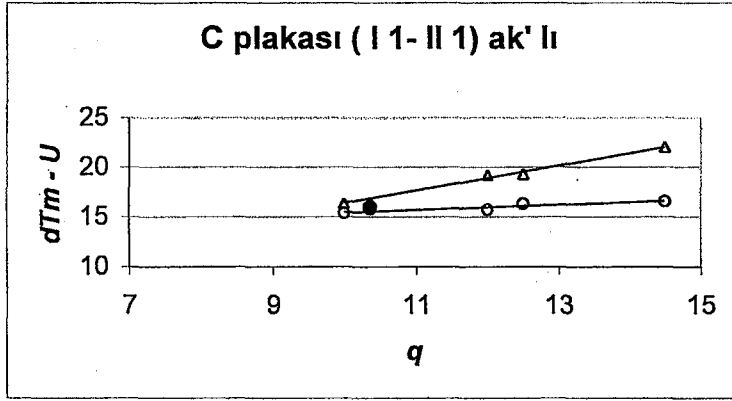
Bu nedenlerden dolayı C plakası çok kanallı bir ısı değiştiricisi için geçerli olan plaka kabul edilmiştir ve bulunan değerler bununla kıyaslanmıştır. Bundan sonra kullanılan grafiklerin hepsinde bir birinden farklı güç basamaklarında C plakasından elde edilen deneysel sonuçlar kullanılmıştır.

Teorik hesaplamalar da ise, deneysel verilerle elde edilen giriş ve ortalama çıkış sıcaklıkları (T_{1g} , T_{2g} , $T_{1ç ort.}$, $T_{2ç ort.}$) kullanıldı. Bu dört değer yardımıyla ortalama logaritmik sıcaklık farkı hesaplandı, giriş sıcaklıkları ve ona ait fiziksel özelliklerinden yararlanılarak U değeri bulundu ve tablolardan F değeri okundu, ısı transfer yüzeyiyle de çarpılarak q değeri hesaplanmıştır. Bulunan bu değer tablolarda yer alan hesap yöntemiyle elde edilen değerdir.

Farklı güç kademelerinde ayrıştırma kanalı kullanılarak ve kullanılmayarak yapılan deneyler de elde edilen sonuçlar ile yaklaşık olarak aynı fiziksel özelliklerdeki hesaplamalar sonucunda elde edilen değerler şu şekilde bulundu.

Tablo 5.7 (I 1 – II 1) güç kademesinde ak' lı durum için elde edilen deneysel sonuçlar ile bu şartlarda akışkanların fiziksel özelliklerinden hesaplanarak elde edilen değerlerin karşılaştırılması

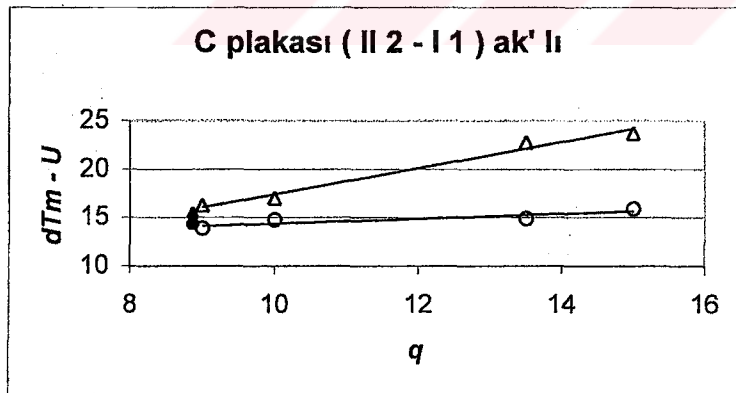
plaka C	q (W)	dtm (C)	U (W/m ² K)
	10	15,44	16,34
	12	15,74	19,24
	12,5	16,34	19,3
	14,5	16,59	22,05
HESAP	10,36	15,99	16,36



Şekil 5.6. Tablo 5.7 için elde edilen grafik

Tablo 5.8 (II 2 – I 1) güç kademesinde ak' lı durum için elde edilen deneysel sonuçlar ile bu şartlarda akışkanların fiziksel özelliklerinden hesaplanarak elde edilen değerlerin karşılaştırılması

plaka C	q (W)	dtm (C)	U (W/m2K)
	9	13,94	16,29
	10	14,79	17,06
	13,5	14,94	22,8
	15	15,94	23,75
HESAP	8,87	14,43	15,53



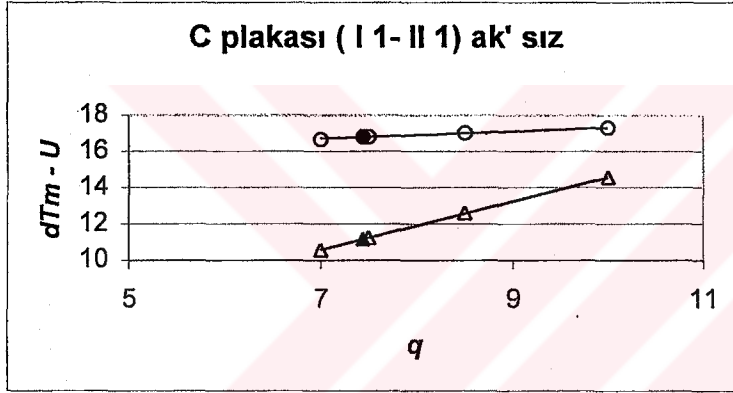
Şekil 5.7 Tablo 5.8 değerleri için elde edilen grafik.

Yukarıdaki şekillerde (Şekil 5.6 ve 5.7) ak' lı durum için farklı güç basamaklarında elde edilen değerlerdir. Burada aynı güç kademelerinde farklı ısı güç değerlerinin çıktığı görülmüştür. Bunun nedeni olarak da farklı yorumlar yapılabilir, buradaki

ölçümlerde ısıtıcı kademeleri sıcak ve soğuk konumundadır. Bu nedenle, akışkan çiftinin bir birinden etkileşimi daha kolay olmaktadır ve buda sonuçlara yansımıştır.

Tablo 5.9 (I 1 – II 1) güç kademesinde ak' sız durum için elde edilen deneysel sonuçlar ile bu şartlarda akışkanların fiziksel özelliklerinden hesaplanarak elde edilen değerin karşılaştırılması

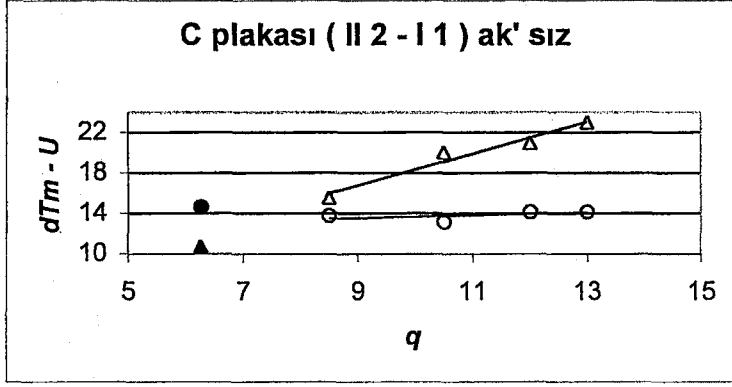
plaka C	q (W)	dtm (°C)	U (W/m ² K)
	7	16,69	10,58
	8,5	17,04	12,59
	7,5	16,81	11,26
	10	17,31	14,58
HESAP	7,44	16,81	11,18



Şekil 5.8 Tablo 5.9 değerleri için elde edilen grafik

Tablo 5.10 (II 2 – I 1) güç kademesinde ak' sız durum için elde edilen deneysel sonuçlar ile bu şartlarda akışkanların fiziksel özelliklerinden hesaplanarak elde edilen değerin karşılaştırılması

plaka C	q (W)	dtm (C)	U (W/m ² K)
	8,5	13,8	15,55
	10,5	13,21	20,06
	12	14,2	21
	13	14,21	23
HESAP	6,27	14,69	10,77



Şekil 5.9 Tablo 5.10 değerleri için elde edilen grafik

Yukarıdaki şekillerde (Şekil 5.8 ve 5.9) ise ayrıştırma kanalları kullanılmadığı durumlarda farklı zamanlarda yapılan deneylerde elde edilen değer ile hesap yöntemiyle bulunan değer vardır. Şekil 5.9'de, Şekil 5.7'deki gibi deneysel değerlere yaklaşıma diğer grafiğe göre daha az olmuştur. Burada hava ısıtıcılarının ikisi de sıcak kademelerinde çalıştırılmıştır, birinin gücü diğerine göre daha farklı olduğu için birisi sıcak diğeryse soğuk akışkandır, birbirlerinden etkileşimleri daha zordur, bu nedenden dolayı bir yaklaşıma az bir oranda görülmüştür.

Elde edilen kullanılabilen deney sonuçları tabloları [Ek B.1, B.2, B.3 ve B.4] ve hesap sonuçlarını veren tablolar [Ek A.1, A.2, A.3, A.4, A.5 ve A.6] dikkatli bir şekilde incelenmiş ve şu şekilde bir yaklaşımda bulunulmuştur.

Yapılan bir deney yaklaşık olarak 2 saat sürmektedir. Bu süre zarfında deneyin gerçekleştirildiği ortamdaki hava sirkülasyonundan dolayı sıcaklık değişmekte, bu etkiyle akışkanların sisteme giriş sıcaklıkları da değişmektedir. Bu etki sistemin enerji bilançosunu etkilemekte ve oda sıcaklığına bağlı olarak kayıplar değişmektedir. Bu etkiyi olabildiğince azaltmak için yapılan deneylerin aynı ortam şartlarında olmasına azami özen gösterildi. Buna ilave olarak da ayrıştırma kanallı ve kanalsız durumların karşılaştırılmasında kullandığımız değerler bir birine en yakın kayıpları veren ısı bilançoları arasından seçildi.

Hesaplamalarda ΔT_m değerlerinde ayrıştırma kanalsız durum için diğer duruma nazaran daha yüksek değerlere ulaşıldı. Aynı değerler deneysel sonuçlarda da bulundu.

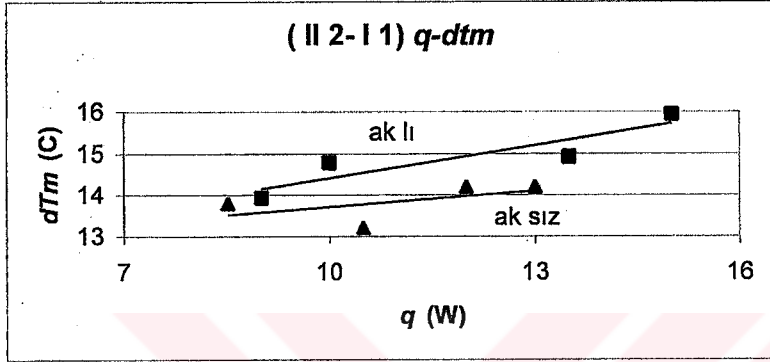
Yapılan deney sonuçlarında U [$W/m^2.K$] değerinin ayrıştırma kanallı durum için kanalsızdan daha yüksek olduğu görülmüştür. Aynı sonuçları teorik hesaplamalardaki sonuçlarda desteklemektedir.

Teorik çalışmalarda ihmal edilen kirlilik faktörü değeri ile temas noktası direnci ölçüm sonuçlarını belli bir oranda etkilemiştir.

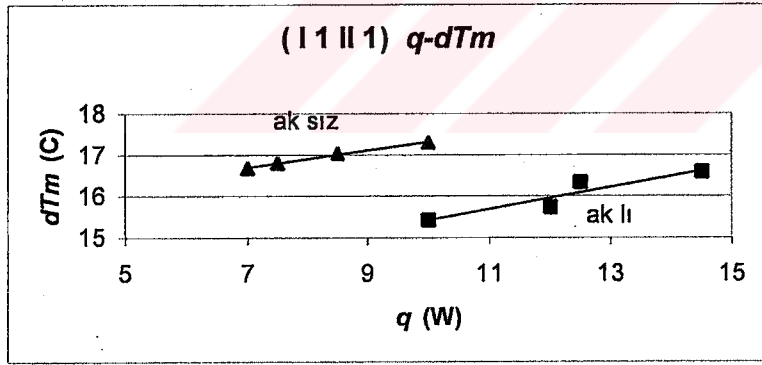
Teorik ve deneysel olarak birbirini destekleyen U ve ΔT_m değerlerindeki bu zıt unsur toplam ısı transferi q [W] hesaplarına yansıtıldığında ayrıştırma kanallı durum bir adım daha ön plana çıkmaktadır.

BÖLÜM 6.

SONUÇLAR



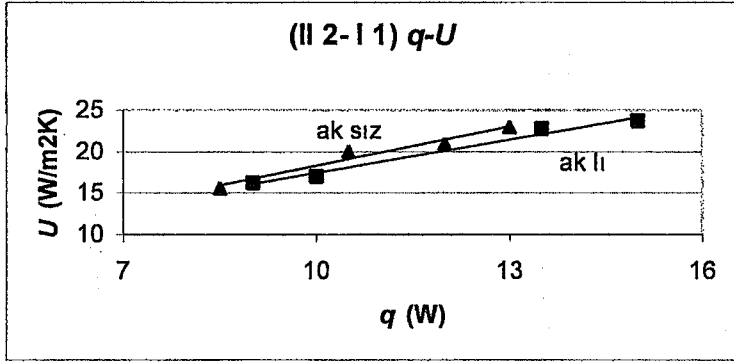
Şekil 6.1 Ayrıştırma kanallı durum için $T_{1g}=76$ °C ve $T_{2g}=56$ °C , ayrıştırma kanalsız durum için ise $T_{1g}=69$ °C, $T_{2g}=51$ °C mertebesinde yapılan deneysel sonuçları ile bu şartlardaki hesap değerlerinden elde edilen $Q-dTm$ değerlerinin karşılaştırılması



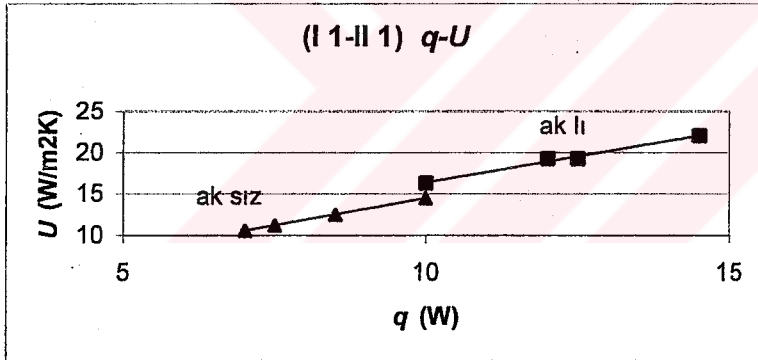
Şekil 6.2 Ayrıştırma kanallı durum için $T_{1g}=56$ °C ve $T_{2g}=35$ °C , ayrıştırma kanalsız durum için ise $T_{1g}=54$ °C, $T_{2g}=34$ °C mertebesinde yapılan deneysel sonuçları ile bu şartlardaki hesap değerlerinden elde edilen $Q-dTm$ değerlerinin karşılaştırılması

Yukarıdaki Şekil 6.1 ve 6.2'de farklı güç basamaklarında elde edilen $q-dTm$ değerlerinin, ayrıştırma kanalı kullanıldığı veya kullanılmadığı durumlardaki deneysel davranışları görülmektedir. Teorik olarak, ortalama logaritmik sıcaklık farkı kanal kullanılmadığı zaman daha yüksek değerde olmalıdır. Deneysel sonuçların yer aldığı şekil 6.2 teoriyi destekliyor olmasına karşın diğer şekil 6.1'de elde edilen sonuçlar desteklememektedir. Ancak şekil 6.1'de elde edilen değerler, deney

düzeneğinde sıcak ve soğuk akışkanın sıcaklık farklarının oldukça küçük fakat mutlak sıcaklıkların yüksek olduğu bir deneye ait olmasından dolayı ölçüm hataları ve kayıplar oransal olarak sonuçları olumsuz etkilemektedirler. Her bir kanala ait kütle debilerinin farklı çıkmasından dolayı Şekil 6.1 ve 6.2 deki grafikleri mukayese etmek mümkün değildir.



Şekil 6.3 Ayırıştırma kanallı durum için $T_{1g}=76$ °C ve $T_{2g}=56$ °C , ayırıştırma kanalsız durum için ise $T_{1g}=69$ °C, $T_{2g}=51$ °C mertebesinde yapılan deneysel sonuçları ile bu şartlardaki hesap değerlerinden elde edilen Q-U değerlerinin karşılaştırılması.



Şekil 6.4 Ayırıştırma kanallı durum için $T_{1g}=56$ °C ve $T_{2g}=35$ °C , ayırıştırma kanalsız durum için ise $T_{1g}=54$ °C, $T_{2g}=34$ °C mertebesinde yapılan deneysel sonuçları ile bu şartlardaki hesap değerlerinden elde edilen Q-U değerlerinin karşılaştırılması.

Şekil 6.3 ve 6.4 de Şekil 6.1 ve 6.2 deki deneylerde elde edilen verilerden $q-U$ değerleri hesaplanarak incelenmiştir. Ayırıştırma kanalı kullanmadaki maksatlardan birisi de ısı transfer katsayısını olumlu yönde etkilemektir. Şekil 6.1 ve 6.2 ($q-dTm$) değerleri buradaki sonuçları dolaylı olarak etkilemiştir. Ayırıştırma kanalının kullanıldığı yerlerde U değerlerinin yüksek çıkması beklenen bir sonuç olmasına rağmen. Ayırıştırma kanalı kullanılan sistemlerde sıcak akışkanın girdiği yerdeki,

hacimsel debi değerinin azalmasıyla ısı transfer katsayısı olumsuz yönde etkilenmektedir.

Ayrıştırma kanalı kullanıldığı veya kullanılmadığı durumlarda ısı transferinin ve sıcaklık farklarının bir birilerine olan etkilerini matematiksel olarak ifade etmek amacıyla, iyilik derecesi adıyla bir tanımlama yapılmıştır. (Ayrıştırma kanallı U) / (Ayrıştırma kanalsız U) (U_{ak} / U) şeklinde tanımlanan bu ifade, ayrıştırma kanalı kullanıldığı zaman elde edilen ısı transfer katsayısındaki artışı oransal olarak görebilmek için düşünülmüştür. Bu tanıma göre Şekil 6.4'deki değerlerden iyilik derecesi 1,122 olarak hesaplanmıştır.

Bu iyileştirmeyi sağlamak için ısı transfer eden plakaların yapıldığı aynı malzemeden ayrıştırma kanalları oluşturulmuştur. Ayrıştırma kanalı olarak kullanılmak zorunda kalınan malzeme miktarı yaklaşık olarak ısı transferinin gerçekleştiği yüzeyin 1,5 katı kadardır. Bu miktar sistemin toplam ağırlığı ve maliyeti açısından ilave bir yük getirmektedir. Bu durum karşısında akla gelen ilk soru: “ **Ayrıştırma kanalı olarak kullanılan malzeme ısı transfer yüzeyi olarak kullanılsa idi kazanç ne olurdu ?**”. Bu etkiyi daha iyi görebilmek için, Malzeme kullanım verimliliği adı altında bir yeni tanım daha yapılmıştır. Bu ifade, ısı transfer edilen yüzey / kullanılan malzemenin toplam yüzeyi ($A_{ısı\ tr.} / A_{kul}$) şeklindedir. Bu tanıma göre malzeme kullanım verimliliği 0,34 olarak hesaplanmıştır. Buna göre kullanılan malzemenin tamamı ısı transferinde görev alsaydı yaklaşık üç katı daha fazla ısı transfer edilebilirdi. Ancak ayrıştırma kanalı olarak kullanıldığından sadece $(1,122-1=0,122)$ % 12,2 oranında bir artış sağlanabilmiştir. Isı değişicisi için genel anlamda bir yüzey kullanım verimliliği tanımlanacak olursa bu: elde edilen ısı transferinin ısı transferi için kullanılan yüzeye oranı ($\frac{q}{A}$) olarak, ayrıştırma kanallı ve ayrıştırma kanalsız durum için ayrı ayrı

hesaplanabilir. durumda $\left(\frac{q}{A}\right)_{ak.sız} > \left(\frac{q}{A}\right)_{ak.lı}$ Bu sonuç yapılan deneylerin

ortalamaları için birbirlerine oranlanırsa I 1 - II 1 kademesi için (130 ve 147 – 102,106), II 2 – I 1 kademesi için (182 ve 208 – 85 ve 114) değerleri arasındadır.

Ayrıştırma kanallı iyilik derecesi ile malzeme kullanım verimliliği bir birine zıt iki unsurdur.

Elde edilen deney sonuçlarının ışığında plakalı ısı değişicilerinin kullanım amaçları ile ilgili olarak şunlar söylenbilir:

1. Basit, kolay üretilen, kayıpların çok fazla önemli olmadığı, hafif ve dolayısıyla maliyetin düşük olduğu durumlarda ayrıştırma kanalsız sistemler kullanılmalıdır.
2. Uygulama hacminin sınırlı olduğu, sıcaklık farklarının önemli olduğu, daha büyük miktarda ısı transferi sağlayan sistemler için ayrıştırma kanallı olanlar seçilmelidir.

Türbülanslı akış için 5. bölümde kabul edilen modelin geçerliliği deneysel verilerle desteklenmektedir. Levhalı ısı değiştiricilerinde laminar akış için Nu fonksiyonu literatürde verilmiş olmasına karşın, türbülanslı akış ve geçiş bölgesi için Nu sayısını veren güvenilir bir bağıntıya rastlanamadı. Bu nedenle i ie geçmiş iki boru arasında türbülanslı akışta geçerli olan bir ifade[30],

$$Nu / Nu_{boru} = \frac{0,86(d_i / d_a)^{0,84} + [1 - 0,14(d_i / d_a)^{0,6}]}{1 + (d_i + d_a)}$$

kullanılmıştır, burada $d_i = d_a$ alınarak i ve dış çap eşit kabul edilmiştir. Bu eşitlik için gerekli olan Nu_{boru} ifadesi şu şekilde verilmiştir

$$Nu_{boru} = 0,0214 (Re^{0,8} - 100) \cdot Pr^{0,4} \cdot [1 + (d_i / l)^{2/3}]$$

Bu bağıntının geçerli olduğu aralık

$$2300 > Re > 10^6$$

$$d_i / l < 1$$

$$0,5 < Pr < 1,5$$

dır.

Yukarıdaki eşitlikteki değerler kullanılan sistem için şu şekilde uyarlanmıştır. İç çapı (d_i), dış çapı (d_a) ve borunun uzunluğu (l) nun sonsuza (∞) gittiği varsayılarak bir yaklaşımda bulunulmuştur, bu kabullerden sonra Nu sayısı

$$Nu = 0,018404 (Re^{0,8} - 100) \cdot Pr^{0,4} \cdot [1 + (1)^{2/3}]$$

şeklini alır. Böylelikle sınır şartları (d/l) içinde bir yaklaşımda bulunulmuştur.

Ayrıştırma kanallı ve kanalsız durumda ısı transferi problemi sürekli rejimde tek boyutlu ısı transferi problemi olarak düşünülebilir ve belli bir malzeme kalınlığındaki plakanın iki tarafından akışkan akması şeklinde özetlenebilir. Ayrıştırma kanallı ısı değişicisinde ısı iletiminin meydana geldiği plakanın malzeme kalınlığı, ayrıştırma kanallarının alttan ve üstten ısı transfer eden yüzeylere temasından dolayı diğer duruma göre farklıdır. Bu temas sayesinde belli yerlerde plakanın malzeme kalınlığı ayrıştırma kanalı malzemesi kalınlığı kadar artmaktadır. Belli noktalardaki bu artış plaka alanına yayılırsa ek bir yüzey olarak düşünülebilir. Yani ısı transferinde kullanılan karma duvar problemi olarak düşünülebilir. Fakat bu ek yüzey, plakaların bir birine temas ettikleri noktalarda bir temas direnci oluşturur. Karma sistemlerde, katmanların ara yüzeylerindeki sıcaklık düşmesi ısıl temas direnci ile ilişkilendirilir. Bu yüzden, ayrıştırma kanalı kullanarak sıcaklık alanının bozulmaması (iç karışım engellenerek) sağlanırken ısı transferi kötüleştirilmektedir. Toplam transfer edilen ısı, sıcaklık farkı ve ısı transfer katsayısının bir fonksiyonu olduğu için, bu fonksiyona ait bir optimal çözüm olmalıdır.

Akışkanın sisteme girdiği kesit alanı (\bar{A}) iki durum içinde farklıdır. Ayrıştırma kanallarından dolayı akışkan daha dar bir kesitten geçmek zorunda kalmaktadır. Aynı debi değerlerinde alanlardaki bu farklılıklardan dolayı akışkan hızı V_{ak} daha büyük olmakta, dolayısıyla da Re sayısına etki etmektedir. Bu sonuç Nu sayısına ve akışkanın ısı taşınım katsayısına etki etmektedir. Hızın artışı ile daha büyük toplam ısı transfer katsayısı (U) nun elde edilmesi sağlanabilir. Elde edilen U değerleri bir birleriyle iki ayrı durum için karşılaştırıldığında aynı anlama gelmemektedir. Bunun içinde sıcaklık alanının çapraz akımlar nedeniyle bozulmasından dolayı lokal sıcaklık

farklarının ortalama sıcaklık farkından daha büyük olması farklı U değerlerinin çıkmasına neden olmaktadır.

Olaya basınç kayıpları açısından baktığımızda ise, ayrıştırma kanallı durumda yüzey çokluğundan ve artan hızdan dolayı diğer duruma göre basınç kaybında bir artış olacaktır. İki durum için de hız dağılımındaki değişme, çapraz akımlı olan sistemin karışmalarının az veya çok olmasına neden olmaktadır. Buna bağlı olarak da ısı transferi etkilenmektedir.

Şekil 3.5, temas noktalarının gösteriminde, ayrıştırma kanallarının plakanın üst noktasına deyiği temas noktaları görünmektedir. Bu noktalarda bir ısı sınır tabaka meydana gelmekte ve direnç oluşmaktadır. Kanalların temas noktasındaki açılarının artmasıyla ısı transferini engelleyici ısı sınır tabakanın yüzeyi artmakta ve ısı transferini olumsuz yönde etkilemektedir. Bu açıdan bakıldığında üçgen profiller açısından, eşkenar üçgen profilin en uygun geometri olduğu anlaşılmaktadır.

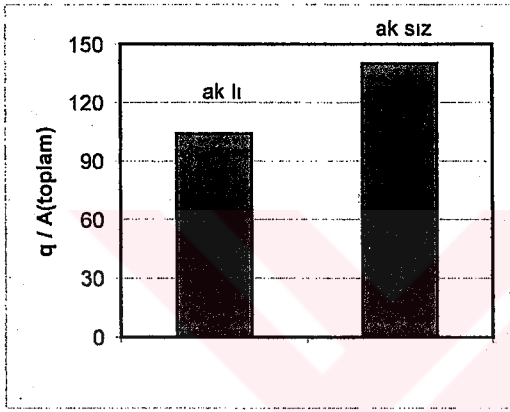
Transfer edilen ısının miktarı sıcaklık farkı ile doğrusal olarak değiştiği için, akışkanlar arası mevcut sıcaklık farklarının korunması esastır. Bunun için akışkanın kendi içinde karışması engellenmelidir.

Elde edilen deney sonuçları incelendiğinde ayrıştırma kanallı durumda ΔT_m değerinin diğer duruma göre daha düşük bir değere sahip olduğu görülmüştür. Bunun anlamı ayrıştırma kanallı durumda daha küçük sıcaklık farklarında aynı ısı akısının sağlanabilmiş olmasıdır. Bilançolarda kullanılan sıcaklık farkı ile lokal sıcaklık farkları aynı şeyler değildir. Ayrıştırma kanallı sistemlerde lokal sıcaklık farkları, bilançolarda kullanılan ortalama logaritmik sıcaklık farklarından her zaman daha büyük olmakta ve dolaylı olarak ısı transferini iyileştirmektedir.

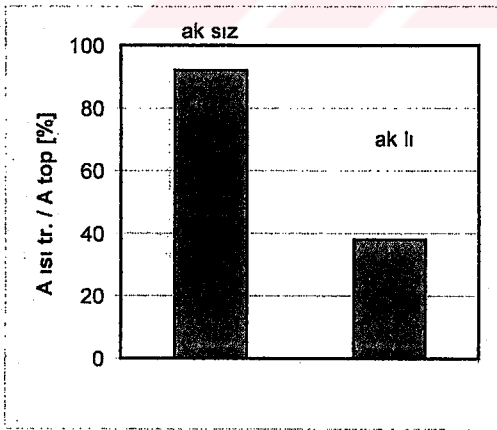
Ayrıştırma kanalsız durumda diğer duruma göre daha yüksek sıcaklık farkı elde edilir, 1 °C sıcaklık farkı elde etmenin ek bir maliyet getirdiği de göz önünde bulundurulmalıdır

Deney sonuçlarından elde edilen verilerle hesaplanan q değerlerinin karşılaştırılması için, termodinamiğin birinci kanunundan faydalanılarak çıkartılan ısı bilançolarında $q_{ak} > q$ olduğu görülmüştür. ΔT_m değeri ayırıştırma kanalları kullanılmadığı zaman daha büyüktür fakat toplam ısı transfer katsayısındaki farklılık q değerinin daha yüksek çıkmasına neden olmuştur.

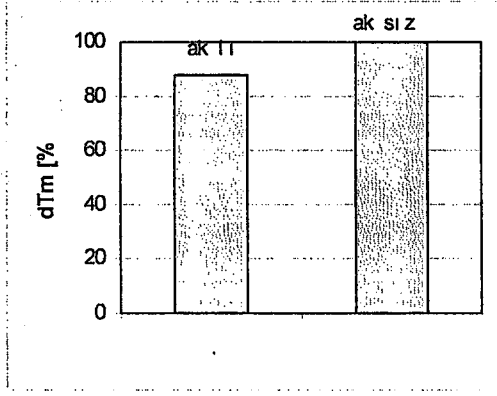
Elde edilen deney sonuçları neticesinde, ayırıştırma kanallı ve ayırıştırma kanalsız durumların karşılaştırılması için aşağıdaki şekiller oluşturulmuştur.



Şekil 6.5 Ayırıştırma kanallı ve kanalsız durum için, yüzey kullanım verimliliği (q / A_{toplam})



Şekil 6.6 Ayırıştırma kanallı ve kanalsız durum için, ısı transfer yüzeyinin toplam alana oranı ($A_{ısı\ tr.} / A_{top}$)



Şekil 6.7 Ayrıştırma kanallı ve kanalsız durum için, ortalama logaritmik sıcaklık farkı



BÖLÜM 7.

TARTIŞMA ve ÖNERİLER

Yapılan çalışmada tek geçişli çapraz akışlı plakalı ısı değiştiricilerinde laminer-türbülanslı geçiş bölgesi için ayrıştırma kanallarının verimliliği incelenmiştir.

Seçilen geçiş bölgesi için ampirik bağıntılar bulunamadığından laminer ve türbülanslı durum için ayrı ayrı ampirik bağıntılar kullanılarak ilgili durum incelenmiştir

Model kabulleriyle yapılan hesaplarda elde edilen sonuçlar ile deneysel çalışmalar sonucu bulunan değerler arasında büyük oranda bir fark olmadığı görülmüştür, diğer bir deyişle deneysel ve sayısal sonuçlar örtüşmemektedir. Ampirik formüllerin geçerli olduğu bölge geniş bir aralıktır. Yapılan deneylerden elde edilen sonuçlarda aynı bölgede bir dağılım göstermektedir.

Bu çalışmadan elde edilen sonuçlar ve yöntemler ısı değiştiricisi tasarımı, üretim ve maliyetinde olumlu katkılarda bulunacak ve geniş bir yelpazede uygulanabilecektir

Bu çalışmada uygulanan plakalar arası mesafenin daha dar veya geniş aralıklarında, laminer veya türbülanslı bölgede, mümkün olabilen en uygun Re sayısı için yapılması ve plaka boyutlarının değiştirilmesiyle ileriye dönük çalışmalara konu olabilecek niteliktedir.

Kullanılan ayrıştırma kanalı geometrisinin farklı çeşitleriyle deneyler yapılarak ve teorik çalışmalarla da bulunan değerlerin desteklemesiyle birinin diğerine göre avantaj ve dezavantajları ortaya çıkartılabilir ve dolayısıyla da kullanım amacı ve

alanına göre bir seçim kriteri oluşturulabilir. Bu kapsam plaka boyutlarının değiştirilmesiyle daha geniş bir alana yayılabilir.

Araştırmaya konu olan malzeme kullanım şekli; ayrıştırma kanallı veya ısı transfer yüzeyi seçeneği için, ekonomik açıdan bir karşılaştırma, üretim maliyetleri göz önünde bulundurularak daha sonraki bir çalışmada ele alınacaktır.



KAYNAKLAR

- [1] INCROPERA, F. P., DEWITT, D. P., "Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri", Dördüncü Basımdan Çeviri, Literatür Kitapevi, 2001.
- [2] LIANG, C.Y. and YANG, W., "Heat Transfer and Friction Loss Performance of Perforated Heat Exchanger Surfaces", Transaction of the Asme, Journal of Heat Transfer, pp. 9-15, 1975.
- [3] İSLAMOĞLU Y., "Dalgalı Yüzeyle Levhalar Arasında Isı Geçişinin Deneysel ve Sayısal İncelenmesi", Doktora Tezi, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ocak 2002.
- [4] CEBİ, H., "Günümüzde Isı Değiştiricisi İmalatında Kullanılan Yöntemler", Yüksek Lisans Tezi, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Haziran 1990.
- [5] ERYÜREK, Ö. F., "Lamelli Isı Değiştiricileri", Yüksek Lisans tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, 1990.
- [6] MILLS, A. F., "Heat Transfer", University Of California at Los Angeles, Los Angeles, California 90024-5197, Prentice-Hall, 1999.
- [7] GENÇELİ, O. F., "Isı Değiştiricileri", Birsen Yayınevi.
- [8] KEYS, W. M. , and LONDON, "A. L. , Compact Heat Exchangers, 3rd ed.", Krieger, Melbourne, Fla., 1998.
- [9] SHAH, B., "Control System Design Using Matlab", Prentice-Hall, London, 1993.
- [10] KAKAÇ, S., "Örneklerle Isı Transferi 8. Baskı", Güven Kitabevi.
- [11] SPIGA. M., SPIGA, G., Transient temperature field in cross flow heat exchanger with finite wall capacitance, Journal of Heat Transfer, Vol. 110, No.49.
- [12] MICHAILOV, M. D., OZİŞİK, M. N., "Finite element analysis of heat exchanger", Proceeding of NATO Advanced Study Institute, Vol.1, İstanbul, 1980.
- [13] KAYANSAYAN, N., Tasarım noktasından sapma durumunda eşanjör davranışı, ısı Bilimi ve Tekniği Dergisi, Cilt 9 Sayı 2, 1986.
- [14] ÖZÇELEBİ, S. , "ısı değiştiricileri ders notları".
- [15] DAĞSÖZ, A. K., "Isı Değiştiricileri", İ.T.Ü. Makine Fakültesi Isı ve Kütle Transferi Bilim Dalı, Teknik Üniversite Matbaası, Gümüşsuyu, 1985.

- [16] YILMAZ, M., . ŞARA, O. N., Mühendis ve Makine dergisi, Isı Değiştirici Seçimi, Cilt 41 Sayı 490.
- [17] BEJAN, A., TSATSORANİS, G., MORAN, M., "Thermal design and Optimiztion", John WileySons, NewYork, 1996.
- [18] CAN, A., Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Edirne, 1997.
- [19] ONAT, K., GENCELİ, O.F., ARISOY, A., "Buhar Kazanlarının Isıl Hesapları", Teknik Yayıncılık, Genişletilmiş 3. Baskı, İstanbul, 1998.
- [20] Alfa Laval, Plakalı Isı değiştiricileri kataloğu.
- [21] BAYRAKTAR, İ., "Dalgalı Yüzeyle Levhalar Arasındaki Isı Geçişi", Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Ocak 1998
- [22] FRIED, E., "Thermal Conductivity Contribution to Heat Trnsfer at Contact" in R.P.Tye, Ed., Therml Conductivity, Vol.2, Academic Pres, London, 1969.
- [23] SNITH, B., P. W. O'cLLAGHAN and S.D. Probert, "Interstitial Materials for Cotrolling Thermaal Conductances across Pressed Metallic Contracts" Appl. Energy, 16, 175, 1984.
- [24] MADHUSUDANA, C. V., L.S.Fletcher, "ContactHeat Transfer The last Decale" AIAA, 24,510, 1986.
- [25] YUHANOVİC, M. M. "Recent Development in Therml Contact, Gap and Joint Conductance Theories and Experiment," in C. L. Tien, V.P.Carey, and J.K.Ferrel, Eds., Heat Transfer-1986, Vol.1, Hemisphere New York, pp. 34-35, 1986.
- [26] EİD, J.C., V.W. Antonetti, "Small Scle Thermal Contcat Resistance of Aluminium against Silicon, " in C.L. Tien, V.P. Carey and J.K.Ferrel, Eds., Het Trnsferr-1986, Vol.2 Hemisphere, New York, 1986, pp. 659-664.
- [27] YUVANOVIC, M.M., "Theory nd Appliction of Conduction nd Sperding Resistance Concepts for Microelectronic Therml Management." Presented at the Internationl Sympoiumon Colling Technology for Electronic Equipment, Honolulu, 1986.
- [28] PETERSON, G.P., and L.S. Fletcher, "Thermal Contact Resistance of Silicon Chip Bonding Materials," ProceedingoftheInternrtionlSymposiumon CoolinigTechnologyfor Electronic Equipment, Honolulu, 1987, pp.438-448.
- [29] YUVANOVİC, M.M. M.Tuarze, "Experimental Evidnce of Thermal Resistance at Soldered Joints", AAI J. Spacecraft Rockets, 6, 1013, 1969.
- [30] VDI-Warheatlas, 7. Baskı, 1994.
- [31] GÜLEÇ, Ş., "Malzeme ders notları", İTÜ Makine Fakültesi Ofset Atölyesi, 1990.
- [32] Testo The Informative Catalouge , Portable measuring instruments 2000.

EK A.1Tablo A.1 $s = 6$ mm için ayırıştırma kanalsız durumda farklı debi değerleri için teorik hesap sonuçları (Q [m^3/h])

Q 1-2	Nu 1-2	V 1-2	Re 1-2	h 1-2	m 1-2	NTU	U
2,5	0,5124	0,5787	380,52	1,1904	0,0007	0,0415	0,7827
2,5	1,0674	0,5787	452,41	2,2852	0,0008	0,0377	0,7827
5	3,2715	1,1574	761,04	7,6007	0,0015	0,1097	4,1381
5	4,243	1,1574	904,81	9,0835	0,0017	0,0996	4,1381
7,5	5,7552	1,7361	1141,6	13,371	0,0022	0,1257	7,1141
7,5	7,1016	1,7361	1357,2	15,203	0,0025	0,1142	7,1141
10	8,0754	2,3148	1522,1	18,762	0,003	0,1311	9,8908
10	9,772	2,3148	1809,6	20,92	0,0033	0,1191	9,8908
12,5	10,281	2,8935	1902,6	23,887	0,0037	0,1328	12,529
12,5	12,311	2,8935	2262	26,355	0,0041	0,1207	12,529
15	12,4	3,4722	2283,1	28,809	0,0045	0,1331	15,063
15	14,749	3,4722	2714,4	31,575	0,005	0,1209	15,063
17,5	14,449	4,0509	2663,6	33,569	0,0052	0,1326	17,514
17,5	17,107	4,0509	3166,8	36,624	0,0058	0,1205	17,514
20	16,44	4,6296	3044,1	38,195	0,006	0,1318	19,894
20	19,399	4,6296	3619,3	41,529	0,0066	0,1197	19,894
22,5	18,381	5,2083	3424,7	42,706	0,0067	0,1308	22,216
22,5	21,633	5,2083	4071,7	46,313	0,0074	0,1189	22,216
25	20,28	5,787	3805,2	47,117	0,0075	0,1298	24,486
25	23,819	5,787	4524,1	50,992	0,0083	0,1179	24,486

Ek A.2Tablo A.2 s = 6 mm için ayırıştırma kanallı durumda farklı debi değerleri için teorik hesap sonuçları (Q [m³/h])

Q 1-2	Nu 1-2	V 1-2	Re 1-2	h 1-2	m 1-2	NTU	U
5	4,4672	1,4302	940,4	10,379	0,0015	0,1477	5,5716
5	5,6192	1,4302	1118,1	12,03	0,0017	0,1341	5,5716
7,5	7,4091	2,1453	1411	17,214	0,0022	0,1607	9,0934
7,5	9,0051	2,1453	1677,1	19,278	0,0025	0,1459	9,0934
10	10,157	2,8603	1881	23,599	0,003	0,1641	12,381
10	12,168	2,8603	2236,1	26,05	0,0033	0,149	12,381
12,5	12,77	3,5754	2351	29,669	0,0037	0,1644	15,506
12,5	15,175	3,5754	2795,1	32,487	0,0041	0,1493	15,506
15	15,279	4,2905	2821	35,499	0,0045	0,1635	18,507
15	18,063	4,2905	3354,2	38,67	0,005	0,1485	18,507
17,5	17,706	5,0056	3291	41,137	0,0052	0,1621	21,409
17,5	20,856	5,0056	3913,2	44,65	0,0058	0,1473	21,409
20	20,064	5,7207	3762	46,616	0,006	0,1605	24,228
20	23,57	5,7207	4472,2	50,46	0,0066	0,1458	24,228
22,5	22,364	6,4358	4232	51,959	0,0067	0,1589	26,978
22,5	26,217	6,4358	5031,2	56,127	0,0074	0,1443	26,978
25	24,613	7,1509	4702	57,185	0,0075	0,1573	29,667
25	28,806	7,1509	5590,3	61,669	0,0083	0,1428	29,667
30	28,982	8,581	5642	67,336	0,009	0,1541	34,89
30	33,835	8,581	6708,3	72,434	0,0099	0,14	34,89

EK A.3
Tablo A.3 s=8 mm için ayırıştırma kanalsız durumda farklı debi değerleri için teorik hesap sonuçları (Q [m³/h])

Q 1-2	Nu 1-2	V 1-2	Re 1-2	h 1-2	m 1-2	NTU	U
2,5	0,5124	0,434	380,52	0,8928	0,0007	0,0311	0,587
2,5	1,0674	0,434	452,41	1,7139	0,0008	0,0283	0,587
5	3,2715	0,8681	761,04	5,7006	0,0015	0,0823	3,1036
5	4,243	0,8681	904,81	6,8127	0,0017	0,0747	3,1036
7,5	5,7552	1,3021	1141,6	10,028	0,0022	0,0943	5,3356
7,5	7,1016	1,3021	1357,2	11,402	0,0025	0,0856	5,3356
10	8,0754	1,7361	1522,1	14,071	0,003	0,0983	7,4181
10	9,772	1,7361	1809,6	15,69	0,0033	0,0893	7,4181
12,5	10,281	2,1701	1902,6	17,915	0,0037	0,0996	9,3972
12,5	12,311	2,1701	2262	19,766	0,0041	0,0905	9,3972
15	12,4	2,6042	2283,1	21,607	0,0045	0,0998	11,298
15	14,749	2,6042	2714,4	23,681	0,005	0,0907	11,298
17,5	14,449	3,0382	2663,6	25,177	0,0052	0,0995	13,135
17,5	17,107	3,0382	3166,8	27,468	0,0058	0,0903	13,135
20	16,44	3,4722	3044,1	28,646	0,006	0,0989	14,921
20	19,399	3,4722	3619,3	31,147	0,0066	0,0898	14,921
22,5	18,381	3,9063	3424,7	32,029	0,0067	0,0981	16,662
22,5	21,633	3,9063	4071,7	34,735	0,0074	0,0891	16,662
25	20,28	4,3403	3805,2	35,338	0,0075	0,0974	18,365
25	23,819	4,3403	4524,1	38,244	0,0083	0,0884	18,365

Ek A.4

Tablo A.4 s = 8 mm için ayırıştırma kanallı durumda farklı debi değerleri için teorik hesap sonuçları (Q [m³/h])

Q 1-2	Nu 1-2	V 1-2	Re 1-2	h 1-2	m 1-2	NTU	U
5	4,0928	1,0076	883,4	7,1317	0,0015	0,1018	3,8422
5	5,1882	1,0076	1050,3	8,3304	0,0017	0,0925	3,8422
7,5	6,8912	1,5115	1325	12,008	0,0022	0,1123	6,3553
7,5	8,409	1,5115	1575,5	13,502	0,0025	0,102	6,3553
10	9,5054	2,0153	1767	16,563	0,003	0,1153	8,7011
10	11,418	2,0153	2100,6	18,333	0,0033	0,1047	8,7011
12,5	11,991	2,5191	2209	20,894	0,0037	0,1159	10,931
12,5	14,278	2,5191	2625,8	22,925	0,0041	0,1053	10,931
15	14,378	3,0229	2650	25,053	0,0045	0,1155	13,072
15	17,025	3,0229	3150,9	27,337	0,005	0,1049	13,072
17,5	16,686	3,5268	3092	29,076	0,0052	0,1147	15,142
17,5	19,682	3,5268	3676,1	31,602	0,0058	0,1042	15,142
20	18,929	4,0306	3534	32,984	0,006	0,1137	17,154
20	22,264	4,0306	4201,3	35,748	0,0066	0,1032	17,154
22,5	21,117	4,5344	3975	36,796	0,0067	0,1126	19,116
22,5	24,782	4,5344	4726,4	39,79	0,0074	0,1023	19,116
25	23,256	5,0382	4417	40,524	0,0075	0,1115	21,034
25	27,244	5,0382	5251,6	43,744	0,0083	0,1013	21,034
30	27,412	6,0459	5300	47,766	0,009	0,1094	24,761
30	32,028	6,0459	6301,9	51,424	0,0099	0,0993	24,761

EK A.5
Tablo A.5 s =10 mm için ayırıştırma kanalsız durumda farklı debi değerleri için teorik hesap sonuçları (Q [m³/h])

Q 1-2	Nu 1-2	V 1-2	Re 1-2	h 1-2	m 1-2	NTU	U
2,5	0,5124	0,3472	380,52	0,7142	0,0007	0,0249	0,4696
2,5	1,0674	0,3472	452,41	1,3711	0,0008	0,0226	0,4696
5	3,2715	0,6944	761,04	4,5604	0,0015	0,0658	2,4829
5	4,243	0,6944	904,81	5,4501	0,0017	0,0598	2,4829
7,5	5,7552	1,0417	1141,6	8,0227	0,0022	0,0754	4,2685
7,5	7,1016	1,0417	1357,2	9,122	0,0025	0,0685	4,2685
10	8,0754	1,3889	1522,1	11,257	0,003	0,0786	5,9346
10	9,772	1,3889	1809,6	12,552	0,0033	0,0714	5,9346
12,5	10,281	1,7361	1902,6	14,332	0,0037	0,0797	7,5178
12,5	12,311	1,7361	2262	15,813	0,0041	0,0724	7,5178
15	12,4	2,0833	2283,1	17,285	0,0045	0,0799	9,0383
15	14,749	2,0833	2714,4	18,945	0,005	0,0725	9,0383
17,5	14,449	2,4306	2663,6	20,141	0,0052	0,0796	10,508
17,5	17,107	2,4306	3166,8	21,974	0,0058	0,0723	10,508
20	16,44	2,7778	3044,1	22,917	0,006	0,0791	11,937
20	19,399	2,7778	3619,3	24,917	0,0066	0,0718	11,937
22,5	18,381	3,125	3424,7	25,623	0,0067	0,0785	13,33
22,5	21,633	3,125	4071,7	27,788	0,0074	0,0713	13,33
25	20,28	3,4722	3805,2	28,27	0,0075	0,0779	14,692
25	23,819	3,4722	4524,1	30,595	0,0083	0,0707	14,692

EK A.6
 Tablo A.6 s = 10 mm için ayırıştırma kanallı durumda farklı debi değerleri için teorik hesap sonuçları (Q [m^3/h])

Q 1-2	Nu 1-2	V 1-2	Re 1-2	h 1-2	m I-2	NTU	U
5	3,8963	0,7791	853,8	5,4314	0,0015	0,0777	2,9325
5	4,9621	0,7791	1015,1	6,3738	0,0017	0,0706	2,9325
7,5	6,6194	1,1687	1281	9,2275	0,0022	0,0864	4,8892
7,5	8,0962	1,1687	1522,7	10,4	0,0025	0,0785	4,8892
10	9,1633	1,5582	1708	12,774	0,003	0,089	6,7154
10	11,024	1,5582	2030,2	14,16	0,0033	0,0808	6,7154
12,5	11,582	1,9478	2135	16,145	0,0037	0,0896	8,4511
12,5	13,807	1,9478	2537,8	17,736	0,0041	0,0814	8,4511
15	13,905	2,3373	2561	19,383	0,0045	0,0894	10,118
15	16,481	2,3373	3045,3	21,17	0,005	0,0812	10,118
17,5	16,151	2,7269	2988	22,514	0,0052	0,0888	11,73
17,5	19,066	2,7269	3552,9	24,491	0,0058	0,0807	11,73
20	18,334	3,1164	3415	25,557	0,006	0,0881	13,296
20	21,579	3,1164	4060,5	27,718	0,0066	0,08	13,296
22,5	20,462	3,506	3842	28,525	0,0067	0,0873	14,823
22,5	24,029	3,506	4568	30,865	0,0074	0,0793	14,823
25	22,544	3,8955	4269	31,427	0,0075	0,0865	16,317
25	26,425	3,8955	5075,6	33,942	0,0083	0,0786	16,317
30	26,589	4,6746	5123	37,065	0,009	0,0849	19,218
30	31,079	4,6746	6090,7	39,922	0,0099	0,0771	19,218

EK B1

Tablo B.1 (I 1-II 1) Kademelerinde ayırıştırma kanalları kullanılarak (ak.11) yapılan deneylerde C plakasındaki sıcaklık ölçmeleri

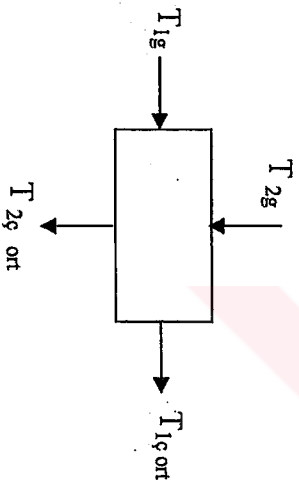
1. Deney		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Ölçüm Noktası	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	
Sıcak ak. çıkışı	53	54,1	54,9	54,2	54,4	52,9	52,4	52,8	51,1	49,9	50,1	49	48,5	48,3	49	48,2	48	49,6	48,7	48,4	42,8	
Soğuk ak. çıkışı	43	40,6	40,8	40,5	40,6	40,9	40,8	40,8	41	40,3	40,1	39,6	39,3	38,9	38,2	37,7	37,3	36,9	36,6	37,3	38,5	

2. Deney		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Ölçüm Noktası	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	
Sıcak ak. çıkışı	53	55,1	55,3	55,1	54,5	53,1	53,1	51,7	50,4	50,3	50	49	48,6	48,1	49	47,8	48,4	50,3	49	48,1	42,4	
Soğuk ak. çıkışı	42,1	40,7	40,9	41,6	41	41	41	41,1	41,1	40,3	40,2	40	39,7	39,2	38,6	37,9	38	37,6	38	37,1	38,8	

3. Deney		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Ölçüm Noktası	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	
Sıcak ak. çıkışı	53	55,6	55,9	55,8	54,8	53,7	53,6	52,5	51,5	51,3	50,8	50,2	49,4	49,8	48,7	48,8	49,5	50,5	50,5	48,9	44,2	
Soğuk ak. çıkışı	42,4	41	41,3	41,7	41,1	41,3	41,5	41,7	41,9	40,9	40,4	40,5	40,1	39,8	38,5	38,5	37,8	37,5	37	37,7	38,1	

Aşağıdaki sonuçlar yapılan üç deneyin ortalamasını vermektedir.

Ortalama		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Ölçüm Noktası	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	
Sıcak ak. çıkışı	53	54,93	55,37	55,03	54,57	53,23	53,03	52,33	51	50,5	50,3	49,4	48,83	48,73	48,9	48,27	48,63	50,13	49,4	48,47	43,13	
Soğuk ak. çıkışı	42,5	40,77	41	41,27	40,9	41,07	41,1	41,2	41,33	40,5	40,23	40,03	39,7	39,3	38,43	38,03	37,7	37,33	37,2	37,37	38,47	



$$m_1 = 19,0404 \text{ kg/h}$$

$$m_2 = 23,391 \text{ kg/h}$$

$$T_{1g} = 56 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{2g} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{1g \text{ ort}} = 50,8 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{2g \text{ ort}} = 39,8 \text{ }^\circ\text{C}$$

Ek B.2

Tablo B.2 (II 2 -I 1) kademelerinde ayırıştırma kanalları kullanılarak (ak I) yapılan deneylerde C plakasındaki sıcaklık ölçümleri

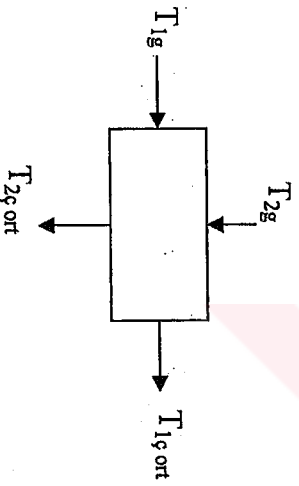
1. Deney																					
Ölçüm Noktası	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Sıcak ak. çıkışı	68,6	72,2	72,9	73,6	73,5	72,9	71,4	70,8	69,2	69,6	69,7	68,8	68,6	67,6	68,2	67,7	67,3	67,4	67,1	67	65,5
Soğuk ak. çıkışı	57,6	59,5	59,8	60,1	60,1	60,3	60,2	60,4	60,8	60,7	59,6	59,5	60,2	59,8	59,6	59,2	57,6	57,1	58,5	59,2	65,5

2. Deney																					
Ölçüm Noktası	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Sıcak ak. çıkışı	69,4	73,1	74	74,3	74,3	73,8	72,2	71,1	70,4	70,8	70,6	70,6	69,9	69,2	70	70,7	69,1	69,4	68,2	67,8	64,6
Soğuk ak. çıkışı	58,5	59,1	59,5	59,8	60,8	61,6	61,5	62,1	62,3	62	61,1	60,9	61,8	60,9	61	60,2	59,9	58,6	59,7	59,7	64,4

3. Deney																					
Ölçüm Noktası	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Sıcak ak. çıkışı	71	74,6	73,6	74,7	75,1	74,5	73	73,2	71,1	72,2	72,4	70,9	71,4	70,3	70,9	70,5	70,3	70,1	69,5	68,1	66,1
Soğuk ak. çıkışı	59,4	60,3	60,4	61,7	62,3	62,5	62,9	62,5	63,2	62,8	62	61,9	62,5	62,2	61,9	61,6	60,6	59,2	60,1	60,8	65,2

Aşağıdaki sonuçlar yapılan üç deneyin ortalamasını vermektedir.

Ortalama																					
Ölçüm Noktası	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Sıcak ak. çıkışı	69,67	73,3	73,5	74,2	74,3	73,73	72,2	71,7	70,23	70,87	70,9	70,1	69,97	69,03	69,7	69,63	68,9	68,97	68,27	67,63	65,4
Soğuk ak. çıkışı	58,5	59,63	59,9	60,53	61,07	61,47	61,53	61,67	62,1	61,83	60,9	60,77	61,5	60,97	60,83	60,33	59,37	58,3	59,43	59,9	65,03



$$m_1 = 20,6379 \text{ kg/h}$$

$$m_2 = 18,981 \text{ kg/h}$$

$$T_{1g} = 76^\circ\text{C}$$

$$T_{2g} = 57^\circ\text{C}$$

$$T_{1g_{ort}} = 70,6^\circ\text{C}$$

$$T_{2g_{ort}} = 60,7^\circ\text{C}$$

Ek B3

Tablo B.3 (I-II 1) kademelerinde ayrıştırma kanalları kullanılmayarak (ak-sız) yapılan deneylerde C plakasındaki sıcaklık ölçmeleri

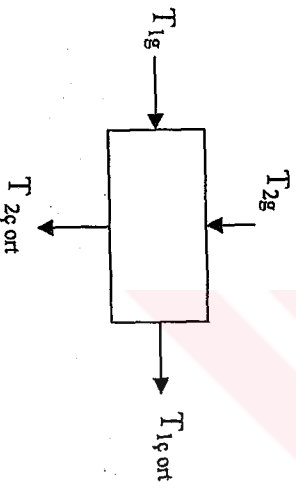
1. Deney		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Ölçüm Noktası	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	
Sıcak ak. çıkışı	51,1	53	53,1	53,3	53	52,6	52,5	52,1	51,9	51	50,5	50,1	49,9	49,8	50,1	50,2	50,3	50,2	50,2	50	50	49,3
Soğuk ak. çıkışı	40,9	38,9	39	38,4	38,2	37,9	37,8	37,7	37,9	37,7	37,7	37,5	37,2	37	36,7	36,3	36,2	36,2	35,8	35,6	35,7	35,7

2. Deney		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Ölçüm Noktası	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	
Sıcak ak. çıkışı	52,7	53	53,9	53,6	53,5	53	52,2	51,8	51,7	51	50,3	50,3	50,5	50,5	50,7	50,7	50,6	50,6	50,5	50,4	50,2	49
Soğuk ak. çıkışı	41	39,2	38,7	38,5	38,7	38,3	38,1	38,1	38,3	38,3	38,1	38	37,9	37,4	37,2	36,8	36,5	36,5	36,3	36,3	36,1	36,2

3. Deney		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Ölçüm Noktası	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	
Sıcak ak. çıkışı	52,4	52,7	52,9	53,3	53	52,9	52,5	51,6	50,9	50,3	49,8	49,7	50	50,3	50,2	50,6	50,7	50,7	50,7	50,9	50,3	48
Soğuk ak. çıkışı	39,7	38,1	37,8	37,9	38,2	38,3	38,2	38,1	38	38,1	37,8	37,8	37,8	37,5	37,2	36,9	36,4	36,4	36,2	36,1	36,2	36,2

Aşağıdaki sonuçlar yapılan üç deneyin ortalamasını vermektedir.

Ortalama		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Ölçüm Noktası	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	
Sıcak ak. çıkışı	52,07	52,9	53,3	53,4	53,17	52,83	52,4	51,83	51,5	50,77	50,2	50,03	50,13	50,2	50,33	50,5	50,53	50,47	50,43	50,17	48,77	
Soğuk ak. çıkışı	40,53	38,73	38,5	38,27	38,37	38,17	38,03	37,97	38,07	38,03	37,87	37,77	37,63	37,3	37,03	36,67	36,37	36,1	36	36	36,03	



$$m_1 = 19,1592 \text{ kg/h}$$

$$m_2 = 23,4738 \text{ kg/h}$$

$$T_{1g} = 54 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{2g} = 34 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{1g_{ort}} = 51,23 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{2g_{ort}} = 37,59 \text{ }^\circ\text{C}$$

EK B.4

Tablo B.4 (II-2-1) kademelerinde ayırıştırma kanalları kullanılmayarak (ak.sız) yapılan deneylerde C plakasındaki sıcaklık ölçmeleri

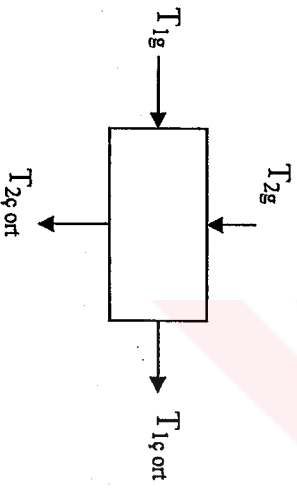
1. Deney																					
Ölçüm Noktası	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Sıcak ak. çıkışı	64,3	61	66,9	67	66,8	66	64,5	64,1	63,7	63,3	62,8	62,2	61,6	61,9	61,7	61,7	61,4	61,5	61,4	61,8	62,8
Soğuk ak. çıkışı	53,5	53,3	54,2	54	54	53,7	54	54,2	54,2	54,3	54	53,4	53,4	53,3	53,1	53	52,8	53,5	53,9	54,8	58

2. Deney																					
Ölçüm Noktası	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Sıcak ak. çıkışı	66	64,2	68	68,6	67,4	67,2	65,4	65,2	64,2	63,7	62,3	62,2	61,6	62	62,2	62,1	61,7	61	61,5	61,1	61,5
Soğuk ak. çıkışı	54	53,9	54,9	54,7	54,8	54,8	54,5	54,4	54,6	54,2	54	53,6	53,6	53,7	53,5	53,4	53	53,4	53,3	54,3	58

3. Deney																					
Ölçüm Noktası	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Sıcak ak. çıkışı	65,2	63,1	68,2	68,2	66,9	66,3	65,7	64,7	63,7	63,7	63,3	62,5	62,5	62,7	62,8	62,8	62,2	61,6	61,4	61,8	62,4
Soğuk ak. çıkışı	53,8	53,2	54,7	54,5	54,4	54,4	54,1	54,4	54,5	54,7	54,6	54,1	54,3	54,3	54,1	53,8	53,7	53,5	53,9	54,8	58,9

Aşağıdaki sonuçlar yapılan üç deneyin ortalamasını vermektedir.

Ortalama																					
Ölçüm Noktası	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Sıcak ak. çıkışı	65,17	62,77	67,7	67,93	67,03	66,5	65,2	64,67	63,87	63,57	62,8	62,3	61,9	62,2	62,23	62,2	61,77	61,37	61,43	61,57	62,23
Soğuk ak. çıkışı	53,77	53,47	54,6	54,4	54,4	54,3	54,2	54,33	54,43	54,4	54,2	53,7	53,77	53,77	53,57	53,4	53,17	53,47	53,7	54,63	58,3



$$m_1 = 21,0105 \text{ kg/h}$$

$$m_2 = 19,3986 \text{ kg/h}$$

$$T_{1g} = 70 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{2g} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{1g \text{ ort}} = 63,63 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{2g \text{ ort}} = 54,18 \text{ }^\circ\text{C}$$

Ek C

Matematiksel Model İçin Yapılan Kabuller

Yapılan çalışma bir Excel programında yazılmıştır. Sistem şartları için verilen değerlerle gerekli hesaplamalar yapılmış ve teorik optimal boyut saptanmıştır. Bu program tezin arka cildinde ek olarak bir diskette verilmiştir.

-Hidrolik (Eşdeğer) Çap d_h

Plakalı ısı değiştiricilerinde plaka aralığının iki katıdır.

$$d_h = 2.s \quad (C.1)$$

-Reynolds sayısı Re

Boyutsuz olan Reynolds sayısı atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranıdır. Bu sayının aldığı değere göre akışımızın türü belirlenmektedir;

$Re < 2000$	Laminer akış
$2000 < Re < 2300$	Geçiş bölgesi
$Re > 2300$	Türbülanslı akış

$$Re = \frac{V \cdot d_h}{\nu} \quad (C.2)$$

-Akışkanın hızı V

Sistemden geçen hacimsel debi ölçülmüş ve akış kanalı kesitine bölünerek hesaplanmıştır.

Akışkanın girdiği Yüzey \bar{A}

Levhanın genişliği ile iki levha arasındaki mesafenin çarpımına eşittir. Bu alan ısı transferinin gerçekleştiği, akışkanın süpürdüğü alanla karıştırılmamalıdır.

$$\bar{A} = w.s \quad (C.3)$$

-Hacimsel Debi Q

Bir kanaldan birim zamanda geçen akışkan miktarı olarak belirlenmiştir.

$$Q = V.\bar{A} \quad (C.4)$$

-Kütleli Debi \dot{m}

$$\begin{aligned} \dot{m} &= Q.\rho \\ &= (V.\bar{A}).\rho \end{aligned} \quad (C.5)$$

şeklinde hesaplanır.

-Isıl Kapasite Debisi C [W/K]

$$C = \dot{m}.c_p \quad (C.6)$$

-Isı Taşınımı

Gaz veya sıvı halindeki akışkan ile akışkanın temas ettiği yüzey arasındaki moleküllerin makroskobik hareketleri ile meydana gelen ısı geçiş şekline ısı taşınımı denilmektedir. α ya da h ile gösterilir.

Akışkanın ısı taşınım katsayısını bulmak için Nusselt sayısı tanımından

$$Nu = \frac{h.d_h}{k} \quad (C.7)$$

faydalanıldı.

-Nusselt Fonksiyonu

Nu sayısı yüzeyde taşınım yoluyla ısı geçişinin, iletim yoluyla ısı geçişine oranı olarak da tanımlanabilir. Nusselt ifadesi yüzeydeki boyutsuz sıcaklık gradyanına eşittir ve yüzeyde oluşan taşınım ile ısı geçişinin bir ölçüsünü verir, verilen her hangi bir geometri için;

$$Nu = f(x, Re, Pr)$$

fonksiyon olarak verilir. Sürtünme katsayısının, hız sınır tabakasında taşıdığı önem, ısı sınır tabakada Nusselt sayısı tarafından yüklenilir. Yukarıdaki ifadeden de anlaşılacağı üzere, Nusselt sayısı verilen bir geometri için x , Re ve Pr 'nin genelleştirilmiş fonksiyonu olmalıdır. Eğer bu fonksiyon biliniyorsa Nu sayısının değişik akışkanlar, farklı V ve L değerleri için hesaplanmasında kullanılabilir. Nu sayısı bulunduğundan sonra yerel taşınım katsayısı h ve dolayısıyla ısı akısı q'' hesaplanabilir

$$Nu = \frac{h \cdot d_h}{k} \quad (C.8)$$

-Türbülanslı akım için Nu sayısı

Plakalı ısı değiştiricilerinde, laminer akış için Nu sayısı tanımlanmış fakat türbülanslı akış için tanımlanmamıştır. Türbülanslı akımdaki Nu sayısı için borulu ısı değiştiricilerinin türbülanslı halinden faydalanıldı.

Bu formülleri kullanabilmek için gerekli bazı sınır şartları vardır, bunları şöyle sıralayabiliriz;

$$2300 > Re > 10^6$$

$$d_i/l < 1$$

$$0,5 < Pr < 1,5$$

buradaki şartlarda, d_i içteki borunun çapı ve l de borunun uzunluğu oluyor. Bunlar sisteme uygulandığı zaman iki plaka arasındaki mesafe ve plakanın derinliği olur.

$$Nu = Nu_m = \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,11} \quad (C.9)$$

akışkan hava olduğundan dolayı ve fazla sıcaklık farkı (20 °C) olmadığı için,

$\frac{Pr}{Pr_w} \cong 1$ kabul edilebilir ve dolayısıyla;

$$Nu = Nu_m \quad (C.10)$$

yazılabilir. Nu_m değeri Pr sayısına göre değişmektedir. Pr 'da yaklaşık 0,7 olduğundan, türbülanslı akım için geçerli olan şartlardan Pr aralığı 0,5 ile 1,5 arasında olanı seçilir.

$$Nu_m = 0,0214.(Re^{0,8} - 100).Pr^{0,4} [1 + (d_i/l)^{2/3}] \quad (C.11)$$

sonra da

$$Nu_b / Nu_{boru} = \frac{0,86.(d_i/d_a)^{0,86} + [1 - 0,14(d_i/d_a)^{0,6}]}{1 + (d_i/d_a)} \quad (C.12)$$

hatırlanacağı üzere bu formüller iç içe geçmiş iki boru için geçerliydi (d_i ve d_a sırasıyla, borunun iç ve dış çapları olmaktadır $d_i \cong d_a$ alınabilir, dolayısıyla da $\frac{d_i}{d_a} = 1$ olur) bu değer yukarıdaki formül için uygulanır ve gerekli sadeleştirilmeler

yapılırsa;

$$\frac{Nu_h}{Nu_{boru}} = 0,86 \Rightarrow Nu_h = 0,86.Nu_{boru} \quad (C.13)$$

Nu_{boru} yerinede Nu_m değeri yazılırsa aranan Nu fonksiyonunu elde edilmiş olur. Bu eşitliklerdeki değerler kullanılan sistem için şu şekilde uyarlanmıştır. İç çapı (d_i), dış çapı (d_a) ve borunun uzunluğu (l) nun sonsuza (∞) gittiği varsayılarak bir yaklaşımda bulunulmuştur bu kabullerden sonra Nu sayısı

$$\begin{aligned} Nu_h &= 0,86 Nu_m \\ &= 0,86 \{0,0214.(Re^{0,8} - 100).Pr^{0,4} . [1 + (1)^{2/3}] \} \\ &= 0,018404 (Re^{0,8} - 100).Pr^{0,4} . [1 + (1)^{2/3}] \end{aligned} \quad (C.14)$$

şeklini alır. Böylelikle sınır şartları (d_i/l) içinde bir yaklaşımda bulunulmuştur.

-Toplam Isı Transfer Katsayısı U [$W/m^2.K$]

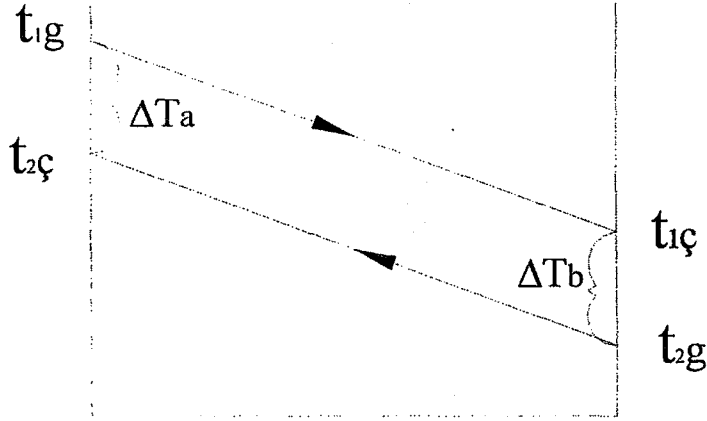
$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_1} + \frac{d}{k} + \frac{1}{h_2} \quad (C.15)$$

-Transfer Edilen Birim Sayısı (NTU)

$$NTU = \frac{U.A}{C} \quad (C.16)$$

-Boyutsuz Sıcaklık (\mathcal{G})

$$\mathcal{G} = \frac{\Delta T_{ort}}{T_{1g} - T_{2g}} \quad \Delta T_{ort} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}} \quad (C.17)$$



Şekil C.1 Giriş ve çıkış sıcaklık farklarının gösterimi. Bu şekil, zıt yönlü akış için geçerlidir

\mathcal{G} , ortalama logaritmik sıcaklık farkının, iki akışkanın giriş sıcaklıkları farkına oranı olan boyutsuz sıcaklıktır. Bu boyutsuz sıcaklık farkı

$$\mathcal{G} = f(P, R, NTU_2, \text{akış düzeni})$$

olarak, çeşitli geometrik düzenlemeler için ifade edilebilmektedir. Bu fonksiyondaki P ve R değerleri;

-Kapasite oranı (R)

$$R_1 = \frac{C_1}{C_2}, \quad R_1 \cdot R_2 = 1 \quad (\text{C.18})$$

-Etkenlik (P)

$$P_1 = \frac{T_{1g} - T_{1ç}}{T_{1g} + T_{2g}}, \quad P_2 = \frac{T_{2ç} - T_{2g}}{T_{1g} + T_{2g}} \quad (\text{C.19})$$

dir.

şeklinde tanımlanır. NTU_2 boyutsuz sayısı ise

$$NTU_2 = \frac{U \cdot A}{C_2} \quad (\text{C.20})$$

oranıyla tanımlanmaktadır. Pratikte çok kullanılan ısı değiştiricileri için Denk. 3 ile verilen fonksiyonlar, çeşitli araştırmacılar tarafından hesaplanmış olup ya kapalı ifadeler halinde ya da ısı transferi kitaplarında diyagramlar halinde verilmektedir.

Hem F Düzeltme Katsayısının, hem de g Boyutsuz Sıcaklık ifadelerinin değerleri çeşitli kaynaklarda diyagramlar halinde verilmiştir.

Buradaki hesapların temelini oluşturan VDI-Warheatlas[30] da, F , NTU , P ve R değerlerine ait diyagramlar, iki akışkanın birbirine karışması ve karışmaması durumları için ayrı ayrı verilmiştir.

-Etkenlik faktörü k_{ef}

Etkenlik faktörü değerinin her hangi bir formülasyonu yada bağıntı yoktur bu değer bilinen, temas noktalarında oluştuğunu bildiğimiz ısıl sınır tabakanın genişliğidir. Bu değer için 0,25 – 0,5 ve 1 mm değerleri teorik çalışmada göz önüne alınmıştır.

-Debi oranı

Sıcak ve soğuk akışkanların giriş hızlarını ayarlamak için kullanılan bir katsayıdır.

-Temas noktası

Temas noktası değeri akış kanalı sayısına bağlıdır. Kanal geometrisinden dolayı plakanın altına ve üstüne kanal boyunca temas eder.

-Düzeltme katsayısı F

Literatürde F düzeltme katsayısı

$$F = f(P, R, \text{akış düzeni})$$

şeklinde ya karmaşık bağıntılar ile ya da çoğunlukla olduğu gibi diyagramlar halinde kaynaklarda verilmiştir.

$$F = \frac{\mathcal{G}}{\mathcal{G}_G} \quad (C.21)$$

$$\mathcal{G} = F \cdot \mathcal{G}_G$$

değeri çapraz akışlı durum için kullanılan boyutsuz sıcaklıktır.

-Akış Kanalı (üçgen) sayısı

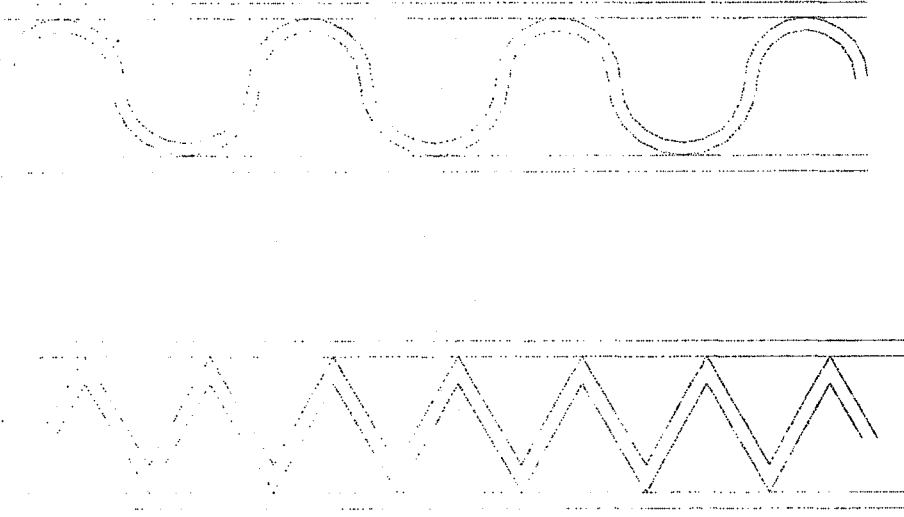
Levha genişliğimin 1 tane üçgenin genişliğine oranıdır. Plakalar arası mesafenin s olduğu bir ikizkenar dik üçgende trigonometrik özelliklerden dolayı bir kenarının uzunluğu $2s$ kadardır, ve

$$n = \frac{l}{2s} \quad (C.22)$$

şeklinde hesaplanmıştır.

-Ayrıştırma kanallı durumda d_{ak}

Bu etkinin ayrıştırma kanalı kullanıldığı zamankinden ilk bakışta fazla bir farkı yokmuş gibi gelebilir. Fakat, ısı transferine belli bir miktar katkı yapacağı bir gerçektir. Bu değerın hesaplanmasında ortalama bir d değeri hesaplanmalıdır, çünkü malzeme kalınlığı her yerde aynı değildir. Bu mantıkla, ayrıştırma kanallarının ve plakaların birbirine temas ettiği noktaların plaka genişliği boyunca % olarak ne kadar olduğundan yola çıkarak hesaplanması amaçlanmıştır.



Şekil C.2 Temas noktalarının gösterimi

$$\frac{k_{e1}}{2s} \times 100$$

oranı bize % de kaçlık bir kısma 2 plakanın (ayırıştırma kanalı-levha) temas ettiğini yansıtır. Başka bir deyişle burada plaka kalınlığı 2 katına çıkar. Aynı olay diğer yüzeyde de olduğundan 1 levha için plakada kapladığı yüzdelik yeri;

$$\frac{k_{e2}}{s} \times 100$$

şeklinde hesaplanabilir. Bu oran l mesafesi boyunca ne kadarlık bir uzunluğa karşılık gelmektedir. Bunun için basit bir orantı kurularak;

$$l \Rightarrow \%100$$

$$l_{\%} \Rightarrow \%$$

buradan elde edilen $l_{\%}$ uzunluğunda ($\%$) plakanın kalınlığı iki katına (2.d) çıkacaktır. Yani bazı bölgelerde d , diğerlerinde $2d$ kalınlığında olacaktır. Bunun için

bir ortalama kalınlık hesaplanabilir ve ayrıştırma kanallı durumdaki plaka kalınlığı (d_{ak}) olarak tanımlanabilir.

$$d_{ak} = \frac{(l_{\%60} \cdot 2d) + [(l - l_{\%60}) \cdot d]}{l} \quad (C.23)$$

-Ayrıştırma kanallı durumda \bar{A}_{ak}

Ayrıştırma kanalları kullanıldığı zaman dışarıdan da görüleceği üzere giriş kesitimizde bir miktar azalma olacaktır. Çıkan bu değer ayrıştırma kanalı geometrimizden dolayı elde edilen bir sonuçtur. Kanal kullanıldığı veya kullanmadığı durumlardaki farklı giriş alanlarından dolayı sabit debi değerlerinde ayrıştırma kanalı olunca hız daha yüksek, dolayısıyla Re sayısı daha yüksek çıkacaktır. Bu olay ısı transferini olumlu yönde etkileyecektir. Bu eksilen alanın açıklaması aşağıda yer almaktadır.

- kaç tane üçgen var
- 1 üçgen için 2 tane kenar uzunluğu kullanılır (ikizkenar üçgen özelliği)
- hepsi malzeme kalınlığı (d) ile çarpılır
-

$$\frac{l}{2 \cdot s} \times 2 \cdot s \cdot \sqrt{2} \times d \quad \text{gerekli sadeleştirmeler yapıldığında}$$

$$l \cdot \sqrt{2} \cdot d$$

kadarlık bir alan kullanılamayacak. Bu değer kanalsız durumdaki alandan çıkarılırsa yeni durum için gerekli olan yüzeyi hesaplanır;

$$\bar{A}_{ak} = [(s \cdot w) - (l \cdot \sqrt{2} \cdot d)] \quad (C.24)$$

ÖZGEÇMİŞ

1977 yılında Sakarya'da doğdum. İlk ve orta öğrenimimi Fethiye'de tamamladıktan sonra, İzmir Atatürk Lisesi yatılı bölümünde lise eğitimimi aldım. 1999 yılında Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünden mezun oldum, daha sonra Ankara'da dil eğitimi almak için 1 yıl burada bulundum. Temmuz 2000'den bu yana Sakarya Üniversitesinde Araştırma Görevlisi olarak çalışmaktayım.

