T.C.

İSTANBUL ÜNİVERSİTESİ
CERRAHPAŞA LİSANSÜSTÜ EĞİTİM
ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

DALGALI KANALLARDAKİ LAMİNER AKIŞDA HIZ VE SICAKLIK ALANLARININ SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

ASLI ÖREN

DANIŞMAN

Prof. Dr. Hasan Rıza GÜVEN

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Adı

Makina Mühendisliği

İSTANBUL-2019

Bu çalışma, 27/07/2019 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Makine Mühendisliği Programında Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

Tez Jürisi

Prof. Dr. Hasan Rıza GÜVEN
İstanbul Üniversitesi-Cerrahpaşa
Mühendislik Fakültesi

Dr. Öğr. Üyesi Erman ASLAN
İstanbul Üniversitesi-Cerrahpaşa
Mühendislik Fakültesi

Prof. Dr. Hasan Alpay HEPERKAN
İstanbul Aydın Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi

ÖNSÖZ

Bu çalışmamda bana rehberlik eden değerli danışman hocam Prof. Dr. Hasan Rıza GÜVEN'e, tez çalışmam boyunca bana destek veren ve yardımlarını esirgemeyen Dr. Öğr. Üyesi Erman ASLAN'a, beni bugünlere getiren tüm hocalarıma ve hayattaki en büyük desteğim aileme sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Haziran 2019 Aslı ÖREN

İÇİNDEKİLER

Sayfa No

ÖNSÖZ ..... **v**
İÇİNDEKİLER ..... **vi**
ŞEKİL LİSTESİ ..... **viii**
TABLO LİSTESİ ..... **xii**
ÖZET ..... **xiv**
SUMMARY ..... **xxvi**
1. GİRİŞ **1**
2. LİTERATÜR **2**
2.1. Isı Değiştiricileri 3
2.1.1. Isı Değişim Şekline Göre Sınıflandırma 3
2.1.1.1. Doğrudan Temas Olmayan Isı Değiştiricileri 3
2.1.2. Isı Geçiş Mekanizmasına Göre Sınıflandırma 4
2.1.2.1. İki Tarafta Tek Fazlı Akış 4
2.1.2.2. Bir Tarafta Tek Fazlı, Diğer Tarafta Çift Fazlı Akış 4
2.1.2.3. İki Tarafta Çift Fazlı Akış 4
2.1.3. Akış Şekillerine Göre Sınıflandırma 5
2.1.3.1. Tek Geçişli Isı Değiştiricileri 5
2.1.4. Yapısal Özelliklerine Göre Sınıflandırma 7
2.1.4.1. Borulu Isı Değiştiricileri 7
2.1.4.2. Spiral Borulu Isı Değiştiricileri 9
2.1.4.3. Plakalı Isı Değiştiricileri 9
2.1.4.4. Genişletilmiş Yüzey Isı Değiştiriciler 13
2.1.4.5. Rejeneratif Isı Değiştiricileri 14
2.2. ISI TRANSFERİNİ ARTIRMA TEKNİKLERİ VE UYGULAMA ALANLARI 14
2.2.1. Artırma Teknikleri 14
2.2.2. Artırım Teknikleri 17
2.2.2.1. Pasif Teknikler 17

2.2.2.2. Aktif Teknikler 22
2.2.3. Teknik ve Yöntem 23
2.3. ISI TRANSFERİNİ ARTIRMA ŞEKİLLERİ 24
3. GENEL KISIMLAR 26
3.1. ISI TRANSFERİ 26
3.1.1. Taşınım 26
3.1.2. Nusselt 27
3.1.3. Sınır Tabakaları 27
3.1.3.1. Hız Sınır Tabakası 27
3.1.3.2. Isıl Sınır Tabakası 28
3.1.4. Prandtl Sayısı 29
3.1.5. Laminer - Türbülanslı Akış 29
3.1.6. Reynolds Sayısı 30
3.2. SONLU HACİMLER METODU 30
3.2.1. Sonlu Hacimlerde Ağ yapılanması 31
3.2.2. Alan Ayrıklaştırılması 31
3.3. NÜMERİK ÇALIŞMADA KULLANILAN YÖNTEMLER 33
3.4. NÜMERİK MODEL VE SINIR KOŞULLARI 33
3.4.1. Ağdan bağımsızlık çalışması 37
4. SONUÇLAR 47
KAYNAKLAR 49
ÖZGEÇMİŞ 50

50

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa No

Şekil 2.1: Isı geçiş mekanizmasına göre a)tek faz b)Buharlaşma c)Yoğunlaşma 4

Şekil 2.2: a) Paralel Akış b)Zıt Akış c)Çapraz Akış 5

Şekil 2.3: Paralel Akış 6

Şekil 2.4: Zıt Akış 6

Şekil 2.5: a) Çapraz akışlı, her iki sıvı karışan; b) Çapraz akışlı, Sıvı 1 karışan, Sıvı 2 karışmayan. 7

Şekil 2.6: Çift borulu ısı değiştiricisi 8

Şekil 2.7: Gövde borulu ısı değiştiricisi 8

Şekil 2.8: Plakalı ve contalı ısı değiştiricisi 10

Şekil 2.9: Spiral plakalı ısı dağiştiricisi 10

Şekil 2.10:Panel sarımlı ısı değiştiricisi 11

Şekil 2.11: Paul-Muller panel bobinlerinin kabartma deseni a)Tek Kabartmalı Yüzey b)Çift Kabartmalı Yapı c)Çukurlu Yüzey 12

Şekil 2.12: Paul-Muller çukurlu kaplama stili kalıp üzerine gazlı metal ark kaynağı 12

Şekil 2.13:Kaplama yapım detayları. a) Konvansiyonel; b) Çukurlu ve c) Yarım boru . 12

Şekil 2.14: Bir Alfa-Lava 1 Lamelli Isı Değiştiricisinin Kesiti. 13

Şekil 2.15: Genişletilmiş yüzey ısı değiştiricisi. a) Kanatçıklı boru; b) Kanatçıklı plaka. 14

Şekil 2.16: Isı değiştiricilerinde boyut küçültme. a) Pencere tipi klima b) Split klima.... 13

Şekil 2.17: a) Gözenekli kaynama yüzeyinin kesit gösterimi, b) Film tipi yoğuşma için ilave edilen parçacıklar. 17

Şekil 2.18: a) Tek veya çift fazlı akış için kanal-içi pürüz, b) Kabarcıklı kaynama için "pürüzlü" yüzey, c) Tel bobin yerleştirilmesi. 18

Şekil 2.19: Gazlar için geliştirilmiş yüzeyler 19

Şekil 2.20: Deplase gömme parça cihazları 19

Şekil 2.21: Sıvılar için genişletilmiş yüzeyler 20

Şekil 2.22: a) Tüplü ısı değiştiricisi b) Helezonik sarmal ısı değiştiricisi 21

Şekil 2.23: Özel "oluk" şekli 21

Şekil 2.24: Jet çarpması 21

Şekil 2.25: Method 1 214

Şekil 2.26: Method 2 214

Şekil 2.27: Method 3 215

Şekil 2.28: a) İç yüzeyde helezonik kuşak pürüzleri ve dış yüzeyde entegre kanatçıklar b) İç yüzeyde dahili kanatçıklar ve dış yüzeyde kaplama c) Dış yüzeyde entegre kanatlara sahip gömme cihaz d) Oluklu iç ve dış yüzey e) Boru formunda oluklandırılmış şerit ve dikişli kaynak 215

Şekil 3.1: Hız Sınır Tabakası. 287

Şekil 3.2:Isıl Sınır Tabakası. 28

Şekil 3.3:Laminer ve Türbülanslı Akışlar. 30

Şekil 3.4: a) İlgilenilen alan b) Tek düzen bir ağ sistemi kullanılarak ayrılmış alan c) Üçgen elemanları ile yapılandırılmamış bir ağ sistemi kullanılarak ayrılmış alan 32

Şekil 3.5: a) Dalgalı kanatçık simülasyon geometrisi b) Tel Kafes Sistemi 34

Şekil 3.6: Re = 400'de tipik dalgalı kanatçığın boyutsuz sıcaklık konturu. 36

Şekil 3.7: Çapraz kesim pozisyon uygulanmamış ve uygulanmış 5 durumun parametrik çalışmasının simülasyonları 367

Şekil 3.8: Çapraz kesim uzunluğunun parametrik çalışmasının simülasyonu. 37

Şekil 3.9: Kesim olmayan kanal için laminer modelde a) Nusselt sayısı b) Sürtünme faktörünün ağ sayısına bağlı değişimi. 37

Şekil 3.10: Durum 1 için laminer modelde a) Nusselt sayısı b) Sürtünme faktörünün ağ sayısına bağlı değişimi. 37

Şekil 3.11: Durum 2 için laminer modelde a) Nusselt sayısı b) Sürtünme faktörünün ağ sayısına bağlı değişimi 37

Şekil 3.12: Durum 3 için laminer modelde a) Nusselt sayısı b) Sürtünme faktörünün ağ sayısına bağlı değişimi. 37

Şekil 3.13: Durum 4 için laminer modelde a) Nusselt sayısı b) Sürtünme faktörünün ağ sayısına bağlı değişimi 39

Şekil 3.14: Durum 5 için laminer modelde a) Nusselt sayısı b) Sürtünme faktörünün ağ sayısına bağlı değişimi 40

Şekil 3.15: Re'ye bağlı Nusselt sayısı grafiği 43

Şekil 3.16: Re'ye bağlı sürtünme faktörü grafiği 43

Şekil 3.17:Re'ye bağlı performans grafiği 43

Şekil 3.18: Re=400'de tüm durumların hız konturları a) Kesim olmayan kanal b) Durum 1 c) Durum 2 d) Durum 3 e) Durum 4 f) Durum 5 43

Şekil 3.19: Re=400'de tüm durumların sıcaklık konturları a) Kesim olmayan kanal b) Durum 1 c)Durum 2 d) Durum 3 e)Durum 4 f) Durum 5 43

Şekil 3.20: Kesim Olmayan Kanal ile Durum 2'deki Kanalın Sıcaklık Kontürlerinin Kıyaslanması 43

TABLO LİSTESİ

TABLO 3.1: KULLANILAN TOPLAM AĞ SAYILARI.....**37**

SİMGE VE KISALTMA LİSTESİ

	Açıklama
Simgeler	
Re	: Reynolds Sayısı
D_h	: Hidrolik Çap (m)
ρ	: Yoğunluk (kg/m^3)
μ	: Dinamik Viskozite (kg/ms)
υ	: Kinematik Viskozite (m^2/s)
h	: Isı Taşınım Katsayısı (W/m^2K)
k	: Isı İletim Katsayısı (W/mK)
ΔP	: Basınç Farkı (Pa)
Nu	: Nusselt Sayısı
Pr	: Prandtl Sayısı
As	: Yüzey Alanı (m^2)
Lc	: Karakteristik Uzunluk (m)
f	: Sürtünme Faktörü (m)
V	: Hız (m/s)

Q	: Toplam Isı (W)
ṁ	: Kütle Debisi (kg/s)
c_p	: Özgül Isı (kj/kg K)
δ	: Sınır Tabaka kalınlığı (mm)
U	: Herhangi Bir Ağ Yapısına Ait Hız Değer (m/s)
T_s	: Yüzey Sıcaklığı (K)
T_∞	: Akışkan Sıcaklığı (K)
°C	:Derece Santigrat
ε	:Isı Transfer Etkinliği
Φ	:Isı Değişin Oranı (W)
E_h	:Artırım Oranı
l	:Boru Uzunluğu (m)
$Q_{taşınım}$	: Taşınım Yolu ile Elde Edilen Isı Transferi (w)
η	: Toplam Kanatçık Yüzeyi Etkinliği

Kısaltmalar	**Açıklama**
CFD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
CTHE	: Sarmal Borulu Isı Değiştiricisi

ÖZET

DALGALI KANALLAR İÇİNDEKİ LAMİNER AKIŞDA HIZ VE SICAKLIK ALANLARININ SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Yüksek Lisans Tezi

Aslı ÖREN

İstanbul Üniversitesi-Cerrahpaşa

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Hasan Rıza GÜVEN

Bu çalışmada, dalgalı yüzeyli bir ısı değiştiricisi için laminer akışda hız ve sıcaklık alanları sayısal olarak incelenmiştir. Dalgalı yüzey çeşitli yerlerinden çapraz kesilerek ısı transferinin geliştirilmesi hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (Computational Fluid Dynamics, CFD) tabanlı Ansys Fluent programı vasıtasıyla sayısal olarak karşılaştırılmış, en verimli durumlar bulunmuştur.

Haziran 2019, 64 sayfa.

Anahtar Kelimeler; Dalgalı yüzeyli kanal, taşınımla ısı geçişi, sürtünme faktörü, sonlu hacimler yöntemi, çapraz kesme, laminer akış, ısı transferi

SUMMARY

NUMERICAL INVESTIGATION OF VELOCITY and TEMPERATURE FIELDS at LAMİNAR FLOWS within CORRUGATED CHANNELS

M.Sc. Thesıs

Aslı ÖREN

Istanbul University-Cerrahpasa

Institute of Graduate Studies in Science and Engineering

Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Hasan Rıza GÜVEN

In this study, the velocity and temperature fields in laminar areas for a wavy surface heat exchanger were investigated numerically. In order to improve the heat transfer by cutting crosswise from various parts of the wavy surface, the most efficient cases have been compared numerically by using Computational Fluid Dynamics, CFD based Ansys Fluent program. The cross cut is to cut the surface perpendicular to the flow direction.

June 2019, 64 pages.

KeyWords: Wavy channel, heat transfer by convection, friction factor, finite volume method, cross cutting, laminar flow, heat transfer

1. GİRİŞ

Son yıllarda 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. Isı geçişini iyileştirme yöntemleri genel olarak aktif, pasif ve bileşik yöntemler şeklinde sınıflandırılır. Pasif yöntemler, dış güç kullanılmasını gerektirmeyen yöntemler olup, pürüzlü yüzeyler, kanal içine yerleştirilen iyileştirme elemanları söz konusu yönteme 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.

Levhalı ısı değiştiricileri, dalgalı geometrik yapıya sahip levhaların bir araya getirilmesiyle oluşturulmuştur. Dalgalı geometrik yapı, levhanın mukavemetini arttırmaktadır. Kanal geometrisi, ısı geçişini etkileyen sınır tabakalarda ayrılmalara, girdaplara ve sınır tabakalarda tekrar birleşmelere sebep olan karmaşık bir yapı meydana getirmektedir.

Dalgalı yüzeyli kanallarda, zorlanmış taşınım halinde ısı taşınım ve sürtünme katsayısını hesaplamak için deneysel ve sayısal çalışmalar yapılmıştır. Deneysel çalışmaların zaman alıcı ve pahalı olmasından dolayı sayısal yöntemler büyük ilgi görmektedir.

Bu tezde amaç dalgalı yüzeyli ısı değiştiricilerinde ısı transferi oranını geliştirmektir.

Sunulan çalışma, güç sistemleri, proses endüstrisi ve ısı geri kazanım ünitelerinde önemli rolü bulunan kompakt ısı değiştiricilerin sayısal ısıl analiz için katkı sağlayacaktır.

2. LİTERATÜR

Kanatçık geometrisinin ısıl performans üzerine etkisini değerlendiren çalışmalar neticesinde, yüksek verimli ısıl performansa ve küçültülmüş boyutlara sahip kompakt ısı değiştiricileri geliştirilmiştir.

Bu kompakt ısı değiştiricileri, radyatörler, evaporatörler, kondenserler ve iklimlendirme sistemlerinde kullanılan cihazlardır. Kompakt ısı değiştiricilerinin panjur kanatçıklı, ofset şerit kanatçıklı, dalgalı kanatçıklı (dalgalı yüzeyli kanallı) gibi çeşitleri bulunmaktadır.

Kompakt kanatçıklı çeşitlerden biri olan dalgalı yüzeyli kanal, düz bir kanatçığın akış yönünde oluklu hale getirilmesi ile yapılır. Dalgalı yüzeyli kanal, iç akışı dinamik bir biçimde dizayn etmesi ve genişletilmiş ısı transfer yüzeyi nedeniyle yüksek ısıl performansa sahiptir. Dalgalı yüzeyli kanalın iç akışı üç durum ile kategorize edilir: sabit laminer, değişken dikey vorteks ve türbülans.

Dalgalı yüzeyli kanal yapısı bazı araştırmacılar tarafından incelenmiştir. Kays ve London iki dalgalı yüzeyli kanal geometrisi için Re kavisler yerine j ve f kavisleri sağlamış ve performanslarını ofset şerit kanatçık ile karşılaştırmıştır. Ali ve Ramadhyani dalga eğim açısı 20 derece olan dalgalı kanal üzerine akış görüntüleme deneyi gerçekleştirmiş ve $50 < Re < 4000$ akış aralığında lokal ısı transferi ve sürtünme faktörlerini ortaya koymuştur.

Dalgalı yüzeyli kanaldaki şekil değişikliği, ısı transfer performansını ve basınç düşüşünü doğrudan etkilemektedir. Bu yüzden bu konuda bazı çalışmalar yapılmıştır. Asako ve arkadaşları 2D üçgen ve yuvarlatılmış köşeli şekle sahip dalgalı kanalı sayısal olarak $100 < Re < 1000$ aralığında analiz etmiştir. Nishimura ve arkadaşları 2D laminer dalgalı akışta kütle transfer artırımı üzerine çalışmıştır. Sparrow ve arkadaşları dalgalı yüzeyli kanallı duvar ısı değiştiricilerinde ısı transferi ve basınç düşüşünü değerlendirmiştir. Manglik ve arkadaşları 2D ve 3D sinüzoidal dalgalı kanalları laminer akış oranı ile çalışmış ve kıvrım açısı, kanal aralığı ve kanatçık yoğunluğunun ısıl performans üzerine etkilerini rapor etmiştir. Dong ve arkadaşları türbülans akışı ile deneysel ve sayısal araştırmalar yapmış ve değişik dalgalı yüzeyli kanal şekillerinin ısı transfer performansı ve basınç düşüşünü öngörmüştür. Ayrıca, birçok araştırmacı tarafından kanatçık şekilli ısı değiştiricilerinin akış kontrolü ile

performanslarının geliştirilmesine yönelik çalışmalar yapılmıştır. Tao ve arkadaşları dalgalı yüzey dâhil olmak üzere çeşitli ısı değiştiricileri hakkında bazı araştırmalar icra etmiş ve alan sinerjisi prensibini doğrulamıştır. Lotfi ve arkadaşları vorteks jeneratörü akış kontrolünü kullanarak dalgalı yüzeyli kanallı ısı değiştiricilerinde akış ve ısı transfer karakteristiği üzerine 3D sayısal araştırma yapmıştır. Yun ve arkadaşları dalgalı kanatçığı, yüzeyi üzerinde bir yarık ile değerlendirmiş ve yarıklı dalgalı kanatçığın ısı transfer performansını ve basıncı düşürdüğünü doğrulamışlardır. Kim ve arkadaşları çapraz kesimli soğutucuları değerlendirmiş ve çapraz kesimin etkisini deneysel olarak teyit etmiştir. Gun ve arkadaşları dalgalı kanallarda çapraz kesimin etkisini sayısal olarak incelemişlerdir. Genel olarak, çapraz kesim, hava akışını yönlendirmesi ve ısıl sınır tabakasının düzenini bozarak dikey ısı transferine engel olması nedeniyle kanatçıklı tip ısı değiştiricilerinin performansını artırır. Kanatçık geometrisinin uygulanması kolay olduğu için, çapraz kesim akış kontrolü birçok alanda kullanılmıştır.

2.1. Isı Değiştiricileri

Isı değiştiricisi, farklı sıcaklıklardaki iki veya daha fazla sıvı arasındaki iç ısıl enerjinin transferi için kullanılan bir ısı transfer cihazıdır. Çoğu ısı değiştiricisinde sıvılar bir ısı transfer yüzeyi ile birbirinden ayrılır ve birbiri ile karışmazlar. Isı değiştiriciler; metal işleme, güç, petrol sanayi, ulaşım, iklimlendirme, soğutma, dondurucular, ısı geri kazanımı, alternatif yakıtlar ve diğer endüstrilerde kullanılır. Günlük kullanımda aşina olduğumuz yaygın ısı değiştirici örnekleri şunlardır; otomobil radyatörleri, kondansatörler, buharlaştırıcılar, hava ön ısıtıcılar ve yağ soğutucularıdır. Isı değiştiriciler birçok farklı şekilde sınıflandırılabilir (Kuppan, 2000).

2.1.1. Isı Değişim Şekline Göre Sınıflandırma

Bu sınıflandırmalar:

1. Doğrudan Temas Olmayan tip: Doğrudan transfer tipi, depolama tipi, akışkan yatak.
2. Doğrudan Temaslı tip-soğutma kulesi.

2.1.1.1.Doğrudan Temas Olmayan Isı Değiştiricileri

Doğrudan temas olmayan tip ısı değiştiricisinde, akışkan akışları ayrı kalır ve ısı transferi sızdırmaz bir duvar sayesinde sürekli olarak gerçekleşir. (Kuppan, 2000).

2.1.1.2 Doğrudan Temaslı Tip Isı Değiştiricileri

Direkt kontak tipi ısı değiştiricilerinde iki sıvı, aralarında duvar olmaması nedeniyle bir duvar ile birbirinden ayrılmadığı için daha iyi sıcaklık yaklaşımı elde edilir. Soğutma kuleleri ve yıkama kuleleri doğrudan temaslı tip ısı değiştiricilerine örnektir (Kuppan, 2000).

2.1.2. Isı Geçiş Mekanizmasına Göre Sınıflandırma

Akışkanların bulundukları faz durumuna göre yapılan bir sınıflandırmadır. Sıvı ya da gaz gibi tek bir fazda olabildikleri gibi, çift fazlı da olabilirler.

2.1.2.1.İki Tarafta Tek Fazlı Akış

Isı değiştiricilerinde çoğunlukla akışkanlar sisteme girdikleri fazda çıkış yaparlar. Isı taşınımı doğal ya da pompa ya da vantilatör yardımıyla zorlanmış olabilir. Araç radyatörleri, oda ısıtıcıları, kompresör soğutucuları, gibi örneklendirmeler yapılabilir (Megep, 2013).

2.1.2.2.Bir Tarafta Tek Fazlı, Diğer Tarafta Çift Fazlı Akış

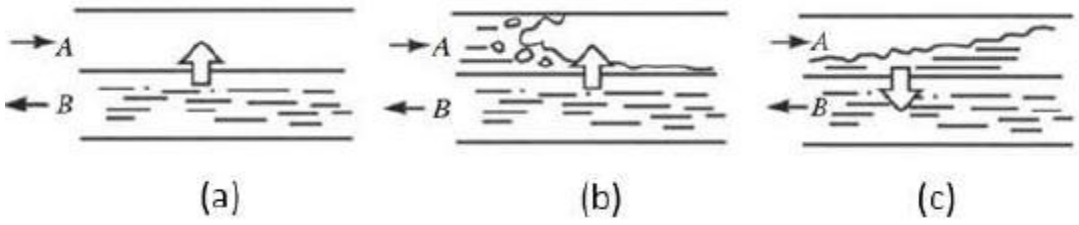
Bir tarafta tek, diğer tarafta çift akış olan bu tip ısı değiştiricilerine örnek olarak, termik santral yoğuşturucuları ve buhar kazanları gösterilebilir (Genceli, 2017).

2.1.2.3.İki Tarafta Çift Fazlı Akış

Bir tarafında buharlaşma işlemi meydana gelirken, diğer taraftaysa yoğuşma işleminin meydana geldiği ısı değiştiricileridir (Genceli, 2017).

Taşınım ve Işınımın Birlikte Meydana Geldiği Isı Geçişi

Bir tarafta yüksek sıcaklıktaki gazın olduğu ısı değiştiricilerinde taşınım ve ışınım şeklindeki ısı değişimi birlikte görülebildiği ısı değiştiricileridir (Genceli, 2017).



Şekil 2.1: Isı geçiş mekanizmasına göre: (a) Tek Faz (b) Buharlaşma (c) Yoğunlaşma (Kakaç ve diğ. 2012).

2.1.3. Akış Şekillerine Göre Sınıflandırma

Akışkanların düzenlenmeleri ısı değiştiricileri için önemli bir etkendir. Tek geçişli ve çok geçişli olmak üzere iki ana başlıkta değerlendirilirler.

2.1.3.1.Tek Geçişli Isı Değiştiricileri

Paralel, ters ve çapraz olarak sınıflandırılırlar. Akışkanlar ısı değiştiricilerinde yalnızca bir kez karşılaşırlar.

Tek geçişli ısı değiştiricileri aşağıdaki şekildeki gibi 3 gruba ayrılır:

1. Paralel Akışlı
2. Zıt Akışlı
3. Çapraz Akışlı

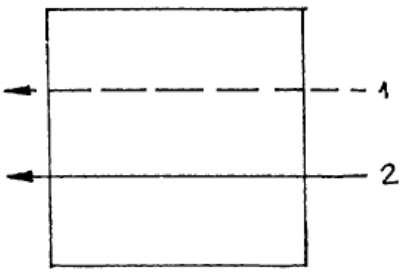


Şekil 2.2: a) Paralel Akış b)Zıt Akış c)Çapraz Akış

Isı değiştiricilerinde akışkanın değişik şekillerde düzenlenmesi ortalama logaritmik sıcaklık farkına, etkenliğe ve ısıl gerilmelere çok etki eder. Bu temel akış şekilleri aşağıda ele alınacaktır. (Kuppan, 2000)

Paralel Akışlı Isı Değiştirici

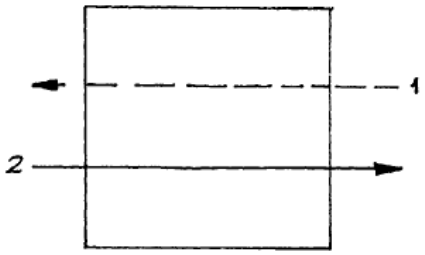
Bu tipte her iki sıvı akımı aynı uç noktadan giriş yapar ve aynı istikamette birbirine paralel akar ve diğer uçtan çıkış yaparlar. (Şekil 2.3). Sıvı sıcaklık varyasyonları Şekil 2.3'de gösterildiği şekilde tek boyutlu olarak idealize edilir. Bu akış şekli; aynı debiye, kapasite oranına (kütle x spesifik ısı) ve yüzey alanına sahip tek-geçişli ısı değiştiricileri arasında en düşük değiştirici etkinliğine sahiptir. Bu akış şekli çok yaygın olmasa da bazı avantajları nedeniyle kullanılabilir. (Kuppan, 2000)



Şekil 2.3: Paralel Akış

Zıt Akışlı Isı Değiştiriciler

Şekil 2.4'de gösterildiği gibi bu tipte iki sıvı birbirine paralel olarak ancak ters yönde akar ve sıcaklık dağılımı tek boyutlu olarak idealize edilebilir (Şekil 2.5). Aynı şartlar altında, tek-geçişli ısı değiştiriciler için akışın en etkin olduğu ısı değiştiricisi türüdür. Her iki uçtaki sıvıların birbirinden ayrılmasına ilişkin üretim zorlukları ve giriş ve çıkış bağlantılarının karmaşık ve zor olması nedeniyle bazı ısı değiştiricilerinde zıt akış kolay uygulanamaz.(Kuppan, 2000).

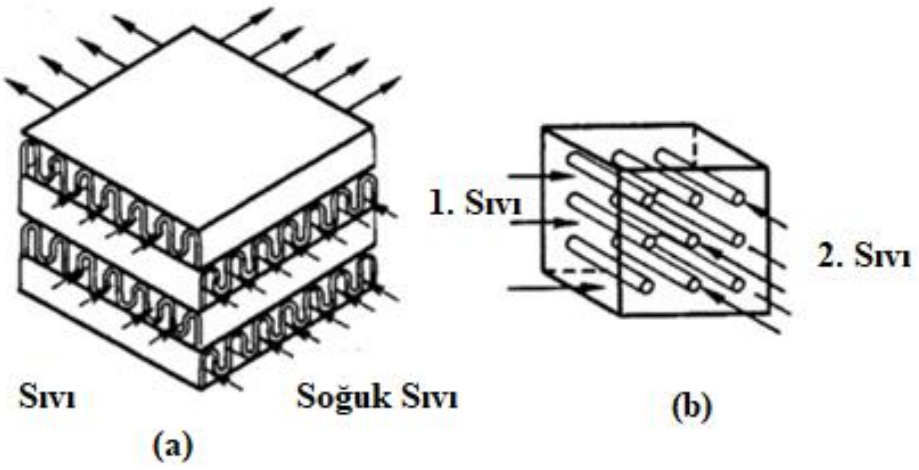


Şekil 2.4: Zıt Akış

Çapraz Akışlı Isı Değiştiricileri

Çapraz akış düzenlemesinde tasarıma bağlı olarak akış, karışan veya karışmayan olarak adlandırılabilir. Şekil 2.5 a'da sıcak ve soğuk sıvıların bitişik ısı kanalları arasında karışmadan bağımsız akış kanallarından akışı gösterilmektedir. Bu durumda, her bir sıvı birbiriyle karışmamıştır.

Şekil 2.5 b'de gösterilen akış şekillerinde; 2. sıvı, tüplerin içinden akıyor ve bu nedenle çapraz yönde ilerleyemez ve karışmadığı kabul edilir. Diğer taraftan 1. sıvı çapraz yönde ilerleyebilir ve bu nedenle karışabilir. Dolayısıyla bu ısı değiştiricisi karışmayan-karışan çapraz akışlı ısı değiştiricisi olarak adlandırılır. (Kakac, 2012)



Şekil 2.5: (a) Çapraz akışlı, her iki sıvı karışan; (b) Çapraz akışlı, Sıvı 1 karışan, Sıvı 2 karışmayan.

2.1.4. Yapısal Özelliklerine Göre Sınıflandırma

Yapısal özelliklerine göre ısı değiştiricilerinin sınıflandırması:

1. Borulu ısı değiştiriciler –düz (çift) borulu, gövde borulu, spiral borulu
2. Plakalı ısı değiştiriciler, contalı, spiralli, plaka bobinli ve lamelli
3. Genişletilmiş yüzeyli ısı değiştiriciler- boru kanatlı, plaka kanatlı
4. Rejeneratörler – sabit matris, döner
5.

2.1.4.1.Borulu Isı Değiştiricileri

Çifti Borulu Isı Değiştiriciler:

Çift borulu bir ısı değiştiricisi genellikle Şekil 2.6'da gösterilebilir. U-dirseği şeklinde iki ortak merkezli boruya sahiptir. Akış şekli, tam zıt akımdır. Gerekirse, bir miktar çift borulu ısı değiştiricisi, seri veya paralel olacak şekilde bağlanabilir.

Çift borulu ısı değiştiricilerin temel özelliği küçük ısı transfer alanlarını (50 m²'ye kadar)ısıtmak yada soğutmak için hassas olmalarıdır.

Ayrıca yüksek basınç ve yüksek sıcaklık ve ısıl olarak uzun işlemler için de uygundurlar. Parçaların gerektiğinde eklenip çıkarabilmesi, tasarımının servis kolaylığı sağlaması, tasarımlarından ötürü servisinin kolay olması ve standardizasyonu düşük yedek parça envanteri gerektirmesi sebebiyle esneklik avantajına sahiptirler.

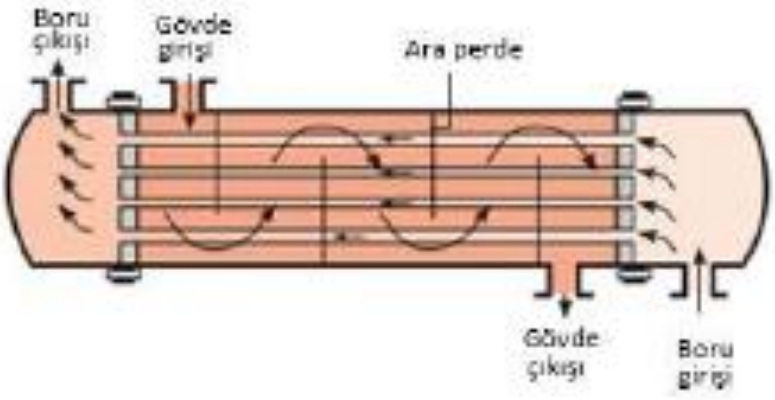
Isı transferinin artırılması için iç borunun cidarından dış dişlilere uzunlamasına veya çevresel kanatçıklar ilave etmek gerekir. Tasarım basınçları ve sıcaklıkları genel olarak gövde-boru ısı değiştiricilerine benzerdir. Tasarım basittir. (Kuppan, 2000)



Şekil 2.6: Çift borulu ısı değiştiricisi

Gövde-Boru Isı Değiştiricileri:

Gövde-boru ısı değiştiricileri işleme endüstrilerinde diğer tüm ısı değiştiricilerinden çok daha fazla olacak şekilde çok sayıda kullanılmaktadır. Endüstride kullanılan ısı değiştiricilerin %90'dan fazlası gövde-boru tiptedir. Çok çeşitli materyallerden üretim ve tasarıma yönelik oturmuş prosedürleri uzun yıllardır tatmin edici hizmet performansı ile tasarım ve fabrikasyon için gerekli kod ve standartların mevcudiyeti nedeniyle ilk tercih sebebi olmuşlardır. Çalışma sıcaklıkları ve basınçları ile ilgili neredeyse bir sınır yoktur. (Kuppan, 2000)



Şekil 2.7: Gövde borulu ısı değiştiricisi

2.1.4.2.Spiral Borulu Isı Değiştiricileri

Sıvılaştırma Sistemleri İçin Kullanılan Spiral Borulu Isı Değiştiricileri. Günümüzde büyük ölçekli sıvılaştırma sistemlerinde kullanılan her üç klasik sıvı değitiricilerinden birisi spiral borulu ısı değiştiricilerdir (Coiled Tube Heat Exchanger, CTHE). Bu tip ısı değiştiricilerinin yapımı, her bir değiştiricinin ana ve radyal eksenleri boyunca birçok boru tabakası içeren, merkezi çekirdek borunun çevresine çok sayıda küçük çaplı bükülebilir borunun spiral şekilde sarılmasıyla oluşmuştur.

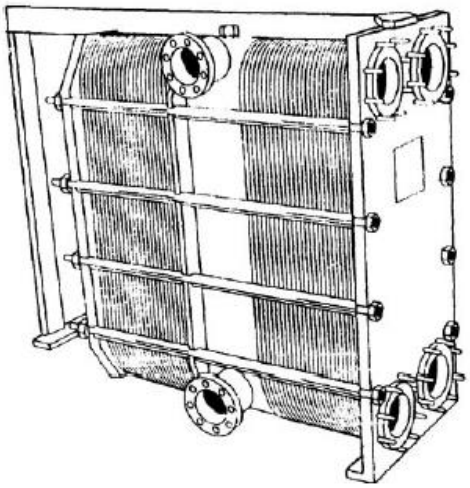
Yüksek basınçlı akımlar küçük çaplı tüpler içinden geçerken, düşük basınçlı dönüş akımı iç merkez çekirdek borusu ve dış kabuk arasındaki halka şeklindeki boşluktaki küçük çaplı boruların dış yüzeyi boyunca akar. Spiral borular içindeki basınç düşüşü eşit uzunlukta borular kullanarak ve bunların yerlerini farklı katmanlar için değiştirerek her bir yüksek basınç akımı için eşitlenir. Her iki taraftaki küçük çaplı borular nedeniyle, spiral borulu ısı değiştiricileri mekanik temizlemeye uygun değildir. Bu yüzden katı içermeyen sıvılar veya cüruf kalıntılarının kimyasallar ile temizlenebildiği sıvılar için temiz kullanıma uygundurlar. (Kuppon, 2000)

2.1.4.3.Plakalı Isı Değiştiricileri

Plakalı ısı değiştiricileri silindir gövdeli ısı değiştiricilere göre daha az yaygın kullanılır, ancak buna karşın bazı önemli avantajlar sunarlar. Plakalı ısı değiştiricileri üç ana grupta sınıflandırılabilirler:

1. Düşük ve orta basınçlı sıvı-sıvı ısı transferi uygulamalarında gövde-boru tipli ısı değiştiricilerine alternatif olarak kullanılan plakalı ve contalı ısı değiştiricileri.
2. Özellikle çamurlanmaya meyilli veya çamur ve katı süspansiyonlar içeren sıvılar ile düşük bakımın gerektiren durumlarda gövde-boru tipli ısı değiştiricilere alternatif olarak kullanılan spiral plakalı ısı değiştiricileri.
3. Sıvılar için kanatçıklar ile birleşmiş kanal veya sargı oluşturmak için kabartmalı levhalardan yapılan plaka sarımlı veya panel ısı değiştiricileri.

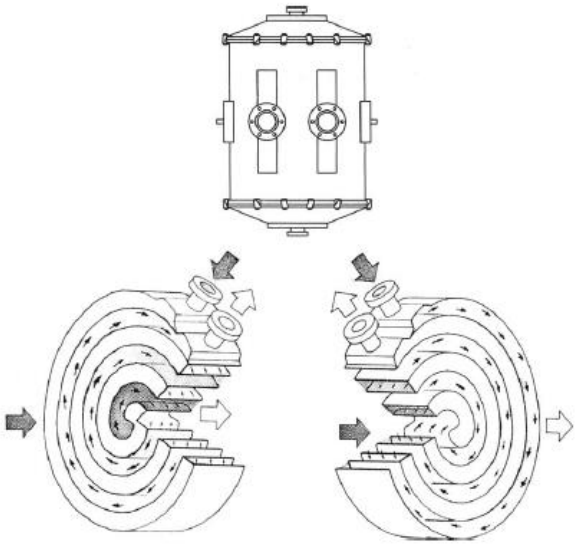
Plakalı ve contalı ısı değiştiricileri: Plakalı ve Contalı Isı Değiştiricileri esasen birbirleriyle karşılıklı olarak temas halindeki bir miktar oluklu metal plakadan oluşmaktadır. Her bir plakada giriş ve çıkış kanalları olarak görev yapan dört açıklık ve akışkanları alternatif akış geçişlerinde yönlendirmek için tasarlanan contalar bulunmaktadır. Plakalı ısı değiştiricisi Şekil 2.8'de gösterilmiştir.



Şekil 2.8: Plakalı ve Contalı Isı Değiştiricisi

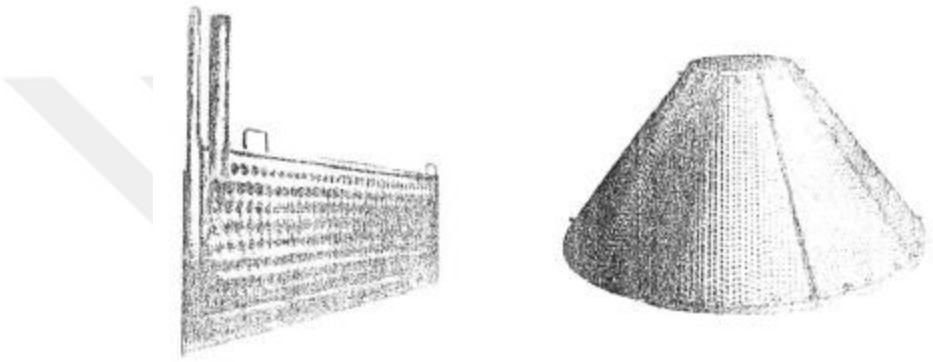
Spiral Plakalı Isı Değiştiricileri: Spiral plakalı ısı değiştiricileri kaynaklı plakalı ısı değiştiricilerinin bir türü olarak sınıflandırılmaktadır. Bir spiral plakalı ısı değiştiricisi, bir çift spiral geçiş oluşturmak üzere bir mil etrafına uzun plaka şeritlerinin döndürülmesiyle imal edilir.

Spiral plakalı ısı değiştiricisi Şekil 2.9'da gösterilmiştir. Çoğu uygulamada, her iki akış kanalı spiral plakanın her iki tarafına kaynaklanan alternatif kanallar ile kapatılır. Bazı cihazlarda, kanallardan birisi açık bırakılırken diğeri plakanın her iki tarafı da kapatılır. Bu iki tip yapı, sıvıların karışmasını engeller.



Şekil 2.9: Spiral Plakalı Isı Dağiştiricisi

Panel Sarımlı Isı Değiştiricileri: Bu değiştiriciler panel sarımları, plaka sarımları veya kabartılmış-panel veya mantolama olarak adlandırılmaktadır. Panel sarımlı ısı değiştiricileri, sarım içerisindeki sıvının soğutulmasına veya ısıtılmasına bağlı olarak ısı azaltıcı veya ısı kaynağı olarak kullanılırlar. Panel sarımlı ısı değiştiricileri nispeten ucuzdur ve değişen çalışma koşulları altında ısı azaltıcı veya ısı kaynağı olarak kullanılmak üzere istenilen her şekilde ve kalınlıkta imal edilebilirler. Bu nedenle kriyojenik, kimyasallar, elyaflar, yiyecek, boyalar, tıbbi ilaçlar ve solar emiciler gibi birçok endüstriyel uygulamada kullanılmaktadırlar. Şekil 2.10'da iki farklı panel sarım dizaynı gösterilmiştir

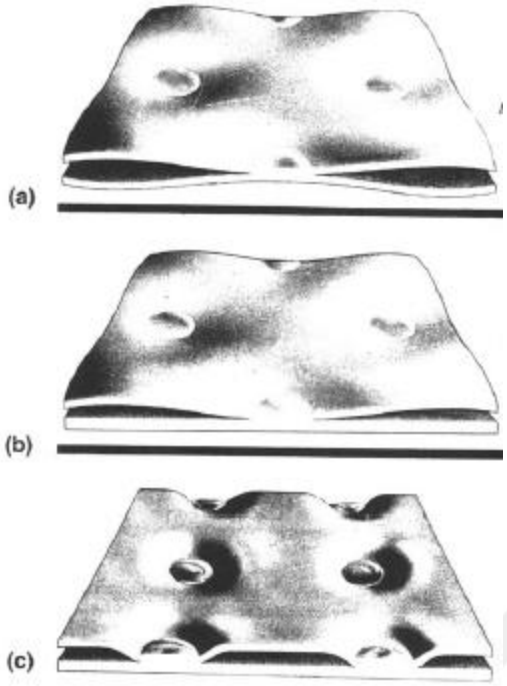


Şekil 2.10: Panel Sarımlı Isı Değiştiricisi

Tek kabartmalı yüzey: Tek kabartmalı ısı transfer yüzeyi, iç tank duvarları ile taşıyıcı yatakları için kullanımda ve düz bir yan gerekli olduğunda ekonomik bir türdür.

Çift Kabartmalı yüzey: Aynı kalınlığa sahip iki levha malzeme kullanılarak her iki yanından şişirilen çift kabartmalı yapı, ısı transfer yüzeyinin her iki tarafını kullanarak ısıtma ve soğutma süreçlerini maksimize eder. Çift kabartmalı tasarım genellikle batırma uygulamalarında kullanılır .

Çukurlu yüzey: Tek tarafı çukurlaştırılmış bir yüzey Şekil 2.11'de gösterilmiştir. Bu yüzey geçişlerdeki akış bölgesini artırmak üzere kaynatılmadan önce makine ile dövülmüş ve sıkıştırılmıştır.

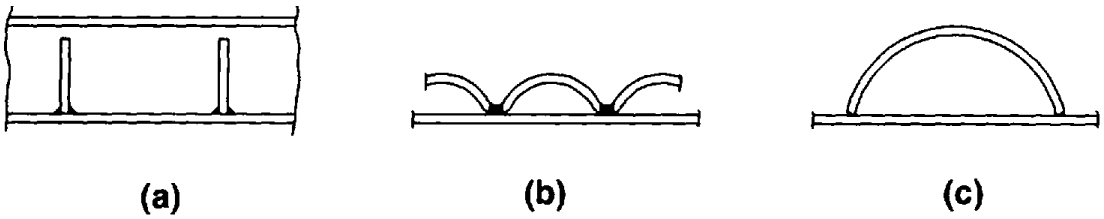


Şekil 2.11: Paul-Muller panel bobinlerinin kabartma deseni a)Tek Kabartmalı Yüzey b)Çift Kabartmalı Yapı c)Çukurlu Yüzey

Kaplama Türleri: İşlem tanklarının kaplaması üç ana geçerli türden birisi kullanılarak başarılabilir (Şekil 2.12): konvansiyonel kaplamalar, çukurlu kaplamalar ve yarım boru sarımı kaplamalar.



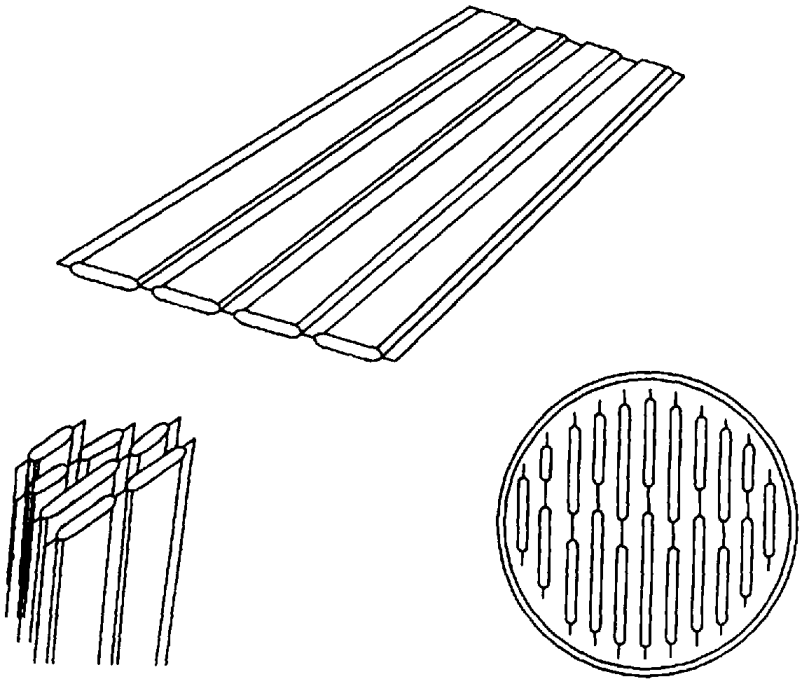
Şekil 2.12: Paul-Muller çukurlu kaplama stili kalıp üzerine gazlı metal ark kaynağı



Şekil 2.13: Kaplama yapım detayları. (a) Konvansiyonel; (b) çukurlu ve (c) yarım boru

Lamelli Isı Değiştiricileri: Lamel, plakalı ısı değiştiricisi ile gövde-boru ısı değiştiricisinin yapılarını birleştiren kaynaklanmış bir tür ısı değiştiricisidir. Bu tasarımda, tüpler uzun dar kanallar sağlamak için kenarları kaynaklanmış ince düz paralel metal plaka çiftleri ile

değiştirilmiştir. Şekil 2.14'te görüldüğü üzere değişken genişlikteki bu elemanların kenarları dairesel bir demet oluşturacak şekilde bir araya getirilir ve kabuk üzerine oturtulur. Bu tasarım ile kabuk tarafındaki akış alanı minimumdur.

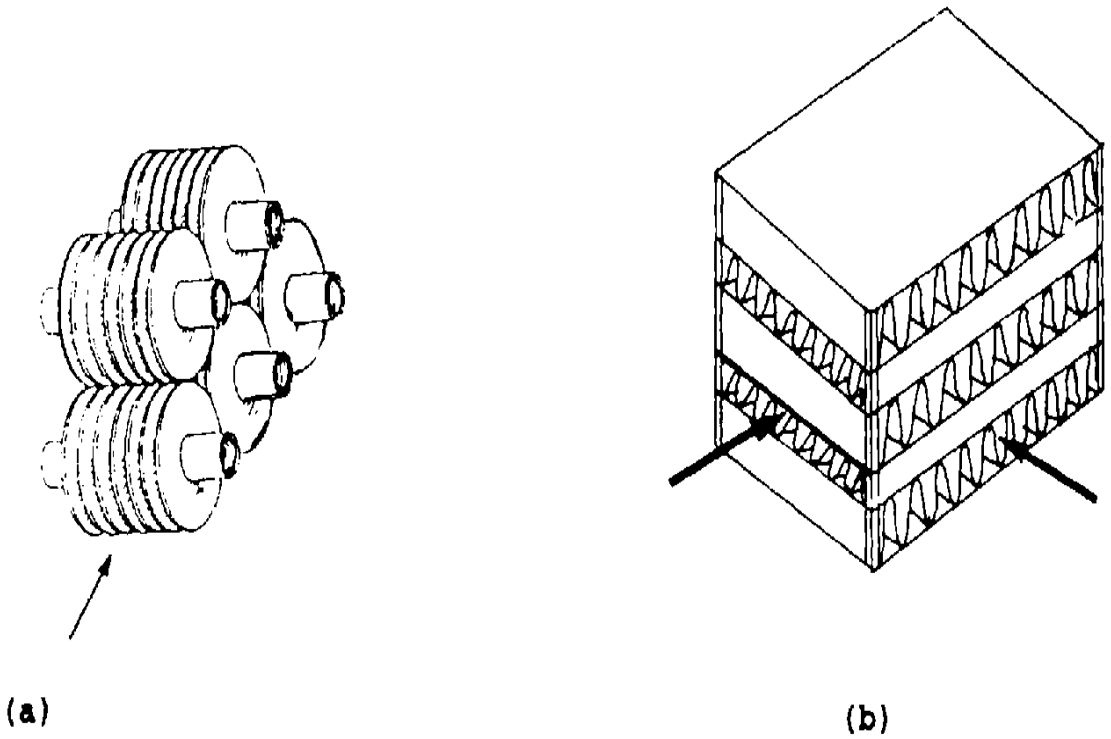


Şekil 2.14: Bir Alfa-Lava 1 Lamelli Isı Değiştiricisinin Kesiti.

Lamelli ısı değiştiricileri hem plakalı hem de hüzme borulu ısı değiştircilere kıyasla daha az verimli olmasına karşın belirli bir görev için onlardan daha ucuzdur. (Kuppan, 2000).

2.1.4.4.Genişletilmiş Yüzey Isı Değiştiriciler

Gazlar ve bazı sıvılarla çalışan bir ısı değiştiricisinde ısı transfer katsayısı oldukça düşükse, ısı transfer oranının artırılması için geniş bir ısı transfer yüzey alanına ihtiyaç vardır. Bu gereksinim ana yüzeye eklenen kanatçıklar ile giderilir. Kanatçıklı boru ve kanatçıklı plaka geometrileri (Şekil 2.15) genişletilmiş yüzey ısı değiştiricileri için en yaygın örneklerdir.



Şekil 2.15 *Genişletilmiş Yüzeyli Isı Değiştiricileri a)Boru kanatlı b)Plaka kanatlı*

2.1.4.5.Rejeneratif Isı Değiştiricileri

Rejenerasyon tarihi ilk açık ocaklar ve yüksek fırın sobalarına dayana eski bir terminolojidir. Cam, çimento ve birincil ve ikinci metaller gibi imalat ve proses endüstrileri tüketilen tüm enerji tüketiminin önemli bir kısmını gerektirirler. Bu enerjinin çoğu yüksek sıcaklıktaki egzost gazları ile atılırlar. Rejeneratörler olarak bilinen ısı değiştiricileri marifetiyle egzost gazlarındaki atık sıcaklığın geri kazanılması toplam jeneratör etkinliğinin artmasını sağlayabilir (Kuppan, 2000).

2.2. ISI TRANSFERİNİ ARTIRMA TEKNİKLERİ VE UYGULAMA ALANLARI

2.2.1. Artırma Teknikleri

Proses endüstrisi artırılmış ısı transfer yüzeylerinin ısı değiştiricilerine uygulanması konusunda hummalı bir şekilde çalışmaktadır. Neredeyse tüm ısı değiştiricileri artırılmış ısı

transferi uygulamaları için potansiyel birer adaydır. Hâlbuki her potansiyel uygulama, gelişmiş ısı transferinin "mantıklı" olup olmadığı konusunda test edilmelidir.

Isı değiştiricileri başlangıçta basit (düz) ısı transfer yüzeylerini kullanacak şekilde geliştirildi. "Artırılmış ısı transfer yüzeyi", düz bir yüzeye göre daha yüksek hA değeri sağlayan özel bir yüzey geometrisine sahiptir.

$$Artırım\,Oranı\,E_h = \frac{hA}{(hA)_P} \tag{1.1}$$

$$\Phi = kA\Delta t_m$$

$$\Phi = \frac{kA}{l} l\Delta t_m \tag{1.2}$$

$$\frac{l}{kA} = \frac{l}{\eta h_i A_i} + \frac{l\delta_w}{\lambda_w A_m} + \frac{l}{\eta_o h_o A_o}$$

$$Nu = \frac{hL}{k} \tag{1.3}$$

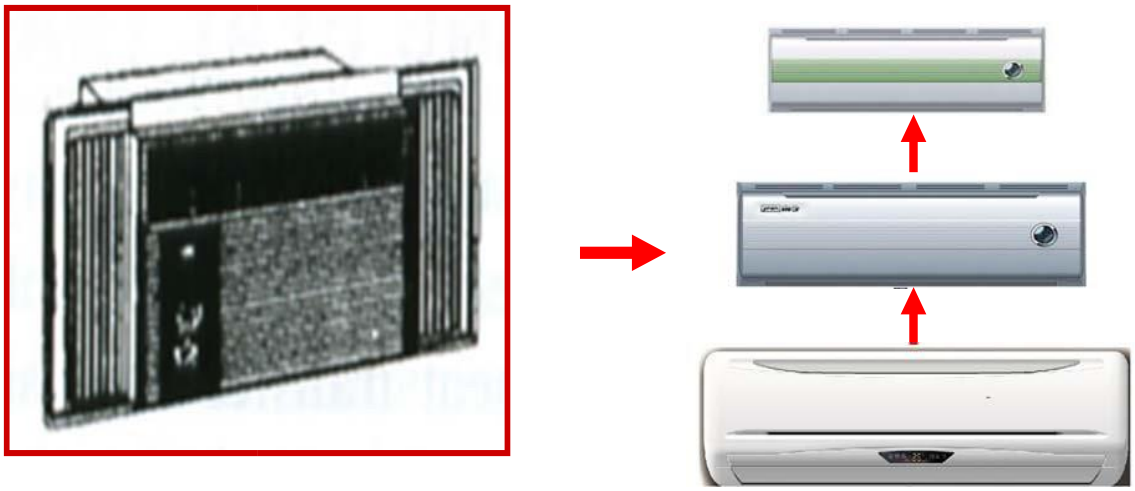
kA/l'nın değeri artırılırsa, ısı değiştiricisinin performansı da artar. Artırılmış yüzey geometrisi, düz bir yüzeye kıyasla, hA/l terimlerden birisinin veya her ikisinin değerinin artırılması için kullanılabilir. Bu husus birim tüp uzunluğu başına düşen ısıl direnci (l/kA) azaltır.

Düşürülmüş l/kA değeri üç amaç için kullanılabilir:

(1) Boyut küçültme
(2) Artırılmış kA
(3) Sabit ısıtma görevleri için düşürülmüş pompalama gücü

(1) Boyut Küçültme

Isı değişim oranı (Φ) sabit tutulursa ısı değiştiricisinin uzunluğu azaltılabilir. Bu da daha küçük bir ısı değiştiricisini mümkün kılar.



(a) (b)

Şekil 2.16: Isı değiştiricilerinde boyut küçültme a) Pencere tipi klima b) Split klima

(2) Artırılmış kA

Artırılmış kA iki şekilde elde edilebilir:

Azaltılmış ΔT_m: Eğer Φ ve toplam boru uzunluğu sabit tutulursa, ΔT_m düşürülebilir. Bu da termodinamik süreç verimliliğini artırır ve işletme maliyetlerinde tasarruf sağlar.

Artırılmış ısı değişimi: l'nin sabit tutulmasıyla, artırılmış kA/l sabit sıvı giriş sıcaklıklarında artan ısı değişim oranıyla sonuçlanır.

(3) Sabit ısıtma işleri için azaltılmış pompalama gücü

Artırılmış yüzeylerin azaltılmış pompalama gücü sağlayabilmeleri şaşırtıcı olsa da, bu teorik olarak mümkündür. Ancak, bunun olabilmesi için genellikle, geliştirilmiş ısı değiştiricisinin, kendisine rakip olan düz yüzeyli olanlardan daha küçük bir hızda çalışması gerekecektir. Bu ise normalde istenilmeyen bir durum olan daha geniş bir ön yüzeyi gerektirecektir.

En düşük basınç düşüşü ile belirli bir ısı transferi artırım seviyesi sağlayan yüzey geometrisi kesinlikle tercih edilir.

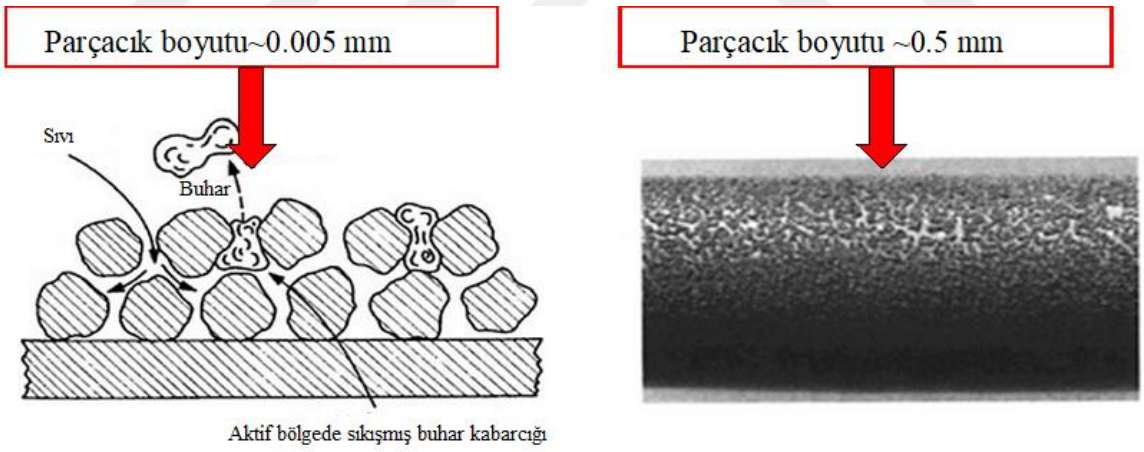
2.2.2. Artırım Teknikleri

2.2.2.1. Pasif Teknikler

Kaplanmış Yüzeyler

Metalik veya metalik olmayan yüzey kaplamalarını içerirler. Örneğin; damlalı yoğuşmayı sağlamak için teflon gibi ıslatmayan kaplamalar veya buharlaştırıcı kanatçıklarında yoğuşma drenajı sağlayan ve ıslak hava basınç düşüşünü azaltan hidrofil kaplamalar. Şekil 2.17'de görüldüğü gibi kabarcıklı kaynamayı artırmak için, ince gözenekli bir kaplama kullanılabilir. Öğrenilecek önemli bir prensip; artırılmış yüzeyin, üç farklı performans artışından herhangi birini sağlamak için kullanılabileceğidir. Hangi performans artışının elde edileceği tasarımcının amaçlarına bağlıdır.

1'nci Hedef olan boyut küçültme değerli olabileceği gibi, maliyetlerin düşürülmesi daha önemli olabilir. Eğer "yaşam döngüsü" maliyetleri dikkate alınırsa 2'nci ve 3'üncü Hedefler önemli hale gelecektir.



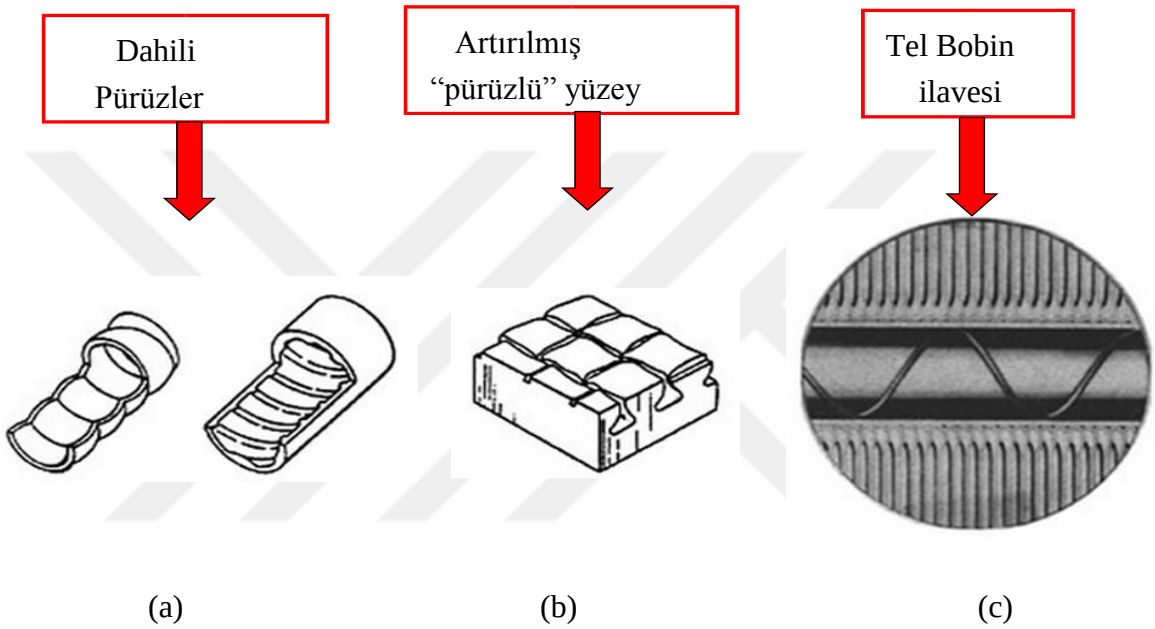
(a) (b)

Şekil 2.17: (a) Gözenekli kaynama yüzeyinin kesit gösterimi, (b) Film tipi yoğuşma için ilave edilen parçacıklar.

Pürüzlü Yüzeyler

Pürüzlü yüzeyler, taban yüzeyine entegre ayrı bir katman olabilir veya yüzeye bitişik bir "pürüzlülük" yerleştirerek yapılabilir.

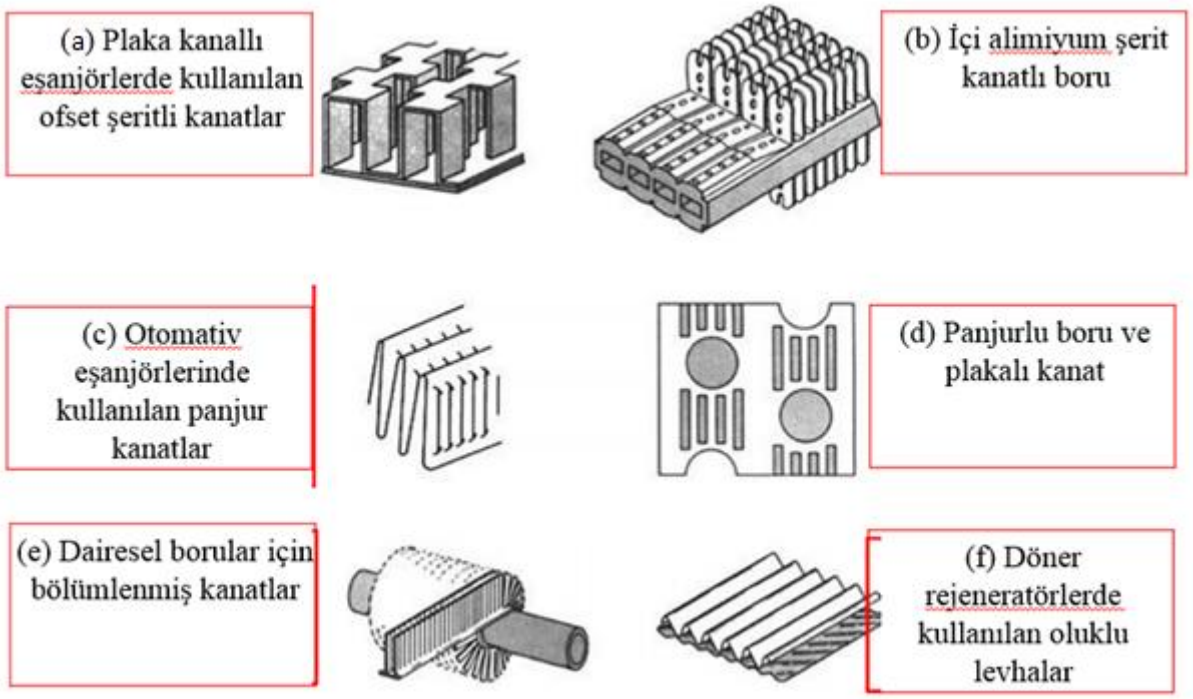
Entegre pürüzler, makina ile veya yüzeyi "yeniden yapılandırarak" oluşturulur. Tek safhalı akış için konfigürasyon, ısı transfer yüzeyi alanını artırmak yerine, karışımın yüzeye yakın sınır tabakasında oluşmasını sağlayacak şekilde seçilir.



Şekil 2.18:(a) Tek veya çift fazlı akış için kanal-içi pürüz,(b) Kabarcıklı kaynama için "pürüzlü" yüzey, (c) Tel bobin yerleştirilmesi.

Genişletilmiş Yüzeyler

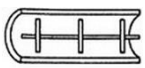
Birçok ısı değiştiricisinde rutin olarak kullanılırlar. Önceki denklemde gösterildiği üzere, ısı transfer katsayısının (h) veya yüzey alanının (A) veya hem h hem de A'nın artırılmasıyla ısıl direnç azaltılabilir. Düz bir kanatçığın kullanılması yalnızca alan artışı sağlar. Diğer taraftan özel şekilli genişletilmiş yüzey ayrıca h'nin de artırılmasını sağlar.



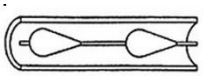
Şekil 2.19: Gazlar için geliştirilmiş yüzeyler

Deplase Gömme Parça

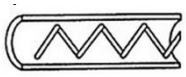
Deplase gömme parça cihazları, ısıtılmış yüzeydeki enerji iletimini dolaylı olarak artırmak için, akım kanalına yerleştirilen cihazlardır.



(a) Aralıklı Akım Şekilli Gömme Parça Cihazları

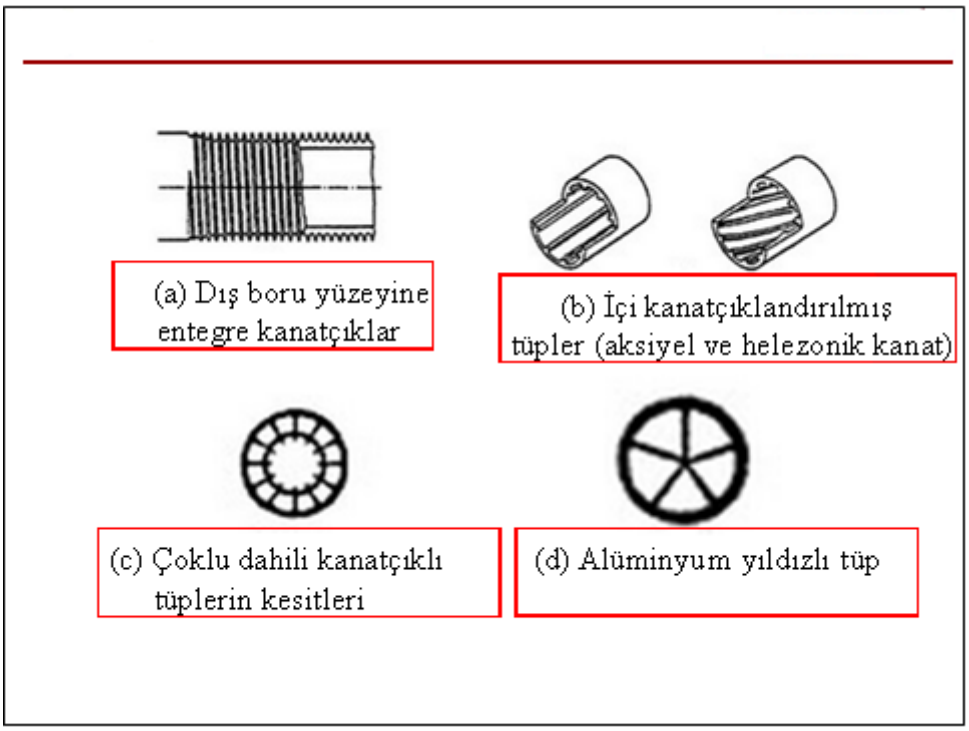


(b) Boşluklu disk cihaz



(c) Deplase gömme tel bobin parçası

Şekil 2.20: Deplase gömme parça cihazları



Şekil 2.21: Sıvılar için genişletilmiş yüzeyler

(a) ve (b) cihazları duvar bölgesindekine ilave olarak, ana akımı da karıştırır. (c) tel bobin parçası sınır tabakasının kenarına yerleştirilir ve ana akımı kayda değer bir şekilde değiştirmeden, sınır tabakasındaki karışımı sağlamak için tasarlanmıştır.

Girdap Akışı

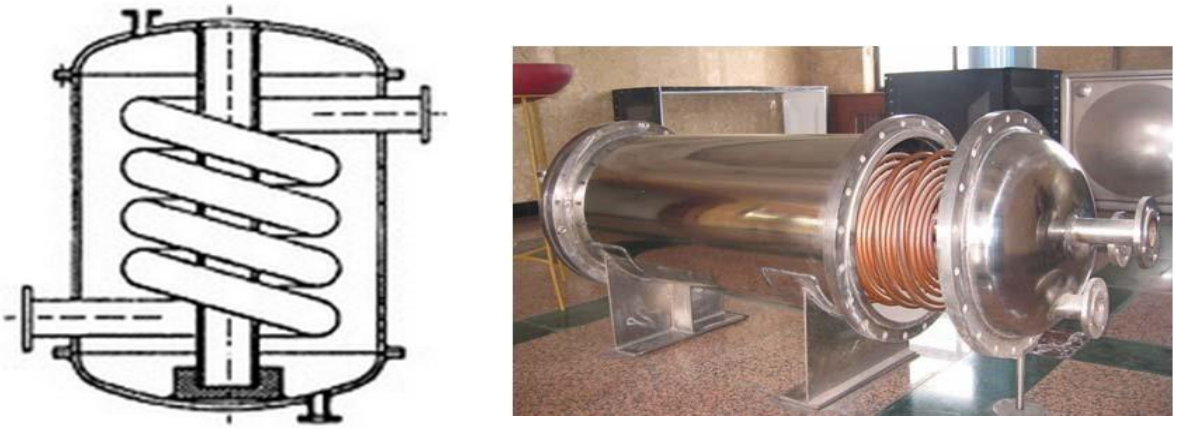
Girdap akım cihazları, dönen veya ikincil bir akım oluşturan cebri akış için bir dizi geometrik düzenlemeyi ve tüpe gömülü parçaları içerir.

Sarmal Tüpler

Daha kompakt ısı değiştiricilerini mümkün kılabilirler. Helezon tüplerdeki ikinci akım, kaynama rejimlerinin çoğunda daha yüksek tek-faz katsayısı ve iyileşme sağlar.

Yüzey Gerilimi

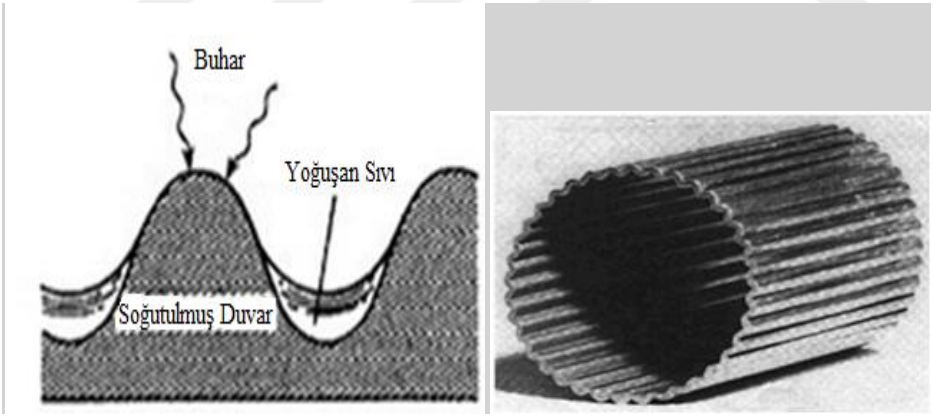
Yüzey gerilim cihazları, yüzey gerilim güçlerini sıvı filmin drenajı veya aktarılması için kullanır.



(a) (b)

Şekil 2.22:(a) Tüplü ısı değiştiricisi (b) Helezonik sarmal ısı değiştiricisi

Şekil 2.23'deki özel "oluk" şekli, yüzey gerilimi güçleri ile yüzeyden yoğuşma drenajı sağlar



(a) (b)

Şekil 2.23:Yüzey Gerilimi Cihazları Özel "oluk" şekli

(a) Dikey yönde yoğuşma için kullanılan oluklu boru(b) Oluklardan drenaj kanallarına yüzey gerilim drenajının gösterimi

Sıvılar için Katkı Maddeleri

Sıvılar için katkı maddeleri, tek fazlı akımlar için kullanılan katı partikülleri veya gaz kabarcıkları ile kaynatma sistemleri için sıvı eser bileşenlerini içerir.

Gazlar için Katkı Maddeleri

Gazlar için katkı maddeleri, inceltme fazlı (gaz-katı süspansiyonları) veya yoğun fazlı (dolgulu tüpler ve akışkan yataklar) sıvı damlaları ve katı parçacıklardan oluşur.

2.2.2.2.Aktif Teknikler

Aktif teknikler, elektrik veya akustik alanlar ve yüzey titreşimi gibi bir harici güç gerektirir.

Mekanik Destekler

Mekanik destekler, mekanik yollarla veya yüzeyi döndürerek sıvının karıştırılmasını içerir. Kimyasal işlem endüstrisindeki viskoz sıvılar için yaygın olarak kullanılan mekanik yüzey sıyırıcıları gazların kanal akışının temin edilmesi için kullanılabilir.

Dönen ısı değiştiricisi kanallarına sahip ekipmanların ticari uygulamaları mevcuttur.

Yüzey Titreşimi

Düşük veya yüksek frekanslarda yüzey titreşimi ağırlıklı olarak tek fazlı ısı transferini artırmak üzere kullanılır. Bir piezoelektrik (basınçsalelektirikli) cihaz, yüzeyi titreştirmek ve "püskürtme soğutması" sağlamak için ısınmış yüzeye su damlacıkları bırakmak için kullanılabilir.

Sıvı Titreşimi

Çoğu ısı değiştiricisinin kütlesi nedeniyle sıvı titreşimi daha kullanışlı bir titreşim artırma türüdür. Kullanılan titreşimlerin frekansı, 1 hertz ile ultrason arasında değişir. Asıl kullanım alanı tek faz sıvılardır.

Elektrostatik Alanlar

Elektrostatik alanlar,yalıtkan sıvılara birçok farklı şekilde uygulanmaktadır. Genel olarak, elektrostatik alanlar, ısı transfer yüzeyi civarında sıvının daha fazla toplu karışımını sağlamak

üzere yönlendirilebilir.

Enjeksiyon

Gözenekli bir ısı transfer yüzeyinden gazı, bir sıvı akışına besleyerek veya aynı sıvıyı ısı transfer bölümündeki akımın tersine olacak şekilde enjekte ederek kullanılır. Enjekte edilen gaz tek faz akışı artırır. Sıvıların yüzey gazdan arıtılması benzer etkiler üretebilir.

Emiş

Kabarcıklı veya film kaynamada buharın tahliyesini veya tek fazlı akışta ise ısıtılmış gözenekli bir yüzeyden sıvı çekilmesini kapsar.

Jet Çarpması

Tek fazlı bir sıvıyı normal veya eğik olarak yüzeye doğru zorlamak için kullanılır. Tekli veya çoklu jetler kullanılabilir ve sıvılar kaynama mümkündür.



Şekil 2.24: Jet çarpması

2.2.3. Teknik ve Yöntem

Artırım, hem ısı ve hem de kütle transfer süreçlerine veya eş zamanlı olarak her ikisine uygulanabilir. Isı (veya kütle) transfer yöntemlerinin potansiyel ilgi alanları aşağıdakileri içerir:

Tek fazlı akış: Tüplerin içinde veya dışında doğal veya cebri yayılım.

Çift fazlı akış: Tüplerin içinde ve boru demetlerinde kaynama ve yoğuşma.

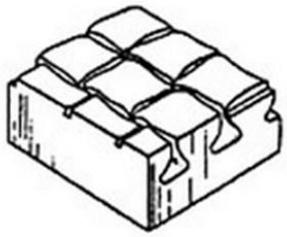
Radyasyon.

Konvektif kütle transferi.

2.3. ISI TRANSFERİNİ ARTIRMA ŞEKİLLERİ

Özel yüzey geometrileri, birim taban yüzeyi alanı başına daha yüksek hA değeri oluşturarak artırım sağlar. hA değerini artırmak için üç temel metot kullanılır:

Methot 1: Önemli bir fiziksel alan (A) artışı olmadan h değerinin artırılması.



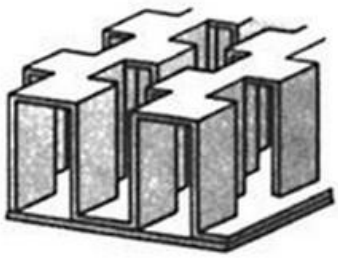
Şekil 2.25: Methot 1

Metot 2: h değerini önemli ölçüde artırmadan A değerinin artırılması.



Şekil 2.26: Methot 2

Methot3: *h* ve *A*'nın her ikisinin birlikte artırılması.

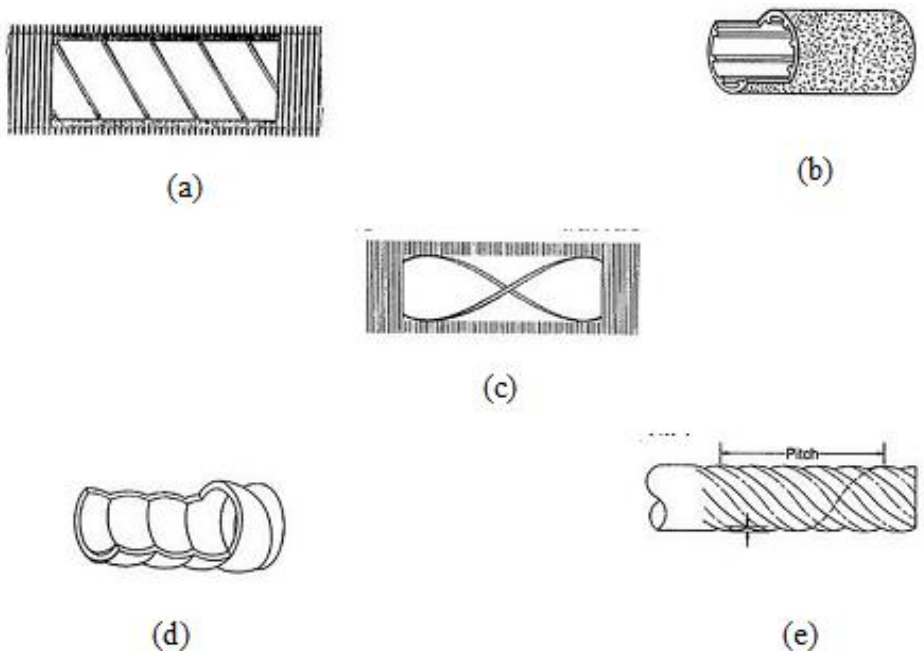


Şekil 2.27: Methot3

İkili sıvı tüplü ısı değiştiricisine uygulamak için; borunun iç, dış veya her iki tarafı için artırım istenebilir. Artırım tüpün iç ve dış yüzeyine uygulanırsa, iki kat artırımlı bir tüp elde edilir.

Uygulamanın tasarımına bağlı olarak, iki fazlı ısı transfer işlemi tüp veya manto tarafında gerçekleşebilir.

Tüpün iç ve dış yüzeylerinde artırım geometrisini bağımsız bir şekilde oluşturmayı etkileyen muhtemel üretim kısıtlamaları ve olanakları dikkate alınmalıdır.



Şekil 2.28: a) İç yüzeyde helezonik kuşak pürüzleri ve dış yüzeyde entegre kanatçıklar b)İç yüzeyde dâhili kanatçıklar ve dış yüzeyde kaplama (gözenekli kaynama yüzeyi) c)Dış yüzeyde entegre kanatlara sahip gömme cihaz (bükülmüş şerit) d)Oluklu iç ve dış yüzey e) Boru formunda oluklandırılmış şerit ve dikişli kaynak

3. GENEL KISIMLAR

Akışkan içeren ısı transfer sistemlerini düzgün bir şekilde analiz etmek için akışkan hareketini ve ısı transferini tanımlayan karakteristik değerler olan Reynolds sayısı, Nusselt sayısı, Prandtl sayısı gibi özelliklerin; akışın laminer bölgede, geçiş bölgesinde veya türbülanslı bölgede olma koşullarının; kullanılacak sayısal çözüm yönteminin ve denklemlerinin detaylı bir şekilde bilinmesi şarttır. Bu sebepten problem tanımını yapmadan önce bazı temel bilgilerin verilmesi gerekmektedir.

3.1. ISI TRANSFERİ

Isı transferi cismin kendi içerisindeki veya ortamla arasındaki sıcaklık farkından meydana gelen enerji geçişidir. Molekülleri düzenli yapıda olan katılar ve durgun akışkanlarda iletimle ısı geçişi, katı bir yüzey ile hareketli bir akışkan arasında ise taşınımla ısı geçişi olur. Ayrıca -273 ºC'den daha yüksek sıcaklıkta olan tüm cisimler ışınım yaymakta olup, iletim ve taşınım gibi sıcaklık farkından meydana gelen ışınım ile ısı geçişi için iletim ve taşınımdaki gibi maddesel bir ortama ihtiyaç yoktur. Bu çalışma kanal içerisindeki akışkan ile ilgili bir problem içerdiğinden taşınım ile ısı transferi detaylı olarak incelenecektir (Çengel, 2011).

3.1.1. Taşınım

Katı bir ortamda moleküller sabit durumda olduklarından dolayı, ısı transferi iletim yoluyla gerçekleşmektedir. Bu durum, durgun akışkanlar için de geçerlidir. Moleküllerin yayılım adını verdiğimiz rastgele hareketleri sonucunda, iletimle ısı transferi olur. Akışkan hareketli olduğunda ise temas edilen yüzeyle var olan sıcaklık farkı neticesinde ısı transferi meydana gelir ve bu enerji geçişine taşınım adı verilir. Akışkanın kitle halinde hareket ettiği bu durum, hem sıcak ve soğuk ortamların birbirlerine olan temaslarını artırdığı hem de akışkanın içerisindeki iletimi artırdığı için etkisi çok daha fazladır. Buradan, akışkanın hızı ne kadar yüksekse ısı transferinin de o kadar iyi gerçekleşeceği sonucuna varabiliriz.

Tam da bu noktada iki çeşit akış türü olduğundan bahsetmek gerekir. İlki herhangi bir ek güç harcanmadan, akışkan parçacıklarının sıcaklık farkından kaynaklanan doğal taşınımdır. Diğeri ise fan, pompa gibi dış bir etkenle akışkanın hızının dolayısıyla da ısı transferinin artırıldığı zorlanmış taşınımdır.

Taşınımla ısı transferine hızın yanı sıra, yukarıda bahsedilen nedenlerden dolayı, ısı iletim katsayısı, yoğunluk, dinamik viskozite ve özgül ısı gibi özellikler de etkilidir. Ayrıca akışın

laminer mi yoksa türbülanslı mı olduğu, yüzeyin pürüzlü olup olmaması ve geometrisi de önemli faktörlerdir.

Isı transferinin taşınım yoluyla olduğu problemlerde Newton'un Soğuma Kanunu adı verilen eşitlik kullanılır. Bu kanun, belirli bir hız ve sıcaklıktaki akışkanın, belirli bir yüzey alanı ve sıcaklığı olan yüzey üzerinde akması olayına dayanır ve şu şekilde bir gösterime sahiptir.

$$Q_{taşınım} = hA_s(T_s - T_\infty) \tag{1.4}$$

Bu denklemdeki h ısı taşınım katsayısı diye adlandırılır ve yüzeyle akışkan arasındaki birim alan (A_s) ve yüzey sıcaklığı (T_s) ile akışkan sıcaklığı (T_∞) farkına karşılık gelen ısı transfer hızıdır.

Isı taşınım katsayısı akışın doğrultusu boyunca değişir. Bu denklemdeki h, yerel ısı taşınım katsayısıdır. Yüzeydeki yerel ısı katsayılarının tümünün ortalaması alınarak problem için gerekli olan ısı taşınım katsayısının ortalama değeri bulunabilir.

3.1.2. Nusselt

Daha az değişken kullanmak adına ısı taşınım katsayısı boyutsuzlaştırılabilir. Bu amaçla da ısı transferinde kullanılan boyutsuz bir değer olan Nusselt ifadesi elde edilir.

$$Nu = \frac{hL}{k} \tag{1.5}$$

Nusselt sayısı taşınımın iletime oranı olarak ifade edilebilir. Nusselt değeri arttıkça taşınım da o denli etkili olur.

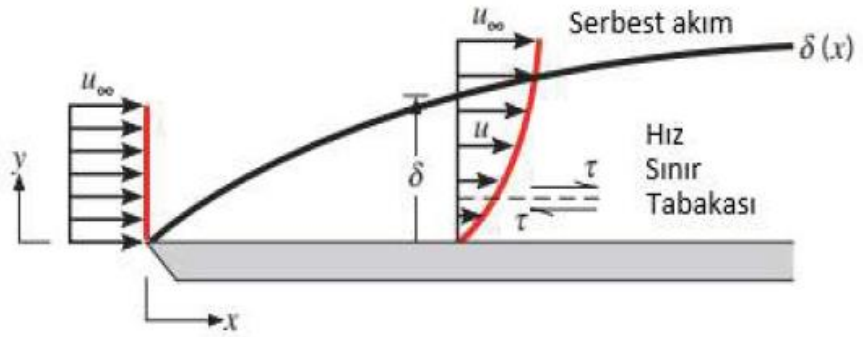
3.1.3. Sınır Tabakaları

3.1.3.1.Hız Sınır Tabakası

Düz bir levha üzerindeki akışı göz önüne alalım. Bu durumda parçacıkların yüzeyle temaslarında kaymama koşulundan dolayı akışkan hızı sıfır olur. Yüzeyden y yönünde ilerledikçe, x yönünde hareket eden akışkanın hızı u'dan u_∞'a ulaşıncaya kadar artar.

$u = 0.99.u_\infty$değerine ulaşılan y mesafesi, sınır tabaka kalınlığı diye adlandırılır ve δ ile gösterilir. x yönlü u hızının, y mesafesi boyunca aldığı değerler, hız profilini oluşturur. x yönünde ilerledikçe hız sınır tabakası büyür böylece sürtünme etkisi daha da ileriye taşınır.

Sınır tabakada hız gradyanı ile paralel levhalarda akış hızına etki eden ve birim alandaki sürtünme kuvveti olan kayma gerilmesi büyüktür. Sınır tabakanın dışında ise hız gradyanı ve kayma gerilmesi ihmal edilebilir.



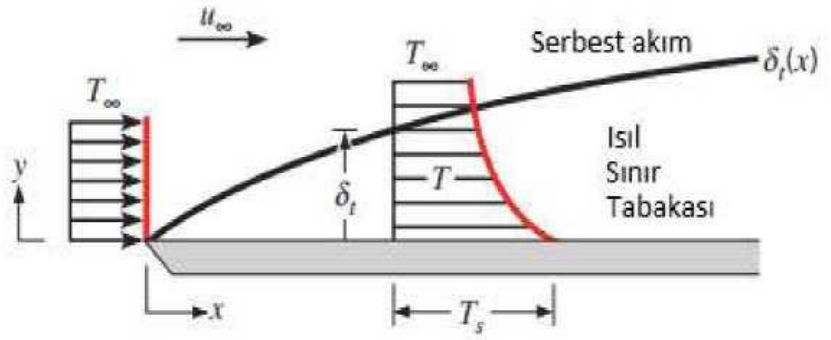
Şekil 3.1: Hız Sınır Tabakası.

3.1.3.2.Isıl Sınır Tabakası

Sıcaklıkları farklı olan akışkan ile yüzey birbiriyle temas ettiklerinde, ısıl sınır tabaka oluşur. Düz bir levhaya sabit sıcaklıkta giren akışkanın, sıcaklık profili, T, ile gösterilen düzgün bir yapıdadır. Akışkanın yüzeyle teması neticesinde sıcaklıklar aynı değere ulaşır. Bu ısı transferi akışkan parçacıklarında sıcaklık gradyanı oluşturur.

$\frac{(T_S-T)}{(T_S-T_\infty)} = 0.99$ değerine ulaşılan y mesafesi $\boldsymbol{\ddot{o}_t}$ ile gösterilen sınır tabaka kalınlığıdır.

İşte bu bölge ısıl sınır tabaka bölgesidir. Tıpkı hidrodinamik sınır tabakada olduğu gibi burada da x yönünde ilerledikçe, ısıl sınır tabaka gelişim gösterir.



Şekil 3.2: Isıl Sınır Tabakası.

3.1.4. Prandtl Sayısı

Taşınım ile ısı transferinde, yüzey üzerine gönderilen sıcak veya soğuk akışkan neticesinde yüzeyde hem hız hem de ısı sınır tabakası oluşur. Hız ve ısı sınır tabakalarının birbirlerine oranlanmaları sayesinde elde edilen boyutsuz değer Prandtl değeri adını alır.

$$\mathrm{Pr} = \frac{momentumun\ moleküler\ yayılımı}{ısının\ moleküler\ yayılımı} = \frac{\upsilon}{a} = \frac{\mu c_p}{k} \qquad (1.6)$$

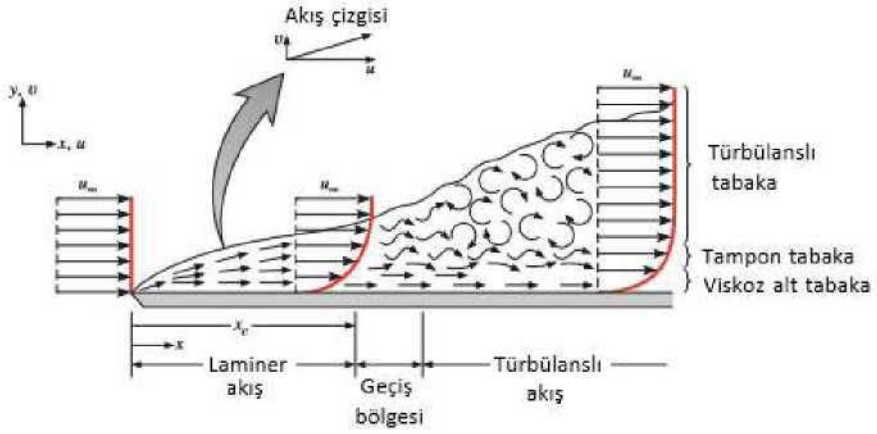
Prandtl değeri akışkanlar için değişkendir. Sıvı metallerde 0.01 değerinin altında iken, ağır yağlarda bu değer 100.000 ‘in üstünde değişik değerler alır.

3.1.5. Laminer - Türbülanslı Akış

Sınır tabakaların incelenmesinde akışın laminer mi yoksa türbülanslı mı olduğunu belirlemek gereklidir. Çünkü laminer ve türbülans, doğrudan yüzey sürtünmesine ve taşınıma yani sırasıyla hız ve ısıl sınır tabakalarına etki eden faktörlerdir.

Akışkan parçacıklarının düzenli ve çizgisel hareket ettiği akış şekline laminer akış adı verilir. Bunun aksine parçacıkların düzensiz hareket ettiği ve çalkantı olarak adlandırabileceğimiz, hızdaki ani değişimlerin yaşandığı akış hareketine de türbülanslı akış adı verilir. Bu düzensizlik hali, enerji geçişinin daha fazla olmasına sebep olur ve sınır tabaka değerlerinde artış gözlenir. Bu da türbülanslı akışın laminer akışa göre daha üstün özellikli olduğunu gösterir. Bu özellik pratikte daha fazla kullanılmasına da iyi bir örnek teşkil eder.

Sınır tabakanın gelişimine en iyi örnek sigara dumanıdır. Önce laminer düzgün bir akış çizgisi görülür, sonrasında akış türbülanslı düzensiz bir hal alır. Laminerden türbülansa geçiş aniden olmaz. Geçiş bölgesi denilen alanda önce küçük değişimler belirir. Sonra tamamen türbülanslı akış başlar. Bu evreden sonra sınır tabaka değerlerinde artışlar gözlemlenebilir.



Şekil 3.3: Laminer ve Türbülanslı Akışlar.

3.1.6. Reynolds Sayısı

Reynolds sayısı, laminer ve türbülanslı modellerin incelenmesinde kullanılan boyutsuz bir değerdir. Atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlerine oranıdır.

$$\mathrm{Re} = \frac{atalet\ kuvvetleri}{vizkoz\ kuvvetler} = \frac{VL_c}{\upsilon} = \frac{\rho V L_c}{\mu} \tag{1.7}$$

Düşük Reynolds değerli laminer akışlarda, hız düşük olduğundan, viskoz kuvvetler, atalet kuvvetlerinden daha baskın olur ve akmaya karşı bir direnç oluşur. Akışın laminerdentürbülansa geçtiği kritik Reynolds değerine ulaşıldığında ise türbülanslı akış özelikleri görülmeye başlar. Hız arttığından dolayı, atalet kuvvetleri viskoz kuvvetlere üstünlük kurar ve bu da akış rejimini iyileştirici bir etkidir.

3.2. SONLU HACİMLER METODU

Sonlu hacimler metodu, korunum yasalarını farklı hacimler üzerinden temsil eden kısmi diferansiyel denklemleri, farklı cebirsel denklemlere dönüştüren, sayısal bir tekniktir. Sonlu fark veya sonlu eleman metotlarına benzer bir şekilde, çözüm sürecindeki ilk adım, sonlu hacimler metodunda örtüşmeyen elemanların veya sonlu hacimler olarak ayrılan geometrik alanın ayrıklaştırılmasıdır. Kısmi diferansiyel denklemler daha sonra her bir ayrık elemanın üzerine ilave edilerek cebirsel denklemlere ayrılır veya dönüştürülür. Daha sonra cebirsel denklemler sistemi, her bir eleman için bağımlı değişkenin değerlerini hesaplamak için çözülür.

Sonlu hacimler yönteminde, korunum denklemindeki bazı terimler, yüzey akısı değerine dönüştürülür ve sonlu hacim yüzeylerinde değerlendirilir. Belirli bir hacme giren akı, bitişik hacmi terk edenle aynı olduğundan, sonlu hacimler metodu kesinlikle korunum özelliklidir. Sonlu hacimler metodunun bu korunum özelliği, hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde tercih edilen bir yöntemdir. Sonlu hacimler metodunun bir başka özelliği, yapılandırılmamış poligonal kafeslerde fiziksel alanda formüle edilebilmesidir. Son olarak sonlu hacimler metodunda, bilinmeyen değişkenler sınır dışı koşullarda değil de hacim öğelerinin merkezlerinde değerlendirildiği için, çeşitli sınır koşullarını, bozucu etkileri olmayan bir şekilde uygulamak oldukça kolaydır.

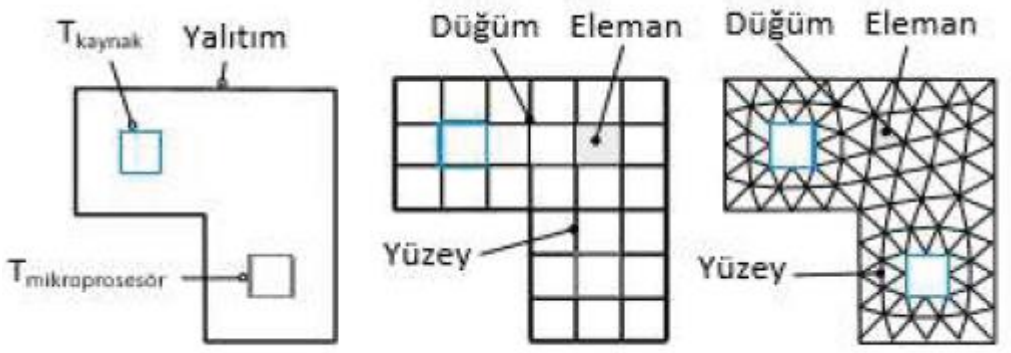
Bu özellikler, sonlu hacimler metodunu, sıvı, ısı ve kütle aktarımını içeren çeşitli uygulamaların sayısal simülasyonu için oldukça uygun hale getirmiş ve yöntemdeki gelişmeler hesaplamalı akışkanlar dinamiğindeki ilerlemeler ile yakından ilişkili olmuştur. Başlangıçta basit fizik ve geometriyi, yapılandırılmış ağ üzerinden çözme potansiyeli sınırlı olan sonlu hacimler metodu, günümüzde her türlü karmaşık fiziği ve uygulamayı ele alabilmektedir (Moukalled ve diğ. 2016).

3.2.1. Sonlu Hacimlerde Ağ yapılanması

Sonlu hacimler metodunun uygulanmasında önemli bir bileşen, ele alınan problem için geometrik sürecin doğru tanımlanmasıdır. Bu süreç sayısal ağ oluşturma ile başlar, bu sayısal ağ bitişik, bitişik olmayan ve fiziksel sınırları belli edilmiş çalışma alanındaki bütün ağları temsil eder. Sayısal ağın çeşitli bileşenleri için, ilgili geometrik bilginin hesaplanmasıyla devam eder ve bu bileşenlerin topolojisini, yani birbirleriyle nasıl bağlantılı olduklarını ve birdiğerine göre nasıl konumlandığını yakalayarak tamamlanır. Dolayısıyla, alanın ayrıklaştırılma aşamasının sonucu sadece örtüşmeyen elemanlar ve diğer ilgili geometrik varlıklar kümesi ile bunların geometrik özellikleri hakkında üretilen bilgiler değil, aynı zamanda bunların düzenleri ve ilişkileri hakkındaki topolojik bilgilerdir (Moukalled ve diğ. 2016).

3.2.2. Alan Ayrıklaştırılması

Fiziksel alanın veya ağ üretiminin ayrıklaştırılması, yönetim denklemlerinin daha sonra çözüldüğü bir hesaplama ağı üretir.



(a) (b) (c)

Şekil 3.4: (a) İlgilenilen alan (b) Tekdüzen bir ağ sistemi kullanılarak ayrılmış alan (c) Üçgen elemanları ile yapılandırılmamış bir ağ sistemi kullanılarak ayrılmış alan (Moukalled ve diğ. 2016) .

Alanın ayrıklaştırılması için kullanılan yöntemler ve teknikler son yıllarda büyük ölçüde değişmiştir ve günümüzde çoğunlukla otomatik hale gelmiştir. Bir hesaplama ağında yaygın olarak kullanılan elemanların türlerini gözden geçirmeden önce, ilk olarak ağ sisteminin sonlu hacim yöntemi bağlamında kullanılmak üzere sahip olması gereken özellikler ve nitelikler tanımlanmıştır.

Genel olarak, bir geometrik alan, yapısal veya yapısal olmayan bir ağ sistemi kullanılarak ayrılabilir. Yapısal bir ağda üç boyutlu elemanlar yerel indeksleri ile tanımlanır (i, j, k). Yapılandırılmış bir ağ sistemi birçok kodlama ve performans avantajına sahiptir. Ancak bunun aksine, geometrik esnekliği sınırlıdır.

Mesh üretimini daha esnek hale getirmenin diğer bir yolu, yapısal ağların örtülü topolojik bilgileri ile kullanılmasını önlemek ve bağlantı tablolarına ve geometrik yapı numaralandırılmasına dayanan açık topolojik bilgi ile yapısal olmayan bir ağın benimsenmesidir.

Yapısal ağlar, uzun bir süre boyunca sayısal benzeşim temelini oluşturdu ve sadece son yirmi yılda, yapılandırılmamış ağlar daha popüler hale geldi. İlk yöntemler, hesaplama alanına elleyerleştirilen ve daha sonra ikinci adımda, ağı oluşturmak için bir bilgisayar kullanan bir operatör ile yarı otomatikti. Günümüzde tüm süreç otomatik olarak oluşturulan her iki nokta ve elemanlarla tamamen otomatik hale getirilmiştir.

Çoğu modern hesaplamalı akışkanlar dinamiği kodları, çeşitli hibrit çoklu blok ağlarına ek olarak yapılandırılmamış ağları kullanma yeteneğine sahiptir (Moukalled ve diğ. 2016).

3.3. NÜMERİK ÇALIŞMADA KULLANILAN YÖNTEMLER

Analizler sonlu hacimler metodunu kullanan ticari bir kod olan Ansys-Fluent16.2 (Ansys-Fluent, 2015) programı kullanılarak yapılmış olup, katı model ve sayısal ağ oluşturma işlemlerinde ise Gambit 2.4.6 programından faydalanılmıştır. Optimum çapraz kesim pozisyonunu ve bulmak için, CFD metodu kullanılarak parametrik çalışmalar yapılmıştır. Basıncı doğrulamak için SIMPLE algoritması (Basınca Bağlı Denklemler için Yarı Kapalı Metot) ve konveksiyon terimini çözmek için ikinci mertebeden ileri gidişli yöntemi kullanılmıştır.

3.4. NÜMERİK MODEL VE SINIR KOŞULLARI

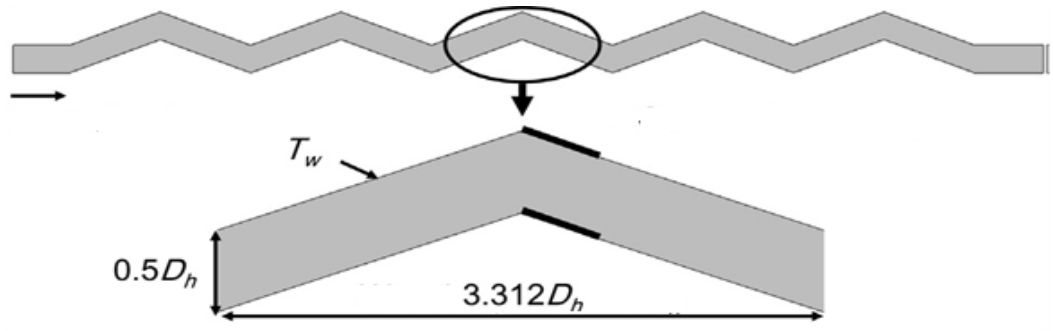
Deneysel çalışmalarla, akış doğrultusunda periyodik kesit alanına sahip olan kanallarda, akışın düz kanallara göre daha kısa ve çabuk geliştiği anlaşılmıştır. Üç ile beş hatveden sonra akışın tam geliştiği kabul edilmektedir.

Sayısal çalışmada, taşınımla ısı geçişi iki boyutlu, sürekli rejimde ve hava özelikleri sabit kabul edilmiştir. Şekil 3.5 (a)'da çözüm bölgesi ve sınır şartları gösterilmektedir. Momentum denklemi için, girişte sabit bir hız profili, çıkışta ise sıfır hız gradyanını sağlayan sınır şartı uygulanmıştır. Duvarlarda, kaymama sınır koşulu uygulanmıştır. Enerji denklemi için, giriş koşulu olarak sabit bir sıcaklık (300 K) tanımlanmış, kanal duvarlarında sabit bir sıcaklık (310 K) uygulanmıştır. Çıkışta ise sıfır sıcaklık gradyanı uygulanmıştır.

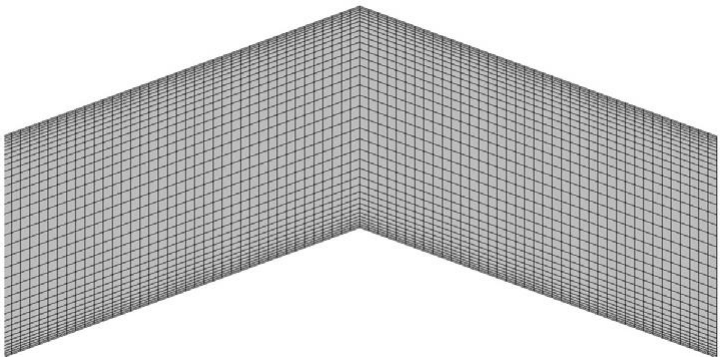
Kanalın girişinde akış hızı 1 m/s'dir. Reynolds sayısı için 100, 200, 300 ve 400 değerleri verilmiştir. Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve ısı geçişi iyileştirme performans değerleri Re sayısına bağlı olarak hesaplanmıştır.

Bu tezde, çapraz kesilmiş ucu sivri dalgalı bir kanalın akış şekli ve ısıl performansı sayısal olarak incelenmiştir. Geometriler, Ali ve Ramadhyani deneylerinde kullanılan beş dalgalı kanaldan modellenmiştir (dalga eğim açısı 20°, dalga boyu oranı 0,15) Tüm geometriler, hidrolik çap kullanılarak boyutlandırılmıştır. Tam gelişmiş akış halinde ısı taşınım katsayısı ve basınç düşüşünü sayısal olarak incelemek amacıyla ele alınan dalgalı

geometriler şekil 1'de gösterilmektedir. Geometrinin detaylı bilgisi, Şekil 3.5 (a) 'da gösterilmiştir, burada kanat aralığı 0.5 Dh ve dalga boyu 3.312 Dh'dir.



(a)



(b)

Şekil 3.5: (a) Dalgalı kanatçık simülasyon geometrisi ve (b) Tel Kafes Sistemi

Dalgalı kanalın giriş bölgesinde 1.036 Dh ve çıkış bölgesinde 1.267 Dh olmak üzere fazladan boşluk vardır. Çapraz kesme yalnızca 3. dalgaya uygulanmıştır. Duvar sınırında sabit bir sıcaklık koşulu, giriş sınırında sabit hız ve akış sınırında sabit basınç uygulanmıştır. Şekil 3.5 (a) 'da görüldüğü gibi çapraz kesim için periyodik bir koşul kullanılmıştır. Sıkıştırılamaz kütle, momentum ve enerji denklemi aşağıdaki gibi ifade edildi.

Süreklilik denklemi

$$\frac{\partial u_j^*}{\partial x_j^*} = 0 \tag{1.8}$$

Momentum denklemi

$$\frac{\partial u_i^* u_j^*}{\partial x_j^*} = -\frac{\partial p^*}{\partial x_i^*} + \frac{1}{\mathrm{Re}} \frac{\partial^2 u_i^*}{\partial x_j^* x_j^*} \tag{1.9}$$

Enerji Denklemi

$$\frac{\partial u_j^*}{\partial x_j^*} = \frac{1}{\mathrm{Re}\,\mathrm{Pr}} \frac{\partial^2 \theta}{\partial x_j^* x_j^*} \tag{1.10}$$

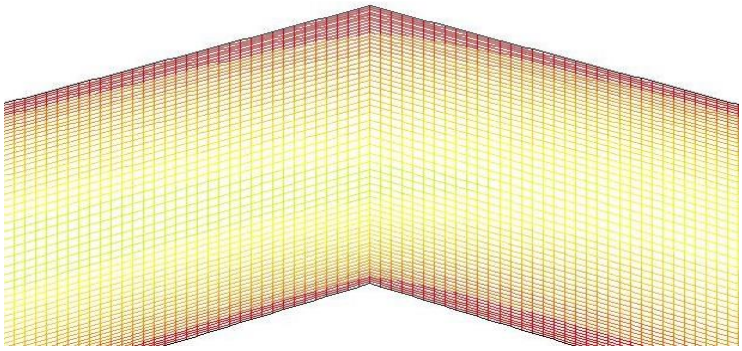
Akış Ali ve Ramadhyani'nin sabit laminer akış olarak rapor ettiği 100 < Re < 400 arasında sabitlenmiştir. Simülasyon için Ansys Fluent ticari yazılım kodu kullanılmıştır. Basıncı doğrulamak için SIMPLE algoritması (Basınca Bağlı Denklemler için Yarı Kapalı Metot) ve konveksiyon terimini çözmek için ikinci mertebeden geri gidişli yöntemi kullanılmıştır. Enerji eşitliği dışındaki bütün eşitlikler için artık değerler (residual values) 10^{-6}, enerji eşitliği için ise 10^{-8} alınmıştır. Simülasyonda kullanılan tel kafes sistemi Şekil 3.5(b)'de gösterilmiştir.

Re = 400'de tipik dalga kanatçığı kullanılarak Tel Kafese Bağlılık Testleri yapılmıştır. Nusselt sayısı ve fan sürtünme katsayısı (f) aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$Nu = \frac{Q}{A(T_W - T_{in})} \frac{D_h}{k} = \left| \frac{\partial \theta}{\partial n^*} \right| \tag{1.11}$$

$$f = \frac{\Delta P / L}{[\rho u_{in}^2 / 2]} \frac{D_h}{4} = \frac{\Delta P^*}{2 \cdot L^*} \tag{1.12}$$

Nu'yu hesaplamak için Ali ve Ramadhyani'nin deneylerinde olduğu gibi, suyun bir özelliği kullanılmış ve sıcaklık farkı (T_w-T_{in}) 10 K'ya sabitlenmiştir. Re=400'de hangi ağ sayısının simülasyonun geçerliliği Ali ve Ramadhyanni'nin deney sonuçları kullanılarak yapılmıştır.



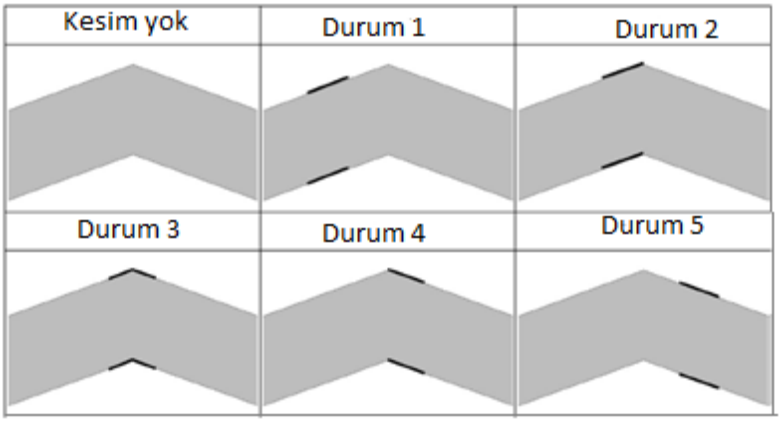
Şekil 3.6: Re = 400'de tipik dalgalı kanatçığın boyutsuz sıcaklık konturu.

Akışın düzenli laminer akış olması nedeniyle girdaplı akış meydana gelmemiştir. Şekil 3.6 tipik bir dalgalı kanatçığın boyutsuz ısı konturlarını gösterilmektedir. Her dalga tepe noktasında sıcaklık değişiminin küçük olması nedeniyle ısı transfer performansı etkin değildir. Bu nedenle, bu çalışmada çapraz-kesim 3'üncü dalga tepe noktasına uygulanmıştır.

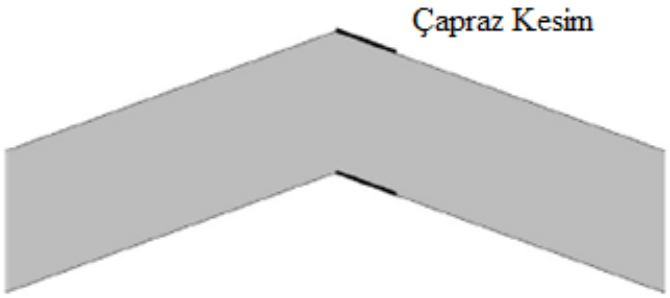
İlk olarak, optimum çapraz-kesim pozisyonunun tespit edilmesi için bir parametrik çalışma yapılmıştır. Yukarıda ifade edildiği üzere çapraz-kesim tüm simülasyonlarda 3'üncü dalgaya uygulanmıştır. Aynı çapraz-kesim uzunluğuna ($0.217D_h$) sahip parametrik çalışmanın beş durumu Şekil 3.7'de gösterilmiştir. Çapraz-kesim Durum 1 ve 2'de dalga tepe noktasının önüne, Durum-3'de dalganın ortasına, Durum 4 ve 5'te dalga tepe noktasının arkasına uygulanmıştır. Simülasyonda ısı transfer performansını ve basınç düşüşünü değerlendirmek için *Nu* ve Fan sürtünme faktörü (*f*) kullanılmıştır. Diğer taraftan, çapraz-kesim çalışmasındaki durumda azaltılmış ısı transfer alanı nedeniyle toplam ısı transferinin azaltıldığı durumlarda bile *Nu* ısı transfer performansını olduğundan fazla tahmin etmiştir.

Debi yükseldiğinde ısıl performans da artmaktadır. Yani bir dalgalı kanatçıkta çapraz kesimin etkisi debi ile birlikte artmaktadır.

Durum 1 ve 2'de çapraz-kesim akış yönüne paralel uygulanmıştır. Durum 3'te çapraz kesim dalga tepe noktasının hem önüne hem de arkasına uygulanmıştır. Çapraz-kesimden sonraki kanatçık duvarı akış istikametine paralel olmaması nedeniyle akışı bölebilir.



Şekil 3.7: Çapraz kesim pozisyon uygulanmamış ve uygulanmış 5 durumun parametrik çalışmasının simülasyonları



Şekil 3.8: Çapraz kesim uzunluğunun parametrik çalışmasının simülasyonu.

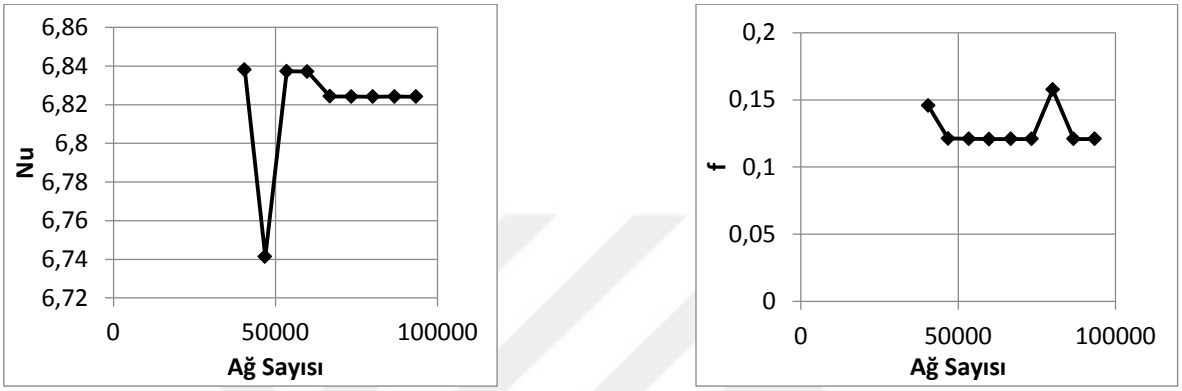
3.4.1. Ağdan bağımsızlık çalışması

Ağdan bağımsızlık çalışması (grid indepency study) yapılmıştır. Bu çalışmada 9 adet farklı ağ yoğunluğu kullanıldı. Ortalarda daha seyrek kanalın dalgalı yan duvarlarında ise daha sık sayısal ağlar kullanılmıştır. Kullanılan toplam ağ sayıları tablo 1'de gösterilmiştir.

Tablo 3.1: Kullanılan toplam ağ sayıları

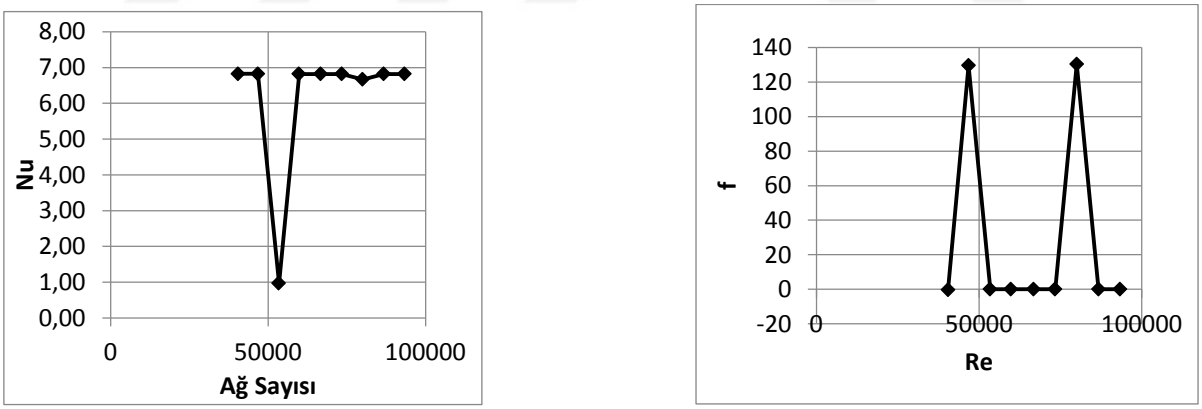
	Toplam Ağ Sayısı
1	40500
2	46800
3	53460
4	59820
5	66780
6	73440
7	80100
8	86760
9	93420

Ağdan bağımsızlık çalışmasının her çözümünde Ansys Fluent programından çıkıştaki sıcaklık değeri ile girişteki ve çıkıştaki basınç değerleri okunarak Nu ve f değerleri hesaplandı. Ağdan bağımsızlık çalışması için Nusselt ve sürtünme faktörü birlikte hesaba katılmıştır. Ağ sayısına bağlı olarak Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü hemen hemen sabit kaldığı zaman, sonuçların ağdan bağımsız olduğu kabul edilmiştir. Ağdan bağımsızlık çalışması tüm durumlar için Re=400'de yapılmıştır.



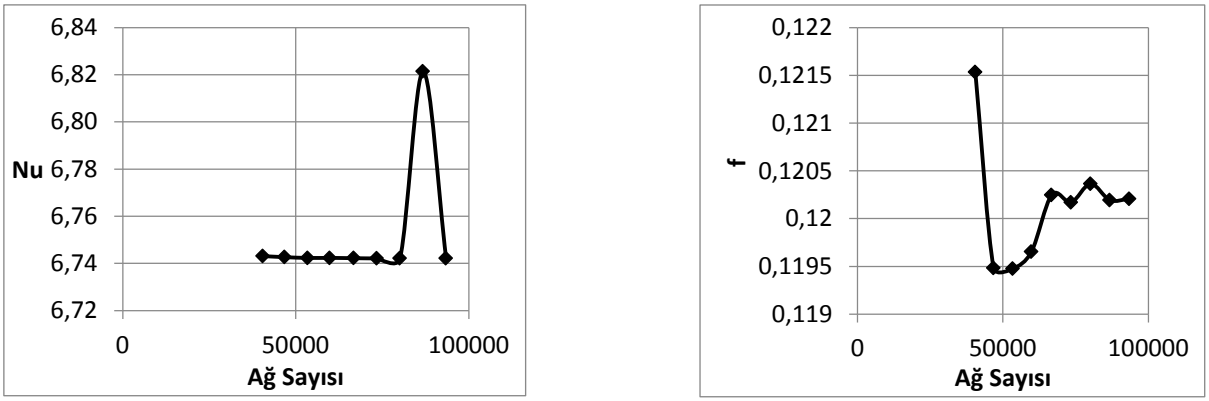
(a) (b)

Şekil 3.9: Kesim olmayan kanal için laminer modelde a)Nusselt sayısı b) Sürtünme faktörünün ağ sayısına bağlı değişimi



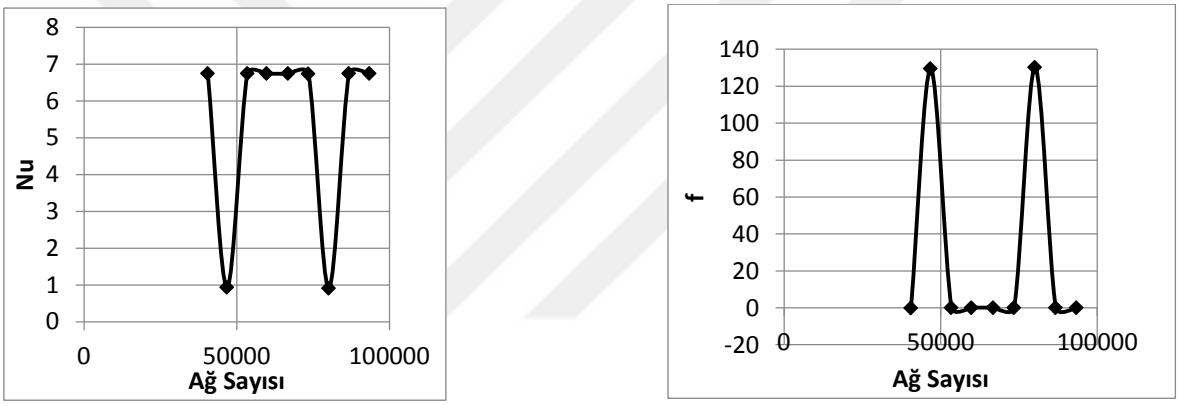
(a) **(b)**

Şekil 3.10: Durum 1 için laminer modelde a) Nusselt sayısı b) Sürtünme faktörünün ağ sayısına bağlı değişimi



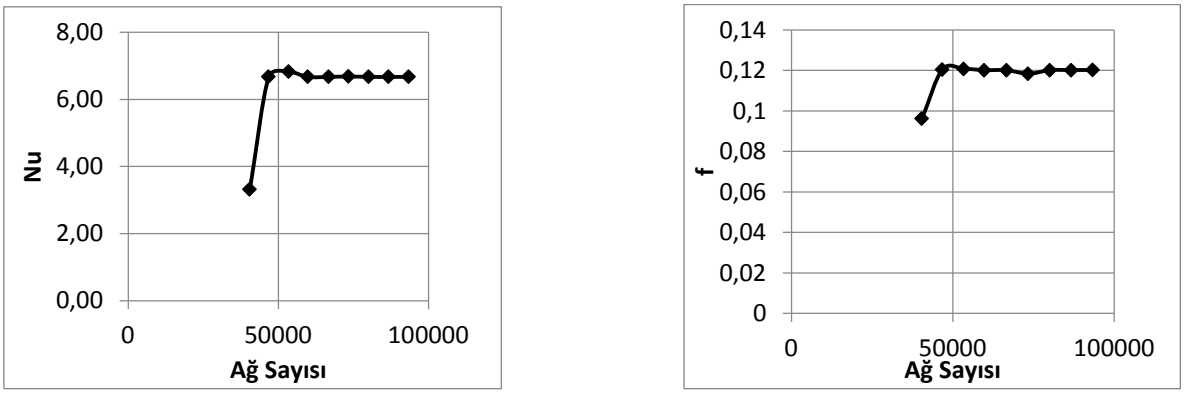
(a) **(b)**

Şekil 3.11: Durum 2 için laminer modelde a) Nusselt sayısı b) Sürtünme faktörünün ağ sayısına bağlı değişimi



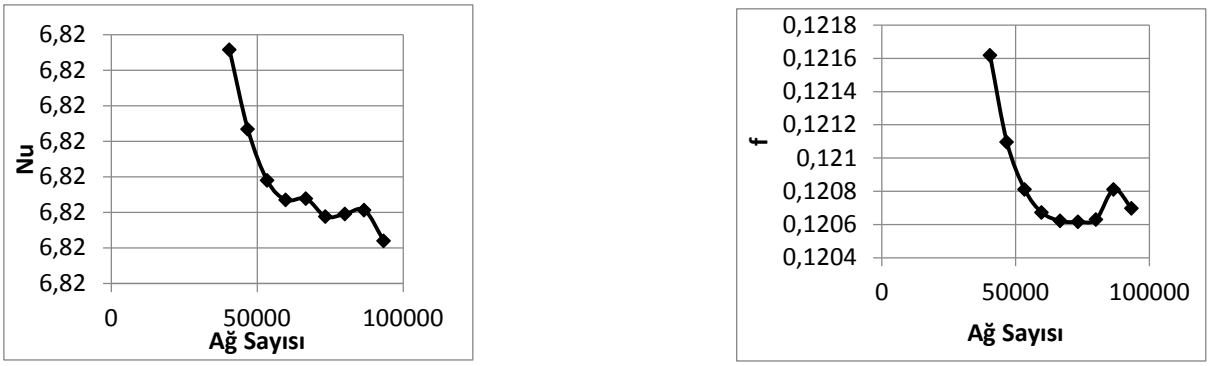
(a) **(b)**

Şekil 3.12: Durum 3 için laminer modelde a) Nusselt sayısı b) Sürtünme faktörünün ağ sayısına bağlı değişimi



(a) **(b)**

Şekil 3.13: Durum 4 için laminer modelde a) Nusselt sayısı b) Sürtünme faktörünün ağ sayısına bağlı değişimi

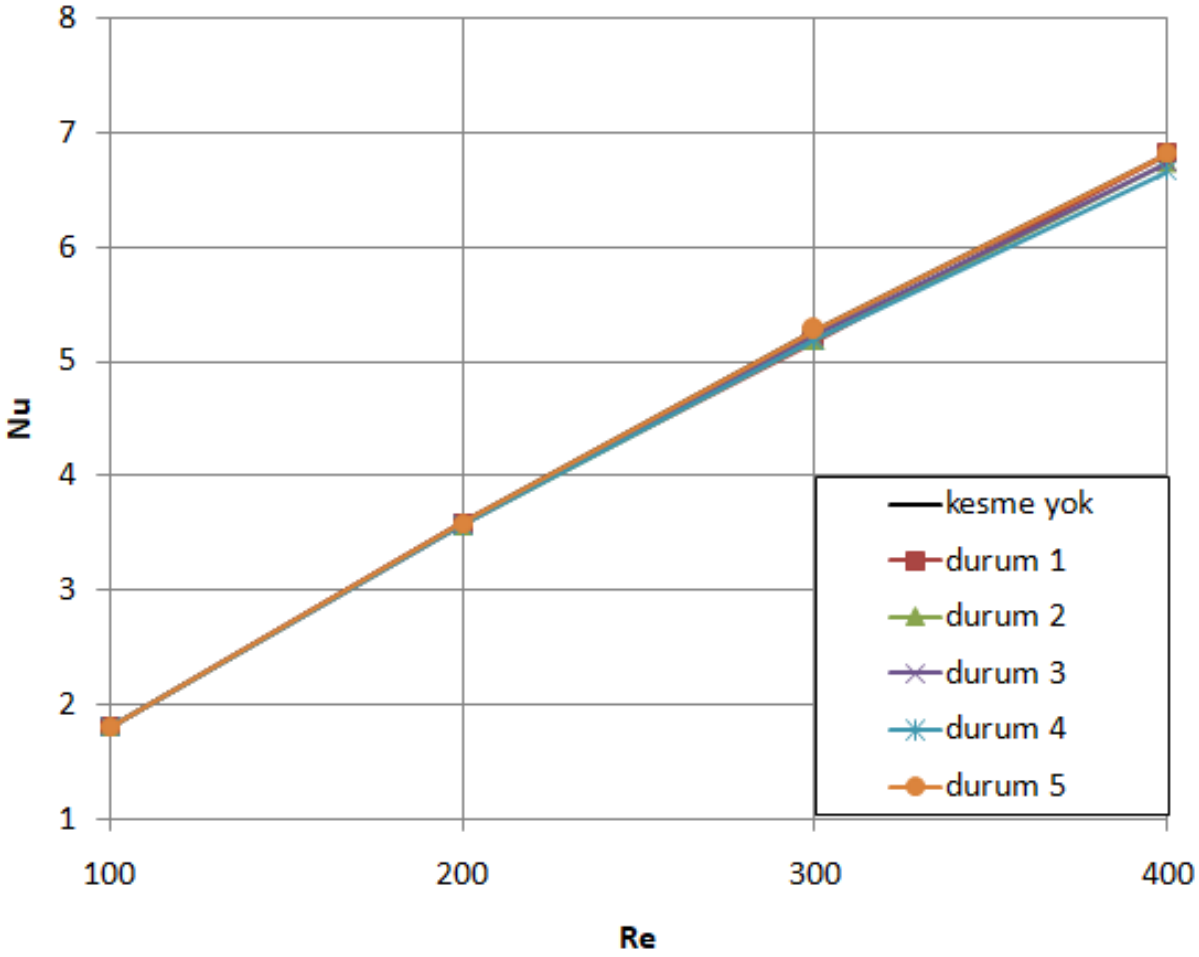


(a) **(b)**

Şekil 3.14: Durum 5 için laminer modelde a) Nusselt sayısı b) Sürtünme faktörünün ağ sayısına bağlı değişimi

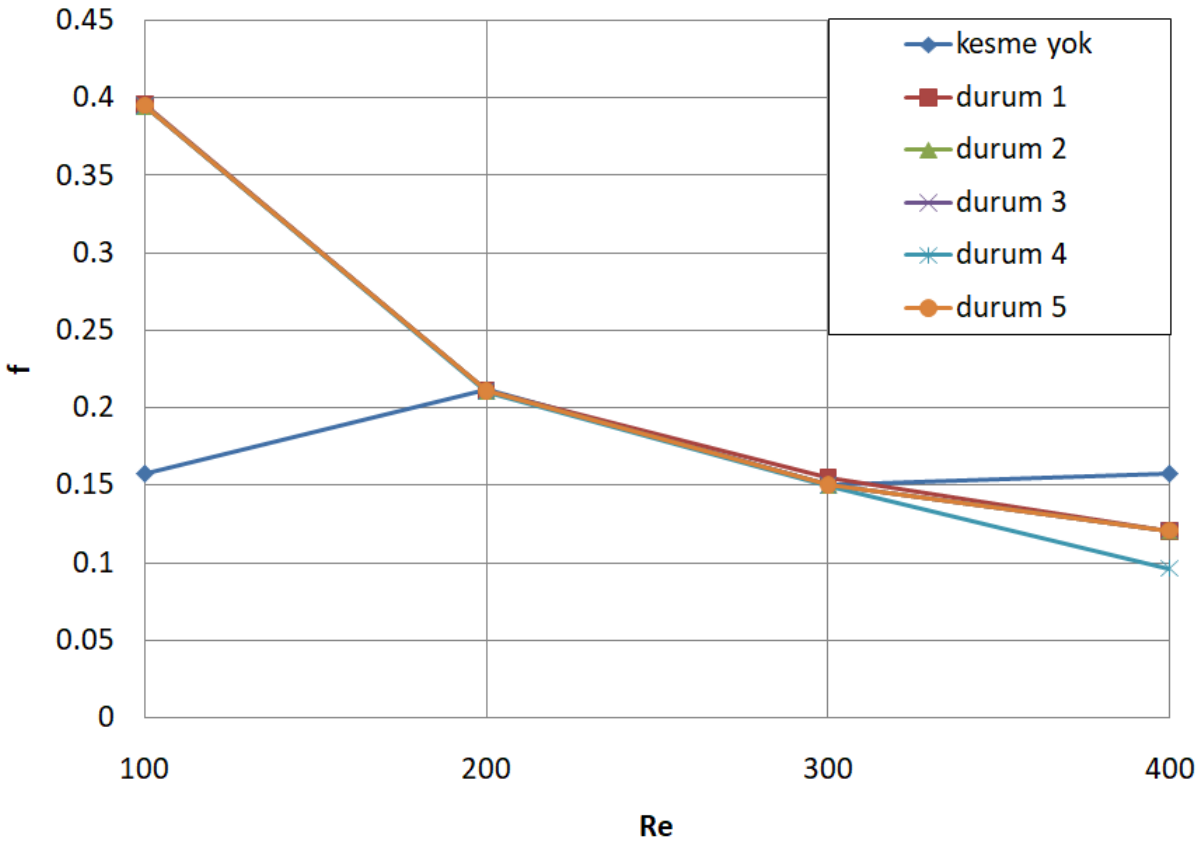
Şekil 3.11, 3.12, 3.13, 3.14 Reynolds laminer modelde ağ sayıları ile Nusselts sayısındaki ve sürtünme katsayısındaki (f) değişimi göstermektedir. Bu bağımsızlık çalışmasına göre Re=400 'de genel olarak 60x120 yani 80040 ve 60x130 yani 86760 sayısal ağdan sonra Nu sayısının ve sürtünme faktörünün değişimi çok azdır, bu nedenle bu ağ sayıları diğer Re=100, 200 ve 300'de Nu ve f'nin hesaplanmasında kullanılmıştır.

Tüm durumların sonuçları aşağıdaki grafiklerde (Şekil 3.9, 3.10 ve 3.11) gösterilmiştir. Şekil 3.15'de Re sayısına bağlı Nu sayısı grafiği gösterilmektedir.



Şekil 3.15: Re'ye bağlı Nusselt sayısı grafiği

Sadece bu grafiğe bakarsak Durum 5'teki pozisyonun (çapraz kesimin hatvenin 2. boğumunda yapıldığı durumun) optimum pozisyon olduğunu göstermektedir. Re'ye bağlı Nu sayısı grafiğinde durumların aralarındaki farkın çok küçük olması dolayısıyla optimum durumu bulmak Re'ye bağlı sürtünme faktörü grafiği ile Nusselt ve sürtünme faktörünün birlikte hesaba katıldığı Re'ye bağlı ısı iyileştirme faktörü (performans) grafiğine bakılmalıdır.



Şekil 3.16: Re'ye bağlı sürtünme faktörü grafiği

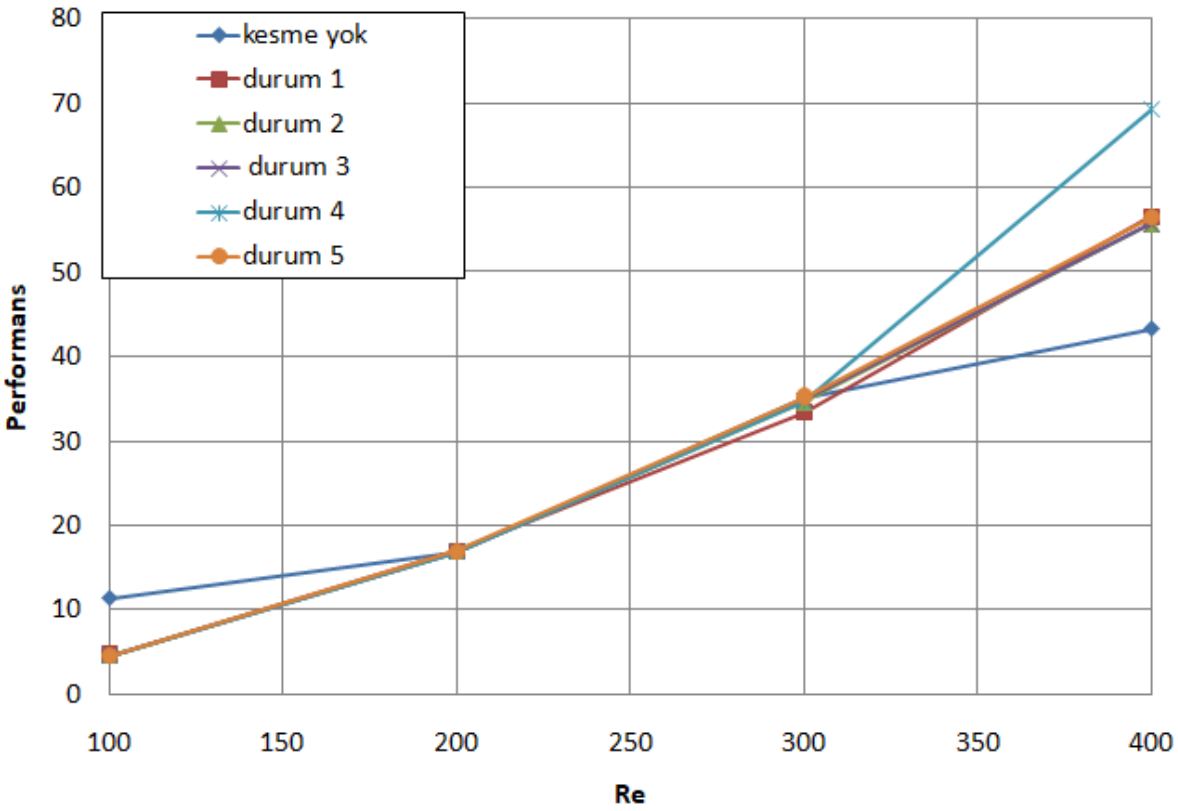
Şekil 3.16'da Re sayısına bağlı f faktörünün grafiği gösterilmektedir. f faktörünün Re sayısı arttıkça kesim olmayan dalgalı kanatçığa göre düştüğü, farklı Re sayılarında optimum durumun farklı olduğu görülmüştür. Bu sebepten ısı geçişi iyileştirme faktörü (performans) grafiğine de bakılmalıdır. Hem ısı transfer artışı hem de basınç düşüşündeki artış debi ile orantılıdır.

İkinci olarak, ısı transfer artışının basınç düşüşü artışına oranını değerlendirmek için j/f hesaplanmıştır. Şekil 3.17 kesim uygulanmamış dalgalı kanatçık ve çapraz-kesimli dalgalı kanatçıklar arasında j/f değerlerinin kıyaslanmasını göstermektedir.

j/f faktörü aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$j / f = \frac{Nu}{\mathrm{Re}\,\mathrm{Pr}^{1/3}} \frac{1}{f} \tag{1.15}$$

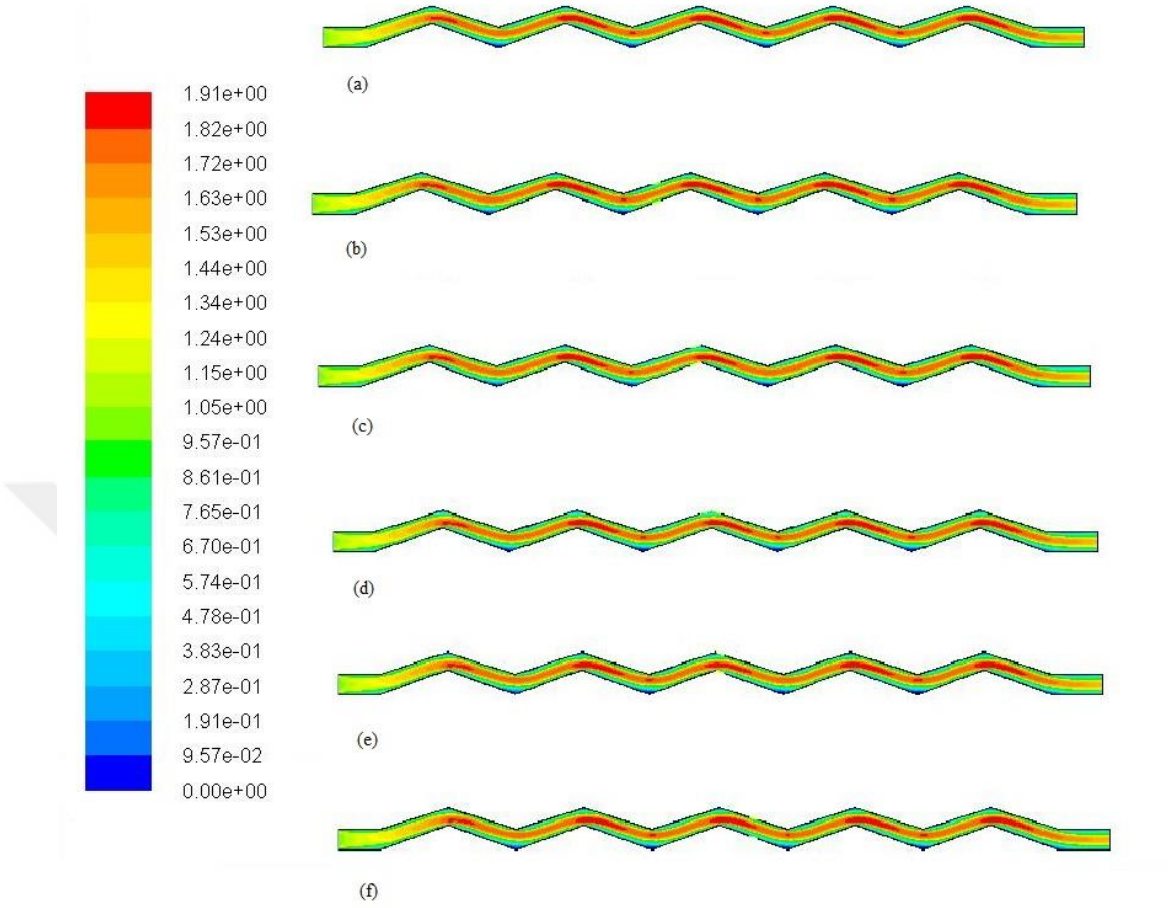
Isı geçişi iyileştirme faktörünün yüksek olması için, Nu sayısı yani taşınımla olan ısı geçişi yüksek olurken, sürtünme faktörü düşük olmaktadır.



Şekil 3.17: Re'ye bağlı ısı iyileştirme faktörü (performans) grafiği

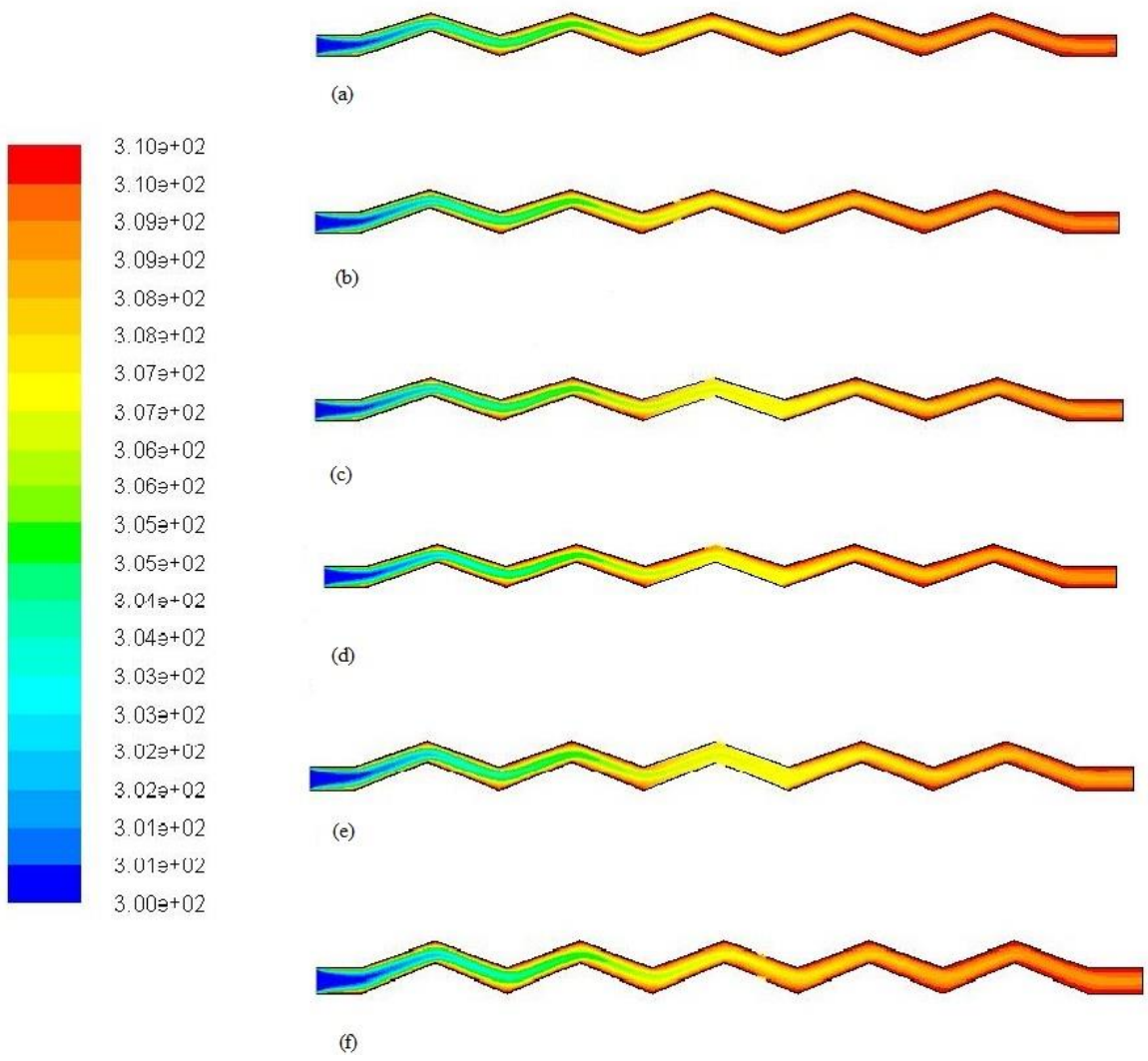
Düşük Reynolds sayılarında performanslar arasında fazla fark olmadığı görülmüştür. Daha önceki grafiklerde gördüğümüz gibi, Nusselt sayıları arasında fazla fark olmadığından ısı iyileştirme faktörü (performans) grafiğinde f'nin düşük olduğu değerler belirleyici olmuştur ve optimum çapraz kesim yerinin Durum 4'teki olduğu görülmüştür.

Sonuç olarak, çapraz kesim uygulanmış dalgalı kanatçığın j/f faktörü tüm durumlar için, Re=300'den sonra kesim olmayan dalgalı kanatçıktan büyük olmuştur. Durum 4'de kesim uygulanmamış bir dalga kanatçığa göre artan performansın sebebi çapraz-kesimden sonraki bölgede etkin bir biçimde oluşan ısıl sınır tabakası düzensizliğidir. Çapraz-kesim uzunluğunun iç akışın ortasındaki akımı bölmek için uygun olması nedeniyle, orta bölgedeki düşük sıcaklık akışı kanatçık duvarına etkin bir biçimde birleştirilebilir. Böylece, ısıl sınır tabakası ince olur, bu da ısıl performansın maksimize edilmesini sağlar. Ortadaki akışı etkin bir biçimde bölmek için çapraz-kesim uzunluğu aşırı kısadır. Düşük Reynolds sayılarında fazla bir değişiklik olmadığı, Re sayısı yükseldikçe değişikliğin arttığı görülmüş olup, asıl değişikliğin türbülanslı akışta olacağı öngörülmektedir.



Şekil 3.18: Re=400'de tüm durumların hız konturları a) Kesim olmayan kanal b)Durum 1 c) Durum 2 d) Durum 3 e) Durum 4 f) Durum 5

Şekil 3.18 'de kanalın tüm farklı durumları için hız konturları gösterilmiştir. Hız konturları laminer model çözümlerinden elde edilmiştir. Aynı giriş hızları kullanılmasına rağmen kanala farklı yerlerinde çapraz kesim uygulandığından dolayı birbirine yakın fakat farklı hız konturları elde edilmiştir. Kanal boyunca akışın geliştiği ve tüm kanal tipleri için son hatvelerde akış karakteristikleri aynı olduğu için son hatvelerde akışın geliştiği kabul edilmiştir. Bu şekilde Re=400 için elde sonuçlar sunulmuştur. Burda sunulmayan düşük Reynolds sayıları için de aynı akış karekteristikleri gözlemlenmiştir.



Şekil 3.19: Re=400'de tüm durumların sıcaklık konturları a) Kesim olmayan kanal b) Durum 1 c)Durum 2 d) Durum 3 e)Durum 4 f) Durum 5

Kanalın tüm durumlarına ait sıcaklık konturları Şekil 3.19'da gösterilmektedir. Duvarlardaki ısı akısı sebebiyle akış kanal içerisinde ilerledikçe sıcaklığı yavaş yavaş artmaktadır.

Durum 1 ve 2'de çapraz-kesim akış yönüne paralel uygulanmıştır. Isı transferinin, yalnızca çapraz kesim akım kontrolünün iç akışının hemen sınırında görünen 'tipik' ısıl sınır tabakası düzensizliği ile artması nedeniyle ısı transfer artışı büyük değildir. Diğer taraftan, Durum 3'te çapraz kesim dalga tepe noktasının hem önüne hem de arkasına uygulanmıştır. Çapraz-kesimden sonraki kanatçık duvarı akış istikametine paralel olmaması nedeniyle akışı bölebilir. Bu nedenle etkin ısıl sınır tabakası düzensizliği dalga tepe noktasının arkasında bulunabilir. Durum 4'teki tüm çapraz kesim akış istikametine paralel değildir. Maksimum etkin ısıl sınır tabakası

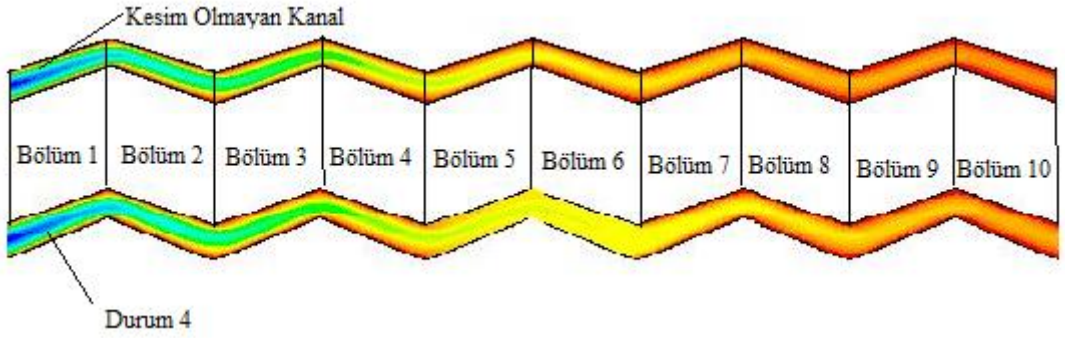
düzensizliğe ulaşılabildiği için ısı transfer artışı en yüksek seviyede olur. Durum 5'te de etkin ısıl sınır tabakası düzensizliğine ulaşılabilir, fakat ısı transfer performansının etkin olmadığı dalga tepe noktası bölgesi hala kalacaktır. Tüm hususlar dikkate alındığında, Durum 4 optimum çapraz-kesim pozisyonu olarak ortaya çıkmaktadır.

Bu bölümde, tüm durumların sıcaklık konturlarına bakarak çapraz-kesim dalgalı kanatçık analizi yapılmıştır. İlk olarak, çapraz-kesim akış kontrolü yalnızca uygulanan bölgeyi değil çapraz-kesimden sonraki tüm bölgeyi etkilemektedir. Kesim olmayan kanal ile çapraz kesim yapılmış kanallar karşılaştırıldığında çapraz-kesimden yapılan dalgadan önce, kesim uygulanmamış dalgalı kanatçık ile çapraz-kesim yapılmış diğer dalgalı kanallar arasında hiçbir fark yoktur. Fakat 3'üncü dalgada optimize edilmiş çapraz-kesimli dalgalı kanatçıkta ısıl sınır tabakası düzensizliğini görmek mümkündür.

Buna ilave olarak, çapraz-kesim bölgesinden sonra, düşük sıcaklık akışı sürekli olarak kanatçık duvarına bitişik hale gelmiş ve optimize edilmiş çapraz-kesimli dalgalı kanatçık bölgesi içinde akmıştır. Yani, çapraz-kesim akış kontrolü yalnızca 3'üncü dalga değil fakat 4'üncü ve 5'inci dalga akış dağılımlarını de etkilemektedir. Bu kesim uygulanmamış dalgalı kanatçık ve çapraz-kesimli dalgalı kanatçık arasında *Nu* değerleri karşılaştırıldığında doğrulanıyor. Nu aşağıdaki gibi hesaplanmıştır:

$$Nu = \frac{Q}{A(T_W - T_{in})} \frac{D_h}{k} = \left| \frac{\partial \theta}{\partial n^*} \right| \tag{1.16}$$

Akış karakteristikleri taşınımla ısı geçişini etkilediğinden, kanal geometirisi tasarlanırken, taşınımla ısı geçişini gözönünde bulundurulmalıdır.



dan

Şekil 3.20: Kesim Olmayan Kanal ile Durum 4'deki Kanalın Sıcaklık Kontürlerinin Kıyaslanması

Şekil 3.14'de optimum durum olan Durum 4 ile çapraz kesim olmayan kanalın kıyaslanması verilmiştir. İki durum arasında çapraz-kesimden önce herhangi bir farklılık bulunmamaktaydı. Diğer taraftan, çapraz-kesim yapılan bölgede, optimize edilmiş dalgalı kanatçığın *Nu* değeri, devir daim bölgesinin Bölüm 6'da bulunmasına rağmen kesim uygulanmamış dalgalı kanatçığa göre oldukça artmıştır. Buna ilave olarak, *Nu* değeri ifade edilen akış dağılımı nedeniyle çapraz-kesim bölgesinden sonra da (Bölüm 7 ve 8) artmıştır. Bölüm 9 ve 10'da ısıl sınır tabakasının yavaş yavaş eski haline gelmesiyle, çapraz-kesim dalgalı kanatçığın *Nu* değeri kesim uygulanmamış dalgalı kanatçık ile benzer hale gelmiştir.

4. SONUÇLAR

Bu çalışmada çapraz-kesim dalgalı kanatçığın ısı transfer performansı ve basınç düşüşü CFD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) simülasyonu ile değerlendirilmiştir. Optimum çapraz-kesim pozisyonunu bulmak için parametrik çalışmalar sunulmuştur. Önemli sonuçlar aşağıda sunulmuştur.

Çapraz kesim yapılmış bir dalgalı kanalda, kesim yapılmamış bir kanala göre hem Nusselt sayısının ve ısı taşınımının arttığı, hem de sürtünme faktörünün azaldığı böylece ısı geçişi iyileştirme faktörünün arttığı görülmüştür. Ayrıca Reynolds sayısı arttıkça ısı geçişi iyileştirme faktöründeki artış daha fazla olmaktadır. Bu yüzden çapraz kesimin

etkisinin asıl türbülanslı akışta olacağı öngörülmektedir. Dolayısıyla çapraz kesimle ilgili yapılacak ileriki çalışmalar türbülanslı akışta yapılmalıdır.

.

Çapraz-kesim akış kontrolü için optimum pozisyon dalga tepe noktasının hemen sonrasındaki bölgedir. Bu durumda, akış kanatçık duvarı tarafından bölünebilir, böylece etkin ısıl sınır tabakası düzensizliği bulunabilir. Kanatçık duvarının akımı bölmemesi nedeniyle ısıl sınır tabakası düzensizliği iç akışın hemen sınırında ortaya çıkar. Bu nedenle ısıl artış büyük değildir. Eğer dalga tepe noktası ile çapraz-kesim uygulanan bölge arasında mesafe bulunursa, etkin ısıl sınır tabakası düzensizliği bulunabilir, ancak ısı transfer performansının etkin olmadığı dalga tepe noktası bölgesi hala kalacaktır.

Çapraz-kesim akış kontrolü, yalnızca uygulanan bölgede değil çapraz-kesimden sonraki bölgenin tamamında etkili olmuştur. Bu düşük sıcaklık akışının sürekli olarak kanatçık duvarına bitişik olması ve çapraz-kesimden sonra akmasından kaynaklanmıştır. Böylece optimize edilmiş çapraz-kesimli dalgalı kanatçığın ısı transfer performansı, basınç düşüşündeki artıştan daha yüksek olmuştur.

KAYNAKLAR

Aslan E, *Sakarya University Journal of Science*, Numerical investigation for convection heat transfer and friction factor under pulsatile flow conditions, 1449-1457

Aslan, E.,Taymaz, I., İslamoğlu, Y., Engin, M., Ozcelik, G., Colpan, I., Karabas, G.,2017, *Dalgalı yüzeyli ısı değiştiricisi kanallarında hız ve sıcaklık alanlarının "RANS" tabanlı türbülans modelleri ile sayısal incelenmesi ve deneysel doğrulanması*, 2017 İzmir, 13. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 959-962.

Ansys-Fluent., 2012, *Ansys Fluent 14.5 user's guide*, Canonsburg, PA.

Çengel, Y.A., 2011, *Isı ve kütle transferi*, Üçüncü Basım, Güven Bilimsel, İzmir, ISBN: 9789756240410.
Çengel, Y.A. ve Cimbala, M.J., 2015, *Akışkanlar mekaniği*, Üçüncü Basım, Palme Yayıncılık, Ankara, ISBN: 9786053552741

Genceli, O.F.,, 2017, *Isı değiştiricileri*, Birsen Yayınevi, İstanbul.

Gun, W. K.,Hyun, M. L. ,Rhee, G. H., 2014, *Numerical studies of heat transfer enhancement by cross-cut flow control in wavy fin heat exchanger*, International Journal of Heat and Mass Transfer, 110-117.

Kakac, S.,Liu, H. ve Pramaunjaroenkij, A. , 2012, H*eat exchangers selection, rating and thermal design*, 3rd Edition, CRC Press, New York, ISBN: 9781439849903.

Kuppan, T. , 2000, . *Heat exchanger design handbook, Southern Railway Madras, India*

M. M. Ali andS. Ramadhyani, 1992, *Experimental heat transfer*, Experiments on convective heat transfer in corrugated channels, 175-193.

Moukalled, F., Mangani, L., Darwish, M., 2016, *The finite volume method in computational fluid dynamics*, Springer International Publishing, Switzerland, ISBN: 978-3-319-16874-6.

Webb, R. L., Kim, N. H., 2005, Principles of enchanced heat transfer, 2nd Edition, CRC Press, New York, ISBN 9781591690146

Sakr, M.,2014, *Heat and mass transfer, C*onvective heat transfer and pressure drop in V-corrugated channel with different phase shifts, 130.

Zeng, M *Techniques of heat transfer enhancement and their application (2016),* http://gr.xjtu.edu.cn/c/document_library/get_file?p_l_id=1402142&folderId=1739963&name=DLFE-31302.pdf, [12 Kasım 2018]

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler	
Adı Soyadı	Aslı Ören
Doğum Yeri	İstanbul
Doğum Tarihi	09.06.1982
Uyruğu	❒ T.C. ❒ Diğer:
Telefon	0532 798 19 17
E-Posta Adresi	orenasli@gmail.com
Web Adresi	



Eğitim Bilgileri	
Lisans	
Üniversite	İstanbul Üniversitesi
Fakülte	Mühendislik Fakültesi
Bölümü	Makine Mühendisliği
Mezuniyet Yılı	09.06.1982

Yüksek Lisans	
Üniversite	İstanbul Üniversitesi
Enstitü Adı	Fen Bilimleri Enstitüsü
Anabilim Dalı	Makine Teorisi ve Dinamiği Anabilim Dalı
Programı	Makine Mühendisliği

Doktora	
Üniversite	İstanbul Üniversitesi
Enstitü Adı	Fen Bilimleri Enstitüsü
Anabilim Dalı	Anabilim Dalı Adı
Programı	Program Adı

Makale ve Bildiriler