

**KOMBİLERDE KULLANILAN ISI DEĞİŞTİRİCİSİ FARKLI
KANATÇIK GEOMETRİLERİNİN KOMBİ VERİMİNE ETKİSİNİN
SAYISAL ANALİZİ**

Ali Rıza DAL

**DOKTORA TEZİ
MAKİNA EĞİTİMİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**AĞUSTOS 2007
ANKARA**

Ali Rıza DAL tarafından hazırlanan KOMBİLERDE KULLANILAN ISI DEĞİŞTİRİCİSİ FARKLI KANATÇIK GEOMETRİLERİNİN KOMBİ VERİMİNE ETKİSİNİN SAYISAL ANALİZİ adlı bu tezin doktora tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Doç. Dr. H. Mehmet ŞAHİN
Tez Yöneticisi

Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği ile Makine Eğitimi Anabilim Dalında Doktora tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan: : Prof. Dr. Şenol BAŞKAYA

Üye : Prof. Dr. Taner ALTINOK

Üye : Prof. Dr. Serdar YÜCESU

Üye : Doç. Dr. H. Mehmet ŞAHİN

Üye : Doç. Dr. Osman İPEK

Tarih : 23/08/2007

Bu tez, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygundur.

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada orijinal olmayan her türlü kaynağa eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

Ali Rıza DAL

**KOMBİLERDE KULLANILAN ISI DEĞİŞTİRİCİSİ FARKLI
KANATÇIK GEOMETRİLERİNİN KOMBİ VERİMİNE ETKİSİNİN
SAYISAL ANALİZİ
(Doktora Tezi)**

Ali Rıza DAL

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
Ağustos 2007**

ÖZET

Yapılan bu çalışmada; düz plakalı borulu ısı değıştircisi kanatçık ve borularında yapılan değışikler ile ısı transferi ve basınç düşümünün etkisi üzerine araştırma yapılmıştır. Gerçek bir ısı değıştircisinde, arasından yanmış gazların geçtiğı iki yarım kanatçık ve borudan oluşan bir model seçilmiştir. Yanmış gazın sıcaklık dağılımı, hız dağılımı ve basınç düşüşü değeri incelenmiştir. Elde edilen modellerde kanatçık açılarının dikey eksene göre değışimi, kanatçıklar arasındaki mesafenin optimum tespiti ve kanatçık ortasındaki borunun y ekseni boyunca değışiminin ısı transferine etkisi değışik model üzerinde incelenmiştir.

Yapılan sayısal hesaplamalarda, bir SAD bilgisayar programı olan Fluent, model çizimi ve ağ oluşumunda Gambit paket programı kullanılarak, temel korunum denklemleri kararlı rejimde, 3 boyutlu ve laminer akış şartlarında çözülmüştür. Tüm modellerde hem taşınım hem de iletimin olduğu bileşik ısı transferi çözümü yapılmıştır.

Sayısal hesaplar sonunda, ısı transferinin kanatçıkların eksenle yapılmış olduğu $\theta = 30^\circ$ eğik açıda, kanatlar arasındaki $L_z = 2,75 - 3$ mm ara mesafede ve boru

ekseninin $c_l = 16$ mm değerlerinde maksimum ısı transferi bulunmuştur. Üç farklı model için ortalama Nusselt sayıları sayısal olarak bulunarak, Reynolds ve Prandtl boyutsuz sayıları cinsinden korelasyon eşitlikleri verilmiştir. Ayrıca basınç düşümünden dolayı gerekli olan ilave enerji miktarı, kazanılan ısı transferi miktarına göre çok az değerde kaldığı tespit edilmiştir. Bu çalışmada, elde edilen sonuçlar literatürdeki sonuçlarla uyum içerisinde olduğu görülmüştür.

Bilim Kodu : 708.3.015
Anahtar Kelimeler : SAD, Bileşik Isı Transferi, Basınç Düşüşü, Düz Plakalı-Borulu Isı Değiştiricileri
Sayfa Adedi : 101
Tez Yöneticisi : Doç. Dr. H. Mehmet ŞAHİN

**NUMERICAL ANALYSIS OF THE EFFECT ON THE COMBI BOILER
EFFICIENCY OF HEAT EXCHANGER DIFFERENT FIN GEOMETRIES
USED IN THE COMBI BOILERS
(Ph. D. Thesis)**

Ali Rıza DAL

**GAZI UNIVERSITY
INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY
August 2007**

ABSTRACT

In this study, variations of the fin and tube of a plain-fin-tube heat exchanger with effects on the heat transfer and pressure drop were investigated. In the actual heat exchanger, two half fin between across the flue gas and tube were selected as a model. The temperature distribution, velocity distribution and pressure drop of the flue gas were studied. In the obtained models, variation of fin angles, the optimum distance of the fin spaces and the changing of (y) axis of the tube at the fin center to the effect of the heat transfer were investigated with different models.

In the numerical calculations, the basic conservation equations in steady-state, three-dimensional (3-D) and laminar flow conditions were solved using a CFD computer code, the FLUENT and by GAMBIT software in the model drawing and meshed. Conjugate heat transfer both conduction and convection was analysed for all models.

In the end of the numerical calculations, the maximum heat transfer has been found in the inclined fin angle $\theta = 30^\circ$, distance between fin space $L_z = 2,75 - 3$ mm and tube axis value of $c_l = 16$ mm. Average Nusselt numbers were determined numerically for three different models and correlation equations

were given analytically as functions of Reynolds and Prandtl numbers. Furthermore, the required additional energy value due to pressure drop has been determined too small according to gain heat transfer value. In this study, the obtained results have been seen in a good agreement with the results in the literature.

Science Code : 708.3.015
Key Words : CFD, Conjugate Heat Transfer , Pressure Drop, Plate
Fin-Tube Heat Exchangers
Number of page : 101
Adviser : Assoc. Prof. Dr. H. Mehmet ŞAHİN

TEŞEKKÜR

Yapmış olduğum tez alışmam boyunca yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren tez danışmanım Doç. Dr. H. Mehmet ŞAHİN hocama, tez çalışmam esnasında bilgi ve tecrübelerinden faydalandığım Prof. Dr. Sümer ŞAHİN ve Prof. Dr. Mustafa İLBAŞ hocalarıma, ve tezimin tüm aŐamalarında bilgilerinden faydalandığım TİK Üyesi Prof. Dr. Serdar YÜCESU ve Doç. Dr. Osman İPEK hocalarıma teŐekkürü bir borç bilirim. Ayrıca teknik ve kurumsal desteklerinden dolayı Erciyes Üniversitesi ve Gazi Üniversitesine, çalışmalarım esnasında maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen aileme ve arkadaşlarıma teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ÇİZELGELERİN LİSTESİ	xi
ŞEKİLLERİN LİSTESİ	xii
RESİMLER LİSTESİ	xiv
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xv
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR ÇALIŞMASI.....	6
3. PROBLEMİN TANIMI	16
3.1. Geometrik Model ve Ağ yapısı.....	16
3.1.1. Sayısal ağ üretimi.....	18
3.1.2. Sınır şartları ve gerekli kabuller.....	21
3.1.3. Akışkanın Fiziksel özellikler	25
4. ÇÖZÜM YÖNTEMİ.....	29
4.1. Temel Denklemler.....	29
4.2. Korunum Denklemleri	29
4.2.1. Kütlelenin korunumu	29
4.2.2. Momentumun korunumu.....	30
4.2.3. Enerjinin korunumu	31
4.3. Isı Değiştiricilerinde Kullanılan Temel Denklemler.....	31

	Sayfa
4.3.1. Isı iletimi	32
4.3.2. Isı taşınımı	33
4.4. Sayısal Akışkanlar Dinamiği	386
4.4.1. Akışın modellenmesi	38
4.4.2. Sonlu hacimler metodu	39
4.4.3. Fluent programı	39
4.5. Sayısal Çözüm Yöntemi	40
4.5.1. Ayrık çözüm yöntemi	40
4.5.2. Denklemlerin cebirsel olarak çözümü	42
4.5.3. Denklemlerin ayrık hale getirilmesi	43
4.5.4. Kalıntıların hesaplanması	49
4.5.5. Rahatlama faktörü	52
5. PROBLEMİN ÇÖZÜMÜ VE SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ	53
5.2. Kanatçıklar Arası Optimum Mesafenin Tespiti	68
5.3. Kanatçık İçindeki Borunun Optimum Eksenel Mesafesi	78
6. SONUÇ VE ÖNERİLER	88
6.1. Sonuçlar	88
6.2. Öneriler	90
KAYNAKLAR	92
EKLER	97
EK-1 SAD çözümünde kullanılan programların ana menüleri	98
ÖZGEÇMİŞ	101

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 3. 1. Yanmış havanın sıcaklığa bağlı olarak alınan değişim değerleri.....	27
Çizelge 3. 2. Bakır ve suyun fiziksel özellikleri	27
Çizelge 3. 3. Yanmış havanın kanatçıklara giriş değerleri	28
Çizelge 5. 1. Eğik açılı modellerde elde edilen ısı transferi ve basınç düşüşü karşılaştırması	59
Çizelge 5. 2. Farklı kanatçık açılarındaki boşlukların ($z=3,5$ mm) sabit alınarak yapılan çalışmanın karşılaştırması	60
Çizelge 5. 3. Kanatçık arası boşlukların değişiminin karşılaştırması	71
Çizelge 5. 4. Borunun y eksenine boyunca değişiminin karşılaştırması.....	80

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 3. 1. Analizde kullanılan iki kanatçık parçası ve borunun şematik görünümü ile boyutları [mm]: ((a) $L_z=3,5$, (b) $a_1 = 13,5$, $b_1 = 6,5$, $c_1 = 21$, $d_1 = 1,5$, $e_1 = 5$, $f_1 = 2$, $g_1= 0,5$, $L_H= 6$)).....	17
Şekil 3. 2. Toplam ısı transferi ile iki düğüm arasındaki mesafe değerlerinin tespiti	19
Şekil 3. 3. Çalışılan model geometri	20
Şekil 3. 4. Model parçanın sayısal ağı yapısı.....	21
Şekil 4. 1. Sayısal akışlar dinamiği ve ısı problemi çözüm akış şeması	37
Şekil 4. 2. Fluent programı ayırık çözüm yöntemi akış şeması	41
Şekil 4.3. Üç boyutlu çözüm alanının ağ düzeni kullanılarak ayırık kontrol hacimleri . ile tanımlanması	44
Şekil 4. 4. Üç boyutlu P_1 düğümü etrafında hesaplama hücresinin gösterimi	44
Şekil 4. 5. Bir boyutlu P noktası etrafındaki hesaplama hücresi gösterimi.....	47
Şekil 4.6. Çözümü yakınsamış bir problemde değişkenler için elde edilen iterasyon .. (kalıntı) değerleri.....	51
Şekil 5.1. Çalışılan modelin onikide birlik şematik görünümü ve kanatçık boyutları [mm]: ($a_1 = 13,5$, $b_1 = 6,5$, $c_1 = 21$, $d_1 = 1,5$, $e_1= 5$, $f_1 = 2$, $g_1= 0,5$, $L_H= 6$)	54
Şekil 5.3. Ticari kanatçık borulu ısı değiştiricisinin şematik görünümü ($\theta= 0^\circ, 5^\circ, 10^\circ, 15^\circ, 20^\circ, 25^\circ, 30^\circ$)	57
Şekil 5.4. θ açısı değerine bağlı olarak suya geçen ısı transferindeki artış.....	58
Şekil 5.5. θ açısı değerine bağlı olarak ilave güç değerindeki değişim.....	58
Şekil 5.6. $\theta= 0^\circ-30^\circ$ açısal eğimde boru arkasındaoluşan vektörel hız dağılımı.....	62
Şekil 5.7. $\theta=0^\circ-30^\circ$ açısal eğim ile iki kanatçık yüzeyinde oluşan sıcaklık dağılımı	63
Şekil 5.8. $\theta= 0^\circ-30^\circ$ açısal eğim ile iki kanatçığın orta merkezinde oluşan sıcaklık dağılımı.....	65

Şekil	Sayfa
Şekil 5.9. θ açısı değerine bağlı olarak Ortalama Nusselt sayısı değişimi.....	66
Şekil 5.10. θ açısı değerine bağlı olarak Re sayısı değişimi.....	67
Şekil 5.11. θ açısı değerindeki değişimin fonksiyonel ifadesi.....	68
Şekil 5.12. Kanatçık arasındaki L_z mesafesinin şematik görünümü	69
Şekil 5.13. L_z mesafesine göre suya geçen ısı değeri değişimi.....	70
Şekil 5.14. L_z mesafesine bağlı basınç düşüşü.....	70
Şekil 5.15. Nu sayısının L_z mesafesine göre değişimi.....	72
Şekil 5.16. $L_z = 1,5-8$ mm mesafesinde kanatçıkların yüzeyinde oluşan sıcaklık dağılımı	73
Şekil 5.17. Re sayısının kanatçıklar arasındaki mesafeye göre değişimi.....	74
Şekil 5.18 $L_z = 1,5-8$ mm mesafede iki kanatçığın orta merkezinde oluşan sıcaklık dağılımı.....	75
Şekil 5.19. $L_z = 1,5-8$ mm mesafede boru arkasındaoluşan vektörel hız dağılımı...	76
Şekil 5.20. L_z ara mesafe değerindeki değişimin fonksiyonel ifadesi.....	78
Şekil 5.21. Boru ekseninin y eksenini boyunca değişiminin şematik görünümü	79
Şekil 5.22. $c_l = 16-25$ mm boru eksenini değişiminde kanatçıkların yüzeyinde oluşan sıcaklık dağılımı.....	80
Şekil 5. 23. $c_l = 16-25$ mm boru eksenini değişiminde hızın vektörel olarak değişimi.	82
Şekil 5.24. Reynolds sayısı ile c_l mesafesi değişimi.....	83
Şekil 5.25. Basınç düşüşü ile c_l mesafesi değişimi.....	84
Şekil 5. 26. $c_l = 16-25$ mm boru eksenini değişiminde iki kanatçığın orta merkezinde oluşan sıcaklık dağılımı.....	84
Şekil 5.27. Ortalama Nusselt sayısı ile c_l mesafesi değişimi.....	86
Şekil 5.28. c_l mesafesindeki değişimin fonksiyonel ifadesi.....	86

RESİMLER LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 4. 1. Ticari kanatçıklı borulu bir model ısı değiştiricisi.....	39

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış olan simgeler, indisler ve kısaltmalar açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklama
a	Kontrol hacimde lineerize katsayılarını
a_1	Boru elipsin büyük yarıçapı, mm
A	Yüzey alanı, m ²
b	Kaynak
b_1	Boru elipsin küçük yarıçapı, mm
c	Kaynak lineerizasyon katsayısı
c_p	Özgül ısı, J/kg.K
c_1	Boru elipsin merkezi, mm
d_1	Boru elipsin et kalınlığı, mm
D_H	Hidrolik çap, m
e_1	Kanatçık üstü elipsin büyük yarıçapı, mm
f_1	Kanatçık üstü elips küçük yarıçapı, mm
F	Sürtünme direnci
g	Yerçekimi ivmesi, m/s ²
g_1	Kanatçık et kalınlığı, mm
h	Isı taşınım katsayısı, W/m ² K
$H_{çu}$	Çıkan toplam entalpi, kJ
H_{gir}	Giren toplam entalpi, kJ
k	Isı iletim katsayısı, W/m.K
L	Uzunluk, m
L_H	Kanatçık yüksekliği, mm
L_z	İki kanatçık arası mesafe m
L_M	Katsayılar matrisi
\dot{m}	Kütleli debi, kg/s

Simgeler	Açıklama
Nu	Ortalama Ortalama Nusselt sayısı
Δp	Basınç düşüşü, N/m ²
P_g	Basınç düşüşünden dolayı kaybolan güç, W
Pe	Peclet sayısı
Pr	Prandtl sayısı
q	Isı akısı miktarı, W/m ²
Q	Bir mol yakıt için ısı geçişi, kJ
\dot{Q}	Isı transferi, W
r	Yarıçap, m
R	Kalıntı
Re	Reynolds sayısı
R^a	Boyutsuz kalıntı
S_p	Kaynak terimi
S_u	Kaynak teriminin sabit kısmı
S_ϕ	Birim hacim başına ϕ kaynağı
\vec{S}	Kaynak terimleri vektörü
t	Zaman, s
T	Sıcaklık, K
T_i	Giriş sıcaklığı, K
T_s	Yüzey sıcaklığı, K
T_∞	Ortam sıcaklığı, K
u	Hızın x-yönündeki bileşeni, m/s
v	Hızın y-yönündeki bileşeni, m/s
V	Hacim, m ³
\dot{V}	Hacimsel debi, m ³ /s

Simgeler	Açıklama
w	Hızın z-yönündeki bileşeni, m/s
W	Bir mol yakıt için iş etkileşimi, kJ
α	Isıl yayılım katsayısı
β	Isıl genleşme katsayısı, 1/K
Γ	Difüzyon katsayısı
δ	Hız sınır tabaka kalınlığı, m
δ_T	Isıl sınır tabaka kalınlığı, m
Δx	Ara mesafe, m
η	Isı akılarındaki değişim miktarı
μ	Dinamik viskozite, kg/s.m
γ	Kinematik viskozite, m ² /s
ρ	Yoğunluk, kg/m ³
ϕ	Bağımlı değişken
ϕ_f	ϕ 'nin f yüzeyindeki değeri
$\vec{\phi}$	Her bir değişken için çözüm vektörü
∇^2	Laplasyon operatörü

İndisler**Açıklama***E,e*

Doğu

H,h

Yüksek

i

Eleman

L,l

Düşük

N,n

Kuzey

n

Eleman sayısı

nb

Komşu hücreler

P

Hücre merkezi

S,s

Güney

x,y,z

Kartezyen koordinat sistemi

W,w

Batı

Kısaltmalar**Açıklama***çal*

Çalışma yapılan ısı değiştiricisi

Div

Diverjans

Grad

Gradyant

LUTD

Logaritmik ortalama sıcaklık farkı

NTU

Etkinlik geçiş birimi sayısı

ref

Literatürdeki referans kabul edilen çalışma

SAD (CFD)

Sayısal akışkanlar dinamiği

1.GİRİŞ

Günümüzde, kalkınmanın en önemli girdilerinden biri olan enerji, küreselleşmenin de etkisi ile ulusal ve uluslar arası boyutta alınan ve satılan bir ürün halini almıştır. Enerjiyi ucuza üretmek, kadar kullanmak, çevre ve insan sağlığı açısından tehlike arz etmeyecek şekilde enerji üretimi yapmak, sürdürülebilir bir kalkınma anlayışı bakımından kaçınılmaz olmuştur. Enerji, bir ülkenin sosyal, kültürel ve ekonomik yönden kalkınabilmesi için oldukça önem arz etmektedir. Nüfus artışı, teknolojik gelişmeler ve ekonomik kalkınma ile artan refah seviyesi insanların yeni tüketim alışkanlıkları kazanmasıyla beraber ülkelerin enerji talepleri de hızla artmaktadır. Her ne kadar teknolojik gelişmeler, enerji açısından tasarrufa yönelik icatları beraberinde getirirse de, ekonomik kalkınmaya bağlı olarak insan topluluklarının artan konfor ihtiyacını karşılamaya yönelik pek çok yeni teknolojik ürün de her geçen gün artan nüfusun kullanımına sunulmaktadır. Gelişme çabasındaki Türkiye'nin karşılaştığı en önemli sorun, ekonomik kalkınmanın lokomotifi olan enerjiyi temin etmektir. Ülkemiz enerji yönünden büyük oranda dışa bağımlıdır.

Enerjiyi elde etmenin değişik yolları vardır. Günümüzde fosil yakıtlar (kömür, fuel-oil vb.) temel enerji kaynağıdır. Dünya üzerindeki sınırlı fosil yakıt rezervleri, bilim adamlarını fosil yakıtın yerini alacak yeni kaynaklara ve varolan mevcut kaynakların verimli kullanılması için araştırmalara yöneltmiştir. Teknolojik gelişmeler, bu doğal kaynakların gereksiz ve aşırı tüketimini olumsuz bir şekilde etkilemektedir [1].

Enerji ihtiyacını karşılamak amacıyla yapılan tüm ısı uygulamalarında maliyet, verim ve çevresel etkenler önem arz etmektedir. Sistemler tasarlanırken bu etkenlere bağlı olarak sistemi meydana getiren unsurların incelenmesi gerekmektedir. Sistemin verimine etki eden parametrelerin çok iyi bir şekilde belirlenmesi; dizayn edilen sistemin uygun şartlar altında çalışmasının sağlanması ile buna bağlı olarak konfor şartlarının da yerine getirilmesi kaçınılmaz hale gelmiştir. Teknolojik gelişmeler, enerji tasarrufuna yönelik birçok icadı beraberinde getirmiştir. Ancak, ekonomik kalkınmaya bağlı olarak, her geçen gün insan topluluklarının artan konfor ihtiyacını karşılamasına yönelik yeni teknolojik gelişmelerdeki enerji tüketen bir çok ürün, artan nüfusun kullanımına arz edilmektedir. Isıl uygulamalarda sistemleri meydana

getiren en önemli elemanlardan biride ısı değiştircileridir. Bu nedenle ısı değiştircilerinin optimum dizaynı sistemin verimini doğrudan etkilemesinden dolayı önem arz etmektedir.

Isı değiştircilerinde temel amaç, ısının bir akışkandan diğer bir akışkana maksimum şekilde transferini sağlamaktır. Isı değiştircilerinde ısı transferinin artırılması, enerji tasarrufu ve enerjinin verimli ve etkin kullanımı anlamına gelmektedir. Isı değiştircileri sanayinin birçok alanında çok yaygın olarak kullanılmaktadır. Bir ortamdan diğer bir ortama aktarılan ısı miktarının artırılmasında, akışkan debisini artırmak veya ısı transfer yüzeyini; çeşitli profildeki kanatlar, pimler gibi ilave yüzeylerle artırarak ısı transfer miktarı artırılır. Bununla beraber, belirli bir büyüklükteki yüzeyden daha fazla ısının geçişini artırmak arzu edilir. Bu nedenle ısı değiştircilerinde kullanılan kanatçıkların uygulama alanları geniş bir yer tutmaktadır.

Isı değiştircileri, konstrüksiyon geometrisine, akışkan yoğunluğuna, akış düzenlemesine, akış sayısına, ısı transfer mekanizmalarına ve uygulama alanlarına göre farklılıklar arz etmektedir. Isı değiştircileri, hareketli ve hareketsiz elemanlardan oluşur. Hareketli elemanlar; fan, sirkülasyon pompası gibi parçalar, hareketsiz elemanlar ise manifoldlar, tanklar, sızdırmazlık elemanları, giriş çıkış memeleri gibi parçalardır. Ortamın şekline uyacak biçimde çeşitli tiplerde yapılmaktadır. Yapmış oldukları görevlere göre ısıtıcı, soğutucu, buharlaştırıcı, yoğuşturucu, aşırı ısıtıcı gibi isimlendirilmektedir [2].

Genellikle ısı veren ve alan akışlar sürekli akarlar. Bu akış sırasında ısı tranferi ortaya çıkmaktadır. Isı veren akışkanın sıcaklığı düşerken, ısı alan akışkanın sıcaklığı yükselmektedir. Çoğunlukla ısı değiştircilerinde akışkanlar, birbirleri ile karışmayacak şekilde ısı iletiminin doğrudan yapıldığı ve metal malzemenin tercih edildiği bir yüzey ile birbirinden ayrılırlar. Bu tip ısı değiştircileri yüzeyli veya reküperatif olarak bilinirler [3].

Isı değiştircilerinde ısı geçiş katsayısının yükseltilmesi istenir. Isı transfer yüzeyinin her iki tarafında da ısı geçiş katsayısının birbirine yakın olması çok önemlidir. Aksi takdirde ısı geçiş katsayısının düşük olduğu yüzey ısı geçişini arzu edilmeyecek derecede etkilemektedir. Yüksek basınç altındaki gazlar genellikle ısı değiştircilerindeki borular içerisinden geçirilirken daha düşük basınç veya evre basıncındaki gazlar boruların dışından geçirilir. Bu gibi hallerde boruların iç yüzeyindeki ısı geçiş katsayısı boruların dış yüzeyindeki ısı geçiş katsayısından daha büyük olabilir. Bu takdirde boruların dışındaki ısı geçişini daha etkin hale getirmek için çapraz akış uygulanmaktadır. Kanatlı düzlem levhalarla ısı tranferinde akışkan genellikle kanat yüzeylerine paralel doğrultuda akar. Kanatlı borularda bu akış doğrultusu genellikle boru eksenine dik doğrultuda olduğundan çapraz veya çapraz-zıt doğrultudadır. Çapraz akışda daha iyi sonuç alındığından kanatlı boruların dışında da bu akış şekli tercih edilmektedir. Kanatlı yüzeylerden ısı geçişini, kanat geometrisi ile kanat düzeni etkilemektedir [4].

Bir iletkenin yüzey alanı büyüdükçe ileceği ısı miktarı artmaktadır. Bir küçük boru demeti bir tek boru yüzeyinden daha çok yüzey alanına sahiptir. Isı değiştircilerinde ısı transfer yüzeyinin artırılması için, bir tek boru yerine bir demet küçük boru kullanılmaktadır. Isı değiştircilerinde, borular düz veya kanatçıklı olarak kullanılır. Kanatçıkların kesit alanları farklılık arzedebilir. Kanatçık malzemesi ile boru malzemesi aynı veya farklı olabilir. Farklı olması halinde sıkı geçme, kaynak, lehim veya benzeri usullerle yüzeye tespiti yapılır. Burada ısıl temasın tam olması bilhassa istenir. Kanatçıklı boru kullanımının amacı; ısı transfer edilen yüzeyinin artırılmasıdır [5].

Kanatçıklar genel olarak, hacimsel ısıtmalarda, gaz soğutmalı motorlarda silindirler üzerinde kullanılan kanatlar, gaz türbinlerinde kanatlar, su soğutmalı motorlarda kullanılan radyatörler, elektrik güç motorlarında, bilgisayar işlemcilerinde, soğutma ve ısıtmada kullanılan kanatlar birçok ısıtma ve soğutma sistemlerinde kullanılmaktadır.

Günümüzde uygulamalarda yaygın olarak kullanılan kanatçıklı ve borulu tipteki ısı değiştiricileri ile ilgili Isı Mühendisliği alanında oldukça fazla uygulamalar vardır. Çeşitli tipteki kanatçık örnekleri; düz, panjurlu, dış bükey ve dalgalı tipte yapılmaktadır. Bunların bir çoğu düz kanatçık yapısında olanlar, ısı değiştiricisi uygulamalarında oldukça sık kullanılmaktadır. Bunun sebebi imatları oldukça basit, sağlam ve ekonomik yapıda olmalarından dolayıdır. Isı değiştiricilerinde kullanılan tipik tüp geometrileri dairesel ve eliptik olanlardır.

Düz kanatçıklı ve tüplü ısı değiştiricileri çok geniş kullanım alanlarından dolayı birçok bilim adamı tarafından araştırılmıştır. Bu araştırmalar bir ısı değiştiricisinde basınç düşümünün ısı transferi üzerine etkilerini belirlemiştir. Fakat geometrik parametrelerin etkileri, kanatçık tipi ve boyutu üzerine sayısal olarak incelenmesi bugüne kadar çok az sayıda yapıldığı görölmektedir [6].

Bu çalışmada, uygulamada yaygın olarak kullanılan düz plakalı boru tipli ısı değiştiricileri, kanatçık yüzeyinin ısı transferi ve basınç düşümüne etkisi, kanatçık açısının değişimi, kanatçık aralıkları ve kanatçık tüpünün optimizasyonu sayısal olarak incelenmiştir. Geliştirilen model geometrik yapıların değişimi ile sonuçlar normalize edilerek maksimum ısı transferini veren model yapı bulunmuştur. Küçük yanma odalarında kullanılan tek sıra borulu düz kanatçık tipindeki ısı değiştiricilerin sayısal bilgisayar tekniği kullanılarak, kanat verimlerinin artırılmasına yönelik farklı geometrik parametreler için çalışmalar yapılmıştır. Bu oluşturulan model yapılarda sırasıyla, kanatçıklar ile boru arasındaki aç değişimi, iki kanatçık arası mesafenin ısı transferine etkileri, boru merkezinin y eksenini boyunca değişimi ile ısı değiştiricisinde basınç düşümüne karşı ısı transferinin etkileri araştırılmıştır. Kombi içerisinde yakıt olarak kullanılan metan (CH_4) yakılarak, yanma sonu ürünleri kombi kanatçıkları arasından geçerken yanmış gaz olarak hava kabul edilmiştir. Kombi kanatları arasından yanma sonu ürünlerinin geçişi esnasında oluşan hız ve sıcaklık dağılımları, ayrıca yanma sonu ürünleri ısısının boru içinden geçen suya transfer edilmesi her bir model durumu göz önüne alınarak, Sayısal Akışkanlar Dinamiği (SAD) yöntemi kullanılarak hesaplanmıştır. Bu maksatla, sonlu hacimler metoduna dayalı SAD yöntemi ile hesaplanma yapan Fluent 6.0 programından faydalanılmıştır. Fluent

alıştırılırken, geometrik çizimlerin ve ağların oluşturulmasında yardımcı olan Gambit 2.0 programdan yararlanılmıştır.

2. LİTERATÜR ÇALIŞMASI

Isı değiştiricileri konusunda çok sayıda deneysel çalışmalar yapılmıştır. Deneysel alışmalar güvenilirlik bakımından tercih edilmelerine karşın, yüksek maliyet, uzun zaman gerektiren ve yapılması mümkün olmayan karmaşık problemlerde uygulanamamaktadır. SAD yöntemi, karmaşık problemlerdeki akış yapısının özelliklerini anlaşılır hale gelmiştir.

Konuyla ilgili yapılan çalışmalar bu bölümde özetlenmiştir.

Shepherd, toplam 38 farklı tek sıralı sargıda değişikliğe giderek deneyler yapmıştır. Ortalama hava tarafındaki transfer oranı ve ısı transfer katsayısı ile ilgili şimdiye kadarki en önemli bilgi olmuştur. Isı transfer katsayıları ile kanatçıkların verimleri üzerine değerlendirmelerde bulunmuştur. Hava tarafındaki ısı transfer katsayısını kullanarak hesaplanan ısıl direncin belirlenmesi ve su tarafındaki direncin sıfıra yakın limit değerleri için çalışmalar yapmıştır [7].

Gebhart, delinmiş düz levha kanatlı boru demetlerinin ısı geçişi ve basınç kaybına etkilerini deneysel olarak incelemiştir. Sınır tabakayı ayırmak ve ısıl sınır tabakayı yok etmek için bu delikleri tasarlamıştır. Yapılan çalışmada düz levha kanatlı boru demetlerinde kanat aralığı 4 kanat/cm olan bir ve iki boru sıralı delinmiş kanatlarda yaptığı deneysel sonuçlarında ısı taşınım katsayısı delinmiş levha kanatlı boru demetlerinde diğerine oranla % 25 daha büyük olarak bulunmuştur. Ancak delinmiş levha kanatlı boru demetleri aynı geometriye sahip düz levha kanatlı boru demetlerine göre daha az yüzey alana sahip olmasından dolayı ısı geçişi toplam olarak % 2-5 oranında artmaktadır. Delinmiş levha kanatlı boru demetlerinde delik kısımların türbülansı artırması nedeniyle basınç kaybının düz levha kanatlı boru demetlerine göre daha fazla olduğu tespit etmiştir [8].

Haught ve Engelmann, düz kanatçıklı tek sıra tüplü ısı değiştiricilerinde ısı transferini ve akışı sonlu elemanlar metodunu kullanarak üç boyutlu olarak

modellemişlerdir. Elde ettikleri sonuçları yaptıkları deneysel çalışmalarla karşılaştırmışlardır [9].

Kılıarsalan ve Saraç, basınç dūřumunda kanallardaki ısı tranferinin iyileştirilmesini deneysel olarak araştırılmışdır. Çalışmada silindirik ve ugen yapısında iki çeşit kanatçık geometrisi kullanılmıştır. Optimum kanatçığın bulunması amaçlanmış olup, çalışma hem laminer hem de tūrbūlanslı akışta, Reynolds sayısının 250-7000 aralığında yapılmıştır. Sabit duvar sıcaklığı sınır şartı kullanılarak yapılan araştırmada, silindirik kanatçığın ısı transferinin iyileştirilmesi açısından daha iyi olduğu sonucuna varmışlardır [10].

Rich, 21 farklı kanat ara mesafesinde ısı geçişi ve basınç kaybına etkisini, levha kanatlı boru demetlerinde deneysel olarak araştırmıştır. Çalışmada ısı taşınım katsayısının kanat adımı 8.33 ila 1.2 kanat/cm arasındaki ısı değiştircilerinde aynı kūtle hızında kanat aralığından bağımsız olduğunu bulmuştur. Sūrtūnme faktōrünün ise kanat adımı 5.55 ila 1.20 kanat/cm arasındaki ısı değiştircilerinde aynı kūtle hızında kanat aralığından bağımsız olduğunu gōsteren çalışmalar yapmıştır. Ayrıca, levha kanatlı boru demetlerinde ugen dizilmiş boru sıra sayısını birden altı sıralıya kadar ısı taşınım katsayısına etkisi ūzerinde araştırmalar yaparak, yūkssek Reynolds sayısı olması halinde ($Re > 1500$) ısı taşınım katsayısının; sıra sayısı arttıķa arttığını, dūřuk Reynolds sayısı olması halinde ise ısı taşınım katsayısının; sıra sayısı arttıķa azaldığını bulmuştur [11-12].

Kayansayan, levha tipi ısı değiştircilerinin sūrekli rejim şartlarında, ısı transfer karakteristiklerini deneysel olarak incelemiştir. Çalışmada levha tipi, çapraz akışlı ısı değiştircisi, dış yūzey geometrik yapısının ısı değiştircisinin performansına etkisi incelemiştir [13].

Forgo, ısı taşınım katsayısı yūkseltmek için, kanat ūzerine ilave çıkıntılar tasarlamıştır. Levha katlı boru demetlerinde yaptığı deneysel çalışmada, (ısı taşınım katsayısı x kanat verimi)'nin dūz levha kanatlı olana gōre çıkıntılı levha kanatlı boru

demetinin % 50 daha büyük olduğunu, basınç kaybının ise çıkıntılı levha kanatlarda daha fazla olduğunu bulmuştur [14].

Saboya ve Sparrow, ısı transfer katsayısının hesaplanmasında farklı uygulamaları kullanmıştır. Çalışmada, ısı ve kütle transferi arasında karşılaştırmada yerel ve ortalama transfer katsayısını kullanarak kullanmıştır. Kütle transferinin, naftalinli süblimasyon tekniğini kullanarak performansı ölçülmüştür. Isı transferini kanatlardaki verimin eş ısı kanatlar için deneysel olarak bulmuşlardır [15-17].

Sparrow ve Chaboki, boru içindeki ısı transferi ve türbülanslı hava akışındaki girdabın etkisini deneysel olarak incelemiştir. Girdap olmayan boru akışındaki ısı transferi ile karşılaştırdıklarında girdap elemanı içeren borulardaki ısı transferinin dikkate değer şekilde arttığını tespit etmişlerdir [18].

Ahn, dikdörtgen kesitli bir kanalın bir yüzeyine 5 farklı şekilde pürüzlülük ilave edilerek tam gelişmiş akışta, ısı transferi ve sürtünme karakteristiklerini incelemiştir. Reynolds sayısının etkisi geometrik modeller üzerinde araştırılmıştır. Sonuçlar, üçgen tipteki modeller üzerinden ısı transferinin artışını göstermiştir [19].

Kays ve London, ısı değiştiricilerinin yassı borulu levha kanatlı genişletilmiş yüzeyli deneysel araştırmalar yaparak, Colburn ve sürtünme faktörünün Reynolds sayısına göre değişimini, ayrıca çeşitli ısı değiştiricilerinde *NTU* (Etkinlik Geçiş Birimi Sayısı Yaklaşımı) ve *LMTD* (Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı) metodların uygulanmasında sayısal ve analitik yöntemler geliştirmiştir. Kompakt ısı değiştiricileri, hava akışı ve entalpinin yüksek olduğu olaylarda kullanılmaktadır. Kompakt ısı değiştiricilerinin incelenmesi ve tasarımları konusunda, Reynolds sayısı ve çeşitli yüzey geometrilerine göre belirlenmiş sürtünme faktörü ve taşınım transfer edilen ısının entalpi kapasitesine oranı olarak tanımlanan Stanton sayısı için fonksiyon elde etmişlerdir [20].

Fossa ve Tagliafico, ısı değiştiricilerinde sürtünme kaybı ve ısı transferi etkisini suya ilave edilen polimer ile araştırmışlardır. Çalışmalarda tek geçişli çapraz akımlı

düz boru tipinde bir ısı değiştiricisi kullanmışlardır. Deneyle, farklı boyutlardaki düz, kanatlı ve oluklu borular üzerinde yapmışlardır. Polimer kullanımının genel olarak sürtünme kaybı ve ısı transferi etkisi üzerine iyi sonuç vermediğini deneylerinde tespit etmişlerdir [21].

Wang ve Chi, düz kanatçıklı borulu ısı değiştiricileri için gelecekte araştırmacıların yeni deneysel çalışmalarda yararlanacakları verileri sağlamışlardır. Çalışmalarında, Colburn faktörünü Reynolds sayısına bağlı araştırma yaparak, ısı transfer katsayısının $300 < Re < 3000$ aralığında hesaplamışlardır. Ayrıca, tüp sıra sayısının sürtünmeye olan etkisini karşılaştırmalı olarak yapmışlardır [22].

Daloğlu ve Ayhan, dikdörtgen kesit alanlı dik kanallardaki doğal ısı taşınımını deneysel olarak incelemişlerdir. Kanal boyunca kanatçıklar periyodik olarak her düzleme gelişgüzel yerleştirilmiştir. Sabit ısı akısı uygulanarak kanal duvarları ısıtılmıştır. Çalışmada, kanal uzunluğunun kanal genişliğine oranı, 66 olarak alınmıştır. Kanatçıklı yapının doğal taşınım ile ısı transferini azalttığını bulmuşlardır [3].

Fieberg ve ark., kanatçıklı borulu ısı değiştiricilerinde ısı transferi ve akışı sonlu hacimler metodu kullanarak hesaplamışlardır. Akış değişimini, basınç düşüşünü, Nusselt sayısını Reynolds sayısının bir fonksiyonunu olarak kanatçığa olan etkisini üç boyutlu hesaplamışlardır [23].

Jang ve ark., Nusselt sayısı ve basınç düşüşünü kanatçık aralıkları ve Reynolds sayısının bir fonksiyonuna bağlı sayısal olarak hesaplamışlardır [24].

Chang ve Wang, dalgalı şekilli kanatçık geometrisine sahip büyük bir boru-tüp demetli ısı değiştiricisinde ısı transferi parametrelerini araştırmak için boru demeti, kanatçık dalga açısı, boru genişliği, kanatçık dalga uzunluğu, kanatçık uzunluğu ve kanatçık adımları gibi farklı geometrik yapıları incelemişlerdir [25].

Syed ve ark., yapmış oldukları çalışmada, kanatçıklı çift borulu ısı değiştiricisinin gövde tarafındaki laminer ve zorlanmış konveksiyon problemlerinde kanatçıklı boruların ısı transfer karakterestiğine ve hidrolik performans üzerine etkisini incelemişlerdir. Sistemin enerji ve momentum denklemlerini sonlu farklar metodunu esas alan bir sayısal yöntemle çözmüşlerdir. Isı değiştiricisinin performans parametrelerini, ısı transfer oranındaki yükselmelerle mukayese ederek belirlemişlerdir [26].

Wu ve Preng, yatay bir kanal içerisine yerleştirilen blokların ısı transferine etkisini sayısal olarak incelemişlerdir. Reynolds sayısını 260-530 aralığında alarak, çapraz akış durumunda blokların yatay kanalda etkin bir şekilde ısı transferini artırdığı tespitini yapmışlardır [27].

Valencia, ters girdap yayıcı çubukların kanal içerisine periyodik olarak yerleştirilmesi ile akış yapısı ve ısı transferine etkisini sayısal olarak incelemiştir. Çalışmada Navier-Stokes ve enerji denklemleri, sonlu hacimler metodu kullanılarak çözülmüşür. Isı transferi verilerinde Reynolds sayısı 10-400 aralığında kullanılmıştır. Kullanılan geometrik yapı ile ısı transferinde önemli bir iyileşme sağlanmışır. Geometrik yapı kompakt ısı eğiştiricileri için önermiştir [28].

Romero-Mendez ve ark., tek sıralı düz kanatçıklı borulu ısı değiştiricisinin tüp tarafındaki kanatçık aralığının etkisini sayısal olarak incelemişlerdir. Kanatçıklar arasındaki mesafe tüp çapına bağlı olarak boyutsuzlandırılmışır. Tüpün akışa göre arka tarafındaki bölgede akıntıya karşı oluşturduğu vorteks artmışır. Nusselt sayısının en yüksek değerinde at nalı girdap oluşmuştur. Isı transferi ve yerel Nusselt sayısı dağılımını hesaplamışlardır [29].

Lee ve ark., plakalı bir ısı değiştiricisinde; kanal içerisine kanatçık yerleştirerek ısı transferi ve basınç kaybını nümerik olarak incelemişlerdir. Kanal içerisine gelişigüzel dizilen kanatçıkların optimum geometri ve dizilişi bulunmuştur. Çalışma Reynolds sayısının 500 ile 1500 aralığında yapılmışır. Değişken parametreler

kullanılarak kanatçıkların ısı transferi ve basınç kaybı karakteristiklerinin optimum şekilde bulunduğu geometriyi tespit etmişlerdir [30].

Lozza ve Merlo, hava ve sıvı soğutmalı kondenserlerdeki ısı transferi artışı ile ilgili çeşitli düz ve dalgalı kanatçık yapılarına sahip ısı değiştiricilerinde araştırmalar yapmışlardır. Değişik kanatçık yüzey geometrisine (düz veya dalgalı) sahip kanatçıkları, 15 adet aynı tür boru kullanarak kanatçıkların ısı değiştiricisine etkisini incelemişlerdir [31].

Şara ve ark., düz yüzeyli kanal içerisine dikdörtgen kesitli bloklar yerleştirilerek ısı transferini incelemişlerdir. Çalışmada, ısı transferinin bloklar arasındaki boşluğa, blokların pozisyonuna ve dizilişine göre artabileceği veya azalabileceği tespitini yapmışlardır. Belirli bir oranda basınç düşümünde, bloksuz duruma göre en iyi ısı transferi artışı, blokların akışa paralel ve birbirine göre gelişigüzel dizilişinde elde edilmiştir. Isı transferindeki iyileşmeyi, Reynolds sayısını, blokların akış yönündeki yerleşiminin ve blok sayısının fonksiyonu olarak bulmuşlardır [32].

Lee ve Abdel-Moneim, bir kanalın yatay bir yüzeyine iki boyutlu elemanlar monte ederek ısı transferi ve akış davranışını incelemişlerdir. Çalışma sayısal olarak yapılmıştır. Sabit ısı akısı uygulanması ile kullanılan elemanların, ısı transferini önemli ölçüde iyileştirdiği sonucuna varmışlardır [33].

Alam ve Ghoshdastidar, boru içerisine yerleştirilmiş kanatçık ile ısı transferini sayısal olarak dört farklı kanatçık kullanarak incelemişlerdir. Boruya sabit ısı akısı, akışın laminer olması durumu için uygulanmıştır. Sonlu farklar metodu kullanılarak ısı iletim katsayısının ve viskozitesinin sıcaklıkla bağlı olarak değişimi dikkate alınmıştır. Boru içerisindeki akış için momentum ve enerji denklemleri, boru cidarında kanatçık bulunması ve bulunmaması durumuna göre çözülmüştür. Isı transferinin iç kanatçıklarla karşılaştırıldığında önemli oranda iyileştiği görülmüştür [34].

Kim ve ark., kanatçık borulu ısı değiştircilerinde ısı direnç değerleri ile ilgili olarak yeni deneysel ve sayısal incelemeler yapmışlardır. Kanatçık borulu ısı değiştircilerinde farklı boru büyüklük oranlarına, kanatçık arasındaki mesafeye ve kanatçık tiplerine göre araştırma yaparak, ısı temas etkinliği ile ilgili sayısal ve deneysel sonuçlarının birbiri ile örtüşdüğünü bulmuşlardır [35].

Kotcioğlu ve Bölükbaşı, üç farklı tipte kanatçık yüzey geometrisine sahip; düzlem yüzey kanatçıklı, silindirik kanatçıklı ve akış yönünde birbirleri ile 60°lik açı yapan daralan-genişleyen kanatçıklı elemanlar kullanarak deneyler yapmışlardır. Kanal ve kanatçıkların bu şekilde düzenlenmesi ile kanatçık cidarlarında sınır tabaka yenilenmesi hemde akışa dik yönde bir karışım elde ederek ısı transferi iyileşmesi üzerine çalışılmışlardır. Etkinlik ve performans bakımından kanatçıklı elemanlar arasında sırsıyla, daralan-genişleyen kanatçıklı, daha sonra silindirik kanatçıklı ve düzlem kanatçıklı deney elemanlarının ısı transferi açasından iyi performans göstermiş olduğunu, ayrıca kanatçık verimlerini de bularak Reynolds sayısı arttıka ısı transferindeki iyileşmenin de arttığını bulmuşlardır [36].

Erek ve ark., düz plakalı kanatçıklı borulu tipteki farklı geometrik yapılara sahip bir sıra borulu değişik şekillerdeki ısı değiştircilerinde sayısal bilgisayar tekniği kullanılarak analiz yapmışlardır. Ayrıca, on farklı ısı değiştircide; iki kanat arasındaki mesafe farkı, boru merkezindeki yer değişikliği, kanatçık yüksekliği, boru et kalınlığı ve boru eliptikliğin ısı transferi ve basınç düşümünü üzerine etkisini sayısal olarak incelemişlerdir [6].

Tao ve ark., ısı değiştircilerindeki ısı transferi ve basınç düşüşünü üç boyutlu deneysel ve nümerik olarak incelemişlerdir. Çalışmalarında delikli ve düz plakalı kanatçık yüzeylerindeki performansı, Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü ilişkilendirilmeleri ile karşılaştırmışlardır [37].

Verma ve ark., dairesel plakalı kanatçık borulu ısı değiştircilerini soğuma durumu modellemesini sonlu hacimler metodu kullanarak geliştirmişlerdir. Islak ve kuru

yüzeyler için ısı transferini, hava tarafındaki basınç düşüşünü ve donma durumunu karşılaştırmışlardır [38].

Yang ark., kanatçık borulu ısı değiştiricilerinde donma durumlarını değerlendiren matematiksel model tasarlamışlardır. Isı transfer katsayılarını deneysel bağıntılarla, plakalı ve borulu yüzeylerde donma tabakasını yayılım denklemlerini kullanarak modellemişlerdir. Isı transfer katsayısı bağıntıları deneysel veri değerleri Reynolds ve Prandtl sayılarının fonksiyonlarından türetilerek elde edilmiştir. Deneysel verilerdeki buzlanma kalınlığı, kırılma kümelenmesi ve ısı transferi değerleri önerilen modelle uyumu olup, kanatçıklı borulu ısı değiştiricilerinde buzlanma durumu ısı verimin değerlendirilerek tasarladıkları modele uygulanabilirliğini tespit etmişlerdir [39].

Kundu ve Das, kanatçıklı borulu ısı değiştiricilerinin üçgen ve dörtgen sıralı borularla optimum boyutlandırmasını yapmışlardır. Değişmeyen kanatçık hacmindeki, kanatçık levha uzunluğu ve kanatçık kalınlığı üzerinde çalışarak maksimum ısı kaybını bulmuşlardır. Optimum kanatçık dizaynını ortaya çıkarmak için dairesel kanatçık boyutlandırması ile matematiksel analizlerin kullanılabilirliğini belirtmişlerdir [40].

Abu Madi ve ark., çalışmalarında 28 ısı değiştiricisi örneği ile, 1-20 m/s hıza kadar ulaşabilen dairesel rüzgar tüneline test yapmışlardır. Geometrik değişimi boru sıra sayısı, kanat kalınlığı ve kanatlar arası boşlukları içermektedir. Düz ve buruşuk kanatçıklarda, ısı değiştiricisi geometrik parametreleri ve Reynolds sayısının bir fonksiyonu olan Colburn ve sürtünme faktörü ile ilişkilendirerek test yapmışlardır. Kanatçık tipinin ısı transferi ve sürtünme faktörü üzerindeki etkisini, boru sıra sayısına bağlı olarak ihmal edilebilir fakat, boru sıra sayısının kanatçık, boru geometrisi ve Reynolds sayısı etkisinde olduğunu bulmuşlardır [41].

Wang ve ark., kanatçıklı borulu ısı değiştiricilerinde çelişli bağıntılar geliştirerek 74 örnek üzerinde ısı transferi bağıntılarında temas iletkenliğinin etkisini

incelemişlerdir. Geliştirdikleri bağıntılarında ısı transferinde % 7,51 ve sürtünme bağıntısında ise % 8,31'lik bir sapma olduğunu bulmuşlardır [42].

Saboya ve Saboya, plakalı kanatçıklı eliptik borulu ısı değiştiricilerinde naftalin süblimasyon tekniği kullanarak, ortalama transfer katsayısıyla beraber kütle transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Isı ve kütle transferi benzerliğinden faydalanılarak elde ettikleri ortalama kütle transferi katsayılarını ısı transferi sonuçlarını kolaylıkla dönüştürebileceklerini ortaya koymuşlardır. Kütle transferi ölçümlerinde Reynolds sayısından faydalanmışlardır. Bu tekniğin klimalarında uygulanabilirliğini belirtmişlerdir [43].

Kim ve Song, dairesel borularda ve plakalı kanatçıklardaki akış ve ısı transferi üzerinde naftalin süblimasyon tekniği kullanarak çalışma yapmışlardır. Reynolds sayısının 2600 alınması durumunda küçük girdapların akışı engellediğini, boruların kanatçıkların alt bölgesinde bulunması durumunda ısı ve kütle transferini artırdığını bulmuşlardır [44].

Hsieh ve Jang, Dalgalı açılı modeller üzerinde 3 boyutlu sayısal çalışmalar yapmışlardır. 5 farklı model üzerinde dalgaların açılı değerlerinde artırma ve azaltma durumunda oluşan ısı ve akışı inceleyerek, dalga açısındaki derecenin yükselmesi ile ısı transferindeki verimin arttığını bulmuşlardır [45].

Seo ve ark., katalitik ısı değiştiricilerinin karakteristik yapısı, ısı üretimi ve ısı değişimi donanımlarını deneysel ve sayısal incelemişlerdir. Katalitik ısı değiştiricilerinde en iyi verimi alabilmek için katalitik kanatçık kalınlığında kanatçığının 1 mm ve 1 inçte 6 adetden az olmak kaydıyla tasarlanması gerektiğini belirtmişlerdir [46].

Dejong ve Jacobi, Naftalin süblimasyon tekniği ile akışı görüntülüyerek, dalgalı kanatçık tabakalarındaki ısı ve akışın duvarlara sıçrama etkisini araştırmışlardır. Periyodik bir akışta, akışa uzak olan duvar ile yakın olan duvar arasında karşılaştırma yaparak, sıçramanın etkisini ortaya koymuşlardır. Düşük Reynolds sayısında (600)

yayınım bölgelerinde ısı transferinde % 50 azalmanın olduğunu, düzensiz akış olmayan büyük Reynolds sayısında (1400) ise ısı transferinde %15 bir artışın olacağını, bu artışın ise basınç düşüşünde artmaya neden olduğunu belirtmişlerdir [47].

Jeong ve ark., ısıl direncin; kanatçıklı borulu ısı değiştiricilerinde, ısı transferi parametrelerine aykırı olduğunu belirtmişlerdir. Çalışmalarında, kanatçıklı borulu ısı değiştiricilerinde boru çapını 9,52 mm alarak, genleşme oranı, kanatçık tipi ve kanatçık yeri gibi faktörler ile ısıl direnç arasındaki bağıntıları; sıcak ve soğuk su arasındaki ısı transfer oranının ölçümünü deneysel olarak araştırmışlardır [48].

Şahin ve ark., düz plakalı kanatçıklı borulu tipteki geometrik yapıya sahip bir sıra borulu ısı değiştiricilerinde sonlu hacimler metodu tekniği kullanılarak kanatçıkların ısı transferine etkisini analiz yapmışlardır. Çalışmada, $\theta = 0^\circ, 5^\circ, 10^\circ, 15^\circ, 20^\circ, 25^\circ, 30^\circ$ eğik açı değerlerinde oluşturulan yedi adet yeni geometrik model yapı için çalışma yapılmıştır. İki kanat arasındaki mesafe farklılığının açı büyüdükçe azaldığı dikkate alınarak ve ayrıca her bir açı değerinde iki kanatçık arasındaki mesafenin sabit olduğu durumda ($L_z = 3,5$ mm) karşılaştırma yapmışlardır. Modellerde $\theta = 30^\circ$ eğik açı olması durumunda toplam ısı transferi normalize değerinde % 105.24 seviyesinde bir artışın olduğunu sayısal olarak bulmuşlardır [49].

3. PROBLEMİN TANIMI

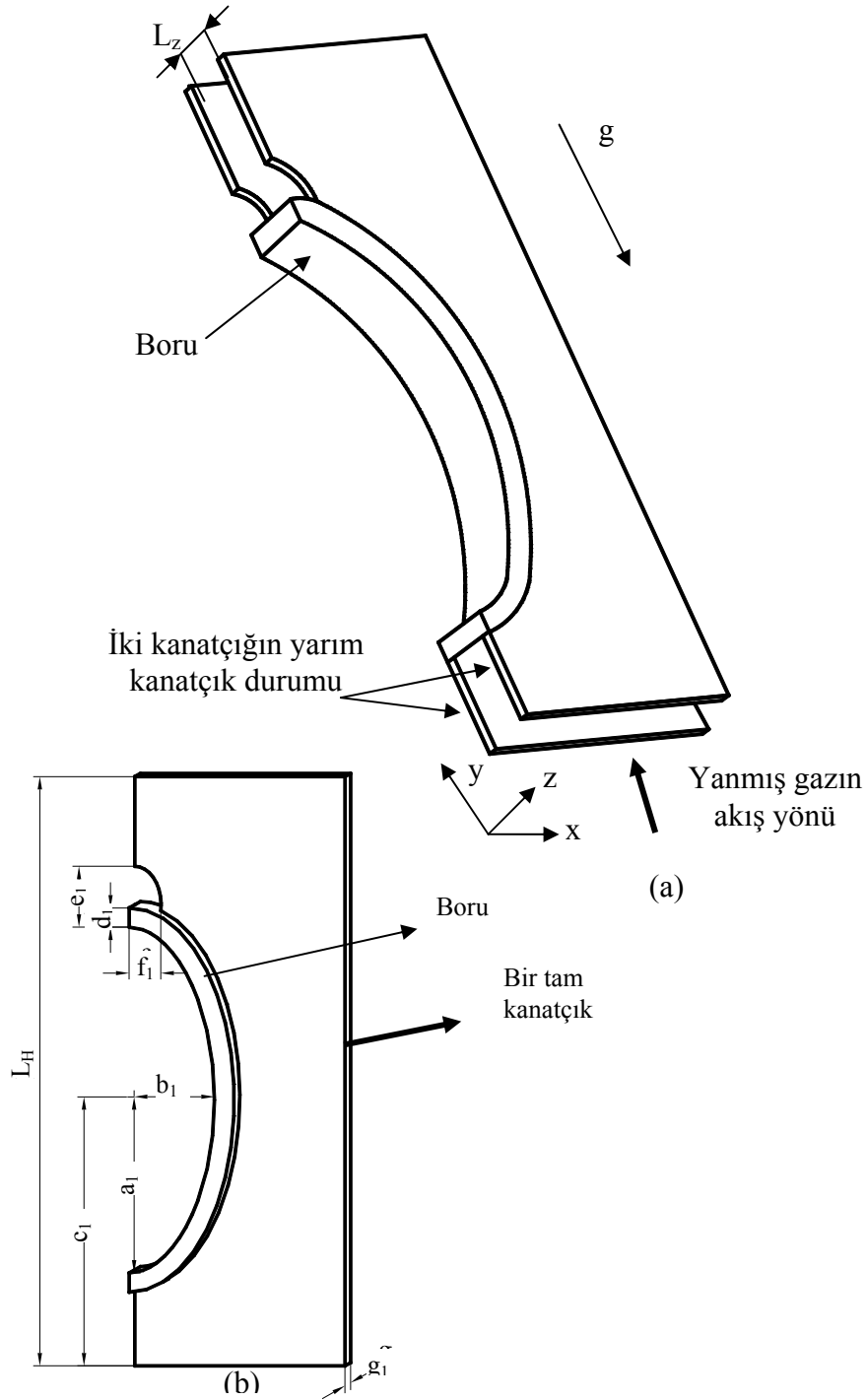
Isı değiştiricileri; akışkanın hareketi esnasında, aktığı ve temas halinde olduğu ortamdaki yzeyden diğer (ikinci) bir ortamdaki akışkana enerji aktarımını sağlayan sistemlerdir. Genellikle ısı değiştiricilerinde sıcak ve soğuk akışkanların birbirine gfre aynı, ters veya çapraz yfnde hareket edecek şekilde tasarımları yapılarak verimleri artırılmaktadır. Isı değiştiricilerinde ısı transferini artırmak için ısı transfer yzeyinin artırılması gereklidir. Borular, düz veya kanatçıklı olarak kullanılmaktadır. Kanatçıkların yzey alanlarının artırılması ile ısı transferi artmaktadır. Düz kanatçıklı ve tüplü ısı değiştiricilerinin kullanım alanları geniş yer almaktadır. Bu konu ile ilgili çalışan araştırmacılar ısı değiştiricisinde basınç düşümü ve ısı transferi üzerine yoğunlaşmıştır. Literatür incelendiğinde, çeşitli parametrelerin incelendiği bir çok deneysel çalışmanın yapıldığı gfrlmektedir. Fakat geometrik parametrelerin etkileri, kanatçık tipi ve boyutu üzerine sayısal olarak yapılmış çalışmaların çok az olduğu gfrlmektedir [4].

Deneysel olarak çok pahalı veya imkansız olan geometrilerin hesaplanmasında daha çok SAD programları kullanılmaktadır. SAD fzmleri sonlu hacimler metodu ve kontrol hacmi tekniği kullanılarak problemleri fzmektedir. Bir ısı değiştiricisi sayısal fzm işleminde; seçilen model yapı, sınır şartları, fiziksel fzellikleri ve akış modeli belirlenerek geometrik model yapı üzerine uygulanmalıdır.

Küçük yanma odalarında kullanılan tek sıra borulu düz kanatçık tipindeki ısı değiştiricilerinde SAD fzm tekniği kullanılarak, kanat verimlerinin artırılmasına yfnelik geometrik parametrelerde değişiklik yapılmıştır. Çalışmada geometri üzerinde yapılan değişiklikler Gambit programında model, ağ ve sınır şartları oluşturularak, Fluent programında sonlu hacimler metodu ile fzm yapılmıştır.

3.1. Geometrik Model ve Ağ yapısı

Sayısal fzm yapılmadan fnce kanatçık geometrisinin boyutlandırma işlemlerinde, daha fnce yapılan literatürde benzer çalışmalar dikkate alınarak uygulamada sıkça



Şekil 3. 1. Analizde kullanılan iki kanatçık parçası ve borunun şematik görünümü ile boyutları [mm]: ((a) $L_z=3,5$, (b) $a_1 = 13,5$, $b_1 = 6,5$, $c_1 = 21$, $d_1 = 1,5$, $e_1 = 5$, $f_1 = 2$, $g_1= 0,5$, $L_H= 6$))

kullanılan ticari bir küçük yanma odası ısı değıştiricisi tespit edilmiş ve bu ısı değıştiricisinin boyutları dikkate alınarak aslına uygun modeller üzerinde sayısal ağ

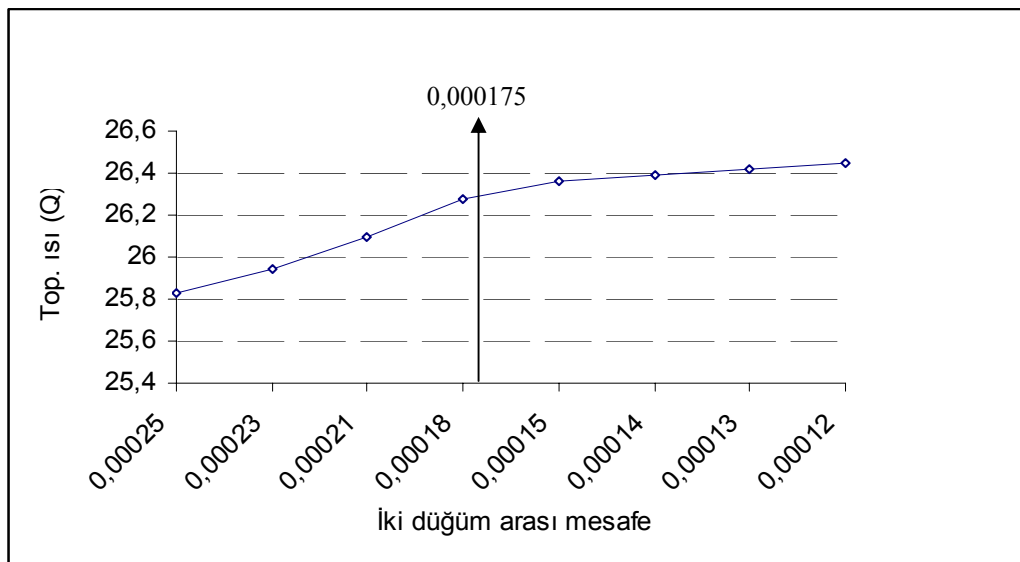
üretimi yapılmıştır. Sayısal çözümde, Şekil 3.1’de görülen yarım kanatçıkların; boru eksenlerine göre açılma olarak değişimi, akış ve ısı transferine etkisinin incelenmesi için sayısal çözüm, kanatçık açılma durumu ile ilgili 7 farklı geometrik yapı şeklinde, kanatçıklar arası optimum mesafenin tespiti için 16 farklı geometrik yapı ve kanatçık içindeki borunun y eksenini boyunca değişen değerleri için borunun 10 farklı geometrik yapıdaki durumu ile ilgili şartlarda yanmış gazdan suya geçen ısı transferi miktarı ile akışının sıcaklık, hız ve basınç düşümü üzerindeki etkisini incelemek amacıyla, değişik modeller üzerinde çalışma yapılmıştır.

3.1.1. Sayısal ağ üretimi

Modelde simülasyona başlamadan önce uygun ağ yapısının oluşturulması gereklidir. Fluent programı, model üzerinde tanımlanması istenen fiziksel özelliklerin (fiziksel sistem, sınır şartları, iki boyutlu yada üç boyutlu çözüm vb.), sayısal ağ üretimi işlemlerini Gambit programı yardımı ile yapmaktadır. Gambit, SAD analizlerini üzerinde az bir vakit harcayarak model hazırlama ve sayısal ağ oluşturma işlemlerini, bünyesinde barındırdığı araçların da yardımıyla, kolaylaştırmayı ve çabuklaştırmayı amaçlayan bir yazılımdır. Gambit, sunduğu araçlarla, kullanıcıya bir modelin çözümü için gerekli ilk şart olan doğru sayısal ağa sahip olma imkanı sunmaktadır. Sayısal ağ üretimi, seçilen modelin geometrik yapısını, tanım aralığını, çeşitli eleman büyüklüklerini ve eleman şekli özelliklerine göre en uygun şekilde tanımlama fırsatı vermektedir [50].

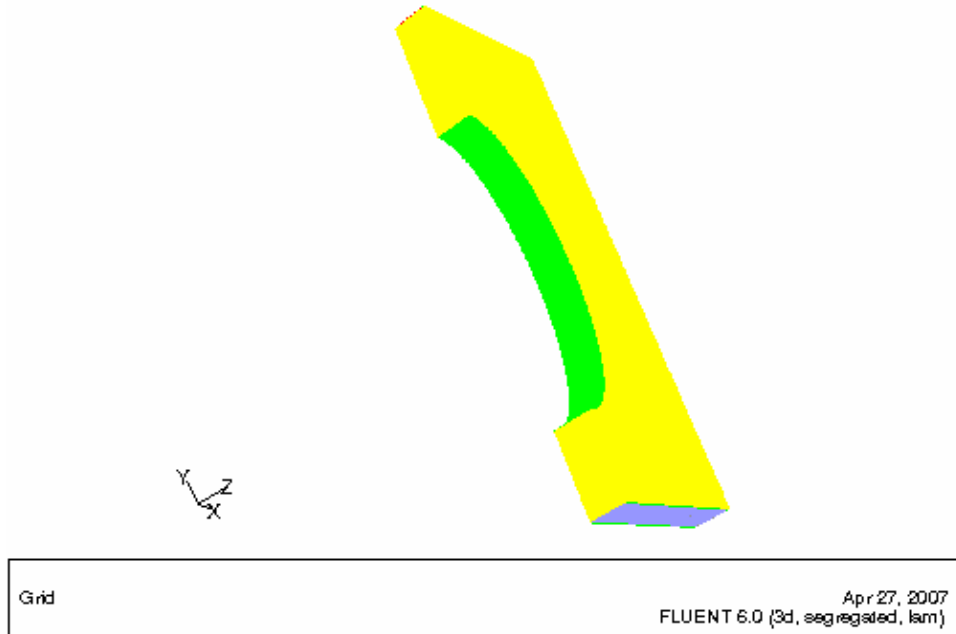
Ağ, sayısal hesaplama alanının çok küçük alt hesaplama hacimlerine (hücrelere) bölünmesi ve gerekli matematiksel çözümlerin tüm bu ağlarda ayrı ayrı yapılarak daha sonra hepsinin bütünleştirilerek tüm hesaplama alanı içindeki nihai çözümün elde edilmesi için kullanılır. Ağ yapısının, simülasyonun sayısal çözüm dengesi ve doğruluğu üzerinde geniş bir etki oluşturduğu bilinmektedir. Model geometrisi, ağ tarafından tanımlanan kontrol hacimleri ile belirlenmektedir. Hesaplama alanı içindeki ağ yoğunluğu ne kadar fazla olursa, genel olarak akışkan dinamiği çözümünün hassasiyeti de o kadar artar denilebilir [51,52].

Bu çalışmada ele alınan problem için, Fluent programında kullanılacak olan geometrinin oluşturulması, sınır şartlarının belirlenmesi ve ağ oluşturulması işlemleri EK-1’de yer alan Şekil 1.1’de menüsü görülen Gambit hesaplama ağı programı kullanılarak gerçekleştirilmektedir. Hesaplama ağına kullanılan hücrelerin sayısı hesaplama zamanı ve yakınsama zorluklarından dolayı mümkün olduğunca optimum olması gerekmektedir. Sayısal hesaplama çalışmalarında sonucun doğru elde edilmesi için hesaplama ağından bağımsız çözümler elde etmek sayısal çözümün güvenilirliğini artırmaktadır. Uygun oluşturulmayan ağ yapıları sonucun hatalı çıkmasına neden olmaktadır. Ayrıca model çalışmada gerçekleştirilen boyutlardaki değişimden dolayı oluşan farklılıklar, hesaplama alanında farklı sayılarda hesaplama ağı gerçekleştirildiğini göstermektedir. Bu sebeple simülasyon çalışmalarında gerçekleştirilen bütün model çalışmalarda model boyutunun farklılaşmasında hataların daha az oluşmasını sağlamak amacıyla sonuçların nasıl değiştiği yorumlanmış ve diğer çalışmalarda vakit kaybını önlemek, ayrıca çözümü hızlandırmak için en uygun ağ yapısı seçilmiştir. Böylece yapılan çalışmaya göre hesaplama ağlarının örülüşünde iki düğüm arası mesafe ölçüsü eşit olarak kabul edilmiştir.



Şekil 3. 2. Toplam ısı transferi ile iki düğüm arasındaki mesafe değerlerinin tespiti

Bu çalışmada, kullanılan hacim elemanı boyutlarının (iki düğüm noktası arasındaki mesafe) sonuçlar üzerinde etkisi oldukça fazladır. Oluşturulan ağ yapısı doğru sonuca kolay ulaşmayı sağlamıştır. Şekil 3.2’de oluşturulan model yapıya ait sayısal çalışmalar üzerinde ağ yapılarının belirli oranda artırılması ile suya geçmekte olan toplam ısı miktarı ile elde edilen sonuçların değişim değerleri yorumlanarak, hem vakit kaybını önlemek hem de çözümü hızlandırmak için en uygun ağ yapısı seçilmiştir. Yapılan incelemede ağ yapısındaki iki düğüm noktası arasındaki mesafenin 0,000175 m altında oluşturulan ağ yapılarında çok fazla değişmediği görülmüş ve bu değer bütün modellerde alt limit olarak kabul edilmiştir. Akış modellenmesi yapılacak olan ısı değiştiricisi hesaplama ağ yapısında, ağ aralığı her iki yarım kanatçık kalınlığı boyunca uniform bir şekilde kullanılan kanatçık ve yanmış gaz geçen boşluk kompozisyonları için hesaplama ağların bölünüşü İnterval Size (düğüm arası mesafe ölçüsü) kabul edilmiştir. Her bir modelin oluşumundaki hesaplama ağı sayısı farklılık arz etmekte olup, modellerde 295 845 -1 025 596 arasında değişen hexahedral hesaplama ağı elemanı kullanılmıştır.



Şekil 3. 3. Çalışılan model geometri

Lineer olmayan sistemler ve elemanlarının dizilişinin fiziksel olarak önemli olduğu yerlerde hexahedral şekilli elemanların kullanımı daha uygun olmaktadır. Sayısal simülasyonda çalışılan model geometri Şekil 3.3’de ve hesaplama ağı yapısının bir bölümü ise Şekil 3.4’de verilmiştir.



Şekil 3. 4. Model parçanın sayısal ağı yapısı

3.1.2. Sınır şartları ve gerekli kabuller

Sonlu hacim problemlerinde yüzeylerdeki sınır şartı koşulları programa veri olarak girilmelidir. Kontrol hacminde hangi bölgelerin akışkan, hangi bölgelerin katı sınırları kapsadığı, akışkanın giriş yüzeyi, çıkış yüzeyi, akış hacminin duvar yüzeyleri ve ara yüzey verileri bu aşamada Gambit programı tarafından tanımlanmalıdır. Sayısal simülasyonda model seçiminde kullanılacak olan, sıcak yanmış gazın iki kanatçık ortasına giriş miktarı (debi veya hız), kompozisyonunu tanımlamak üzere kütle akış girişi (mass flow inlet) kabul edilmiştir. Yanmış gazın geçtiği iki kanatçık arasındaki boşluk ile kanatçıklar arasında kalan duvar yüzeyleri wall-shadow olarak Gambit tarafından model ağların oluşumunda meydana gelmektedir. Ayrıca, boru ile suyun temas ettiği yüzey ve kanatçıkların alt ve üst

yüzey duvar şartları (wall), akışkanın çıkış durumu (outlet), diğer bütün yüzeyler; gambit ağ sistemi kullanılarak her bir model için ön, arka ve iki kanaçığın dış yüzey yanı (simetry) olarak tanımlanmıştır [50].

Geliştirilen model üzerindeki kontrol hacmi; iki adet yarım kanatçık (kanatçık 1 ve kanatçık 2), boru ve yanmış gazın geçtiği boşluk olacak şekilde üç ana parçadan oluşmakta olup Şekil 3.1’de görülmektedir.

1- İki yarım kanatçık (katı) üzerideki sınır şartları:

- Simetri sınır şartı:

$$\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{(0,y,z)} = 0, \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{(0,016,y,z)} = 0, \left. \frac{\partial T}{\partial z} \right|_{(x,y,0)} = 0, \left. \frac{\partial T}{\partial z} \right|_{(x,y,0,004)} = 0 \quad (3.1)$$

- Kanatçık alt yüzey sınır şartı:

$T=1500 \text{ K}$, $u = 0$, $v = 0$, $w = 0$ alınmıştır.

- Kanatçık üst yüzey sınır şartı:

$$-k \left. \frac{\partial T}{\partial z} \right|_{(x,0,046,z)} = h(T_w - T_\infty), u = 0, v = 0, w = 0 \quad (3.2)$$

alınmıştır.

- Kanatçık ile yanmış gazın temas ettiği yüzey sınır şartı:

$$-k \left. \frac{\partial T}{\partial z} \right|_{(x,y,0,00025)} = h(T_w - T_\infty), -k \left. \frac{\partial T}{\partial z} \right|_{(x,y,0,00375)} = h(T_w - T_\infty) \quad (3.3)$$

Kanatçık ile yanmış gazın temas yüzeylerinde kayma olmadığı göz önünde bulundurularak hızlar; $u = 0$, $v = 0$, $w = 0$ olmaktadır.

2- Boru (katı) üzerindeki yüzey sınır şartları:

- Simetri sınır şartı:

$$\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{(0,y,z)} = 0, \quad \left. \frac{\partial T}{\partial z} \right|_{(x,y,0)} = 0, \quad \left. \frac{\partial T}{\partial z} \right|_{(x,y,0,004)} = 0 \quad (3.4)$$

- Boru ile yanmış gazın temas ettiği yüzey sınır şartı:

$$-k \frac{\partial T}{\partial r} = h(T_w - T_\infty) \quad (3.5)$$

Boru ile yanmış gazın temas yüzeylerinde kayma olmadığı göz önünde bulundurularak bu yüzeylerdeki hızlar; $u = 0$, $v = 0$, $w = 0$ olmaktadır.

- Boru ile iki yarım kanatçığın temas ettiği yüzey sınır şartı:

$$-k_1 \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{boru} = -k_2 \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{kanatçığa} \quad (3.6)$$

- Borunun su ile temas ettiği yüzeyde; Eş. 4.18'de verilen Gnielinski kolerasyonu kullanılarak $T=343$ K alınmıştır [6].

3- Yanmış gazın yüzey sınır şartları:

- Simetri sınır şartı:

$$\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{(0,y,z)} = 0, \left. \frac{\partial T}{\partial z} \right|_{(x,y,0)} = 0, \left. \frac{\partial T}{\partial z} \right|_{(x,y,0,04)} = 0 \quad (3.7)$$

- Giriş sınır şartı:

$$y=0, u = 0, w = 0, v = v_i, T = T_i \quad (3.8)$$

olup, yanmış gaz iki kanatçığın arasından ve alt kısmından girmektedir. Gazın kanatçıklar arasına giriş sıcaklığı $T_i = 1500$ K ve kütle debisi $1,904 \times 10^{-5}$ kg/s olarak kabul edilmiştir [6].

- Çıkış sınır şartları:

$$\left. \frac{\partial u}{\partial y} \right|_{(x,0,046,z)} = 0, \left. \frac{\partial v}{\partial y} \right|_{(x,0,046,z)} = 0, \left. \frac{\partial w}{\partial y} \right|_{(x,0,046,z)} = 0, \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{(x,0,046,z)} = 0, P = P_{atm} \quad (3.9)$$

Ayrıca hesaplamalarda uygulanan bazı kabuller;

- Sürekli rejim hali,
- Akışkanın giriş sıcaklığı 1500 K ve kanatçık modelin en dar kesiti dikkate alınmıştır. Eş. 3.10'den faydalanılarak Reynold sayısının en yüksek değeri 1310,35 bulunmuş, böylece akış laminar seçilmiştir.
- Sıkıştırılabilir akışkan (ρ değişken),
- Gazın termofiziksel özellikleri sıcaklığın fonksiyonu,
- Boru ve kanatçıklar bakır malzeme,
- Bakır malzemenin termofiziksel özellikleri sabit

olarak kabul edilmiştir ve EK 1'de yer alan Şekil 1.2 ve Şekil 1.3'de Fluent programı menüsünde görülmektedir.

3.1.3. Akışkanın Fiziksel özellikler

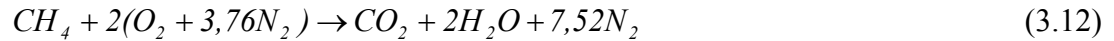
Akış problemini çözmek için kullanılan akışkanlar ile kanatçık ve boruda kullanılacak olan metalin fiziksel özellikleri gerekmektedir. Nümerik hesaplamalarda kullanılan Fluent programında akışkanın termofiziksel özellikleri sabit ya da bu özellikler sıcaklığın fonksiyonu olarak tanımlanmaktadır [50].

Hava ve yakıtın miktarlarını belirlemek için yanma işlemlerinde sıkça kullanılan büyüklük hava yakıt oranıdır (HY). Bir yanma işleminde hava kütlesinin yakıt kütlesine oranı;

$$HY = \frac{m_{hava}}{m_{yakıt}} \quad (3.11)$$

şeklinde ifade edilmektedir.

Çalışmada yakıt olarak doğal gaz (metan) kabul edilerek hava ile tam (teorik) yanması aşağıda Eş. 3.12’de gösterildiği şekilde gerçekleşir.



bu yanma işleminde; yanma sonu ürünleri arasında yanmamış metan, C, H₂, CO, OH veya O₂ bulunmamaktadır.

$$HY = \frac{m_{hava}}{m_{yakıt}} = \frac{(nM)_{hava}}{(nM)_C + (nM)_{H_2}} \quad (3.13)$$

Tam yanma işlemi sırasında yakılan 1 kg yakıt için 17,25 kg hava kullanıldığını göstermektedir. Yanma işlemindeki HY oranında havanın miktarına göre metan miktarının çok az miktarda olduğu görülmektedir. Yanma sonu ürünleri olarak havanın özellikleri kabul edilmiştir.

Sürekli akışlı yanma işlemi sırasında çevreye olan ısı geçişi Eş. 3.14'de verilmektedir.

$$Q - W = H_{\text{çu}} - H_{\text{gir}} \quad (3.14)$$

Yanma işlemi sırasında iş etkileşimi, kinetik ve potansiyel enerji değişimleri olmadığı zaman $W = 0$, açığa çıkan kimyasal enerji ısı geçişi yoluyla çevreye verilmektedir. Çevreye ısı geçişi olmadığı durumda ($Q = 0$), yanma sonu ürünlerin sıcaklığı en yüksek değere ulaşır. Bu değere adyabatik yanma sıcaklığı denir.

$$H_{\text{çu}} = H_{\text{gir}} \quad (3.15)$$

Adyabatik alev sıcaklığı, 2100 K olarak bulunur. Bu çalışmada, akış modellemesi yapılırken literatürden giriş sıcaklığı olarak 1500 K alınmıştır. Gerçek uygulamalarda alevin uç kısmı ancak ısı değiştiricisine temas ettiğinden çalışmada 1500 K uygun olmaktadır.

Bu çalışmada kullanılan sayısal analizlerde, geometrik yapı ve akış üç boyutlu olarak tanımlanmıştır. Çizelge 3.1'de bu çalışmada problemin fiziksel modelinde kullanılan yanmış gazın (akışkanın); yoğunluğu (ρ), viskozitesi (μ), özgül ısısı (c_p) ve ısı iletim katsayısının (k), sıcaklığa bağlı olarak değişim gösterdiği değerler verilmiştir.

Çalışmada; yanmış gaz için, akışkanların termofiziksel özelliklerini sıcaklığın fonksiyonu olarak tanımlayan EK-1'de yer alan Şekil 1.4'de görülen piecewise-linear formu seçilmiş olup, Çizelge 3.1'de verilen bu değerler Fluent programına bu formda aktarılmıştır. Ayrıca Fluent programı vizkoziteyi dinamik vizkozite (kg/m.s) olarak almaktadır [50].

Yanmış gazın kanatçık içerisinden geçmesi esnasında sıcaklığa bağlı olarak değişimi lineer formda olup Eş. 3.16'de belirtildiği şekilde hesaplanmaktadır.

$$\phi(T) = \phi_n + \frac{\phi_{n+1} - \phi_n}{T_{n+1} - T_n} (T - T_n) \quad (3.16)$$

Burada $1 \leq n \leq N$ ve N her bir eleman sayısı olup, denklemde (ϕ) akışkanın fiziksel özelliklerini gösteren değişkendir [50].

Çizelge 3. 1. Yanmış gazın sıcaklığa bağlı olarak alınan değişim değerleri [53]

Sıcaklık (T)	Akışkanın Yoğunluğu (ρ)	Akışkanın Viskozitesi (μ)	Akışkanın Özgül Isısı (c_p)	Akışkanın Isı İletim Katsayısı (k)
300	1,1614	1007	0,0263	1,846e-5
500	0,6964	1030	0,0407	2,701e-5
700	0,4975	1075	0,0524	3,388e-5
900	0,3868	1121	0,062	3,981e-5
1100	0,3166	1159	0,0715	4,49e-5
1300	0,2679	1189	0,082	4,96e-5
1500	0,2322	1230	0,1	5,57e-5

Sayısal simülasyonlarda bütün modellerde kullanılan levha kanatçık ve boru malzemesi olarak bakır, soğutucu akışkan olarak su kullanılmış olup, nümerik çözümlerde bakırın ve suyun fiziksel özellikleri Çizelge 3.2’de verilmiştir. Fluent’de katı malzemelerin, ısı iletimi için ayrık çözüm metodu kullanılmaktadır [50, 53].

Çizelge 3. 2. Bakır ve suyun fiziksel özellikleri

Özellikler	Bakır	Su
Yoğunluk (ρ)	8978	0,987
Özgül Isı (c_p)	381	4,182
Isı İletim Katsayısı (k)	387,6	0,645
Viskozite (kg/m.s)		0,000528

Sayısal simülasyonda kullanılan bütün model çalışmalarda, yanmış gaz olan akışkanın iki kanatçık arasına giriş şartları için, Çizelge 3.3'de verilen değerler dikkate alınmıştır.

Çizelge 3. 3. Yanmış gazın kanatçıklara giriş değerleri

Giriş değerleri	
Debi (\dot{m})	$1,904 \times 10^{-5}$ kg/s
Sıcaklık (T)	1500 K

4. ÇÖZÜM YÖNTEMİ

4.1. Temel Denklemler

Akış problemlerinin hesaplanmasında; kütle, momentum ve enerji korunum denklemleri ile çözüm yapılmaktadır. Bu diferansiyel denklemler problemlere uygun sınır şartları kullanılarak çözülmektedir.

4.2. Korunum Denklemleri

Hesaplamalarda kullanılan matematiksel modeller; kütle, momentum, enerji ve skaler değişkenler için korunum denklemlerinin sayısal çözümüne dayanmaktadır. Küçük yanma odalarında yanan yakıt, model geometri içerisinde ısı özellikleri dikkate alınarak üç boyutlu denklemlerle çözülmüştür. İki kanat arasında akan yanmış gazın ısısının suya geçişini karakterize eden kısmi diferansiyel denklemler aşağıda sunulmuştur.

4.2.1. Kütle korunumu

Süreklilik denklemi kütle korunumu prensibinden elde edilmektedir. Sabit bir kontrol hacmi için, kütle korunumu oluşturulursa, giren ve çıkan akışkan kütlelerin kontrol hacmindeki zamanla değişimi süreklilik denklemini verir. Kartezyen koordinatlardaki kütle korunumu denklemi aşağıda belirtilen şekildedir.

$$\nabla(\rho \cdot \vec{V}) + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (4.1)$$

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (4.2)$$

Burada ρ akışkan yoğunluğunu, u , x doğrultusundaki, v , y doğrultusundaki ve w , z doğrultusundaki akışkan hız bileşenlerini, t ise zamanı temsil etmektedir.

Akışın sürekli olduğu takdirde;

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \right) \quad (4.3)$$

olmaktadır.

4.2.2.Momentumun korunumu

Matematiksel modellemede kullanılan momentumun korunumu denklemi sürekli şartlarda yukarıdaki varsayımlar dikkate alınarak;

x doğrultusundaki momentum denklemi;

$$\left(u \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + v \frac{\partial(\rho u)}{\partial y} + w \frac{\partial(\rho u)}{\partial z} \right) + \frac{\partial P}{\partial x} = \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (4.4)$$

y doğrultusundaki momentum denklemi;

$$\left(u \frac{\partial(\rho v)}{\partial x} + v \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + w \frac{\partial(\rho v)}{\partial z} \right) + \frac{\partial P}{\partial y} = \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + \rho g \beta (T - T_i) \quad (4.5)$$

z doğrultusundaki momentum denklemi;

$$\left(u \frac{\partial(\rho w)}{\partial x} + v \frac{\partial(\rho w)}{\partial y} + w \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \right) + \frac{\partial P}{\partial z} = \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (4.6)$$

şeklinde ifade edilmekte olup, P statik basınç, μ moleküler viskozite, y yönündeki momentum denkeleminde bulunan $\rho g \beta (T - T_i)$ ifadesi fiziksel olarak kaldırma kuvveti ile ilgili terim olup, akışkanın doğal konveksiyon nedeniyle ivmelendiğini gösterir. g yerçekimi ivmesi, β ısı genleşme katsayısı, T_i ise giriş sıcaklığını göstermektedir [16].

4.2.3. Enerjinin korunumu

Enerjinin korunumu eşitliği ısı üretimi olmadığı duruma dikkate alınarak, basınç ve dış kuvvetler ihmal edilirse,

$$\frac{DT}{Dt} = \frac{k}{\rho c_p} \text{div}(\text{grad}T) \quad (4.7)$$

şeklinde ifade edilir. Entalpinin korunumu şartlarında yukarıdaki varsayımları dikkate alarak, basınç ve dış kuvvetler ihmal edilirse bu denklem şu şekilde yazılabilir.

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{k}{\rho c_p} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (4.8)$$

burada, ρ akışkan yoğunluğu, u , x doğrultusundaki, v , y doğrultusundaki ve w , z doğrultusundaki akışkan hız bileşenleri olup, k ısı iletim katsayısı, T sıcaklık, c_p özgül ısıdır [50].

4.3. Isı Değiştiricilerinde Kullanılan Temel Denklemler

Isı enerjisinin üretilmesi ve verimli bir şekilde kullanılmasının yansız sıcaklıkları farklı ortamlar arasındaki ısı transferinin en ekonomik bir şekilde transfer edilmesi gerekir. Bir ısı değiştiricisi, farklı sıcaklıklardaki iki akışkanın ısı enerjisini birbirine iletmede kullanılmaktadır. Malzeme ve enerjide tasarrufu sağlamak amacıyla ısı

transferinin iyileştirilmesi için yapılan çalışmalar her geçen gün artmaktadır. Isı iletimi ile taşınımın beraber gerçekleştiği ayrıca ısı transferini artırmak için kullanılan genişletilmiş yüzeyli katılara “kanat” denir. Isı değiştiricileri olarak bu çalışmada kullanılan bu tür yapılar, çok kanatlı boru veya levhalardan oluşur ve genellikle, ısı taşınım katsayısının küçük ve en az bir akışkanın gaz olduğu durumlarda kullanılır. Isı değiştiricilerinde, katı cisimler ve sabit (durgun) akışkanlar ısı iletimi, hareketli akışkan içerisinde ise ısı taşınımını beraber göz önüne alınmalıdır. Bir ortamdaki sıcaklık dağılımının bulunabilmesi, verilen sınır koşulları içerisinde ısı iletim veya taşınım ile mümkün olabilmektedir. Bu tür ısı değiştiricilerini birçok mühendislik uygulamalarında görmekteyiz [54].

4.3.1. Isı iletimi

Isı iletimi; bir maddenin atom veya moleküllerinin etkileşimi sonucu, atom veya moleküllerinde herhangi bir yer değişimi olmaksızın, yüksek enerjili parçacıklardan daha düşük enerjili parçacıklara enerjisini aktarması olarak ifade edilir. Katı veya akışkan bir durgun ortam içinde, sıcaklık farkı olması nedeniyle, sıcaklığın azaldığı yöne doğru iletimle bir enerji aktarımı gerçekleşmelidir [53].

Bir yüzeyden veya ortam içinden aktarılan enerji miktarını hesaplamak için Fourier Yasası (ısı yayılım denklemleri) olarak da bilinen bu denklem ısı iletiminin temel denklemdir.

$$k\nabla^2 T + q = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (4.9)$$

Burada q (W/m^2), ortamın birim hacminde, birim zamanda üretilen ısı enerjisi, k (W/mK) ısı iletim katsayısı malzemelerin ısı iletimi ile ilgili önemli bir özelliği, ∇^2 laplasyon operatörü olup, Kartezyen koordinatlarda gösterildiğinde;

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \quad (4.10)$$

Silindirik koordinatlarda ise,

$$\nabla^2 = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \quad (4.11)$$

şeklinde ifade edilmektedir.

Isı iletimi çözümlerinde, ısı iletim katsayısının ısı kapasitesine oranı önemlidir. Bu özellik, α ısı yayılım katsayısı olarak,

$$\alpha = \frac{k}{\rho c_p} \quad (4.12)$$

ifade edilir. Bu durumda ısı denklemini şu şekli almaktadır.

$$\nabla^2 T + \frac{q''}{k} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (4.13)$$

4.3.2. Isı taşınımı

Akışkanın hareketi ile çok sayıda moleküllerin yer değiştirmesi esnasında üzerlerindeki enerjiyi başka bir yere aktarmasına ısı taşınımı denir. Akışkanların hareketi sıcaklık değişimlerinin neden olduğu yoğunluk farklarından meydana geliyorsa doğal taşınım, akışkana dış etki ile bir fan veya pompa desteğiyle basınç farkı oluşturularak hareket sağlanıyorsa zorlanmış taşınım söz konusudur. Akışkanın hareketi esnasında, akışkanın aktığı ve temas halinde olduğu ortamdaki yüzeyden diğer (ikinci) bir ortamdaki akışkana enerji aktarımı durumları ısı değiştiricilerinde daha çok karşımıza çıkmaktadır. Bu durumda ikinci ortamdaki akışkanın taşınması

ile daha fazla enerji aktarımı meydana gelip, her iki ortam için zorlanmış taşınım söz konusudur [53].

Taşınılma ısı transferinde kullanılan denklem;

$$q = h(T_s - T_\infty) \quad (4.14)$$

şeklinde ifade edilmekte olup, Newton'un Soğutma Yasası olarak da bilinir. Burada; taşınım ile ısı akısı q , yüzey ile akışkan arasındaki sıcaklık farkı $(T_s - T_\infty)$ ile doğru orantılı olup, T_s , yüzey sıcaklığı, T_∞ , kanal içerisinde akan akışkanın ortalama sıcaklığı, h , akışkan ile yüzey arasındaki ısı taşınım katsayısı olarak tanımlanmaktadır.

Bu çalışmada kullanılan ısı değiştiricisindeki boru içerisinde suyun geçişi esnasında zorlanmış taşınım şartlarının oluşu kabul edilmiştir. Bu nedenle boru içerisindeki akış için Eş. 4.15'de verilen Gnielinski kolerasyon formülü kullanılmıştır [56]. Burada F sürtünme direncidir. Taşımla ısı transferinin olduğu yüzeylerde: taşınım yoluyla geçen ısının, iletim yoluyla geçen ısıya oranı Ortalama Nusselt sayısı (Nu), akış esnasında dinamik kuvvetlerin vizkos kuvvetlere oranına Reynolds sayısı (Re) ve akışkanın kinematik viskozitesinin ısı yayılım katsayısına oranına Prandtl sayısı (Pr) boyutsuz olarak tanımlanmaktadır. Ayrıca, basınç düşüşü Δp Eş. 4.19 ile belirlenir [54].

$$Nu = \frac{(F / 2)(Re - 1000) Pr}{1 + 12.7(F / 2)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (4.15)$$

$$Re = \frac{\rho u L_H}{\mu} \quad (4.16)$$

$$Pr = \frac{\gamma}{\alpha} \quad (4.17)$$

$$Nu = \frac{h.L_H}{k} \quad (4.18)$$

$$\Delta p = F \frac{\rho u^2}{2} \quad (4.19)$$

Burada; ρ akışkan yoğunluğu, u akışkanın hızı, L_H levha uzunluğu, μ akışkanın viskozitesini, F düz levha için sürtünme direnci, k ısı iletim katsayısı, h ısı taşınım katsayısı, ν kinematik viskozite, α ısı yayılım katsayısını ifade etmektedir [53].

Ayrıca, ısı taşınımında laminer akım için hız sınır tabaka kalınlığı δ , ve ısı sınır tabaka kalınlığı δ_T aşağıdaki eşitliklerle verilir.

$$\frac{\delta}{L_H} = \frac{4,64}{Re^{1/2}} \quad (4.20)$$

$$\frac{\delta_T}{\delta} = \frac{0,977}{Pr^{1/3}} \quad (4.21)$$

Bu çalışmada seçilen modeller için Nu sayıları bulunarak, boyutsuz sayılar (Re ve Pr) cinsinden korelasyon eşitlikleri Eş. 4.22'den bulunmuştur.

$$Nu = C(Re Pr)^m = CPe^m \quad (4.22)$$

Burada; C ve m birer sabit sayılar olup, Pe Peclet sayısıdır.

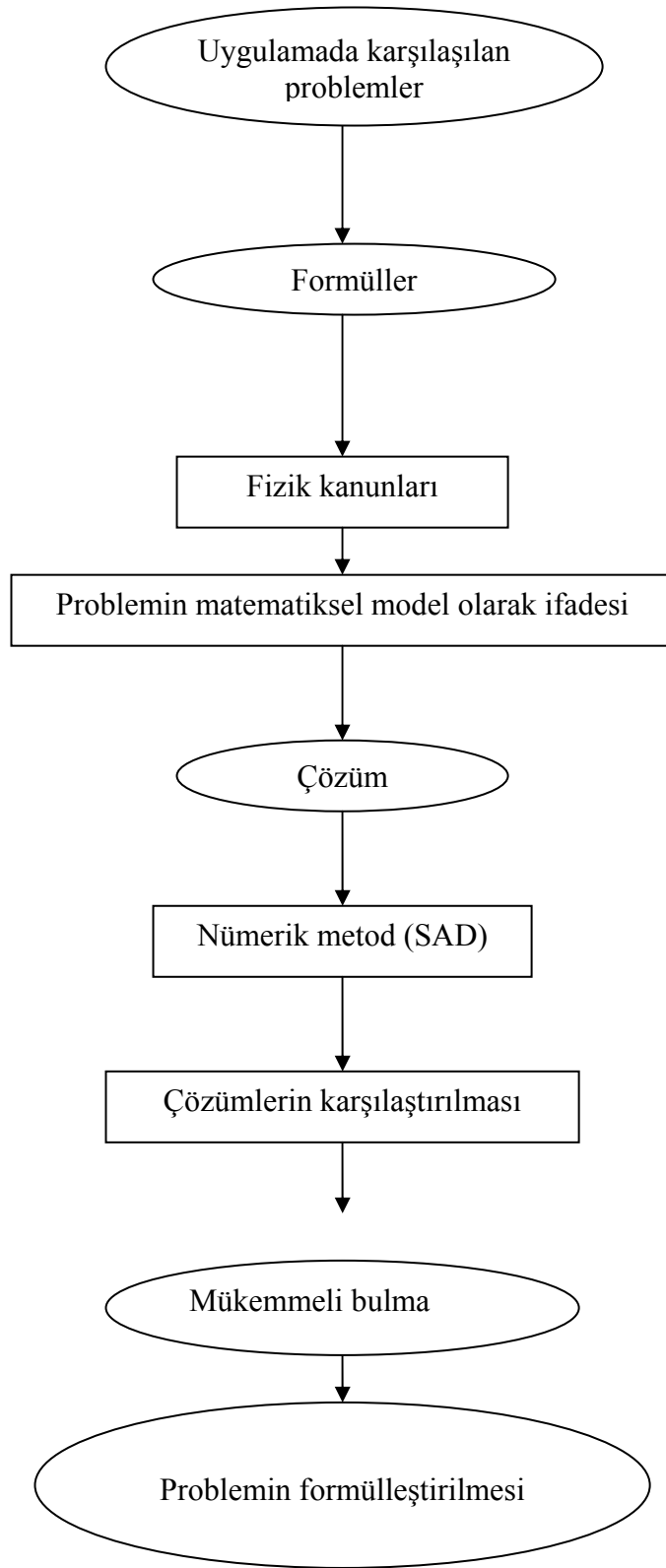
$$Pe = Re.Pr \quad (4.23)$$

şeklinde ifade edilmektedir.

4.4. Sayısal Akışkanlar Dinamiği

Akışkanlar Mekaniği, hem teorik hemde modellenmesi en zor bilim dalından biridir. Bu alana araştırmacıların yapacakları katkılar çok olacaktır. Bilgisayar donanım ve yazılım teknolojisindeki hızlı değişim ve buna paralel bir şekilde geliştirilen çok sayıda akışkanlar dinamiği problemlerinde bilgisayar destekli çözüm modelleri mevcuttur. Bu çözüm modelleri Akışkanlar Mekaniğinde kullanılan ısı ve kütle transferinde kullanılan ana denklemlerin bilgisayarın özelliklerine göre çözülebilir hale getirilmesi ile yapılmaktadır. Günümüzde mühendislikte geliştirilen problemlerin çözüm yöntemlerinin tamamı Sayısal Akışkanlar Dinamiğinin (SAD) temelini teşkil eder. SAD kodları, akışkanlar mekaniği ve ısı transferi problemlerini çözebilmek için nümerik algoritmalar kullanılarak ortaya çıkarılmıştır. Yapılan çözümler, Kişisel Bilgisayarla Sonlu Elemanlar Yöntemi, Sonlu Farklar Yöntemi, Sonlu Hacimler Yöntemleri gibi Akışkanlar Dinamiğinin temel denklemlerinin formülasyon ve çözümünü de içermektedir [55].

SAD modellemesi kontrol hacmi içerisinde korunum denklemlerinin çözülmesi ve akış alanının simülasyonunun yapılması işlemlerini kapsamaktadır. Akış alanının simülasyonu için bütün önemli faktörleri (geometri, sınır şartlar, akışkanın fiziksel özellikleri, türbülans vb.) içeren bir SAD modeli gereklidir. Şekil 4.1’de SAD ve ısı transferi problemi çözüm akış şeması görülmektedir. Burada, uygulamada karşılaşılan problemler, fiziki özellikler dikkate alınarak oluşturulan matematiksel modeller yardımıyla SAD modeli kullanılarak elde edilen sonuçların daha hızlı ve ekonomik olmasının yanı sıra deneylerden elde edilen sonuçlar ile de uyumlu olması beklenmektedir. Daha önce anlaşılamayan hatta deneylerinin yapılması mümkün olmayan, pahalı, uzun süre gerektiren ve değişik zorlukları bulunan karmaşık problemlerdeki, pek çok akış özelliklerinin doğası bu yöntemlerle anlaşılır hale gelmiştir. Güçlü bilgisayar sistemlerinin hızla gelişmesi ile birlikte SAD modellemesi birçok endüstriyel işlem ve cihazların simülasyonunda çok kolaylıklar sunmakta, yeni bir teknoloji alanı ortaya çıkararak formülasyonlar gerçekleştirilmektedir.



Şekil 4. 1. Sayısal akışlar dinamiği ve ısı problemi çözüm akış şeması

Isı değiştircilerinde kullanılan SAD model tasarımı, borularda ve kanallardaki akış gibi konularda da mevcuttur. Çalışmada, sonlu hacimler metodu ile akış ve ısı transferini çözebilen Fluent programından yararlanılarak, akış ve sıcaklıkların nümerik olarak hesaplanması yapılmıştır.

4.4.1. Akışın modellenmesi

Herhangi bir ortamda akan akış türbölanslı veya laminer akım şekillerinde bulunur. Taşınım problemlerinin çözümünde ilk incelenmesi gereken parametre sınır tabakanın laminer veya türbölanslı olduğunu belirlemektir. Akım hareketinin düzenli olduğu durumlarda akış laminer ve parçacıklar halinde akış çizgileri boyunca hareket ederler. Türbölanslı akışta ise akım hareketleri düzensiz ve gelişigüzel hareket söz konusudur.

Çalışmada, geometrisi üç boyutlu olarak tanımlanan ve fotoğrafı Resim 4.1 görölen ticari kanatçıklı borulu bir model ısı değiştircisi üzerinde, ardışık iki kanat seçilmiş ve seçilen iki kanatın onikide birlik kısmı alınarak simetrik olacak şekilde ortasından simetrik boru geçirilerek kanatçıklar oluşturulmuştur. Bu iki kanatçık ortasından geçen yanmış gazın ısıısının kanatçıklar ve boru vasıtasıyla, suya geçişi, sürekli şartlarda, zorlanmış konveksiyon ile ısı transferi üç boyutlu sayısal olarak incelenmiştir.

Laminer ve sürekli şartlarda akış modeline bağlı olarak ısı transferi, basınç düşümü, hız ve sıcaklık dağılımları incelenmiştir. Yanmış gazdan çevreye radyasyon ile olan ısı transferi hesaba katılmayıp, seçilen kütleli debiye bağlı olarak hesaplanan Reynolds sayısı dikkate alınmış olup, sadece laminer durumda ısı taşınımı ve ısı iletimi ile ilgili olarak kanatçık ve boru üzerinde oluşan ısı transferi incelenmiştir.



Resim 4. 1. Ticari kanatçıklı borulu bir model ısı değiştiricisi

4.4.2. Sonlu hacimler metodu

Sonlu hacimler metodu; özellikle akışkanlar mekaniği ve ısı transferi problemleri çözümlünde bilgisayar teknolojisi yardımıyla çözümlen yanan sayısal model üzerine geliştirilmiş bir tekniktir. Bir sistemin sayısal modeli, bilgisayar üzerinde ayrılaştırılmış kontrol hacmi üzerinde hesaplama yapılarak çözümlen gerçekteşir. Seçilen model, matematiksel çözümlen verecek olan sayısal bir şema ya da prosedürle birlikte uygulanan sınır ve başlangıç şartları, gerekli fiziksel özellik verileri, bileşen karakteristikleri ve diğer gerekli girdilerden oluşmaktadır. Fiziksel verilerin bilgisayar ortamına aktarılmasıyla sayısal model oluşur. Seçilen model üzerinde gerekli çalışmaların yapılarak geçerliliğinin onaylanması ile tasarım ve çalışma şartlarındaki değişikliklere maruz olmaktadır. Sonuçlar, tasarımların farklı ihtimaller dahilinde değişen şartlara göre belirlenmesini sağlamaktadır.

4.4.3. Fluent programı

Akışkan akış problemlerinin sayısal akışkan dinamiği (SAD) modellemesi sınır şartlar, akış aerodinamiği ve geometriye bağlı olarak değişik yollar ile

gerçekleştirilebilir. Fluent sonlu hacimler metodu kullanan bir SAD yazılımıdır. 1983'ten bu yana dünya çapında birçok endüstri dalında kullanılan ve günden güne gelişerek tüm dünyadaki SAD piyasasında en çok kullanılan yazılım durumuna gelmiştir. En ileri teknolojiye sahip ticari SAD yazılımı olarak kullanıcılarının zor problemlere kolay ve kısa zamanda çözümler sunmaktır. Fluent sıkıştırılmaz ve sıkıştırılabilir akışlar için SAD çözücüsüdür. Bünyesinde bulundurduğu ileri çözücü sistem teknolojisi ve sahip olduğu değişik fiziksel modeller sayesinde laminar, geçişsel ve türbülanslı akışlarla, iletim, taşınım ve radyasyon ile ısı geçişini içeren problemlere hızlı ve güvenilir çözümler sunmaktadır [50].

Simülasyona başlamadan önce modelleme amaçlarının tanımlanması, hesaplama modelinin seçimi (fiziksel sistem, sınır şartlar, iki boyutlu ya da üç boyutlu çözüm vb.), sayısal ağ üretimi, fiziksel modelin tanımlanması (laminer yada türbülanslı), simülasyonda modelin seçimi ve problemin çözüm tekniği gibi bir çok noktanın göz önüne alınması gerekir. Yukarıda belirtilen modelleme detaylarına ait bilgiler (Bkz.Bölüm 3)'de verilmiştir. EK 1'de yer alan Şekil 1.5'de Fluent ana menü görülmektedir.

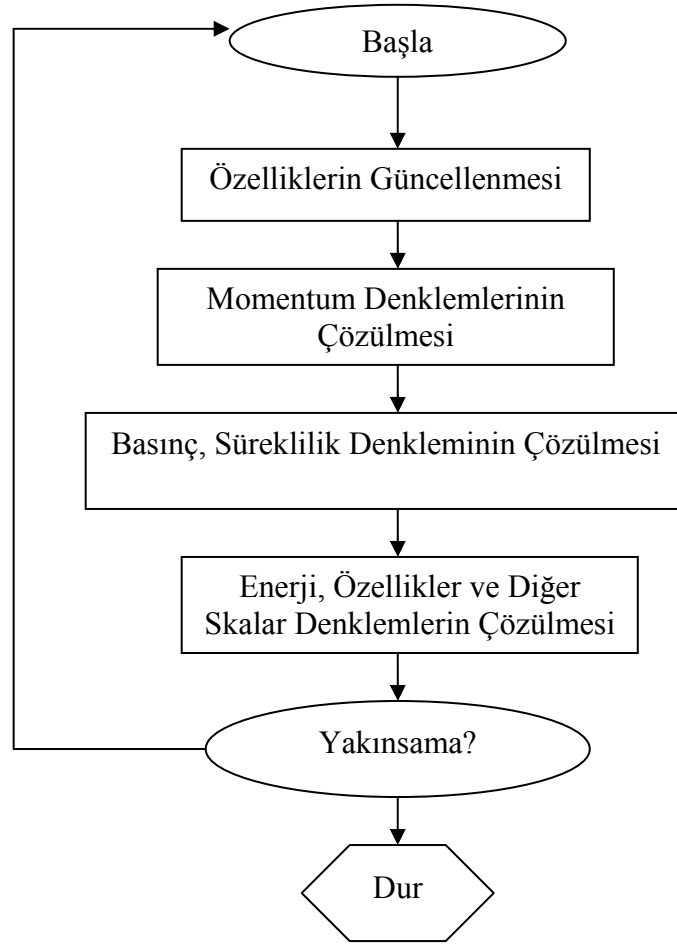
4.5. Sayısal Çözüm Yöntemi

Fluent programı; kütle, momentum, enerji korunum denklemlerini, sonlu hacimler metodu ve kontrol hacmi tekniği kullanılarak çözmektedir. Model hacim sonlu hacimlere bölündükten sonra, elde edilen sayısal ağ, asıl problemin çözüleceği Fluent programına aktarılmaktadır.

4.5.1. Ayrık çözüm yöntemi

Fluent programında denklemlerin çözümü için; EK-1'de yer alan Şekil 1.6'da görülen ayrık (segregated) ve birleşik (coupled) olmak üzere iki metot sunmaktadır. Bu çalışmadaki denklemlerin çözümünde ayrık çözüm yöntemi kullanılmıştır. Çözüm metodunda, önce hesaplama hacmi olarak, genel bir hesaplama ağı kullanılmakta olup, model yapı üzerinde ayrıklaştırmalar yapılır. Ayrık çözüm

metodu uygulanırken denklemler ayrı ayrı çözülmektedir. Bir denklem çözüldükten sonra elde edilen sonuçlar diğer denklemlerde de kullanılmaktadır. Sonuçlar yakınsama (örtüşme) elde edilinceye kadar çözüm döngüsü yapan iterasyon işlemi devam etmektedir. Ayrıca Şekil 4.2’de bir ayrık çözüm yöntemi ile iterasyon işleminde kullanılan basamaklar ve iterasyon adımlarına ait akış şeması verilmiştir [50].



Şekil 4. 2. Fluent programı ayrık çözüm yöntemi akış şeması

Bu şemada;

- Hesaplamanın yeni başlatılması durumunda başlangıç değerlerinin kullanılması ile elde edilen veriler bir sonraki hesaplamada güncellenerek kullanılmaktadır.

- Basınç ve yüzeydeki kütle akısı verileri kullanılıp momentum denklemi çözümü yapılarak, u , v ve w hız verileri güncellenmektedir.
- Basınç düzeltmenin çözümü için, süreklilik denklemi ve lineerize edilmiş momentum denklemleri türetilerek; basınç alanına, hız alanına ve yüzey kütle akısında gerekli düzeltmeler yapılarak süreklilik sağlanmak suretiyle, basınç düzeltme denklemi çözülür.
- Enerji ve akışkanın fiziksel özelliklerine ilişkin skaler denklemler daha önce elde edilen sonuçlar kullanılmak suretiyle güncellenerek çözüm yapıldı.
- İyi bir yakınsama çözümüne ulaşınca kadar ayırık çözüm metodu adımlarının uygulamasına devam edildi.

4.5.2. Denklemlerin cebirsel olarak çözümü

Bilgisayarlarla diferansiyel denklemlerin çözümü yapılamamaktadır. Ancak, bu denklem sistemlerini lineer hale getirilerek çözüm yapılabilme mümkün olmaktadır. Bir çözüm metodunun verimliliği, gerekli olan hesaplama süresi ve ihtiyaç duyduğu hafıza gereksinimi ile değerlendirilir. Denklem sistemlerinin çözümünde iki farklı yöntem vardır. Birincisi, önceden belirlenmiş sayıda cebirsel işlem, yuvarlatma hatasına kadar sonlu sayıda hesaplama işlemi yapılarak tam çözüm elde edilmektedir. Bu bilgisayar belleği ve zaman açısından etkinliği olmayan direkt çözüm metodudur. İkincisi ise, gerekli aritmetik işlemin sayısı önceden belirlenmemesine rağmen, bir başlangıç yaklaşımı ile denklem sisteminin çözümüne başlanarak iteratif olarak iyileştirmenin elde edildiği metod olan iteratif çözüm metodudur. Bu çözüm metodu bilgisayar belleği ve zaman açısından, ayrıca düğüm noktalarının sayısının büyüklüğü ile son derece hassas sonuçların elde edildiği etkin bir methodur. İteratif yöntemlerde hesaplama süresi her bir hesaplama işlemi için gerekli olan iterasyon ile bir yakınsanmış çözüm elde edilinceye kadar gerekli olan iterasyon sayısına yani yakınsama hızına bağlı olmaktadır. İteratif çözüm metodunun; direkt çözüm metoduna göre en büyük avantajı ise daha fazla hafıza gereksinimine ihtiyaç duymasıdır. İteratif çözüm metodunun diferansiyel denklemler arasında bağ oluşturabilmek için aralarında bir dış iterasyon işleminin yapılması gerekliliği dezavantajıdır [57].

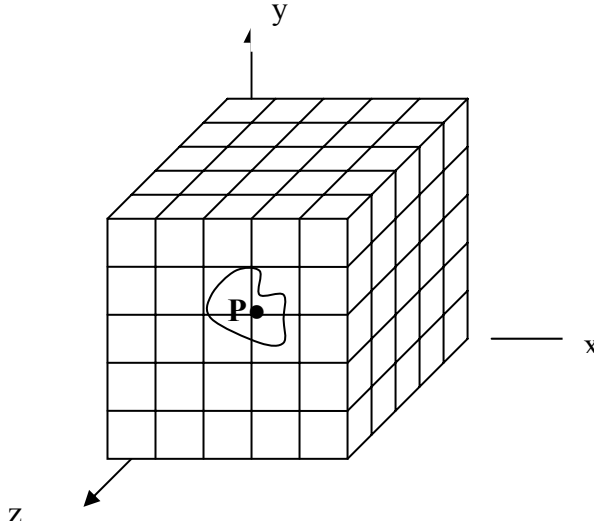
Fluent programında kullanılan ayrık çözüm metodunda lineer olmayan denklemlerin çözümünü, her bir hücredeki bağımlı değişkene göre bir denklem sistemi oluşturarak lineerize etmektedir. Lineer sistemlerde, akış alanı belirlenerek kontrol hacimlerinde çözülmektedir. Çözüm yöntemlerinde farklı yaklaşım metodları mevcuttur. Akış yönüne ve şiddetine göre taşınım sınırlama kriteri ile kontrol edilmektedir. Taşınım sınırlama kriteri özellikle kontrol hacmin yüzeylerinde yer alan değerlerin üç ve daha fazla düğüm noktalarında hesaplanması durumunda bağımlı çözümü sağlamak için gereklidir. Temel olarak denklem sistemlerinin çözümlenmesi için iki farklı yöntem kullanılmaktadır. Bunlar implicit (örtük) ve explicit (açık) formlarıdır. Taşınım sınırlama kriteri sürekli durumdaki akış hesaplamaları için implicit formda düzenlemeler bulunmaktadır. Bu çalışmadaki denklemlerin çözüm temeli bağımlı değişkenlere (setlere) göre lineerizasyon implicit (Gauss-Siedel) lineer denklem çözüm metodu formunda çözüm yapılmıştır [50,58].

4.5.3. Denklemlerin ayrık hale getirilmesi

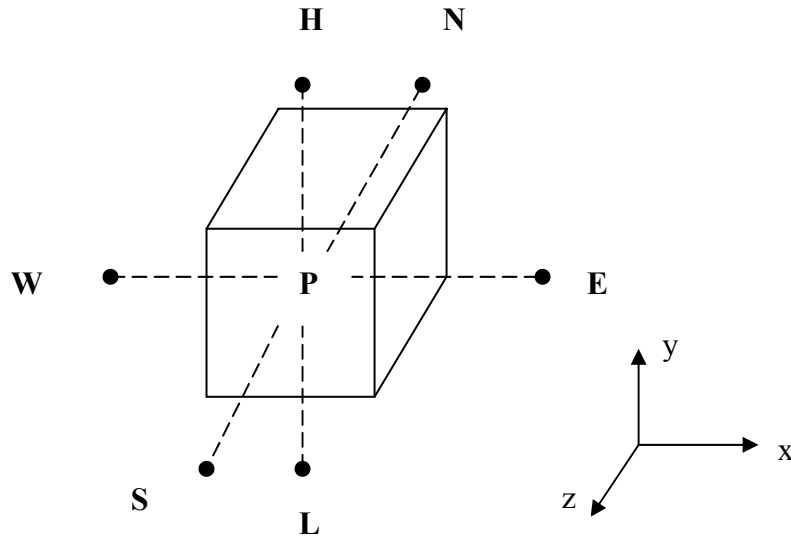
Bir çözüm metodunun verimliliği, gerekli olan hesaplama süresi ve ihtiyaç duyduğu hafıza gereksinimi ile değerlendirilir. Kütle, momentum ve enerji denklemlerini de içeren korunum denklemleri kontrol hacim tekniği kullanılarak cebirsel denklem haline dönüştürüldükten sonra çözülmektedir. Bu teknikte, önce hesaplama alanı genel bir hesaplama ağı kullanılarak ayrıklaştırılmış kontrol hacimlerine bölünmektedir. Daha sonra korunum denklemleri ayrıklaştırılmış bilinmeyenler (hızlar, basınç ve diğer skaler büyükler vb.) için cebirsel denklemler oluşturularak tek tek kontrol hacimleri üzerinde bütünleştirilerek ayrıklaştırılmış denklemler çözülmektedir [56].

Şekil 4.3'de ağ düzeni kullanılarak ayrık kontrol hacimlerinin tanımlanması, Şekil 4.4'da ise bir P düğümü etrafında kullanılan hesaplama hücreleri gösterilmiştir. Burada, aynı kontrol hacmi tüm korunum denklemlerinin bütünleştirilmesi için kullanılmaktadır. Tüm değişkenler (hız bileşenleri, basınç vb.) ve bütün skaler değerler kontrol hacmin hücre merkezinde depolanmaktadır.

Tipik üç boyutlu olarak verilen Şekil 4.4'deki düğüm noktası etrafında hesaplama hücrelerinin gösteriminde P düğüm noktası ile komşuluk halinde olan diğer düğüm noktaları, H (yüksek), L (düşük), E (doğu), W (batı), N (kuzey), S (güney)'i ifade etmektedir. Korunum denklemleri hesaplama hücreleri üzerinde entegre edilerek sonlu farklar yaklaşımlarına indirgenir.



Şekil 4.3. Üç boyutlu çözüm alanının ağ düzeni kullanılarak ayrık kontrol hacimleri ile tanımlanması



Şekil 4.4. Üç boyutlu P düğümü etrafında hesaplama hücrelerinin gösterimi

Düzenli konveksiyon-difüzyon denklemi, her bir skaler ϕ özelliği için hareket denkleminin türetilebilir. Hareket denkleminin ϕ özelliğine bağlı diferansiyel ve integral formu aşağıdaki şekli ile gösterilir.

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \text{div}(\rho\phi u) = \text{div}(\Gamma \text{grad } \phi) + S_\phi \quad (4.24)$$

Eş. 4.24'in diferansiyel formu;

Akışkan elemanın ϕ özelliği artışı	+	Akışkan elemanından çıkan net ϕ miktarı	=	ϕ özelliğinin difüzyona bağlı artışı	+	ϕ özelliğinin kütlesel kuvvetlere bağlı artışı
--	---	---	---	---	---	--

şeklinde ifade edilir. Eşitliğin sol tarafındaki değişim oranı ifadesi ve konvektif ifade ile eşitliğin sağ tarafındaki difüzyon ifadesi ve akım kaynağıdır [6].

Sürekli akımda Eş.4.24'deki zamana bağlı ifade sıfır olmaktadır. Eşitlik yeniden düzenlenir ve bir kontrol hacmi üzerinde integre edilirse;

$$\text{div}(\rho\phi u) = \text{div}(\Gamma \text{grad } \phi) + S_\phi \quad (4.25)$$

$$\int_A n(\rho\phi u) dA = \int_A n(\Gamma \text{grad } \phi) dA + \int_{CV} S_\phi dV \quad (4.26)$$

Elde edilir. Bu integrasyon ifadesi kontrol hacmindeki akış dengesini göstermektedir. Eşitliğin sol tarafı net konveksiyona bağlı akışı, sağ tarafı net difüzyon akışı ve kontrol hacmindeki ϕ özelliğinin değişimini vermektedir. ϕ bağımlı değişken, ρ yoğunluk, n ϕ özelliğinin akış boyunca normal vektörü, A yüzey alan vektörü, Γ ϕ

için difüzyon katsayısı, $grad\phi$ ϕ 'nin gradyanı, S_ϕ birim hacim başına ϕ kaynağıdır.

Bu Eş. 4.26'de belirtilen konveksiyon ve difüzyon eşitliğinin sonlu sayıda kontrol hacmi üzerine integre edilmesi ile cebirsel denklem takımları oluşmaktadır [51].

Kütlesel kuvvetlerin olmaması durumunda, bir boyutlu akış alanında ϕ özelliği konveksiyon ve difüzyon bağıntısı Eş. 4.27'deki şekilde gösterilir.

$$\frac{d}{dx}(\rho\phi u) = \frac{d}{dx}\Gamma \frac{d\phi}{dx} + S \quad (4.27)$$

Akış aynı zamanda süreklilik prensibi sağlamalıdır.

$$\frac{d}{dx}(\rho u) = 0 \quad (4.28)$$

Aşağıda Şekil 4.5'de verilen bir boyutlu genel bir P noktasındaki kontrol hacmi verilmektedir. P noktasına komşu noktalar W ve E ile kontrol hacmi yüzeyleri ise w ve e olarak belirtilmiştir.

$$(\rho u A \phi)_e - (\rho u A \phi)_f = \left(\Gamma A \frac{\partial \phi}{\partial x}\right)_e - \left(\Gamma A \frac{\partial \phi}{\partial x}\right)_f + S_u + S_p \phi_p \quad (4.29)$$

Süreklilik denkleminin kontrol hacmi üzerinde integrasyonu ile Eş 4.30 elde edilir.

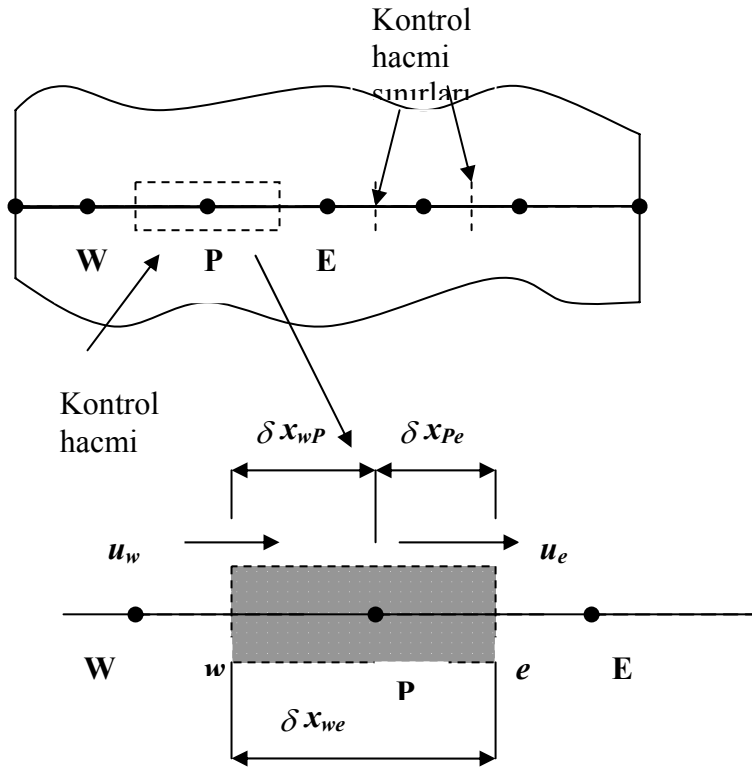
$$(\rho u \phi)_e - (\rho u \phi)_f = 0 \quad (4.30)$$

Konveksiyon ve difüzyon probleminde ayrıklaştırılma eşitliği elde etmek için Eş. 4.29'deki ifadelerin belirlenmesi gerekmektedir [51].

$$F_w = (\rho u)_w, \quad F_e = (\rho u)_e \quad (4.31)$$

$$D_w = \frac{\Gamma_w}{\delta x_{WP}}, \quad D_e = \frac{\Gamma_e}{\delta x_{PE}} \quad (4.32)$$

$A_w=A_e=A$ ile Eş. 4.31 ve Eş. 4.32 kabulleri yapılarak, Eş. 4.29'de belirtilen eşitlik Menba Fark Yaklaşımı ile Eş. 4.34'daki şekile gelmektedir.



Şekil 4. 5. Bir boyutlu P noktası etrafındaki hesaplama hücresi gösterimi

Bu yaklaşımda eleman üzerindeki ϕ değeri kendinden bir önceki düğüm noktasındaki değere eşit olmaktadır. Akış yönü pozitif olduğunda, $u_w > 0$, $u_e > 0$ ($F_w > 0$, $F_e > 0$), bunlara bağlı olarak;

$$\phi_w = \phi_w \quad \text{ve} \quad \phi_e = \phi_P \quad (4.33)$$

kabulü yapılarak,

$$F_e \phi_P - F_w \phi_W = D_e (\phi_E - \phi_P) - D_w (\phi_P - \phi_W) + S_u + S_p \phi_p \quad (4.34)$$

Eş.4.34 yeniden düzenlenirse;

$$(F_e + D_e + D_w - S_p) \phi_P = (D_w + F_w) \phi_W + D_e \phi_E + S_u \quad (4.35)$$

$$[(F_w + D_w) + D_e + (F_e - F_w) - S_p] \phi_P = (D_w + F_w) \phi_W + D_e \phi_E + S_u \quad (4.36)$$

Akış yönü pozitif olan Eş. 4.36 eşitliği bir boyutlu olarak genel bir formda Eş. 4.37 ve Eş. 4.38’de belirtilen şekilde düzenlenebilir.

$$a_p \phi_p = a_E \phi_E + a_W \phi_W + S_u \quad (4.37)$$

$$a_p = a_E + a_W + (F_e - F_w) - S_p \quad (4.38)$$

Burada, a komşu hücrelerden etkilenen katsayıları, a_p merkez katsayısını göstermekte olup, S_u ve S_p lineerleştirilmiş kaynak teriminin sabit kısmını ihtiva etmektedir. Ayrıca, ϕ herhangi bir bağımlı değişkeni (hız vb.), belirtmektedir. Fluent, Eş. 4.26’de verilen genel formülasyonlu yapı hücre merkezinde bilinmiyen ϕ bağımlı değişkeni ve hücreleri çevreleyen komşu hücrelerde bilinmiyen değerleri içermektedir. ϕ ’nin hız, basınç, sıcaklık, yoğunluk gibi herhangi bir bağımlı değişkeni temsil ettiği kabul edilerek, Eş. 4.26 lineerize edilirse en genel formda Eş. 4.39’deki gibi yazılır [51].

$$a_p \phi_P = \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b \quad (4.39)$$

burada, nb P noktası etrafında komşu hücreleri temsil etmekte olup, a_p ve a_{nb} her ϕ_p ve ϕ_{nb} için kontrol hacimde konvektif ve difüzyonu birleştiren lineerize katsayılarını, b ise kaynakları gösterir. Her bir hücreye komşu olan hücre sayısı modellerdeki ağ yapısına bağlı olup, her komşu hücrenin ayrı bir katsayısı mevcuttur. Fluent tarafından genel formülasyonlu yapı hücre merkezinde akış modeli içerisinde çok boyutlu olarak yapılandırılmış ağlara uygulanarak her bir P_1 için çözüm yapılırsa, lineer denklemlerden oluşan bir sistem elde edilmiş olunur. Bu lineer denklemler sistemi Matris olarak Eş. 4.40'deki şekilde ifade edilir [51].

$$[L_M] \vec{\phi} = \vec{S} \quad (4.40)$$

Burada, $[L_M]$, katsayılar matrisi olup, diagonal bir yapıya sahiptir. $\vec{\phi}$, her bir değişken için çözüm vektörü ve \vec{S} , bütün kaynak terimleri vektörü ile belirtilmektedir [57].

Fluent, skaler denklemler için; implisit (Gauss-Seidel) lineer denklem çözüm metodu ile beraber Cebirsel Çoklu Ağ Metodunu (AMG) kullanarak bu lineer sistemi çözmektedir [50].

4.5.4. Kalıntıların hesaplanması

Bilgisayar programları iterasyon işlemleri yaparken ayrıklaştırılmış çözüm metodu ile beraber sonlu hacimler metodu kullanarak denklem çözümlerini oluşturulan sayısal ağ üzerinde çözmektedir. Bu çözümlerde yakınsamanın elde edilmesi önemlidir. Ardışık iterasyonlar arasında elde edilen akışkana bağlı olan parametrelerin değerindeki maksimum fark belirlenen değerden küçük olduğu takdirde çözümde yakınsamanın olduğu kabul edilir.

Denklemlerdeki terimler tek bir tarafa alınıp toplandığında elde edilen değere kalıntı denilmektedir. Bu işlem kullanıcı tarafından ekranda görüntülenmektedir. Bu

kalıntılar akış esnasında her bir denklemin çözümündeki hassasiyetin bir göstergesidir.

Herhangi bir P hücresindeki ϕ genel değişkeni, ayrıklaştırma işleminden sonra lineerize edilmiş Eş. 4.27'nin en genel hali ile üç boyutlu olarak Eş. 4.41 ve Eş. 4.42'deki şekli ile yazılabilir.

$$a_p \phi_p = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + a_H \phi_H + a_L \phi_L + S_u \quad (4.41)$$

$$a_p = a_E + a_W + a_N + a_S + a_H + a_L + (F_e - F_w) + (F_n - F_s) + (F_h - F_l) - S_p \quad (4.42)$$

Her hangi bir P hücresindeki kalıntılar Eş. 4.43 ile;

$$R = \sum_{cellP} |a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + a_H \phi_H + a_L \phi_L + S_u - a_p \phi_p| \quad (4.43)$$

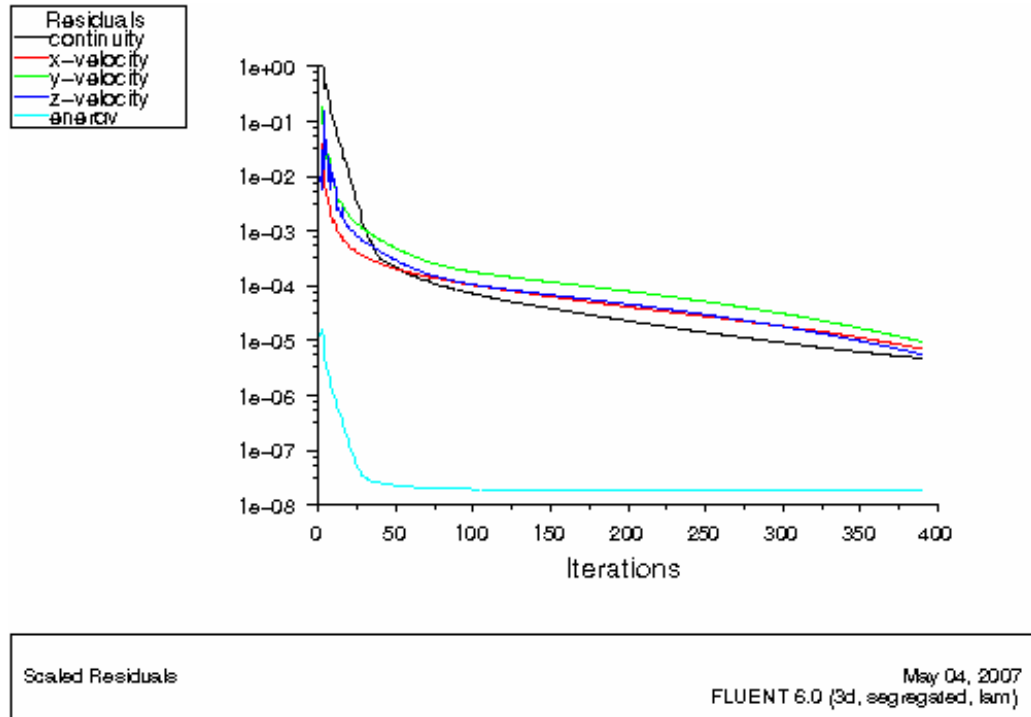
$$R^a = \frac{\sum_{cellSP} |a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + a_H \phi_H + a_L \phi_L + S_u - a_p \phi_p|}{\sum_{cellSP} |a_p \phi_p|} \quad (4.44)$$

program tarafından rapor edilen doğrusallaştırılmış boyutsuz kalıntılar Eş. 4.44 ile ifade edilmektedir.

Adımları uygun olarak yapılmış bir çözüm metodunda yapılan iterasyonlar sonucu toplam azalmaktadır. Bu kalıntılar bir eşitlik için uygun olan çözümlerin sağlanma derecesini belirlemektedir. Bir problemin yakınsaması yeterli olana kadar (Bkz.Şekil 4.2)'de verilen iteratif çözüm adımları sürdürülür. Kalıntılar kullanıcıya her iterasyon çözümünde, denklem çözümünün hata derecesinin doğrudan ne kadar saptığının bir ölçüsünü vermektedir. Normalleştirilmiş kalıntıların 1×10^{-3} mertebelerinde olduğu bir

çözüm metodu iyi yakınsayan çözüm olarak tanımlanmaktadır. Ancak, enerji ve kimyasal türler için bu değer 1×10^{-6} 'dır [50].

Üç boyutlu simülasyonlarda oluşan karmaşık yapıdaki akışlarda iyi yakınsayan çözümlere ulaşmak oldukça zordur. Ancak bu çalışmada elde edilen bütün simülasyon sonuçlarında, yakınsama kriterleri olarak kalıntıların; enerji için 1×10^{-6} ve diğer değişkenler içinse; 1×10^{-5} değerine gelinceye kadar iterasyona devam edilmiştir. Şekil 4.6'da görüldüğü üzere çalışılan bir model üzerinde akış parametrelerinin (süreklilik, hız, enerji) iterasyonlara göre değişimini göstermektedir. Çözümde yakınsama kriterleri parametrelerin değişimi için elde edilmiştir. Bu değişim Şekil 4.6'da görüldüğü gibi model çalışmada yapılan simülasyonlar ile iterasyon sayısı arttıkça iterasyonlar arasındaki değişimin (kalıntıların) azaldığı görülmüştür. Yapılan nümerik simülasyonlarda iyi yakınsayan çözümler elde edilmiştir.



Şekil 4.6. Çözümü yakınsamış bir problemde değişkenler için elde edilen iterasyon (kalıntı) değerleri

4.5.5. Rahatlama faktörü

Lineer olmayan denklemlerin çözümünde her zaman yakınsayan çözümlere ulaşmak mümkün değildir. Uygun olmayan sınır şartların seçimi gibi nedenlerden dolayı bir problemin yakınsayamaması durumu ile karşılaşılabilir. Rahatlama faktörleri, her iterasyon süresince elde edilen her bir değişkendeki değişimin azaltılması sağlanarak yakınsayan çözümler elde edilerek yakınsamayan çözümler engellenebilir.

Sayısal çözümler yakınsamış kabul edilebilmesi için aşağıda verilen yakınsama kriterinin her bağımlı değişken için çözüm alanındaki her düğüm noktasında sağlanması şartı aranmıştır.

$$\left| \frac{\phi^{yeni} - \phi^{eski}}{\phi^{eski}} \right| \leq \delta \quad (4.45)$$

Burada ϕ herhangi bir bağımlı değişkeni temsil etmekte olup, ϕ 'nin eski ve yeni değerleri arasındaki ilişki ile δ rahatlama faktörü bulunmaktadır. Rahatlama faktörünün uygun değerinin bulunması çoğunlukla tecrübe konusudur. Her bir değişken için δ 'nin değeri her problem için değişmektedir.

Fluent momentum denklemi katsayılarını kullanarak yüzeylerdeki basınç değerlerinin interpolasyonunu yapmaktadır. Ayrıca, Fluent programı ile çözüm algoritmaları ve sayısal parametreler belirlenmektedir. Laminer çözüm modellerinde varsayılan rahatlama-gevşetme (Under-relaxation) parametre değerleri uygun olmaktadır. Trübülanslı modellerin çözümlerinin daha fazla yakınsamaları için bu parametrelerin ayrı ayrı azaltılması gerekmektedir. Bu çalışmada, laminer çözüm metodu seçilmiş olup, varsayılan gevşetme parametreleri kabul edilmiştir. Seçilen değerlerle problemin uygun bir şekilde yakınsadığı görülmüştür [50].

5. PROBLEMİN ÇÖZÜMÜ VE SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ

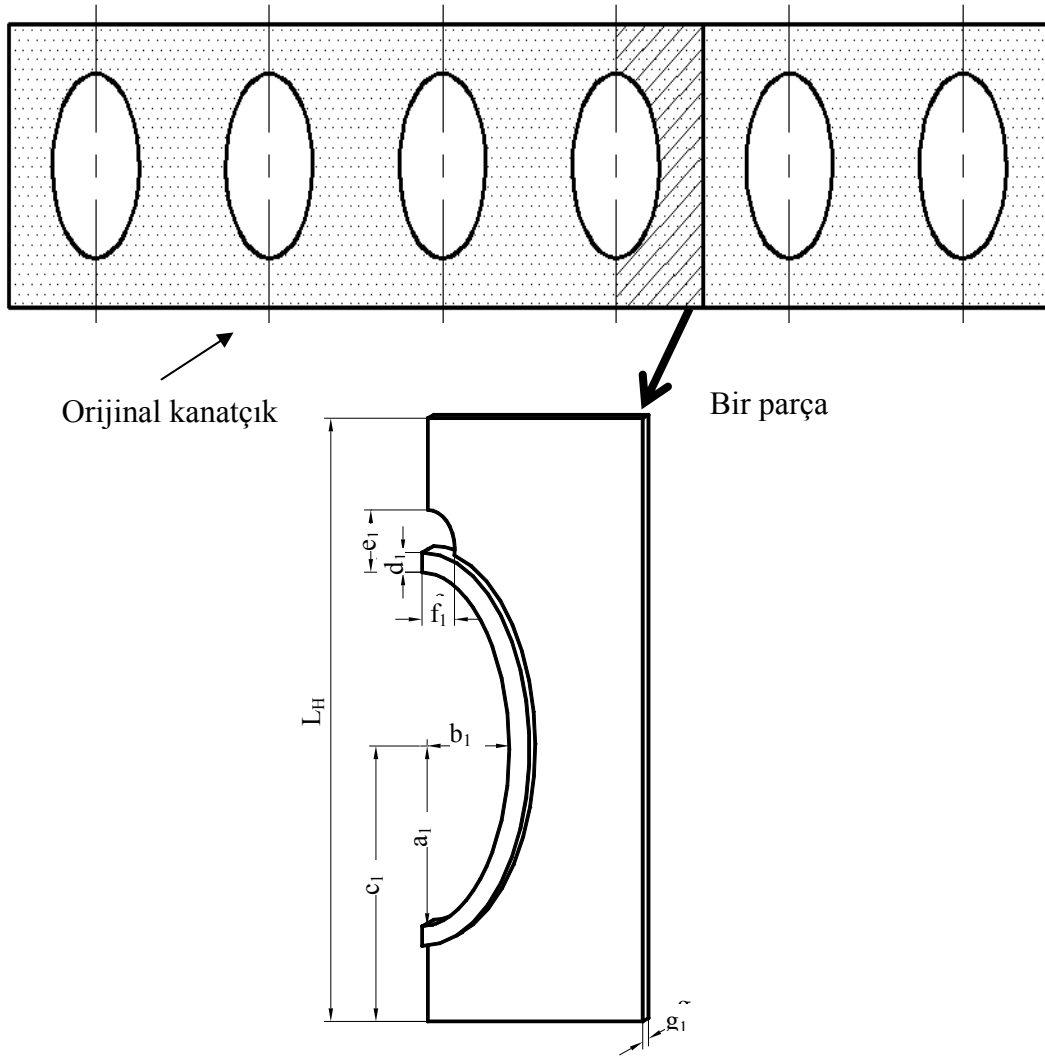
SAD problemleri nümerik çözüm kolaylığı nedeniyle, daha çok deneysel olarak çözüm yapılamayan geometrilerin hesaplanmasında tercih edilir. Bir ısı değiştiricisinin modelleme işleminde; geometrik yapı, sınır şartları ve akış model yapısının tespiti önem arz etmektedir. Problemin ağ yapısı, sınır şartları ve akış modeli üzerinde yapılan çalışmalar (Bkz. Bölüm 3)'de detaylı bir şekilde verilmiştir. Bu bölümde farklı kanatçık geometrilerinin yapısı ve bu geometrilere uygun modellerin çözümü ve sonuçları ile ilgili bilgiler verilecektir.

Problemin tesbiti için daha önce yapılan benzer çalışmalar dikkate alınarak uygulamada görülen küçük ticari bir yanma odasında kullanılan düz kanatçıklı-borulu, (Bkz. Resim 4.1)'de fotoğrafı görülen ısı değiştiricisi ele alınmıştır. Bu ısı değiştiricisinin boyutları dikkate alınarak aslına uygun model üzerinde değişiklikler yapılmış ve yeni modeller oluşturularak SAD yöntemi ile çözüm yapılmıştır.

Yapılan çözümde, ısı değiştiricisindeki kanatçıkların boru eksenlerine göre açılma olarak değişimi, kanatçıklar arası mesafe ve kanatçık içindeki boru merkezinin dikey eksenindeki yerinin tespiti esnasında oluşan akış ve ısı transferinin en iyi değerleri incelenmiştir.

Her üç modelde de; Şekil 5.1'de görülen ardışık iki kanat seçilerek simetri eksenlerinden kesilip iki yarım kanatçık elde edilmiştir. Arasından yanmış gazların geçtiği ortasında boru bulunan iki yarım kanatçığın onikide birlik kısmı alınarak model oluşturulmuştur. Şekil 5.1'de kanatçık, boru ve yanmış gazın simetri yüzeyleri görülmektedir. İki yarım kanatçığın boru ile temas ettiği yüzeylerden, kanatçıklar arasındaki yanmış gazın temas ettiği boru yüzeyinden suya geçen ısı miktarı ve kanatçıklar arasındaki yanmış gazda meydana gelen hız, sıcaklık dağılımı ve basınç düşümü aslına uygun modeller üzerinde incelenmiştir. Böylece tüm modellerde hem taşınım hem de iletimin olduğu bileşik ısı transferi çözümü yapılmıştır.

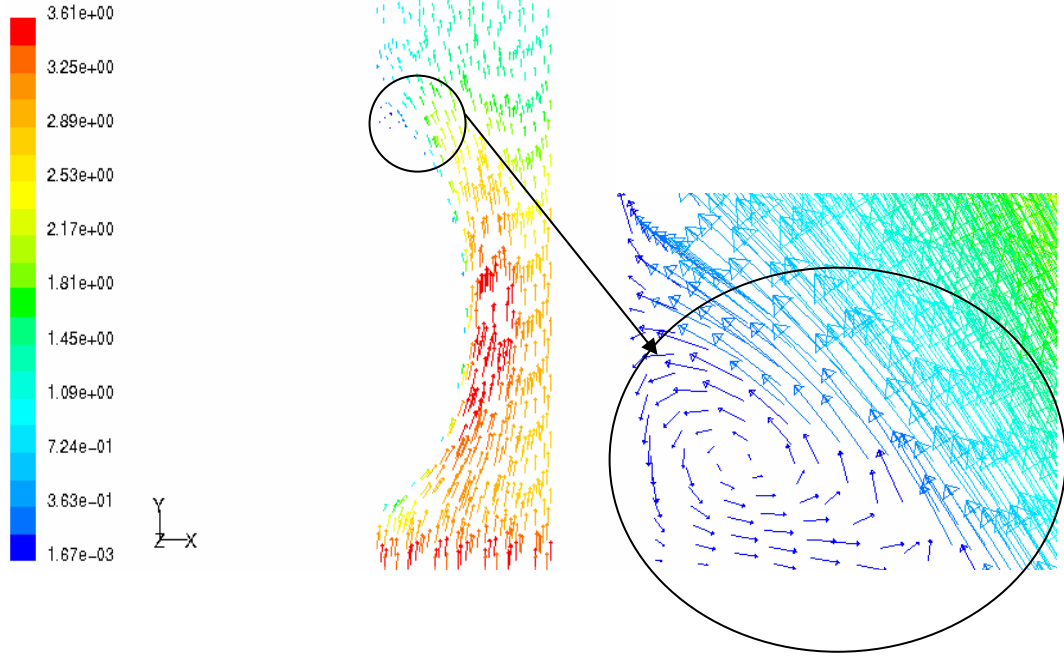
Geliştirilen modeller için basınç düşümü ve ısı transferi ile ilgili alınan sonuçlar çizelgelerle, kanatçık üzerindeki oluşan sıcaklık dağılımı ve iki kanaçığın tam orta düzleminde geçen gazın hız ve sıcaklık dağılımları bulunmuştur.



Şekil 5.1. Çalışılan modelin onikide birlik şematik görünümü ve kanat boyutları [mm]: ($a_1 = 13,5$, $b_1 = 6,5$, $c_1 = 21$, $d_1 = 1,5$, $e_1 = 5$, $f_1 = 2$, $g_1 = 0,5$, $L_H = 6$)

Çizelgelerde; yanmış gazın kanatçıklar arasından geçerken, sadece iki yarım kanatçığın boru ile temasından dolayı suya geçen ısı transferi (\dot{Q}_2) ve yanmış gazın boru dış yüzeyinden suya geçen ısı transferi (\dot{Q}_1) olmak üzere yanmış gazdan suya geçen toplam ısı transferi ($\dot{Q} = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2$) olarak bulunmuştur.

Bu çalışmada bütün modeller için, ağ yapısının çok sık olmasından dolayı vektörel hız dağılımlarında daha net bir görüntü alabilmek için Şekil 5.2’de görülen ve borunun arkasında durma noktasına gelen hız vektörleri büyütülerek ayrıntılı bir şekilde verilmiştir.



Şekil 5.2. Vektörel hız dağılımlarında ayrıntılı gösterimi

5.1. Kanatçıkların Boru Eksenlerine Göre Açısal Değişimi

İki yarım kanatçığın arasından geçen boru eksenini apsis olacak şekilde, boru ile kanatçık boyutları sabit kalmak şartıyla Şekil 5.3’de görüldüğü gibi kanatçıkların açısal olarak değişimi aslına uygun model üzerinde değişiklik yapılarak oluşturulmuştur. Kanatçık ortasında bulunan eksen üzerinde düz kanatçık yüzeylerin y eksenine göre ($\theta = 5^\circ, 10^\circ, 15^\circ, 20^\circ, 25^\circ, 30^\circ$) seçilen eğik açı değerleri için farklı geometri oluşturulmuştur.

Yapılan çalışmada; $\theta = 0^\circ$ ve $L_z = 3,5$ mm olan durum referans seçilerek;

- ① L_z mesafesinin küçüldüğü (değişken),
- ② L_z mesafesinin sabit kaldığı

toplam 13 farklı model seçilmiştir ve SAD çözümü yapılmıştır. Böylece L_z mesafesinin küçüldüğü ve sabit kaldığı modellerdeki durumlar karşılaştırılmıştır.

Şekil 5.3’de görülen ısı değiştiricisi modeli üzerinde $\theta = 44^\circ$ olduğunda, c_1 uzunluğu boru ile teğet olmaktadır. Bu nedenle ticari ısı değiştiricilerinin kalıplama teknolojileri ile üretimi düşünüldüğünde 30° ’lik bu açısınır kabul edilmiştir [59].

Açısal değişimle ilgili modellerde yapılan nümerik çözümlerde, yanmış gazın kanatçıklar arasından geçerken basınç düşüşü ve iki kanatçığa ve boru dış yüzeyine temasından dolayı suya geçen ısı transferi değerleri Çizelge 5.1 ve Çizelge 5.2’de verilmiştir. Ayrıca, elde edilen toplam ısı transferleri karşılaştırılarak değişim miktarları incelenmiştir. θ açısal değerindeki artış miktarına bağlı olarak yanmış gazdan suya geçen ısı transferi miktarında artış görülmekle birlikte basınç düşüşü değerinde de çok az miktarda bir artış tespit edilmiştir.

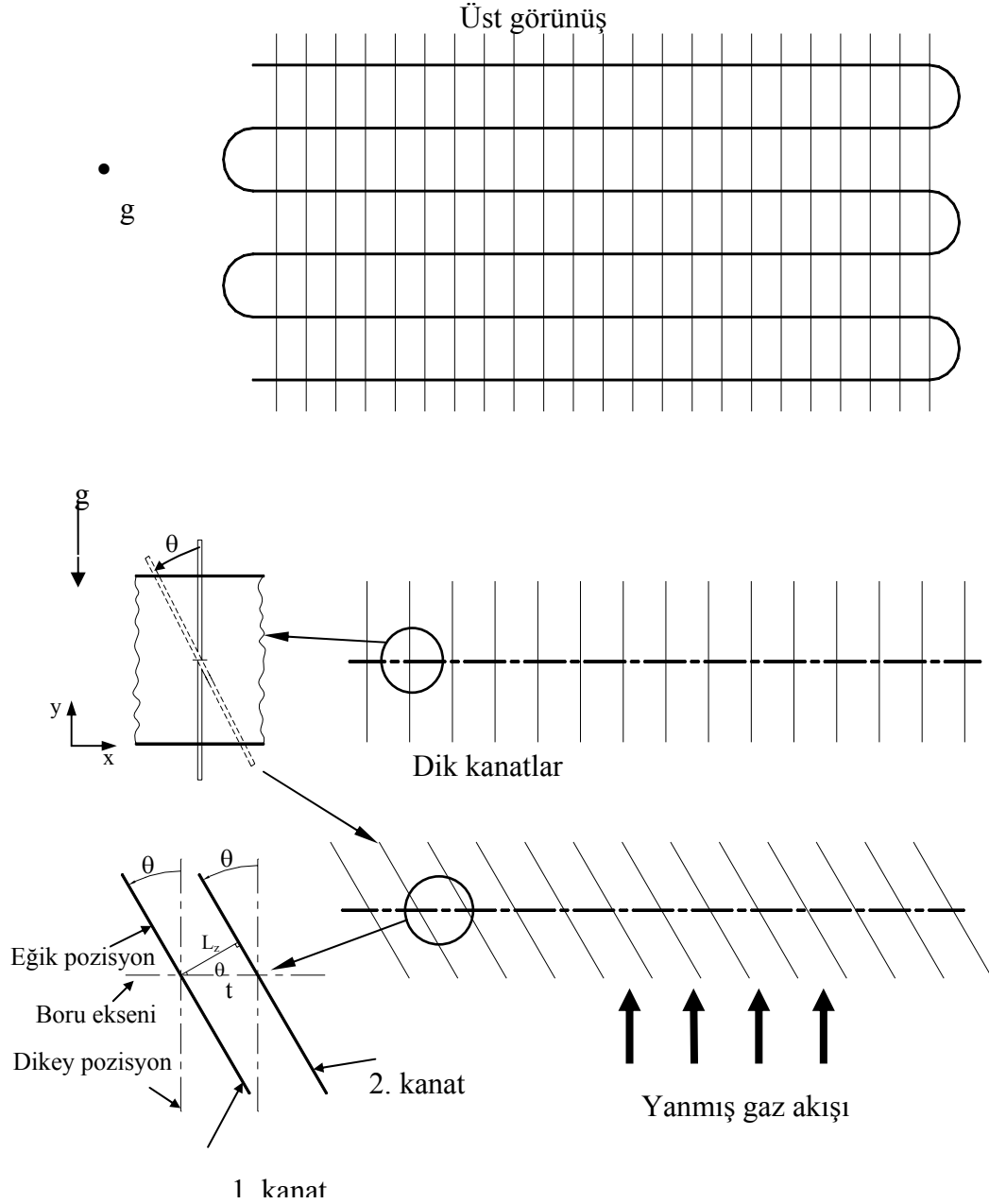
Basınç düşüşü kanat yüzey şartları, kanat pozisyonun ve sürtünme katsayısının bir fonksiyonudur. Bu parametre değerleri mühendislikte sık sık karşılaşılmakta olup, ara yüzey ve kanal akışlarında ilave pompa veya fan gücüne gereksinim duyulmaktadır. Akışa gösterilen direncin bir etkisi olarak ortaya çıkan basınç düşümü Δp , birim zamanda akan hacimsel akış miktarı \dot{V} , ve ilave gereksinim duyulan güç P_g , aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$P_g = \Delta p \cdot \dot{V} \quad (5.1)$$

Burada, \dot{V} birim zamanda akan hacimsel akış miktarını $\dot{V} = \dot{m} / \rho$ şeklinde ifade edebiliriz ve kütle akış miktarı \dot{m} , yoğunluk ρ ile tanımlanır [49].

Isı değiştiricilerinde ısı transferini iyileştirecek teknikler kullanılarak boyutların değiştirilmesi ile toplam ısı transfer katsayısının artırılması sağlanırken, pompalama ve ek enerji gereksinimininde buna bağlı olarak azaltılması amaçlanmaktadır. Isı değiştiricilerindeki düşük hızlarda pompalama ve dolayısıyla ilave enerji masrafı da

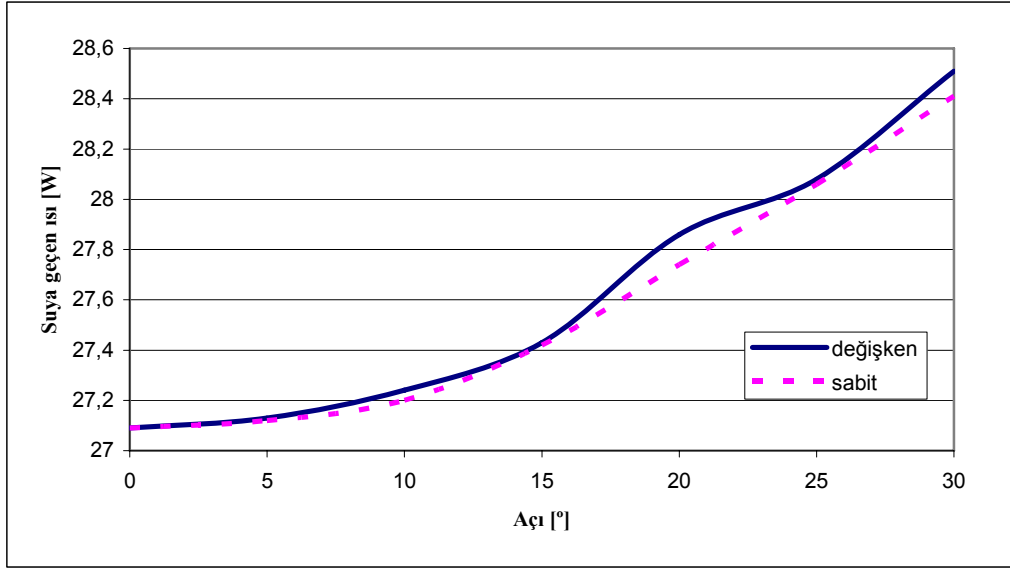
az olmaktadır. Ancak, bu durum ısı transferi azaltmakta olup, ekonomik olmamaktadır.



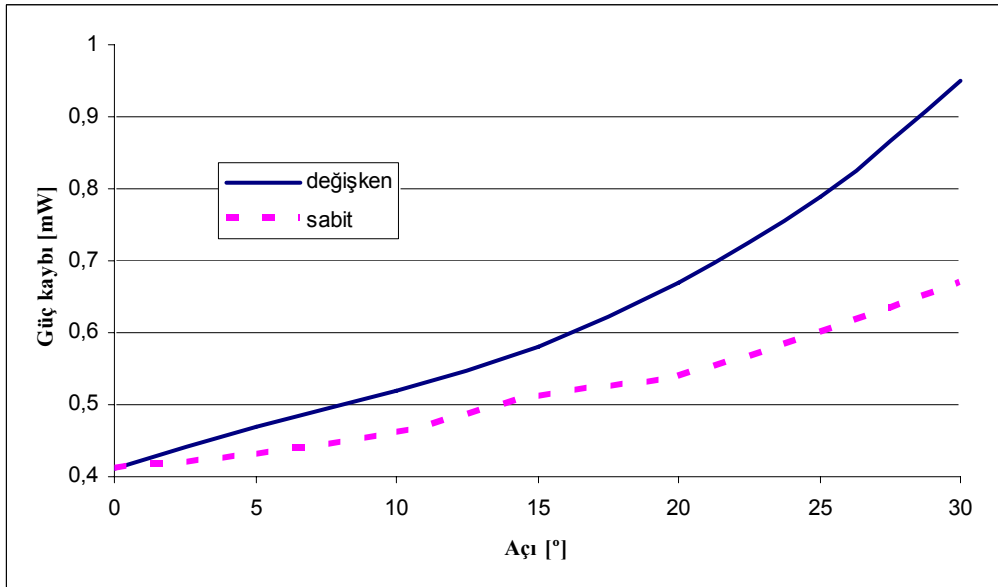
Şekil 5.3. Ticari kanatçık borulu ısı değiştiricisinin şematik görünümü ($\theta = 0^\circ, 5^\circ, 10^\circ, 15^\circ, 20^\circ, 25^\circ, 30^\circ$)

Modellerde yapılan değişiklikler ile ısı değiştiricilerinde genellikle hızın artması, basınç düşümünü ve dolayısıyla ilave enerji maliyetini artırmakla beraber bu durum ısı transferini artırıcı fayda sağlamaktadır. Şekil 5.4'de suya geçen ısı transferindeki

artış ve Şekil 5.5’de ise bu artış için gereksinim duyulan ilave pompa gücünün θ ’ya bağlı olarak değişimleri görülmektedir.



Şekil 5.4. θ açısı değerine bağlı olarak suya geçen ısı transferindeki artış



Şekil 5.5. θ açısı değerine bağlı olarak ilave güç değerindeki değişim

Çizelge 5. 1. Eğik açılı modellerde elde edilen ısı transferi ve basınç düşüşü karşılaştırması

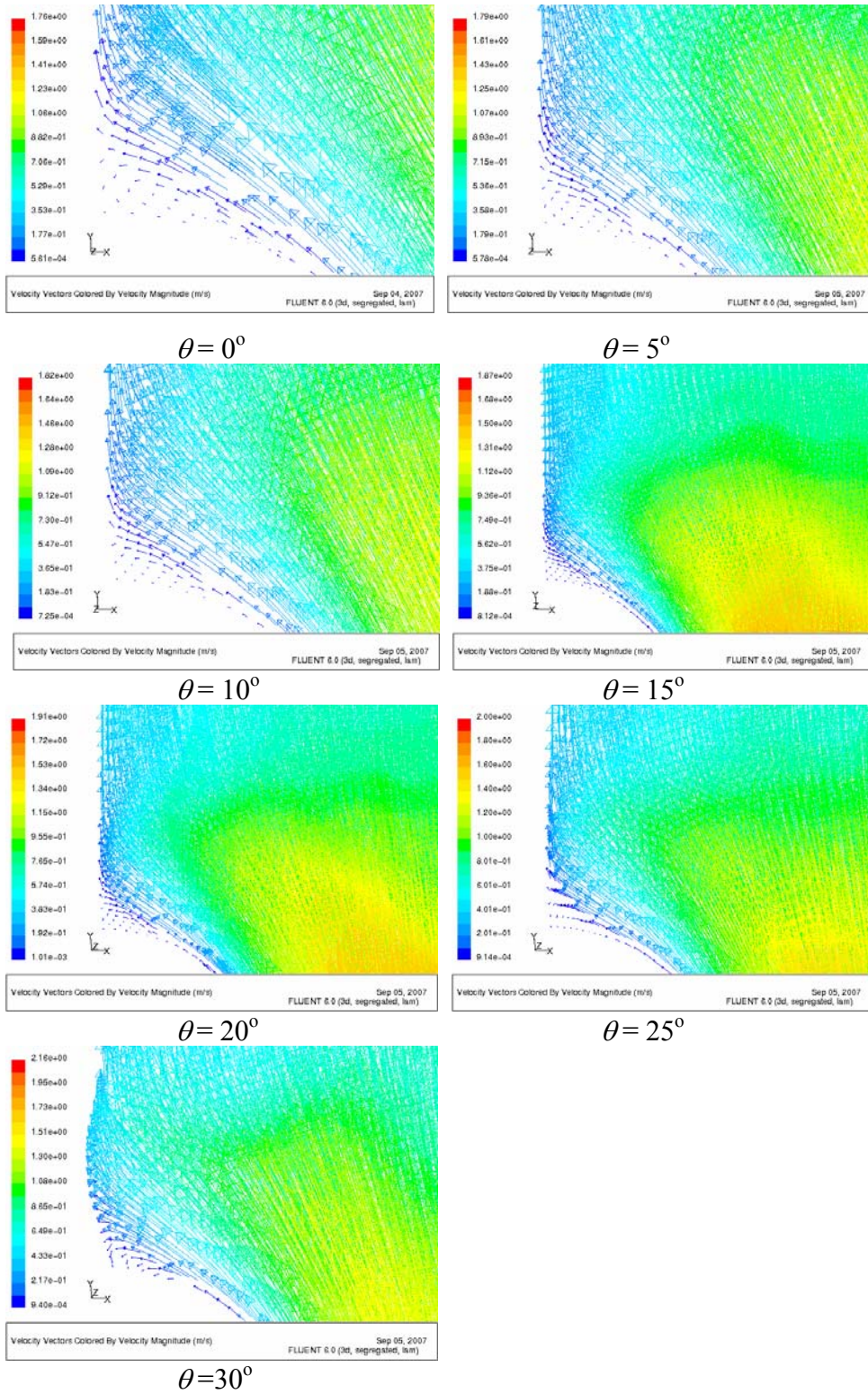
Model (θ)	\dot{Q}_2 (W)	\dot{Q}_1 (W)	$\dot{Q} = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2$ her bir parça için (W)	Isı transferindeki artış miktarı (W)	Normalize, \dot{Q} (%)	Toplam basınç kaybı Δp (Pa)	Güç kaybı $P_g = \Delta p \cdot \dot{V}$ (mW)	Güç kaybı değişimi (mW)
0°	26,30	0,79	27,09	0,00	100,00	5,05	0,41	0,00
5°	26,33	0,80	27,13	0,04	100,14	5,47	0,47	0,06
10°	26,43	0,81	27,24	0,15	100,55	6,31	0,52	0,11
15°	26,60	0,83	27,43	0,34	101,25	7,02	0,58	0,17
20°	26,99	0,87	27,86	0,77	102,84	8,12	0,67	0,26
25°	27,16	0,92	28,08	0,99	103,65	9,63	0,79	0,38
30°	27,48	1,03	28,51	1,42	105,24	11,58	0,95	0,54

Çizelge 5. 2. Farklı kanatçık açılarındaki boşlukların ($L_z=3,5$ mm) sabit alınarak yapılan çalışmanın karşılaştırması

Model (θ)	\dot{Q}_2 (W)	\dot{Q}_1 (W)	$\dot{Q} = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2$ Her bir parka için (W)	Isı Transferindeki artış miktarı (W)	Normalize \dot{Q} (%)	Toplam basınç kaybı Δp (Pa)	Güç kaybı $P_g = \Delta p \cdot \dot{V}$ (mW)	Güç kaybı değişimi (mW)
0°	26,30	0,79	27,09	0,0	100,00	5,15	0,41	0,0
5°	26,32	0,80	27,12	0,03	100,11	5,23	0,43	0,02
10°	26,37	0,83	27,20	0,11	100,40	5,59	0,46	0,05
15°	26,53	0,89	27,42	0,32	101,21	6,25	0,51	0,10
20°	26,79	0,95	27,74	0,65	102,39	6,59	0,54	0,14
25°	27,02	1,04	28,06	0,97	103,58	7,30	0,60	0,19
30°	27,25	1,16	28,41	1,32	104,87	8,21	0,67	0,26

Sistemin çalışma maliyeti açısından basınç düşümünün artışı ile orantılı bir şekilde ilave güce (enerjiye) ihtiyaç duyulmaktadır. Bu ihtiyaç duyulan ilave enerji miktarı hesaplanarak Çizelge 5.1’de verilmiştir. Çizelge 5.1 ① nolu durum için yapılan hesaplamalardır. Gerekli olan enerji miktarının ısı transferindeki artış miktarına oranla daha küçük düzeyde kaldığı ve hatta ihmal edilebilecek mertebede olduğu görülmektedir. $\theta = 30^\circ$ eğik açı modelinde bir kanatçıktan geçen toplam ısı transferindeki maksimum artış miktarı $1,42 \times 12 = 17,04$ W olmaktadır. Fakat, Çizelge 5.1’de belirtilen basınç düşümü ile oluşan güç kaybından dolayı bir kanatçıkta toplam kaybolan güç miktarı $0,54 \times 12 = 6,48$ mW, olduğu verilmiştir. Bu değerler karşılaştırıldığı takdirde $\theta = 30^\circ$ açı değişim değerinde ısı transferi miktarında % 5,24 seviyesinde bir artışın olduğu Çizelge 4.1’de görülmektedir.

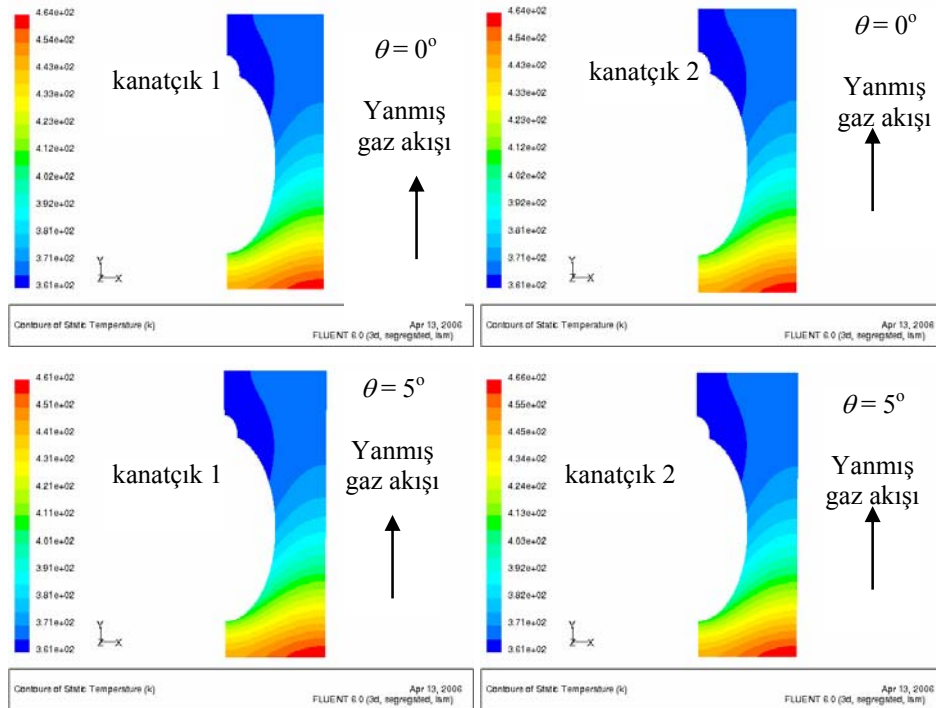
Şekil 3.1’de görülen modelde boru etrafında akış boru eksenine diktir. Serbest akışkanın hızı borunun ön durma noktasında sıfır olur ve basıncı artar. Bu noktadan başlayarak basınç akış yönünde (y) azalır ve uygun bir basınç gradyanı etkisiyle sınır tabaka oluşur. Basınç borunun arkasında en düşük değerine ulaşır ve arka tarafa doğru sınır tabaka ters yönde bir basınç gradyanının etkisinde kalır. Boru yüzeyinden önceki akış hızı düz levha üzerinde paralel akıştan farklı olarak borunun arkasındaki durma noktasında sıfır olurken y uzaklığına bağlı olarak değişir. Bu esnada akışkanın yüzeydeki hız gradyanı sıfır olur ($dv / dy |_s = 0$). Ayrılma noktası denilen bu yerde yüzeye yakın akışkanın, basınç gradyanını yenmek için yeterli ataleti yoktur ve ileri hareketi olanaksızdır. Arkadan gelen akışkan geri yöndeki akışa engel olduğu için, sınır tabaka ayrılması oluşur. Bu noktada sınır tabaka yüzeyden ayrılır ve aşağı akış yönünde bir art bölge oluşur. Bu bölgedeki akış girdapların olduğu düzensiz bir akıştır. Bu durum Şekil 5.6’da θ ya bağlı olarak görülmektedir. Şekil 5.6 incelendiğinde θ ’nın artmasıyla girdaplar azalmaktadır ve bunun sonucu olarak sınır tabaka azalmaktadır.



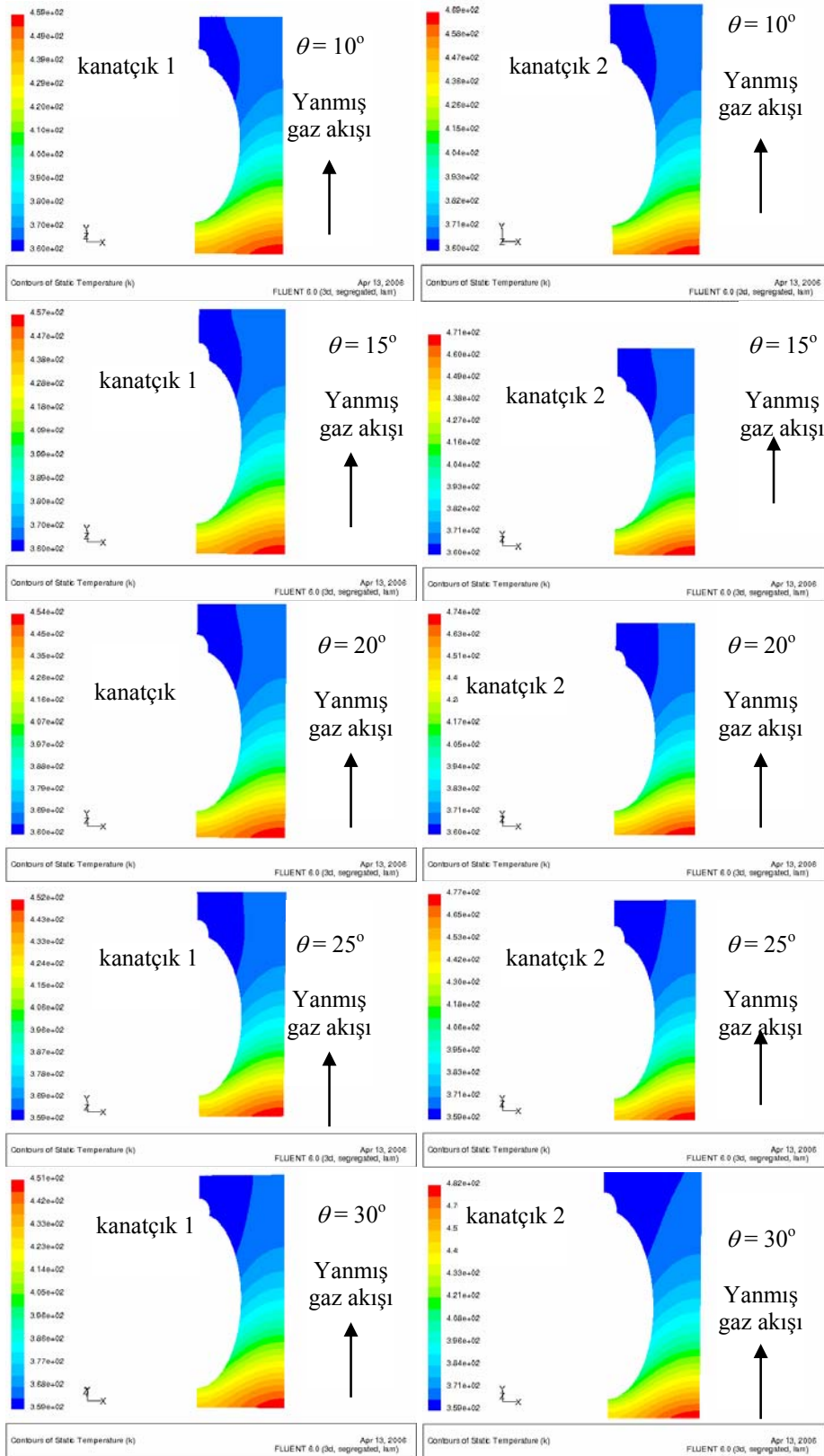
Şekil 5.6. $\theta = 0^\circ$ - 30° açılal eğimde boru arkasındaoluşan vektörel hız dağılımı

① nolu durum için iki kanatçık arasından gazların geçişi esnasında; iki kanatçık yüzeyinde ve orta merkezde oluşan sıcaklık dağılımları, sırayla, Şekil 5.7 ve Şekil 5.8'de verilmiştir. Bu sıcaklık dağılımları dikkate alındığında 2 nolu kanatçığın sıcaklığının 1 nolu kanatçık sıcaklığından daha yüksek olduğu görülmektedir.

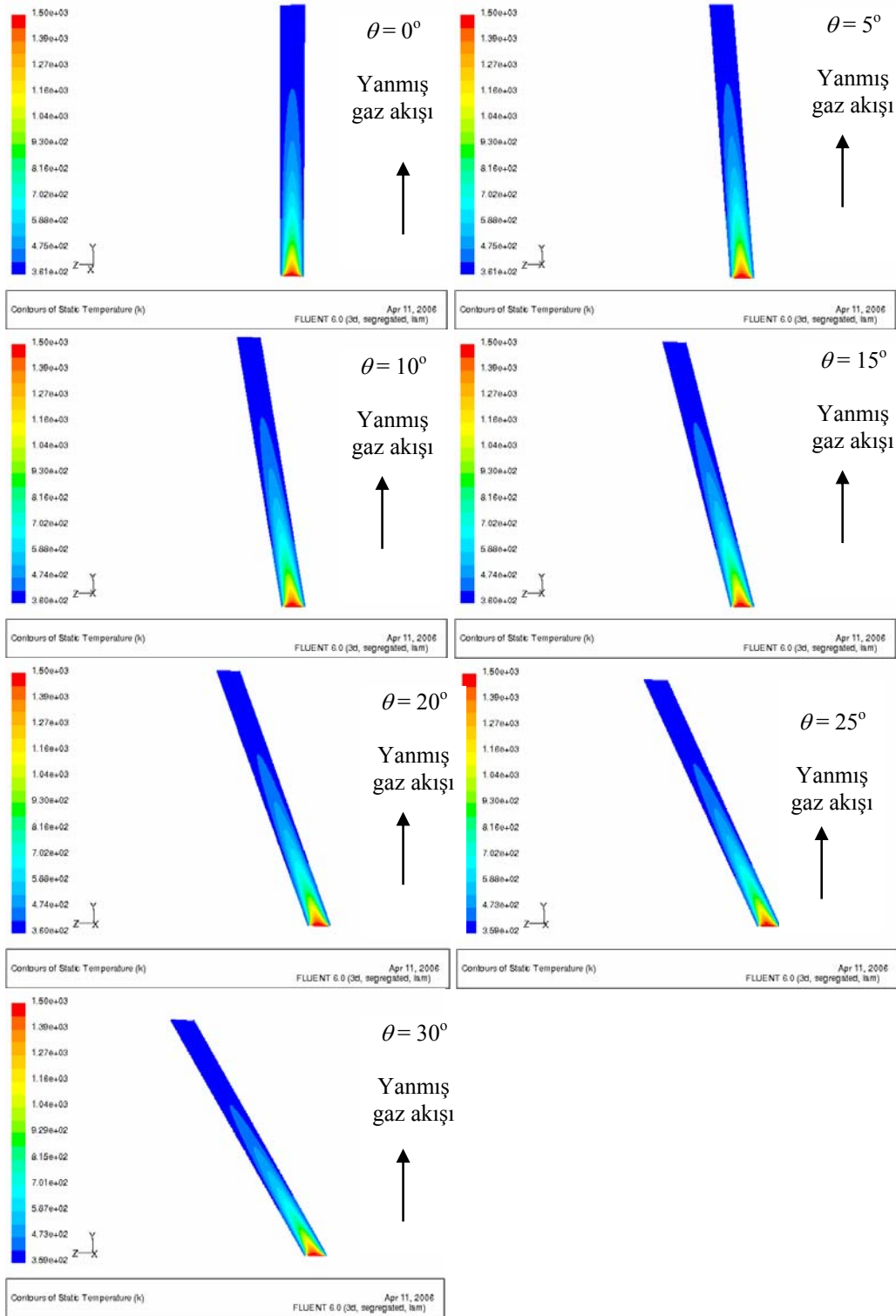
θ açısı, kaldırma kuvvetinin etkisiyle (levhaya dik olan z bileşeni) yukarı doğru gelişen sınır tabaka akışının levhanın üst yüzeyi ile temasını devam ettirici bir etki yapar. Yerçekimi ivmesinin y bileşeni $g \cdot \cos\theta$ değerini artıracak için levha boyunca akışkan hızları yükselir, buna bağlı olarak üst yüzeye taşınım ile olan ısı transferi artar. Ancak alt yüzeyde, kaldırma kuvvetinin z bileşeni akışkanı yüzeyden ayırmaya çalışır ve sınır tabaka gelişimi akışkan parçalarının yüzeyden kopmasıyla kesintiye uğrar. Bunun sonucunda alt yüzeye olan ısı geçişinde bir azalma olmaktadır. Bu durumda 2 nolu kanatçığa temas eden akışının artmasından dolayı sıcaklıkta bir artışı sağlamıştır.



Şekil 5.7. $\theta = 0^\circ - 30^\circ$ açısal eğim ile iki kanatçık yüzeyinde oluşan sıcaklık dağılımı

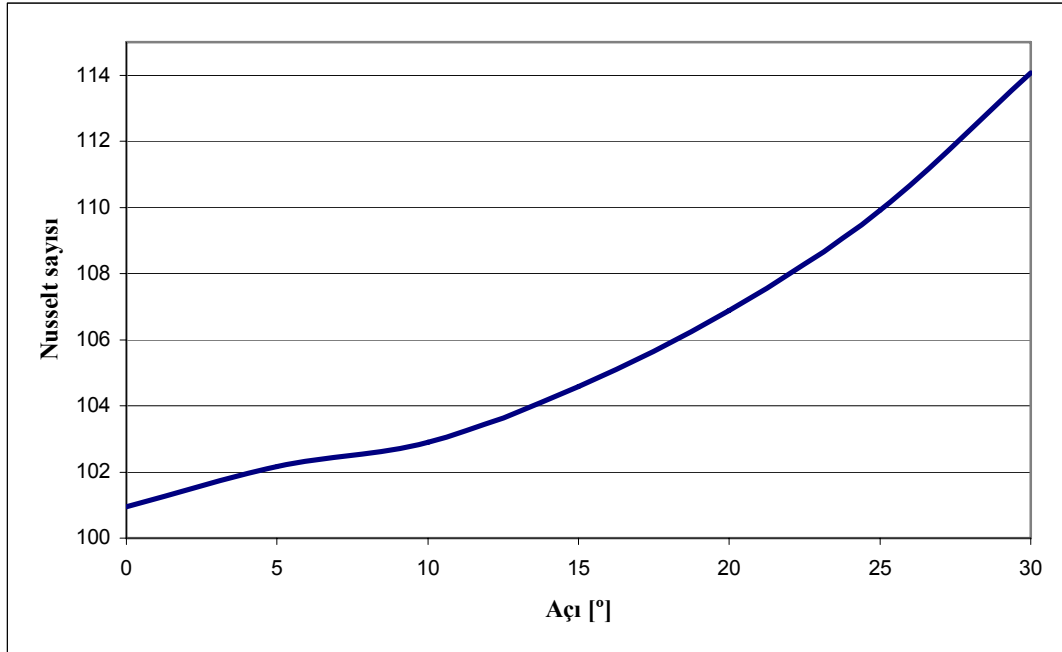


Şekil 5.7 (Devam) $\theta = 0^\circ-30^\circ$ açısız eğim ile iki kanatçık yüzeyinde oluşan sıcaklık dağılımı



Şekil 5.8. $\theta = 0^\circ$ - 30° açısız eğim ile iki kanatçığın orta merkezinde oluşan sıcaklık dağılımı

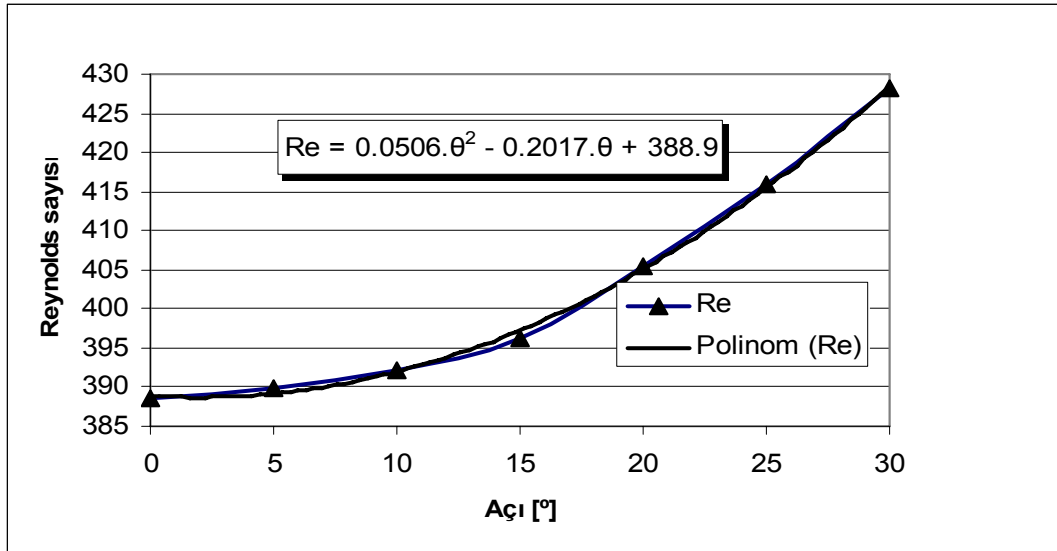
İki kanatçık arasının tam orta merkezinden alınan eksen üzerindeki vektörel hız dağılımı (Bkz.Şekil 5.6)'da verilmiştir. İki kanatçık arasından geçen yanmış gazın hızı, θ açısının artmasına bağlı olarak artmıştır. İki kanatçık arasındaki L_z mesafesi, (Bkz. Şekil 5.2)'de görüldüğü üzere kesitte bir daralma ($t \cos \theta$) meydana getirerek akışkan hızı artmaktadır. Hızda oluşan bu artış miktarı ısı taşınım katsayısındaki artış ile kanatlardaki ısı transferinide artırmıştır. Şekil 5.9 ve Şekil 5.10'da sırayla Nu ve Re sayılarının θ açısının artmasına bağlı olarak değişimi görülmektedir. Şekiller incelendiğinde Nu ve Re sayılarının artışına paralel olarak kanatçıklara geçen ısıda artmaktadır.



Şekil 5.9. θ açısı değerine bağlı olarak Ortalama Nusselt sayısı değişimi

Sonuçların mukayesesi açısından literatürde [6] bulunan verilerle bir karşılaştırma yapılmıştır. Literatürde [6] yapılan çalışmada benzer bir ısı değiştiricisi boyutları: yüksekliği 35 mm, kalınlığı 0,4 mm ve boru çapı 21 mm dir. Suya geçen ısı transferi 24,38377 W ve basınç düşüşü miktarı 3,47341 Pa dır. Bizim çalışmamızda referans $\theta = 0^\circ$ açısı değeri ve çalışmada kullanılan ısı değiştiricisi boyutları: yüksekliği 46 mm, kalınlığı 0,5 mm, boru çapı 30 mm, suya geçen ısı transferi 27,09 W ve basınç düşüşü miktarı 5,05 Pa dır. Ayrıca her iki ısı değiştiricisi boyutları dikkate alınarak

yanmış gaz ile temas eden yüzeylerinden geçen ısı akıları dikkate alınarak bir karşılaştırma yapılmıştır. Böylece ısı transferi yüzeyden (boyutlardan) bağımsız hale getirilmiştir.



Şekil 5.10. θ açısı değerine bağlı olarak Re sayısı değişimi

$$q = \frac{\dot{Q}}{A} \quad (5.2)$$

$$\eta = \frac{q_{\text{cal}}}{q_{\text{ref}}} \quad (5.3)$$

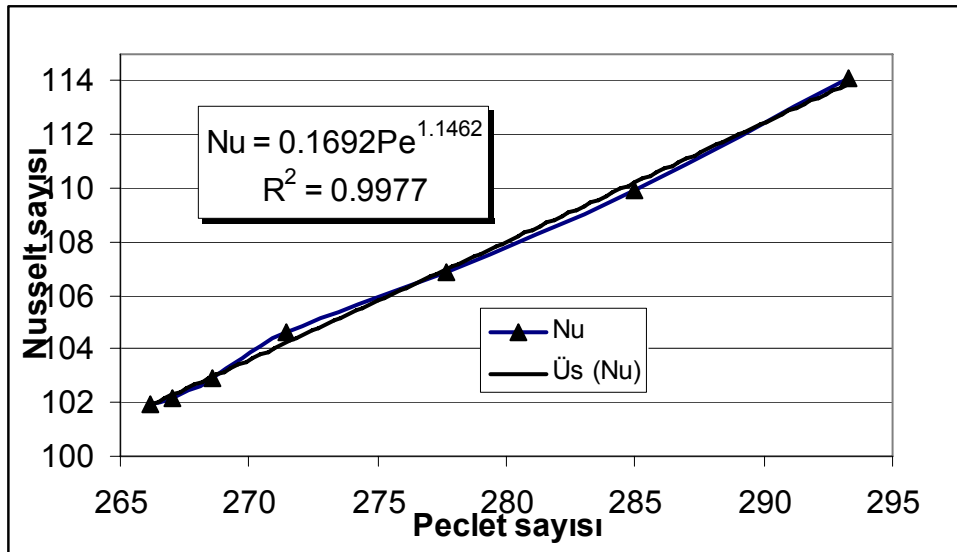
Burada; \dot{Q} , q ve A sırasıyla ısı değiştiricisinden suya geçen ısı transferi, ısı akısı ve yanmış gaz ile temas eden yüzey alanıdır. η bizim çalışmamız ile referans alınan çalışmadaki ısı akılarının oranıdır. Yapılan hesaplamada $\eta = 1,029$ olarak bulunmuş olup, her iki ısı değiştiricisi karşılaştırıldığında % 2,9'luk bir farkın olduğu görülmüştür. Bu aradaki fark hesaplamada kullanılan termofiziksel özellikler, geometrik ağ yapısı, kanatçık ve boru et kalınlığı gibi etkenlerden kaynaklanmaktadır. Bu fark normal kabul edilmiştir.

Ayrıca uygulamada üretici ve mühendislere kolaylıklar sağlamak amacıyla Şekil 5.11’de bulunan Peclet ($Pe = Re.Pr$) sayısı ile Ortalama Nusselt sayısı arasında bir korelasyon elde edilmiştir. Bu korelasyon Eş. 5.4 ile verilmiştir. Pratiklik açısından Re sayısının θ eğim açısına bağlı olarak değişimi formülize edilerek Eş. 5.5’de verilmiştir. $\theta = 0$ olması durumunda Re sayısı 388,9 olurken, θ açısı değerlerine göre Re sayısı pratik olarak hesaplanabilmektedir.

$$Nu = 0,1692.Pe^{1,1462} \quad (5.4)$$

$$Re = 0,0506.\theta^2 - 0,2017.\theta + 388,9 \quad (5.5)$$

Şekil 5.10 ve Şekil 5.11’deki korelasyonlar $R^2 = 0,998$ hata miktarı ile bulunmuştur.

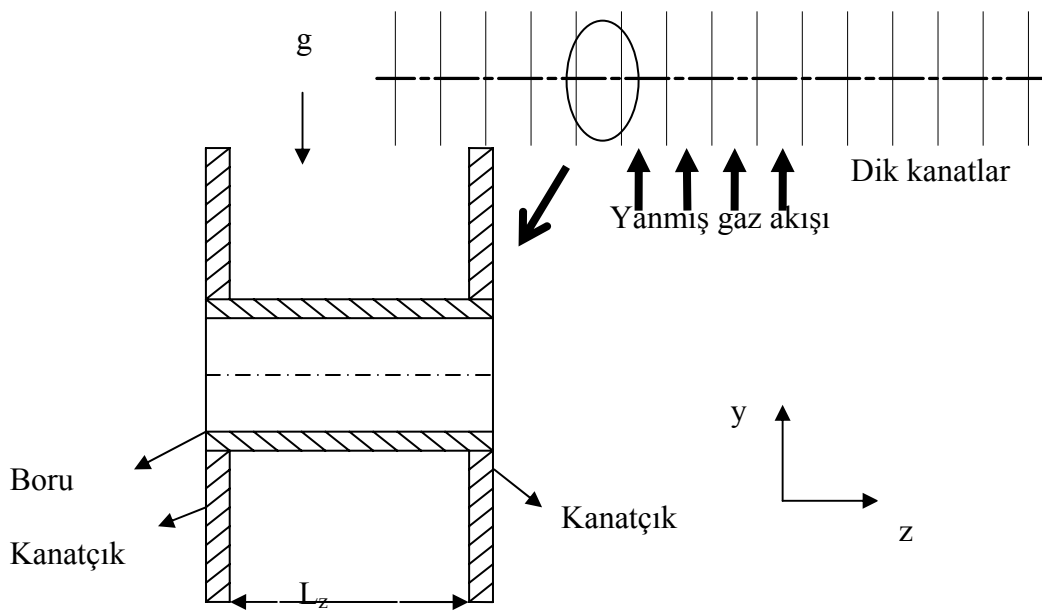


Şekil 5.11. θ açısı değerindeki değişimin fonksiyonel ifadesi

5.2. Kanatçıklar Arası Optimum Mesafenin Tespiti

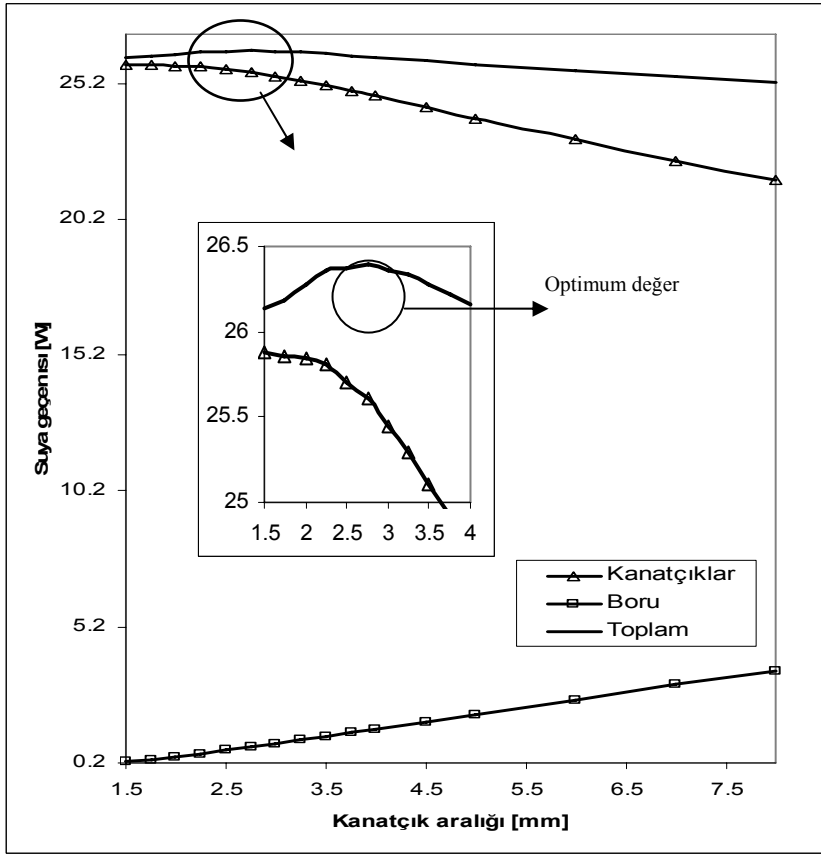
Bu tez çalışmasında ele alınan bir diğer konu kombilerde kullanılan ısı değiştiricilerinin en uygun kanatçık aralığının belirlenmesidir. Bu amaçla, bir önceki

modelde ele alınan $\theta = 0$ 'daki ısı değiştiricisi boru ve kanatçık boyutları sabit kalmak şartıyla şekil 5.12'de verilen iki yarım kanatçık arasındaki L_z mesafesinin optimum değerinin bulunması için, kanatçıklar arasındaki mesafenin $L_z = 1,5 - 1,75 - 2 - 2,25 - 2,5 - 2,75 - 3 - 3,25 - 3,5 - 3,75 - 4 - 4,5 - 5 - 6 - 7 - 8$ mm onaltı yeni boyutta ki değerlerle geometrik model üzerinde SAD ile çözümlenmiştir.

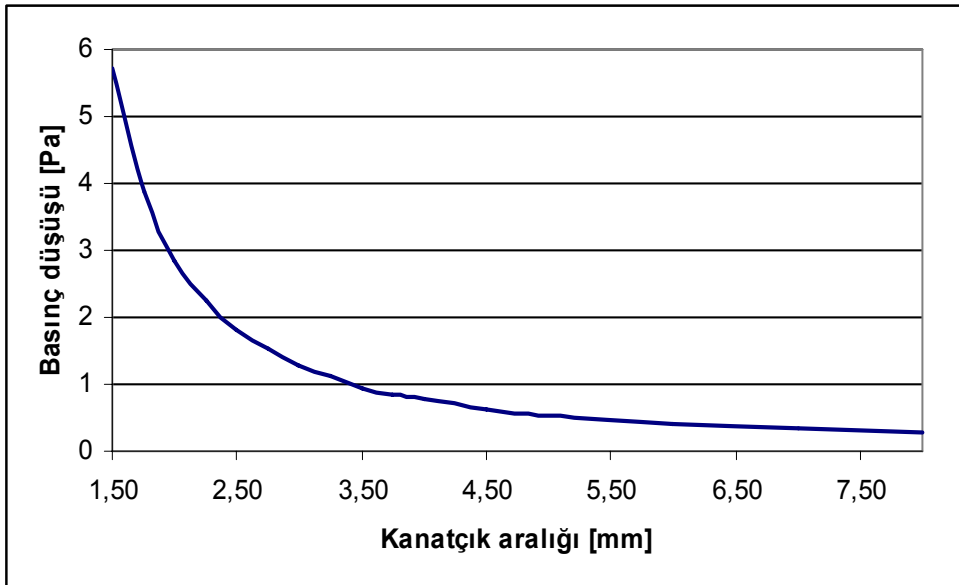


Şekil 5.12. Kanatçık arasındaki L_z mesafesinin şematik görünümü

Kanatçıklar arasındaki L_z mesafesinin değişimi ile ilgili 16 farklı modellerle yapılan nümerik çözümler, yanmış gazın kanatçıklar arasından geçerken, iki kanatçığa ve boru dış yüzeyine temasından dolayı suya geçen ısı transferi ve basınç düşüşü değerleri Çizelge 5.3'de ayrı ayrı verilmiştir. Ayrıca, elde edilen toplam ısı transferi normalize edilerek değerlerdeki değişimlerin artış miktarları incelenmiştir ve Şekil 5.13'de verilmiştir.



Şekil 5.13. L_z mesafesine göre suya geçen ısı değeri değişimi



Şekil 5.14. L_z mesafesine bağlı basınç düşüşü

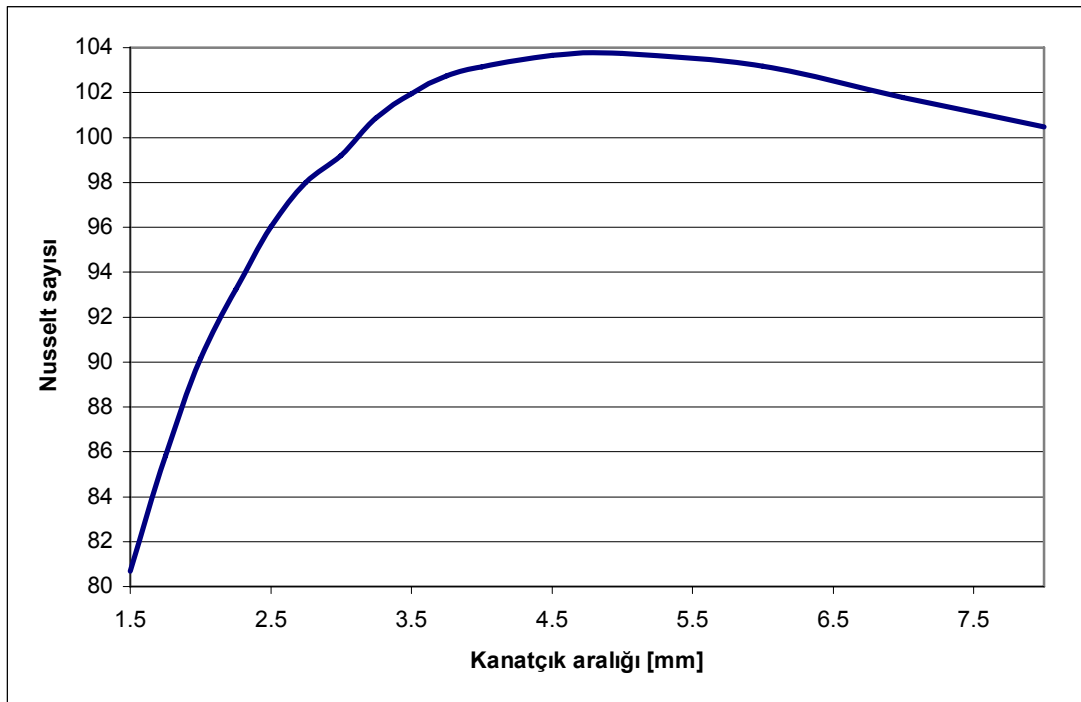
Çizelge 5. 3. Kanatçık arası boşlukların değişiminin karşılaştırması

Modeller	Mesafe L_z (mm)	\dot{Q}_2 (W)	\dot{Q}_1 (W)	$\dot{Q} = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2$ herbir parça için (W)	\dot{Q}_i / \dot{Q}	Toplam Basınç Düşüşü (Δp)
1	1,5	25,879	0,259	26,138	0,990	5,730
2	1,75	25,851	0,333	26,185	0,992	3,889
3	2	25,838	0,433	26,272	0,995	2,841
4	2,25	25,813	0,546	26,359	0,998	2,239
5	2,5	25,708	0,662	26,371	0,999	1,805
6	2,75	25,607	0,786	26,394	1	1,536
7	3	25,446	0,909	26,355	0,998	1,268
8	3,25	25,293	1,041	26,334	0,997	1,110
9	3,5	25,107	1,172	26,279	0,995	0,953
10	3,75	24,913	1,303	26,216	0,993	0,844
11	4	24,723	1,440	26,162	0,991	0,767
12	4,5	24,319	1,714	26,033	0,986	0,633
13	5	23,915	1,985	25,900	0,981	0,542
14	6	23,140	2,497	25,637	0,971	0,410
15	7	22,344	3,077	25,421	0,963	0,345
16	8	21,631	3,585	25,215	0,955	0,290

Çizelge 5.3’de kanatçık arasındaki mesafenin artışı ile hız azaldığından sürtünme faktöründe azalmaktadır. Böylece kanatçıklar arasındaki basınç düşüşünde kanatçıklar arası mesafenin artmasıyla azalmaktadır. Bu durum Çizelge 5.3 ve Şekil 5.14’de görülmektedir.

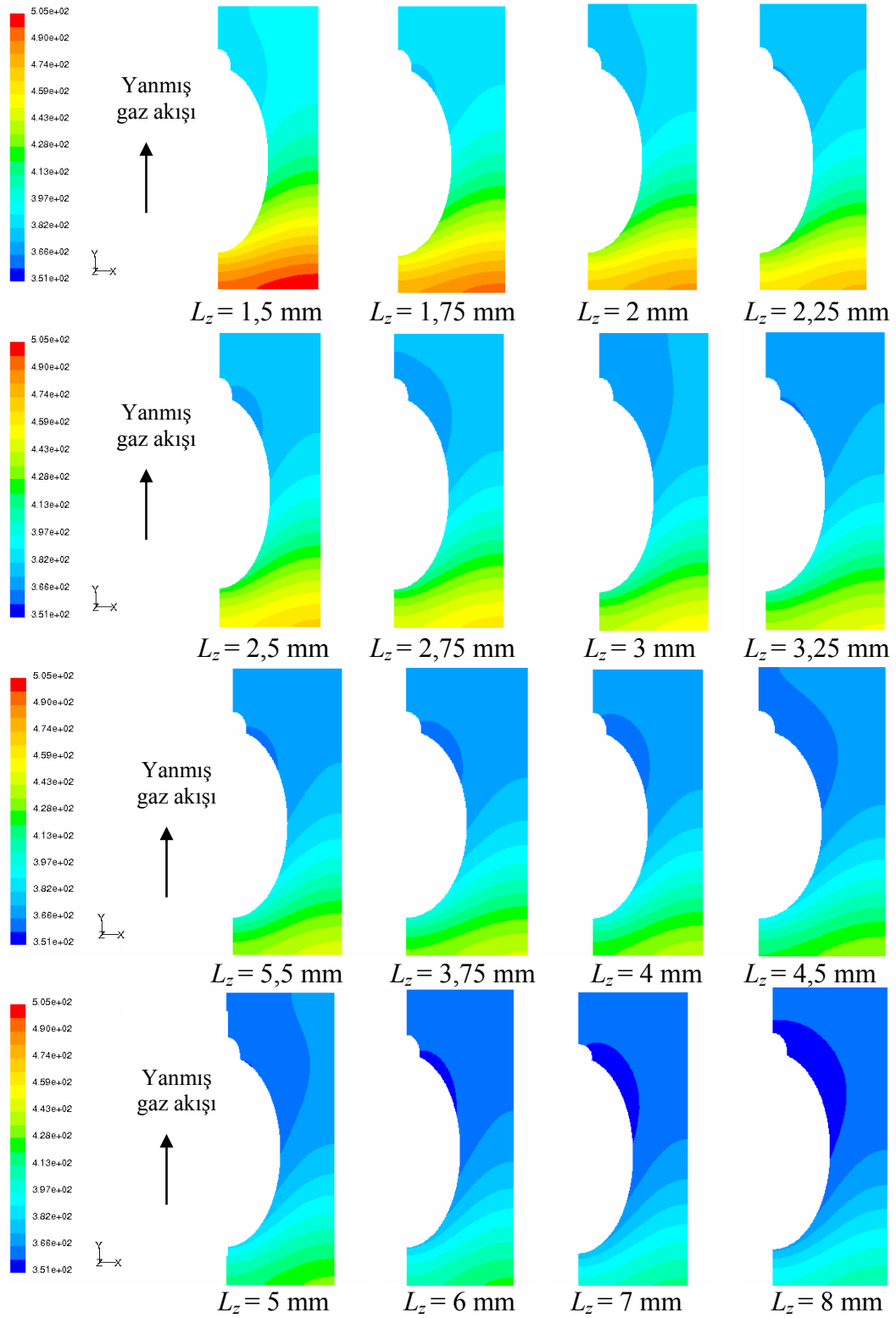
Fluent’le hesapladığımız ortalama Nu sayısının kanatçıklar arasındaki mesafeye göre değişimi Şekil 5.15’de verilmiştir. Şekil 5.15 incelendiğinde Nu sayısı önce artmakta daha sonra azalmaktadır. Toplam ısı transferindeki değişim (Bkz. Şekil 5.13’de görüldüğü gibi) Nu sayısındaki değere paralel bir değişim göstermektedir. Şekil 5.13 incelendiğinde boru yüzeyinden suya geçen ısı transferi (\dot{Q}_1) kanatçık aralığı arttıkça boru yüzey alanı büyüdüğünden artmaktadır. Öte yandan kanatçık yüzeylerindeki ısı transferi (\dot{Q}_2) aralık arttıkça azalmaktadır. Ancak toplam ısı

transferi (\dot{Q}) önce aralık artmasıyla artarken, $L_z = 2,75 - 3$ mm aralığında en yüksek değerini alıp, bu noktadan sonra aralık arttıkça toplam ısı transferi (\dot{Q}) değeri düşmektedir. Böylece en iyi ısı transferinin olduğu kanatçık aralığı $L_z = 2,75 - 3$ mm olmaktadır.



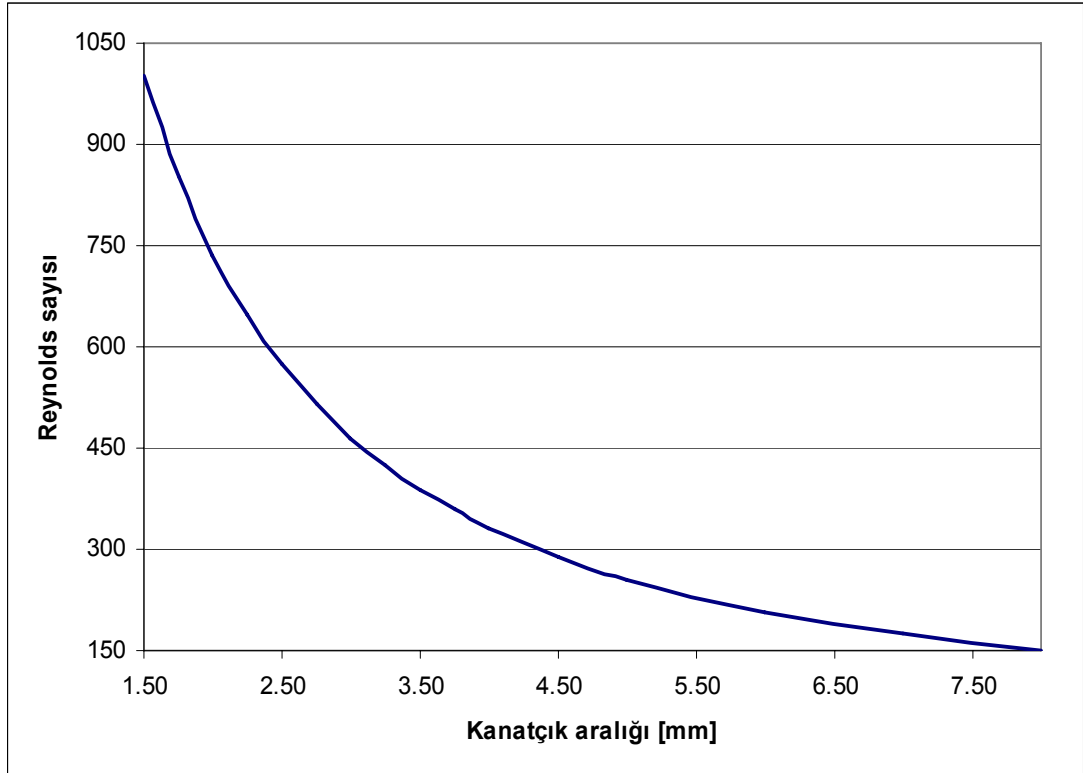
Şekil 5.15. Nu sayısının L_z mesafesine göre değişimi

Kanatçık arasından yanmış gazların geçişi esnasında sırasıyla iki kanatçık yüzeyinde ve kanatçıkların orta merkezinde oluşan sıcaklık dağılımları Şekil 5.16 ve Şekil 5.18'de verilmiştir. Şekil 5.16 incelendiğinde kanatçıklar arasındaki mesafenin artmasına bağlı olarak kanatçıklar üzerindeki sıcaklık değerleri düşmüştür. Kanatçıklar arasındaki mesafenin artması ile Re sayısı düşerek, sınır tabaka kalınlığının artmasına neden olmuştur (Eş. 4.20 ve Eş. 4.21). Böylece kanatçık yüzey sıcaklıklarında düşme meydana gelmiştir. Şekil 5.15 ve Şekil 5.17'da Nu ve Re sayılarının kanatçık ara mesafesinin artışına bağlı olarak değişimi verilmiştir. Bu durum iki kanatçıktan suya geçen ısı transferini de azaltmaktadır.

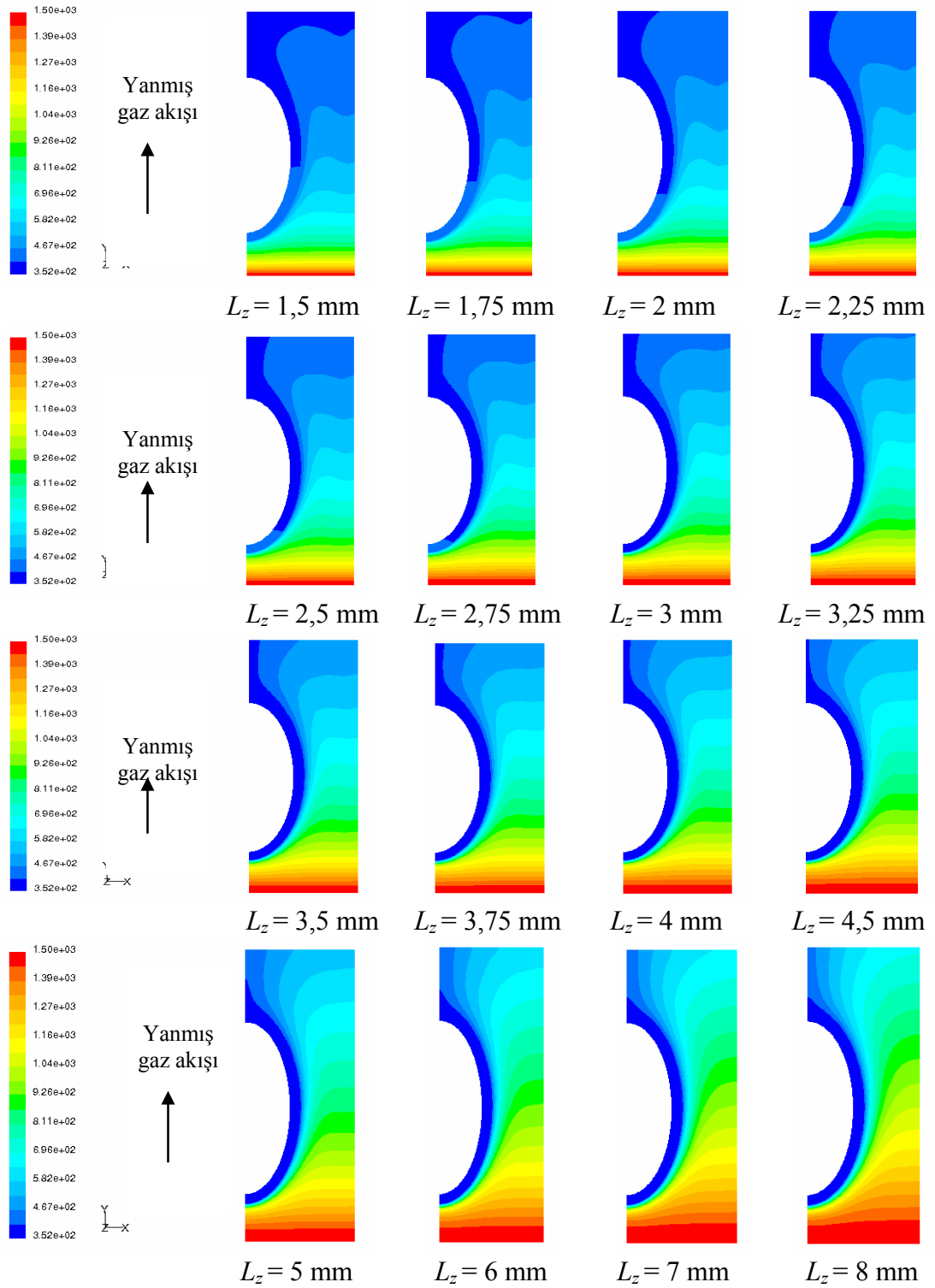


Şekil 5.16. $L_z = 1,5-8 \text{ mm}$ mesafesinde kanatçıkların yüzeyinde oluşan sıcaklık dağılımı

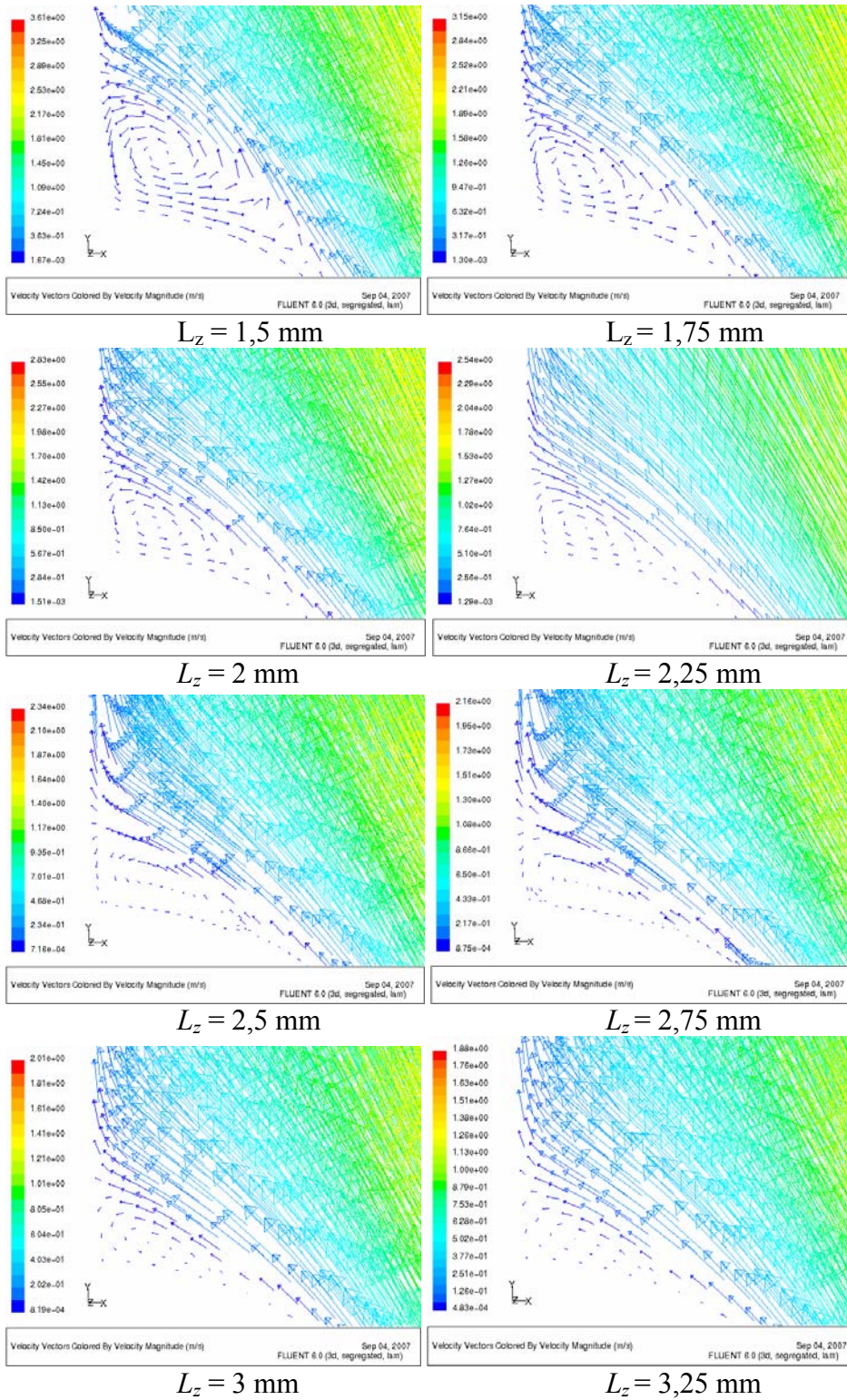
Şekil 5.18’de görülen ve iki kanatçıĝın tam orta merkezinden alınan düzlem üzerindeki sıcaklık daĝılımlarında kanatçıklar arasındaki mesafe arttıkça, sınır tabaka kalınlıĝının artması sonucu kanatçıkların yüzeylerinde sıcaklıklar düştüĝünden, orta merkezde sıcaklık artmıştır. Fakat orta merkezdeki sıcaklık artışı kanatçıklara geçmeden ısı deĝiřtiricisini terk etmektedir. Bu durum Şekil 5.19’de kanatçıklar arasındaki vektörel hız daĝılımında görülmektedir. Kanatçıklar arası mesafe arttıkça boru arkasında oluşan girdaplar azalmaktadır. Bunun sonucu olarak Re sayısının düşmesi ile sınır tabaka kalınlıĝı artmakta ve kanatçıklara geçen ısı transferi azalmaktadır.



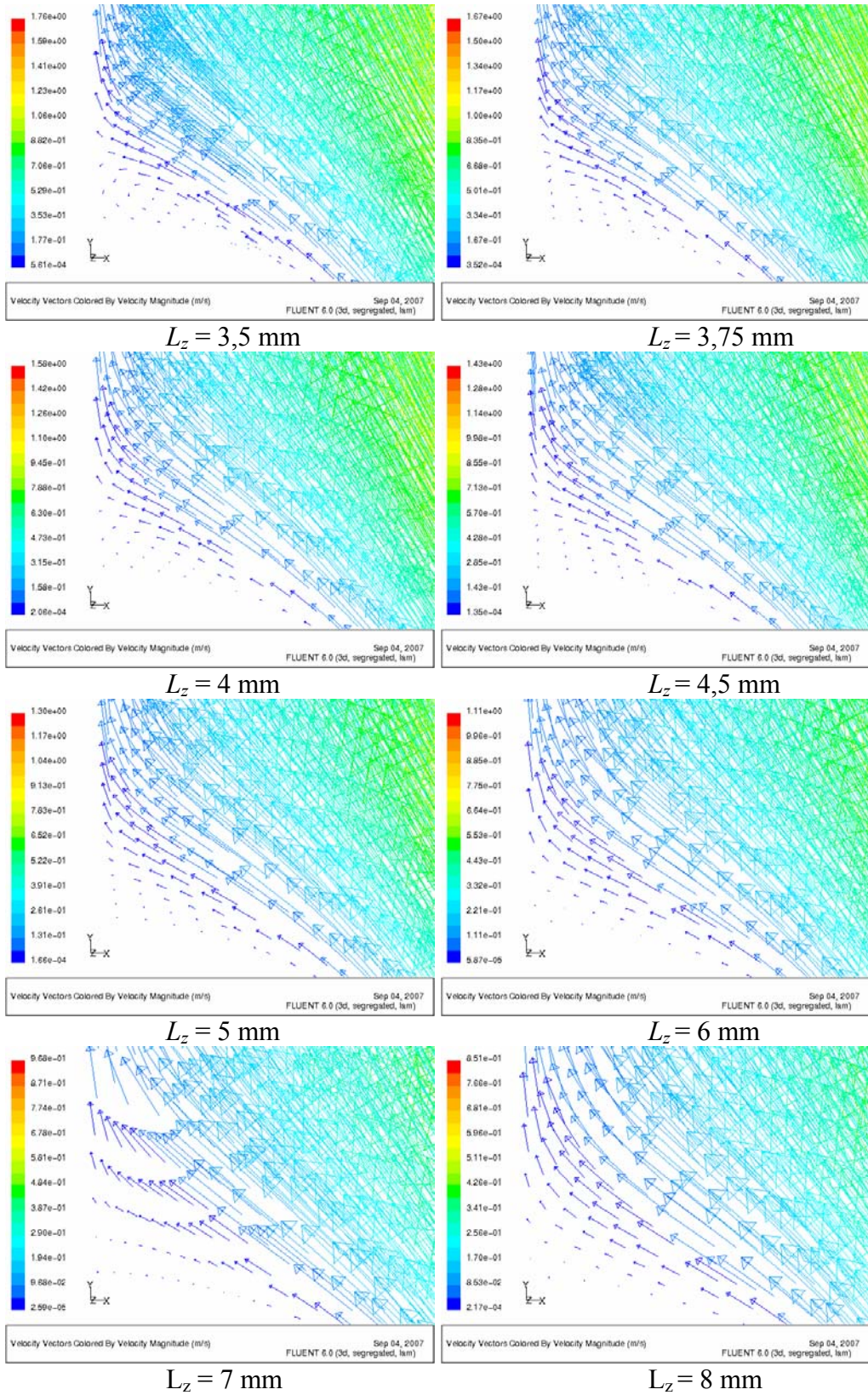
Şekil 5.17. Re sayısının kanatçıklar arasındaki mesafeye göre deĝiřimi



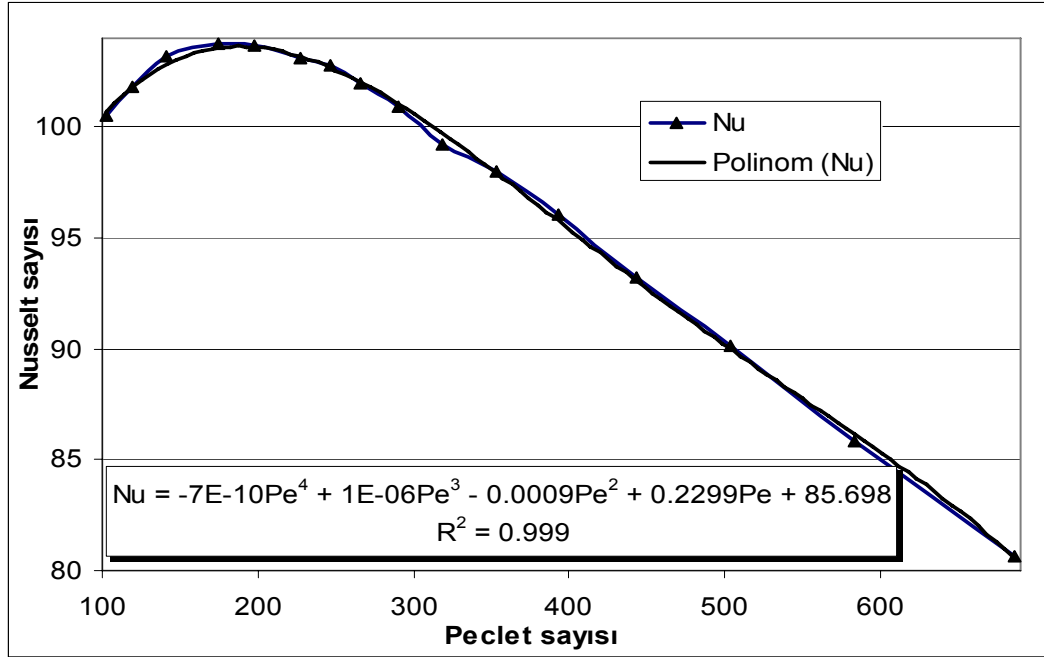
Şekil 5.18 $L_z = 1,5-8 \text{ mm}$ mesafede iki kanatçığın orta merkezinde oluşan sıcaklık dağılımı



Şekil 5.19. $L_z = 1,5-8$ mm mesafede boru arkasında oluşan vektörel hız dağılımı



Şekil 5.19. (Devam) $L_z = 1,5-8 \text{ mm}$ mesafede boru arkasın daoluşan vektörel hız dağılımı



Şekil 5.20. L_z ara mesafe değerindeki değişimin fonksiyonel ifadesi

Ayrıca uygulamada üretici ve mühendislere kolaylıklar sağlamak amacıyla Şekil 5.20'da bulunan Peclet ($Pe = Re.Pr$) sayısı ile Ortalama Nusselt sayısı arasında bir korelasyon elde edilmiştir. Bu korelasyon Eş. 5.6 ile verilmiştir.

$$Nu = -7.10^{-10}.Pe^4 + 1.10^{-0,6}.Pe^3 + 0,0009.Pe^2 + 0,2299.Pe + 85,698 \quad (5.6)$$

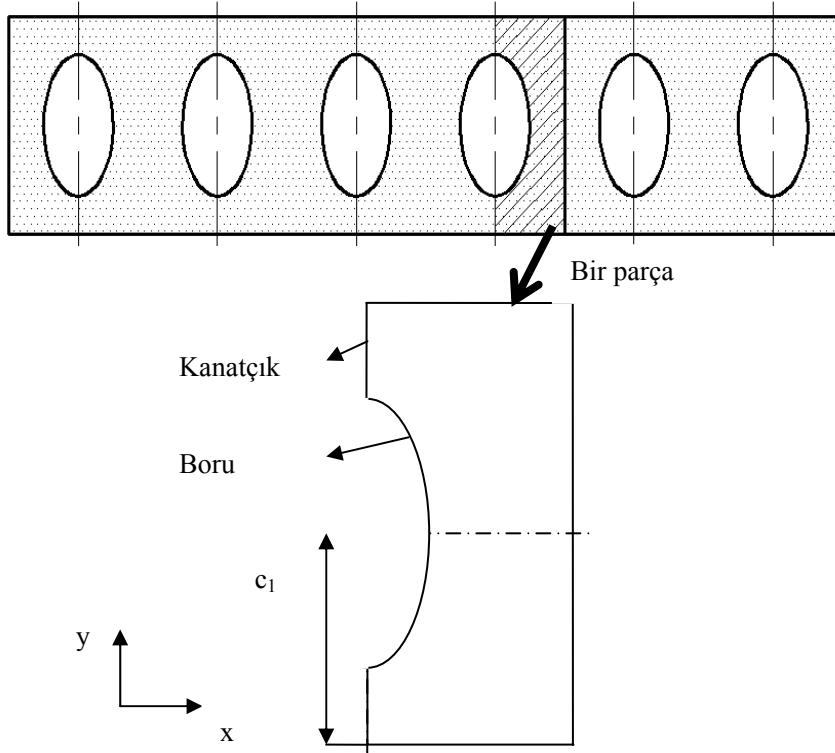
Şekil 5.20'deki korelasyon $R^2 = 0,999$ hata miktarı ile bulunmuştur.

5.3. Kanatçık İçindeki Borunun Optimum Eksenel Mesafesi

Kanatçıklar arasındaki mesafe ve kanatçık boyutları sabit kalmak şartıyla, Şekil 5.21'de görülen borunun merkezinin dikey eksenini ($c_l=16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 23, 24, 25$ mm) mesafedeki durumlarında oluşturulan 10 farklı geometrik model üzerinde SAD ile nümerik çözüm yapılmıştır.

Geliştirilen yeni modeller üzerinde yapılan nümerik çözümlerde, yanmış gazın kanatçıklar arasından geçerken, iki kanatçıktan ve boru dış yüzeyine temasından

dolayısıya suya geçen ısı transferi veri değerleri izelge 5.4’de verilmiştir. Ayrıca, elde edilen toplam ısı transferi ve basınç dūřuřu artış miktarı incelenmiştir. $c_1=16$ mm’nin altındaki değerlerde boru dış yūzeyi kanatçık yūzeyinin dışına taşmıştır. Bu mesafe alt limit olarak kabul edilmiştir.



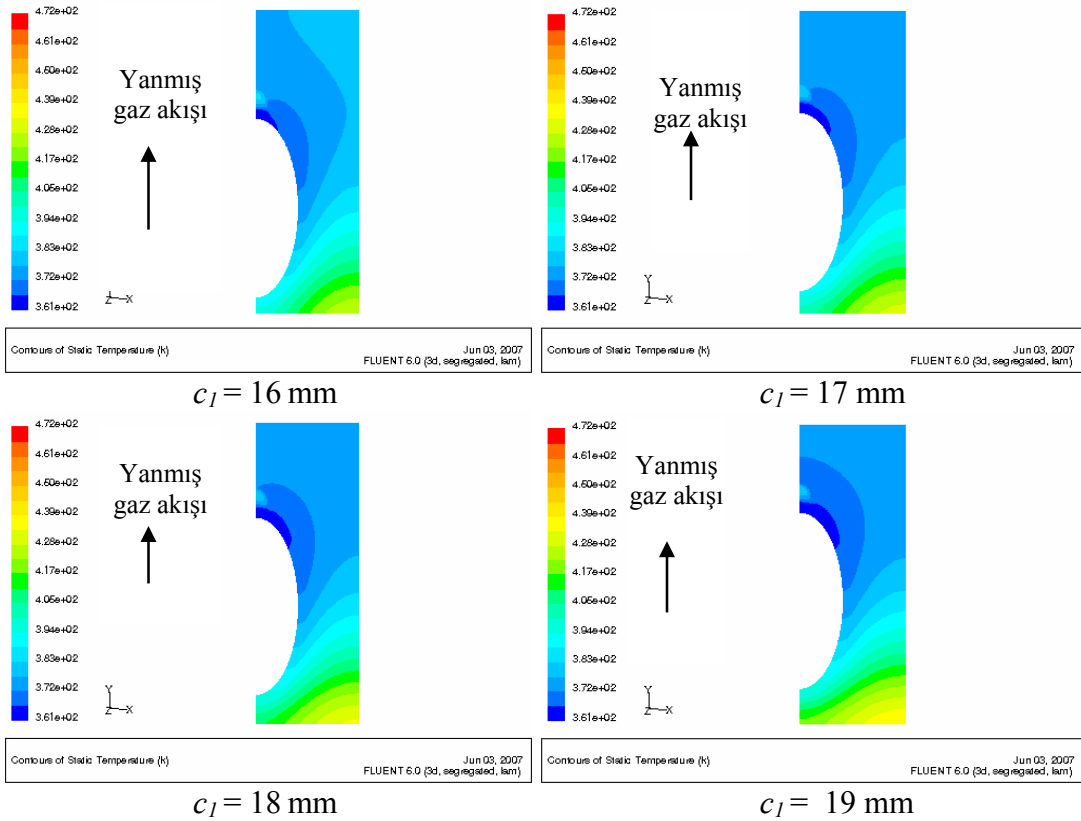
řekil 5.21. Boru ekseninin y eksenini boyunca deęişiminin řematik gōrūnūmū

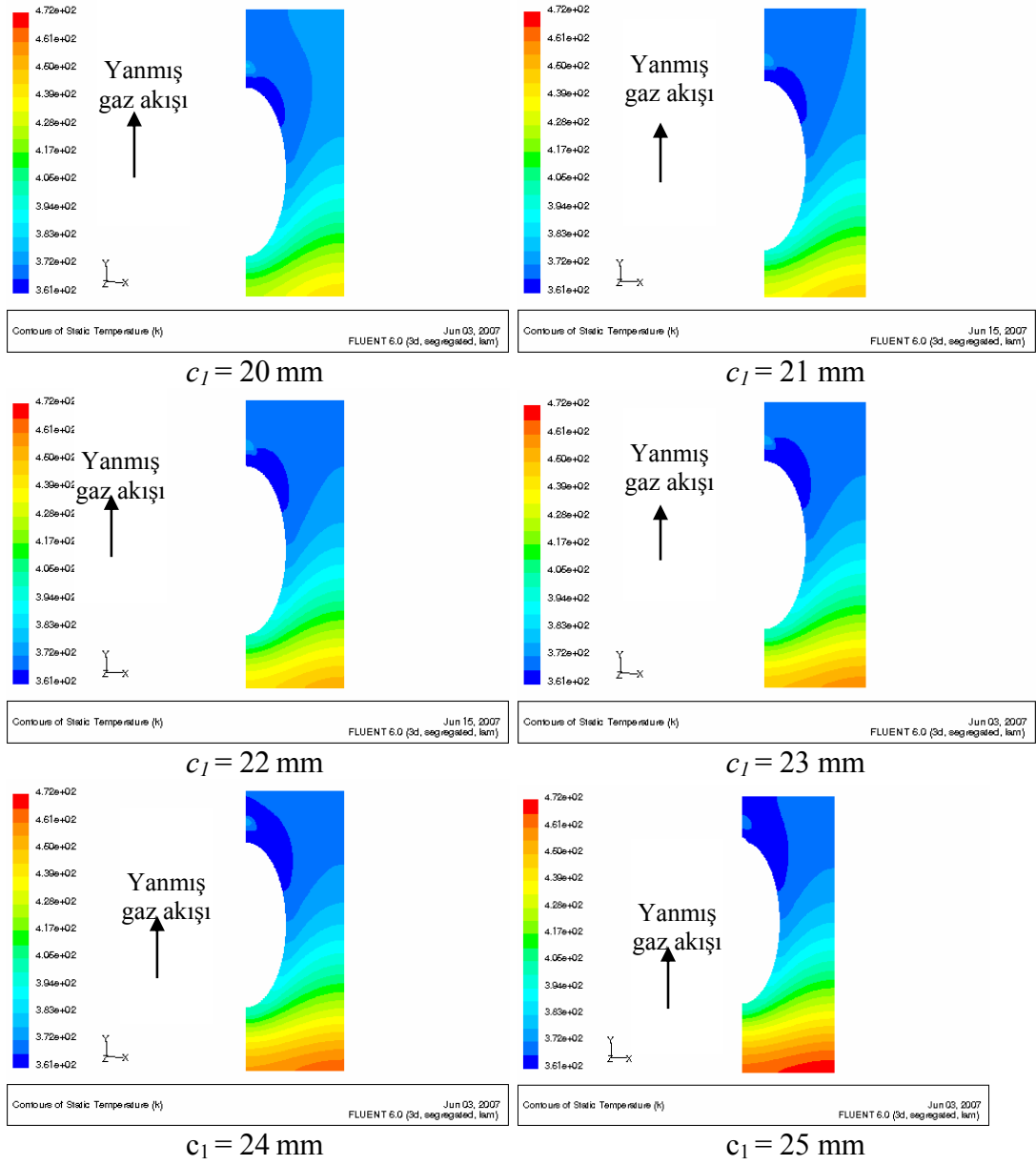
Boru ekseninin y eksenini boyunca değişen c_1 mesafesindeki artış miktarına bağlı olarak, izelge 5.4’de yanmış gazdan iki kanatçık aracılığıyla suya geçen ısı transferi miktarında (\dot{Q}_2) bir artış olduğu gōrūlmektedir. Çizelge 5.4’de, (\dot{Q}_1) ve (\dot{Q}_2) ısı transferi değerlerindeki ısı transferinin; kanatçıklar arasındaki mesafe $c_1=16$ mm olduğu ve burada maksimum değere ulaştığı gōrūlmūřtur.

İki kanatçık içinden geçen yanmış gazların geçişi esnasında iki kanatçık yūzeyinde oluşan sıcaklık dağılımları şekil 5.22’de, sıcaklıkların dikey eksen c_1 mesafesi artışı ile kanatçıklardaki sıcaklıklar artmıştır.

Çizelge 5. 4. Borunun y eksenini boyunca değişiminin karşılaştırması

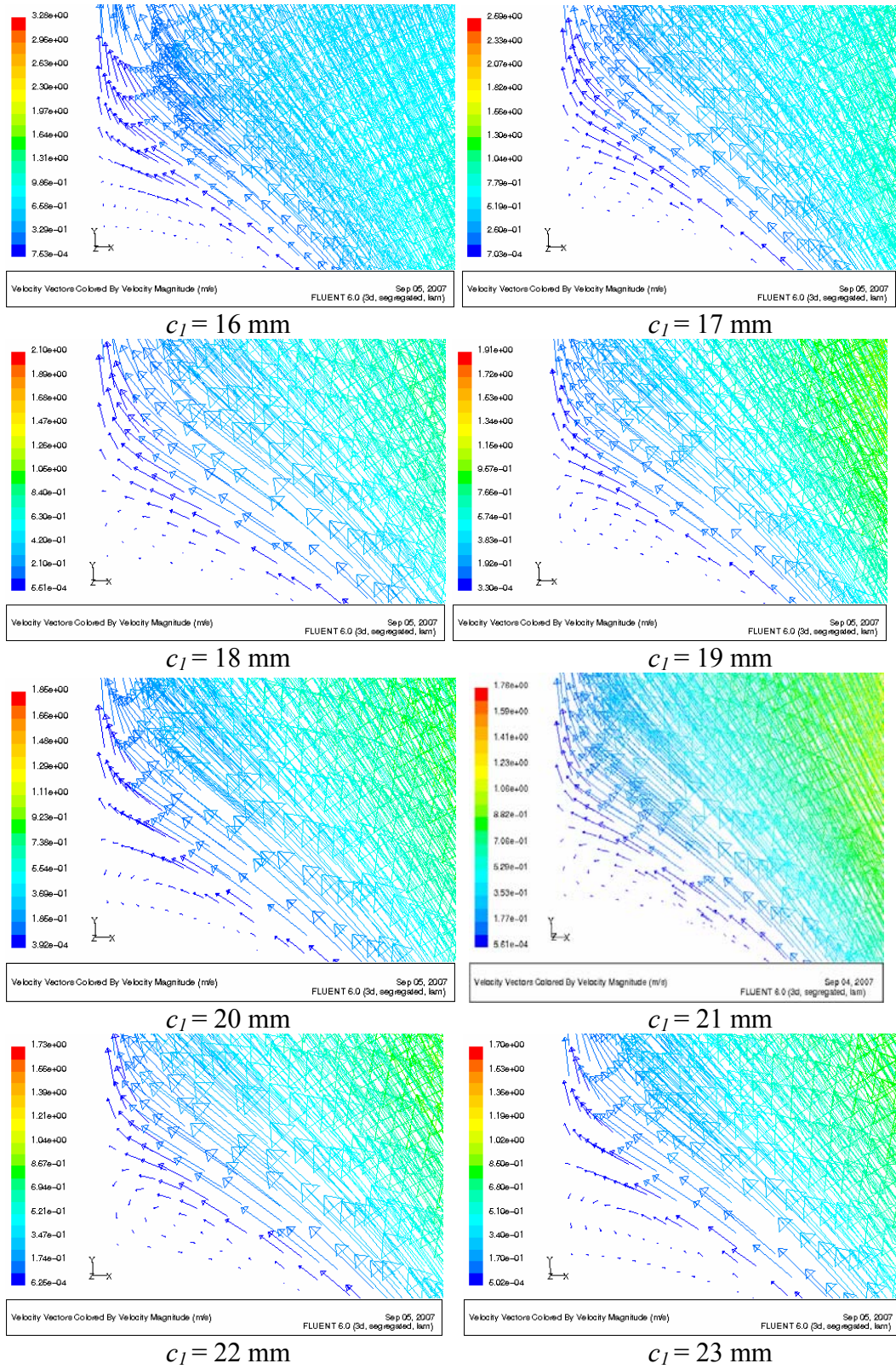
Modeller (c_l)	\dot{Q}_2 (W)	\dot{Q}_1 (W)	$\dot{Q} = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2$ (herbir parça için) (W)	Isı transferindeki artış (W)	Normalize, \dot{Q} (%)	Toplam basınç düşüşü, Δp (Pa)
16	23,56	2,82	26,38	0,20	100,76	4,20
17	24,11	2,22	26,33	0,15	100,57	2,12
18	24,49	1,83	26,32	0,14	100,53	1,51
19	24,76	1,55	26,31	0,13	100,50	1,22
20	24,96	1,34	26,30	0,12	100,46	1,06
21	25,10	1,17	26,28	0,10	100,38	0,95
22	25,21	1,04	26,25	0,07	100,27	0,89
23	25,31	0,93	26,24	0,06	100,23	0,85
24	25,37	0,84	26,21	0,03	100,11	0,81
25	25,41	0,77	26,18	0	0,0	0,78

Şekil 5.22. $c_l = 16-25$ mm boru eksenini değişiminde kanatçıkların yüzeyinde oluşan sıcaklık dağılımı

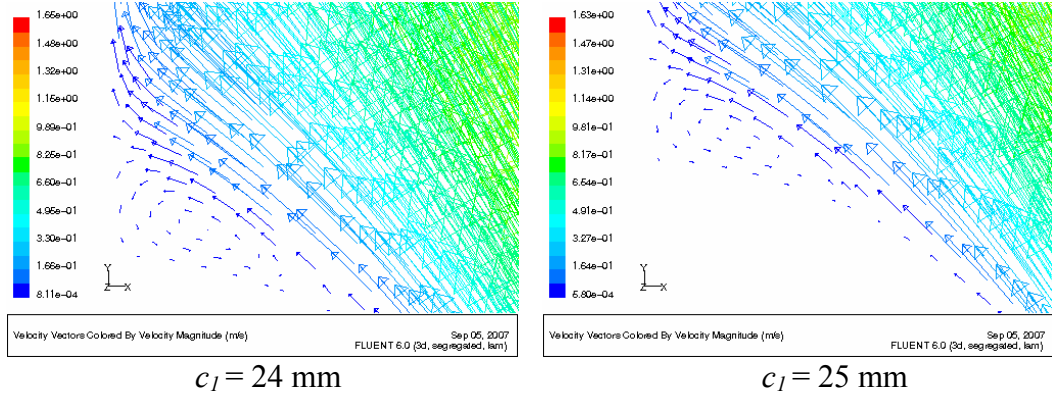


Şekil 5.22. (Devam) $c_1 = 16-25$ mm boru eksenini değişiminde kanatçıkların yüzeyinde oluşan sıcaklık dağılımı

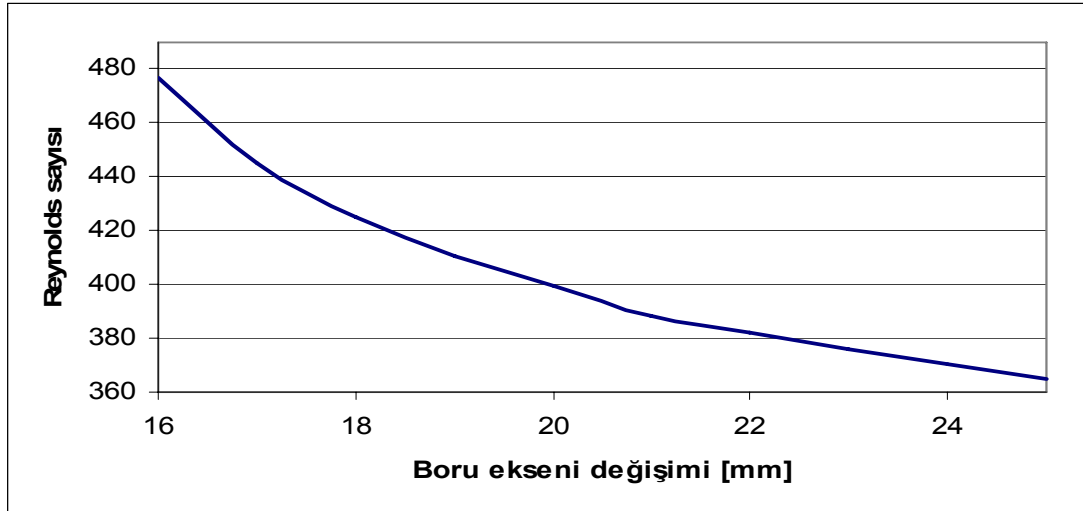
Borunun merkezinin dikey eksen c_1 mesafesinin artışı ile hızlarındaki azalma Şekil 5.23'de vektörel olarak verilmiştir. Şekil 5.24'da c_1 mesafesinin artması sonucu hızdaki azalmaya paralel olarak Reynolds sayısı düşmüştür.



Şekil 5. 23. $c_I = 16-25$ mm boru eksenini değişiminde hızın vektörel olarak değişimi



Şekil 5.23. (Devam) $c_l = 16-25 \text{ mm}$ boru eksenî değişiminde hızın vektörel olarak değişimi

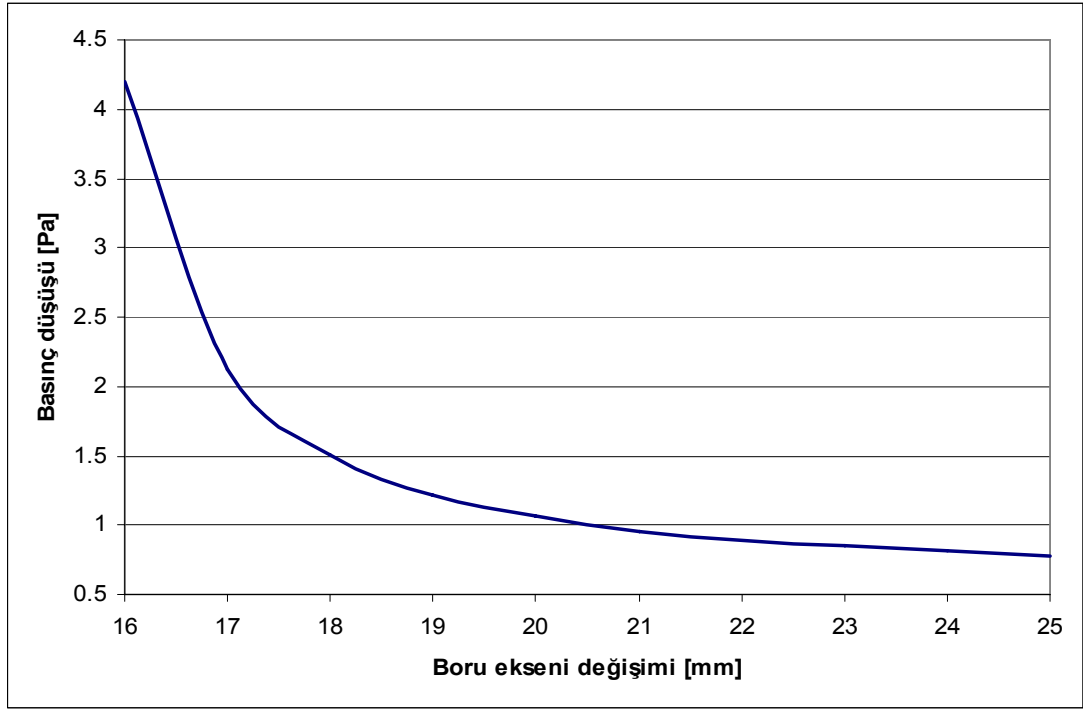


Şekil 5.24. Reynolds sayısı ile c_l mesafesi değişimi

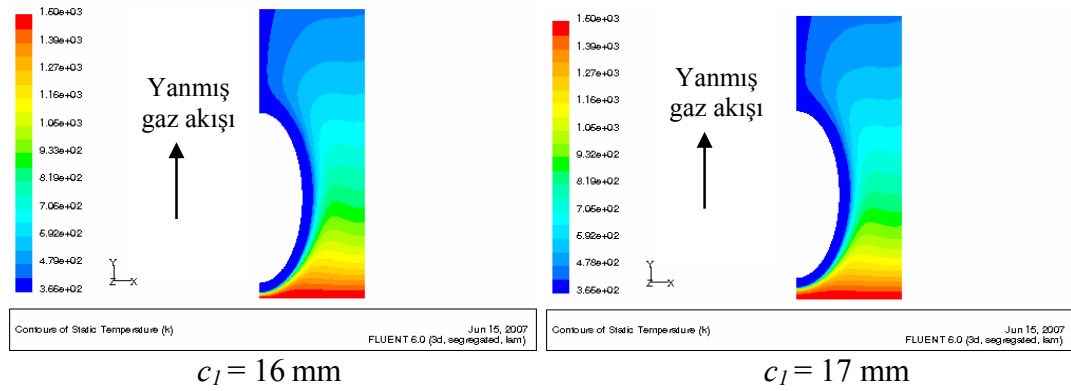
Dikey eksen c_l mesafesinin artışı ile sürtünme direnci etkisinin azalması sonucu basınç düşüşünde bir azalma olmuştur. Basınç düşüşündeki değişim Şekil 5.25'de verilmiştir. Basınç düşüşündeki bu azalmaya bağlı olarak yanmış gazın boru dış yüzeyinden suya transfer edilen ısı transferi azalmıştır. Bu yüzden, kanatlardan suya geçen ısı transferi artmasına rağmen, boru dış yüzeyinden suya geçen ısı transferinin azalması sonucu, toplam suya geçen ısı transferi düşmektedir.

İki kanatçık orta merkezindeki vektörel hız değerleri (Bkz.Şekil 5.23)'de verilmiştir. Akış hızı borunun c_l mesafesinin artmasına bağlı olarak azalmıştır. Reynolds sayısının düşmesiyle sınır tabakanın artmıştır. Şekil 5.26'de görülen sıcaklık

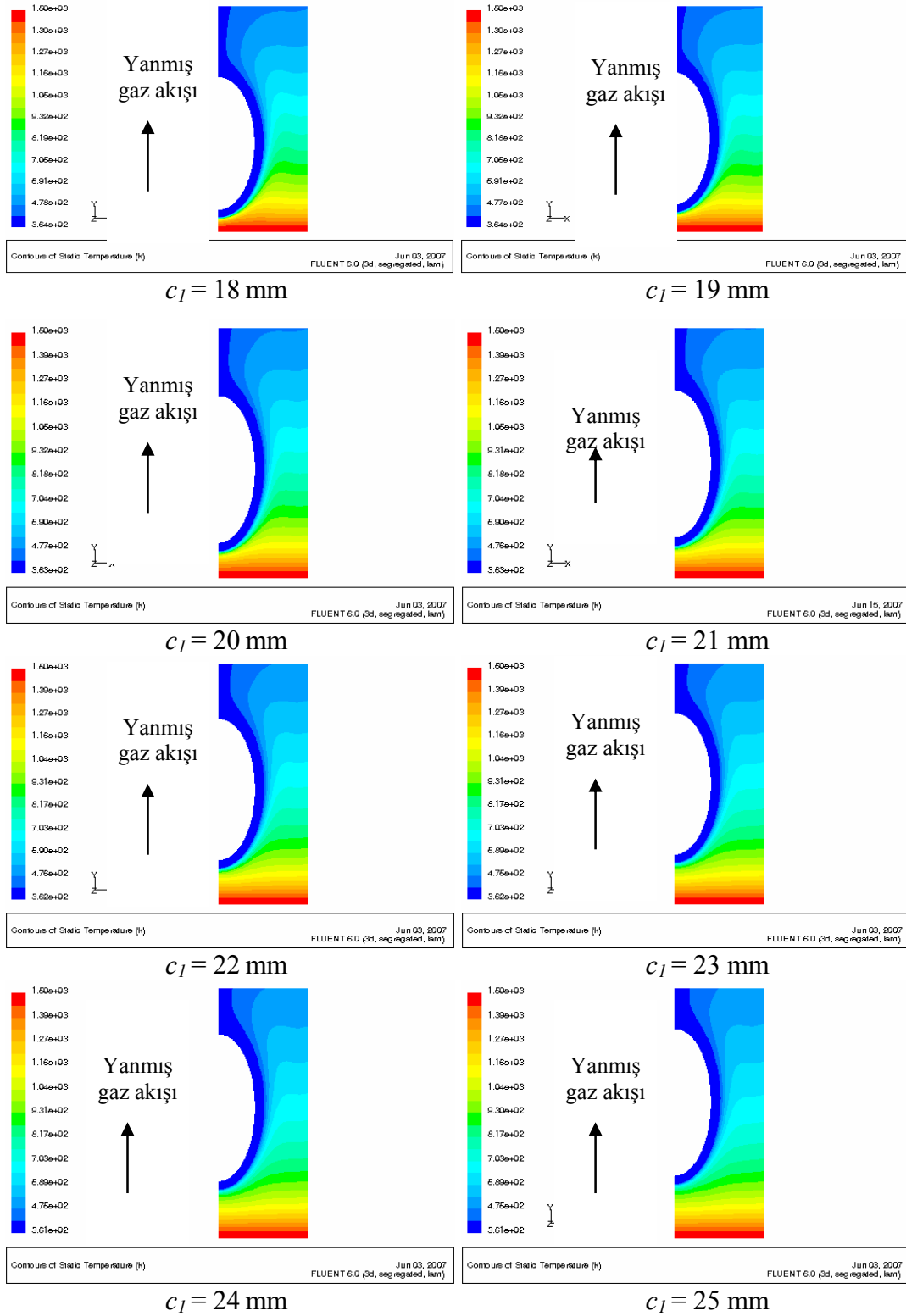
dağılımlarında c_l mesafesi arttıkça, sıcaklık dağılımında bir artma olduğu görülmektedir (Eş. 4.20 ve Eş. 4.21). Fakat orta merkezdeki sıcaklık artışı kanatçıklara geçmeden ısı değiştiricisini terk etmektedir. Şekil 5.27’de Ortalama Nusselt sayısı ve Çizelge 5.4’de toplam ısı transferindeki değişim değerleri birbirine paralel olarak azalmaktadır.



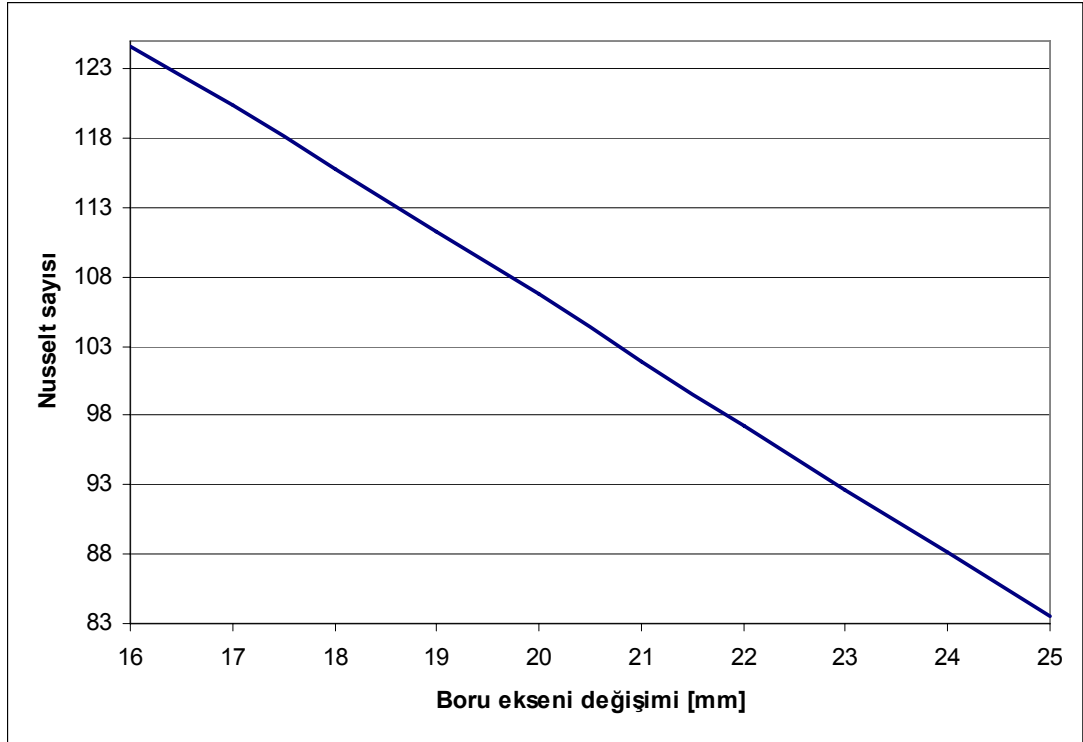
Şekil 5.25. Basınç düşüşü ile c_l mesafesi değişimi



Şekil 5. 26. $c_l = 16-25 \text{ mm}$ boru ekseni değişiminde iki kanatçığın orta merkezinde oluşan sıcaklık dağılımı



Şekil 5.26 (Devam) $c_l = 16-25$ mm boru eksenini değişiminde iki kanatçığın orta merkezinde oluşan sıcaklık dağılımı

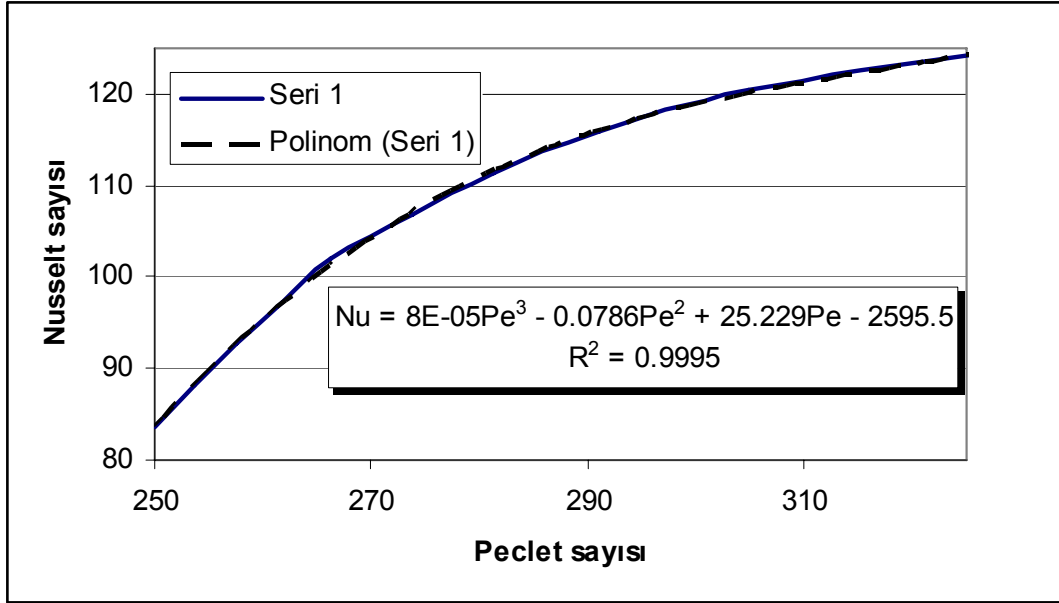


Şekil 5.27. Ortalama Nusselt sayısı ile c_1 mesafesi değışimi

Ayrıca uygulamada üretici ve mühendisler için kolaylıklar sağlamak amacıyla Şekil 5.28'de bulunan Peclet ($Pe = Re.Pr$) sayısı ile Ortalama Nusselt sayısı arasında bir korelasyon elde edilmiştir. Bu korelasyon Eş. 5.7 ile verilmiştir.

$$Nu = 8.10^{-5}.Pe^3 + 0,0786.Pe^2 + 25,229.Pe + 2595,5 \quad (5.7)$$

Şekil 5.28'deki korelasyon $R^2 = 0,999$ hata miktarı ile bulunmuştur.



Şekil 5.28. c_1 mesafesindeki değişimin fonksiyonel ifadesi

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

6.1. Sonuçlar

Bu çalışmada, düz plakalı-borulu bir ısı değiştiricisindeki iki yarım kanatçık arasından geçen yanmış gazın basınç düşüşü, hız ve sıcaklık dağılım değerlerinin bulunmasında Fluent programından faydalanılmıştır. Elde edilen sonuçlar tablolar ve grafikler halinde verilmiştir. Konutlarda ve sanayide sıkça kullanılan kombi ısı değiştiricisi kanatçıklarında, boyutları değiştirilmeden yapılacak olan basit geometrik değişiklikler ile verim artırılmıştır. Hem ısı iletiminin hemde ısı taşınımının olduğu ısı transferi SAD programında başarıyla uygulanmıştır. Yapılan üç farklı çalışmada elde edilen sonuçlar aşağıda özetlenmiştir:

i). Kanatçıkların Boru Eksenlerine Göre Açısal Değişimi;

- Eğim açısının θ artmasıyla L_z mesafesi daraldığından yanmış gazların hızı ve basınç düşüşü de artmaktadır. Böylece yanmış gazın Ortalama Nusselt sayısı artmış ve ısı transferide yükselmiştir.
- θ eğim açısının artmasıyla 2 nolu kanatçık yüzeyine daha hızlı bir şekilde çarpması ile sürtünme direnci artmış ve böylece basınç düşüşünde artma görülmüştür.
- θ açısının değişmesi ile; iki kanatçık arasındaki L_z mesafesi 3,5 mm olarak sabit alınması durumunda, kullanılacak ısı değiştiricisi boyu genişleyecektir. Böylece daha geniş bir kombiye ihtiyaç duyulması söz konusudur. Kombilerde boyutların büyütülmesinden daha ziyade küçük boyutlarda olması tercih edilmektedir. Bu durumda çalışmada, aynı boyutlu bir ısı değiştiricisinde geometrik olarak yapılacak değişiklik ile daha fazla enerji elde edilebileceği tespit edilmiştir.
- Düz plakalı borulu ısı değiştiricilerinde, $\theta = 30^\circ$ kanatçık açısında elde edilen ısı transferinde % 5,24 bir artışın olduğu görülmüştür.
- θ açısının değişimi ile Reynolds sayısı arasında aşağıdaki korelasyon geliştirilmiştir.

$$Re = 0,0506.\theta^2 - 0,2017.\theta + 388,9$$

- Uygulamada üretici ve mühendisler için kolaylıklar sağlamak amacıyla bulunan Peclet sayısı ile Ortalama Nusselt sayısı arasında aşağıdaki korelasyon elde edilmiştir.

$$Nu = 0,1692.Pe^{1,1462}$$

ii). Kanatçıklar Arası Optimum Mesafenin Tespiti;

- Bu yeni çalışmada kanatçıklar arasındaki L_z mesafesinin artması ile Ortalama Nusselt sayısı ısı transferine benzer şekilde önce artmış daha sonra azalma eğilimi göstermiştir. Bu durumda orta merkezdeki sıcaklık değerlerinde L_z mesafesinin artmasına bağlı olarak artış görülmüştür. Fakat sınır tabakanın artmasında dolayı kanatçık yüzey sıcaklıklarında azalma olmuştur.
- Kanatçıklar arası mesafe arttıkça boru arkasında oluşan girdaplar azalmakta, Re sayısı düşerek, sınır tabaka kalınlığının artmasına neden olmuştur. Bu durum vektörel hız dağılımları ile tespit edilmiştir.
- Kanatçıklar arasındaki L_z mesafesi azaldıkça, sürtünme direnci oluşmasından dolayı basınç düşüşü artmıştır. Ancak, basınç düşüşü için gereksinim duyulan enerjideki artış kazanılan enerjiye kıyasla çok az değerde kalmıştır.
- Düz plakalı borulu ısı değiştiricilerinde, kanatçık arasındaki mesafenin $L_z = 2,75-3$ mm olduğu aralıkta suya geçen ısı transferi miktarının maksimum değere ulaştığı görülmüştür.
- Uygulamada üretici ve mühendisler için kolaylıklar sağlamak amacıyla Peclet sayısı ile Ortalama Nusselt sayısı arasında aşağıdaki korelasyon elde edilmiştir.

$$Nu = -7.10^{-10}.Pe^4 + 1.10^{-0,6}.Pe^3 + 0,0009.Pe^2 + 0,2299.Pe + 85,698$$

iii). Kanatçık İçindeki Borunun Optimum Eksenel Mesafesi;

- c_1 mesafesi arttıkça hız azalmış ve Reynolds sayısı düşmüştür.
- c_1 mesafesindeki artış ile Ortalama Nusselt sayısında azalma ve buna paralel toplam ısı transferinde düşüş görülmüştür.

- c_l mesafesindeki azalma ile sürtünme direncinin etkisiyle basınç düşüşünde artış olduğu tespit edilmiştir.
- c_l mesafesindeki değişimde $c_l=16$ mm olduğu değerde ısı transferi miktarının maksimum değere ulaştığı görülmüştür.
- Uygulamada üretici ve mühendisler için kolaylıklar sağlamak amacıyla Peclet sayısı ile Ortalama Nusselt sayısı arasında aşağıdaki korelasyon elde edilmiştir.

$$Nu = 8.10^{-5}.Pe^3 + 0,0786.Pe^2 + 25,229.Pe + 2595,5$$

Yapılan çalışma uygulamada kullanılmasıyla ülkemiz sanayisinde yeni teknolojik ürünlerin gelişmesine katkı sağlayacaktır.

6.2. Öneriler

Yapılan bu çalışma dikkate alınarak aşağıdaki önerilerde bulunulabilir:

- Değişik kanatçık geometrilerine sahip ısı değiştiricilerinde; açısız ve geometrik olarak modellerde yapılacak boyut değişiklikleri ile yeni çalışmalar yapılabilir.
- Fluent, düz plakalı borulu ısı değiştiricilerinde başarıyla uygulanmış ve ileride yapılacak yeni çalışmalarda kullanılacak olan bir SAD programıdır.
- Çalışmada elde edilen korelasyonlar ile üretici ve mühendisler tarafından kullanılarak ülkemizde yeni geliştirilecek küçük yanma odalı ısı değiştiricilerinin gelişmesine katkı sağlayabilir.
- Bu çalışmada elde edilen sonuçlar kullanılarak ileride yapılacak olan deneysel ve sayısal araştırmalarda kullanılabilir.
- Düz plakalı borulu ısı değiştiricilerinde kanatçık ve boru eliptikliği ile ilgili değişik geometriler tasarlanabilir.
- Isı değiştiricilerinde, boru ve kanatçıklarda farklı malzemeler kullanılarak araştırmalar yapılabilir.
- Düz plakalı borulu ısı değiştiricilerinde, değişik geometrik modellerde optimum ısı transferi değerleri belirlenebilir.

- Düz plakalı borulu ısı değiştiricilerinde değişik işletme şartlarında Ortalama Nusselt ve Reynolds sayısı analizleri yapılabilir.
- Düz plakalı borulu ısı değiştiricilerinde, yanmış gazın giriş ve çıkış sınır şartları değiştirilerek ısı transferinde oluşacak değişimler irdelenebilir.
- Isı değiştiricilerinde, boru içerisinde akan akışkanın termofiziksel özelliği değişiktirilerek yeni çalışmalar yapılabilir.
- İşletme şartlarında çalışmalar yapılarak, akış modellemesinde türbölanslı akış modeli ile ilgili çalışmalar yapılabilir.

KAYNAKLAR

1. “Energy Policies of IEA, Countries-Turkey”, Review, *International Energy Agency*, 6-25 (2001).
2. Genceli, O.F., “Isı değiştiricileri”, *Birsen Basın Yayın*, İstanbul, 1-80 (1999).
3. Daloğlu, A., and Ayhan, T., “Natural Convection in a Periodically Finned Vertical Channel”, Int. Comm. *Heat and Mass Transfer*, 26: 1175-1182 (1999).
4. Gökçe, A.G., “Isı Transferine Giriş”, *Selçuk Üniversitesi Yayınları*, 124-190 Konya, (1985).
5. Fraas, Arthur P., “Heat Exchanger Design”, *John Wiley&Sons*, Newyork, 200-272 (1989).
6. Erek A., Özerdem B., Bilir L., İlken Z., “Effect of Geometrical Parameters on Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Plane Fin and Tube Heat Exchangers”, *Applied Thermal Engineering*, 25: 2421-2431 (2005).
7. Shepherd, D.G., “Performans of One Row Tube Coils With Thin Plate Fins Low Velocity Forced Convections”, *Heating Piping & Air Conditioning*, 28:137-144 (1956).
8. Gebhart, B., “Flow and Heat Transfer Characteristics of Finned Tube Exchanger”, *Ashrae Transactions*, 67:133-153 (1961).
9. Haight, A., Engelmann, M.S., “Numerical and Experimental Simulation for Airflow and Heating in a Tube Fin Heat Exchanger”, *Heat Transfer in Gas Turbines and Three-Dimensional Flows HTD*, 103: 107-113 (1988).
10. Kılıçaslan, İ., Saraç, H.İ., “Enhancement of Heat Transfer in Compact Heat Exchanger by Different Type of Rib With Holographic Interferometry”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 17: 339-346 (1998).
11. Rich, D.G., “The Effect of Fin Spacing on the Heat Transfer and Friction Performance of Multirow, Smooth Plate Fin Tube Heat Exchanger”, *Ashrae Transactions*, 79(2): 137-145 (1973).
12. Rich, D.G., “The Effect of the Number Tube Rows on Heat Transfer Performance of Smooth Plate Fin Tube Heat Exchanger”, *Ashrae Transactions*, 81(1):307-317 (1975).
13. Kayansayan, N., “Tasarım Noktasından Sapma Durumunda Değiştirici Davranışı”, *Isı Bilimi Tekniği Dergisi*, 9: 2 (1986).

14. Forgo, L., "Some Extra High Capacity Heat Exchangers of Special Design in Heat Exchanger", *N.H. Afgan and EU Schliinder*, Hemisphere, Washington, 101-120 (1974).
15. Saboya, F.E.M., Sparrow, E.M., "Local and Average Transfer Coefficients for One-Row Plate Fin and Tube Heat Exchanger Configurations", *J. Heat Transfer* 96:265–272 (1974).
16. Saboya, F.E.M., Sparrow, E.M., "Transfer Characteristics of Two-Row Plate Fin and Tube Heat Exchanger Configurations", *International Journal of Heat and Mass Transfer* 19:41–49 (1976).
17. Saboya, F.E.M., Sparrow, E.M., "Experiments on a Three-row Fin and Tube Heat Exchanger", *J. Heat Transfer* 98:520–522 (1976).
18. Sparrow, E.M., and Chaboki, A., "Turbulent Fluid Flow and Heat Transfer in a Circular Tube", *ASME Journal of Heat Transfer*, 106: 766-773 (1984).
19. Ahn, S.W., "The Effect of Roughness Type on Friction Factors and Heat Transfer in Roughened Rectangular", *International Communication of Heat and Mass Transfer*, 28: 933-942 (2001).
20. Kays, W.M., London, A.L., "Compact Heat Exchangers", 3rd ed., *Mc Graw Hill*, Newyork, 156-161 (1984).
21. Fossa, M., Tagliafico, L.A., "Experimental Heat Transfer of Drag-Reducing Polymer Solutions in Enhanced Surface Heat Exchangers", *Experimental Thermal and Fluid Science*, 10: 221-228 (1995).
22. Wang, C.C., Chi, K.Y., "Heat Transfer and Friction Characteristics of Plain Fin-and-Tube Heat Hxchangers", *International Journal Heat Mass Transfer* 43: 2681–2691 (2000).
23. Fiebig, M., Gross-Gorgemenn, A., Chen, Y., Mitra, N.K., "Conjugate Heat Transfer of a Finned Tube Part A: Heat Transfer Behavior and Occurrence of Heat Transfer Reversal", *Numerical heat Transfer*, Part A, 28: 133-146 (1995).
24. Jang, J.Y., Wu, M.C., Chang, W.J., "Numerical and Experimental Studies of Three-Dimensional Plate-Fin and Tube Heat Exchangers", *International Journal of Heat and Mass Transfer* 39: 3057-3066 (1996).
25. Chang, Y.C., Wang, C.C., "Generalized Heat Transfer Correlation for Louver Fin Geometry", *International Journal Heat and Mass Transfer*, 533-544 (1997).
26. Syed, K.S., Tupholme, G.E., Wood, A.S., Heggs, P.J., "Laminer Forced Convection on the Shell-Side of a Finned Double-Pipe Heat Exchanger",

International Symposium on Advances in Computational Heat Transfer, Çeşme, Turkey, 26- 30 Mayıs, 659-665 (1997).

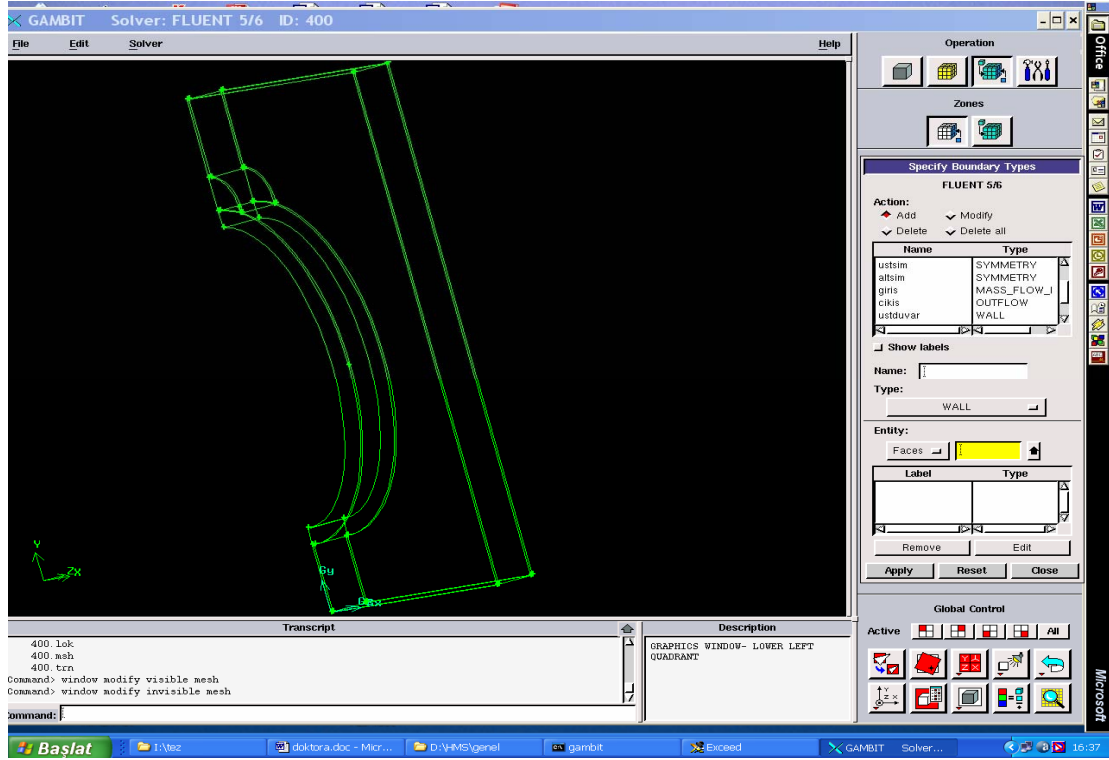
27. Wu, H.W., and Perng, S.W., “Effect of an Oblique Plate on The Heat Transfer Enhancement of Mixed Convection Over Heated Blocks in a Horizontal Channel”, ***International Journal of Heat and Mass Transfer***, 42: 1217-1235 (1999).
28. Valencia, A., “Heat Transfer Enhancement of Heat Transfer Due to Self-Sustained Oscillating Transverse Vortices in Cannel With Periodically Mounted Rectangular Bars”, ***International Journal Heat and Mass Transfer***, 42: 2053-2062 (1999).
29. Romero-Mendez, R., Sen, M., Yang, K.T., McClain, R., “Effect of Fin Spacing on Convection in a Plate Fin and Tube Heat Exchanger”, ***International Journal of Heat and Mass Transfer***, 43: 39–51 (2000).
30. Lee, K., Kim, W., Si, J., “Optimal Shape and Arrangement of Staggered Pins in the Channel of a Plate Heat Exchanger”, ***International Journal of Heat and Mass Transfer***, 44: 3223-3231 (2001).
31. Lozza, G., and Merlo, U., “An Experimental Investigation of Heat Transfer and Friction Losses of Interrupted and Wavy Fins for Fin-And-Tube Heat Exchangers”, ***International Journal of Refrigeration***, 24: 409-416 (2001).
32. Şara, O.N., Pekdemir, T., Yapıcı, S., Yılmaz, M., “Enhancement Heat Transfer from a Flat Surface in a Channel Flow by Attachment of Rectangular Blocks”, ***International Journal of Energy Research***, 25: 563-576 (2001).
33. Lee, C.K., and Abdel-Moneim, S.A., “Computational Analysis of Heat Transfer in Turbulent Flow Past a Horizontal Surface With Two-Dimensional Ribs”, ***International Communication of Heat and Mass Transfer***, 28 (2): 161-170 (2001).
34. Alam, I., Ghoshdastidar, P.S., “A Study of Heat Transfer of Circular Tubes with Internal Longitudinal Fins Having Tapered Laterel Profiles”, ***International Journal Heat and Mass Transfer***, 45: 1217-1235 (1999).
35. Kim, C.N., Jeong, J., Youn, B., “Evaluation of Thermal Contact Conductance Using a New Experimental-Numerical Method in Fin-Tube Heat Exchangers”, ***International Journal of Refrigeration***, 26: 900-908 (2003).
36. Kotcioğlu, İ., Bölükbaşı, A., “Düşey Dikdörtgen Kesitli Bir Kanalda Farklı Kanatçıklı Yüzeylerde Isı Transferinin İncelenmesi”, ***DEÜ Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi***, 5 (2): 89-102 (2003).
37. Tao, W.Q., Qu, Z.G., He, Y.L., “Experimental and 3d Numerical Study of Air Side Heat Transfer and Pressure Drop of Slotted Fin Surface, Proceeding of Fifth

- International Conference on Enhanced, Compact and Ultra-Compact Heat Exchangers”, *Science, Engineering and Technology*, Fairfax, VA, USA, September, 15 (2005).
38. Verma, P., Carlson, D.M., Wu, Y., Hrnjak, P.S., Bullard, C.W., “Experimentally Validated Model For Frosting of Plain-Fin-Round-Tube Heat Exchanger”, *IIF-IIR-Commission D1/B1-Urbana*, IL, USA, July, IIF-IIR (2002).
 39. Yang, D-K., Lee, K-S. Song, S., “Modeling for Predicting Frosting Behavior of a Fin-Tube Heat Exchanger”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49:1472-1479 (2006).
 40. Kundu, B., Das, P.K., “Optimum Dimensions of Plate Fins for Fin-Tube Heat Exchangers”, *International Journal Heat Fluid Flow*, 18: 530–537 (1997).
 41. Abu Madi, M., Johns, R.A., Heikal, M.R., “Performance Characteristics Correlation for Round Tube and Plate Finned Heat Exchangers”, *International Journal Refrig.*, 21 (7): 507–517 (1998).
 42. Wang, C.C., Chi, K.Y., Chang, C.J., “Heat Transfer and Friction Characteristics of Plain Fin and Tube Heat Changers, Part II: Correlation”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43: 2693–2700 (2000).
 43. Saboya, S.M., Saboya, F.E.M., “Experiments on Elliptic Sections in One and Two Row Arrangements of Plate Fin and Tube Heat Exchangers”, *Experimental Thermal Fluid Science*, 24: 67–75 (2001).
 44. Kim, J.Y. Song, T.H., “Microscopic Phenomena and Macroscopic Evaluation of Heat Transfer From Plate Fins/Circular Tube Assembly Using Naphthalene Sublimation Technique”, *International Journal Heat Mass Transfer*, 45: 3397–3404 (2002).
 45. Hsieh, C.T., Jang, J.Y., “3-D Thermal-Hydraulic Analysis for Louver Fin Heat Exchangers With Variable Louver Angle”, *Applied Thermal Engineering*, 26: 1629-1639 (2006).
 46. Seo, Y.S., Yu, S.P., Cho, S.J., Song, K.S., “The Catalytic Heat Exchanger Using Catalytic Fin Tubes”, *Chemical Engineering Science* 58: 43-53 (2003).
 47. DeJong, N.C., Jacobi, A.M., Flow, “Heat Transfer and Pressure Drop in the Near-Wall Region of Louvered-Fin Arrays”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 27: 237-250 (2003).
 48. Jeong, J., Kim, C.N., Youn, B., Kim, Y.S., “A Study on the Correlation Between the Thermal Contact Conductance and Effective Factors in Fin-Tube Heat Exchangers With 9,52 mm Tube”, *International Journal of Heat and Mass Flow*, 25: 1006–1014 (2004).

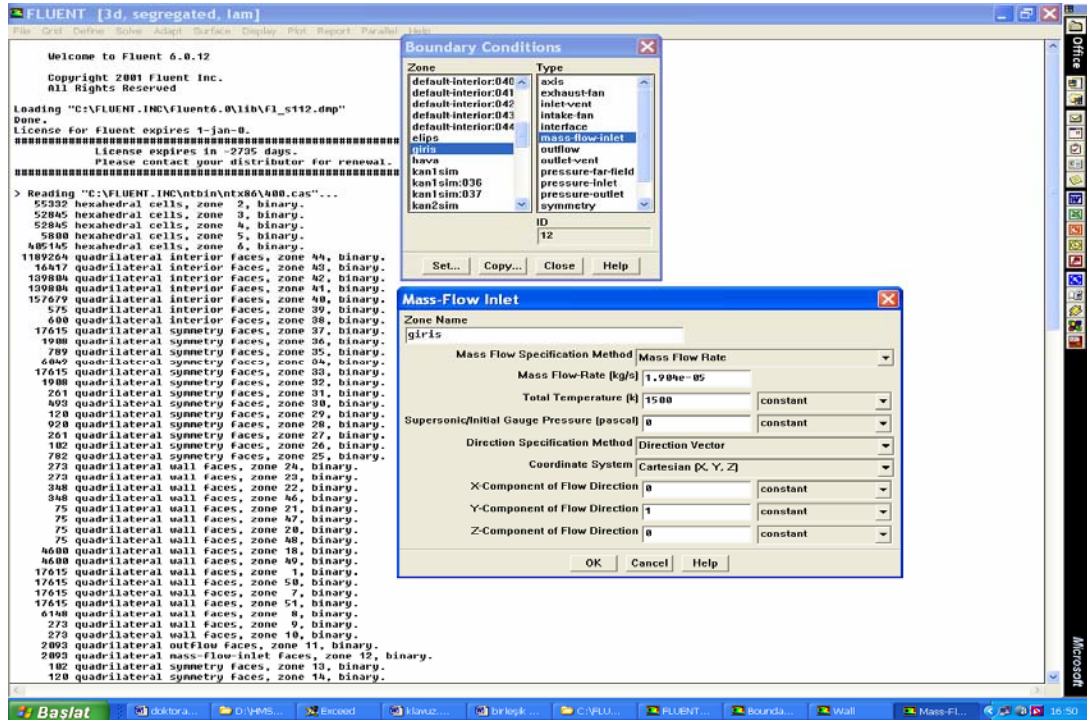
49. Şahin, H.M., Dal, A.R., and Baysal, E., “3-D Numerical Study on the Correlation Between Variable Inclined Fin Angles and Thermal Behavior in Plate Fin-Tube”, *Applied Thermal Engineering*, 27: 1806-1816 (2007).
50. Fluent Incorporated, “FLUENT User’s Guide Version 6.1.”, Lebanon, 1-1864 (2003).
51. Versteeg, H.K., and Malalasekera, W., “Computational Fluid Dynamics”, *Longman, Scientific & Technical*, London, 102-157 (1995).
52. Kayataş, N., “İç İçe Borulu Bir Isı Değiştiricisinde Isı Transferinin İyileştirilmesinin Nümerik Olarak İncelenmesi”, Y. Lisans Tezi, *Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Kayseri, 29-32 (2003).
53. Incropera, F.P., and DeWitt, D.P., “Fundamentals of Heat and Mass transfer”, *John Wiley & Sons, Inc.*, 106-671 (1996).
54. Kakaç, S., Yener, Y., “Convective Heat Transfer”, *CRC Press Begell House*, Boca Raton, Florida, 219-401 (1995).
55. İlbaş, M., “Studies of Ultra Low NO_x Burner”, *PhD Thesis University of Wales*, Cardiff, U.K., 35-47 (1997).
56. Özışık, M.N., “Heat Transfer a Basic Approach”, *McGraw-Hill Book Company*, International edition, 35-56 (1985).
57. Seçilmiş, M., “Sonlu Hacimler Yöntemiyle Çok Ağılı Sistemde İki Boyutlu, Sıkıştırılmaz ve Laminer Akış Probleminin Çözümü ve İncelenmesi”, Doktora Tezi, *Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Kocaeli, 66-73 (2003).
58. Gaskell, P.H., Lau, A.K.C., Wright, N.G., “Two Efficient Solution Strategies for Use with High Order Discretization Scheme in the Simulation of Fluid Flow Problems”, *Fifty International Conference on Numerical Methods in Laminar and Turbulent Flow*, Montreal, Canada, July 6-10 (1987).
59. D. A. Smith, (editor), “Die Design Handbook”, 2nd ed., *Society of Manufacturing Engineers (SME)*, Michigan, 5: 7-52 (1990).

EKLER

EK-1 SAD çözümünde kullanılan programların ana menüleri

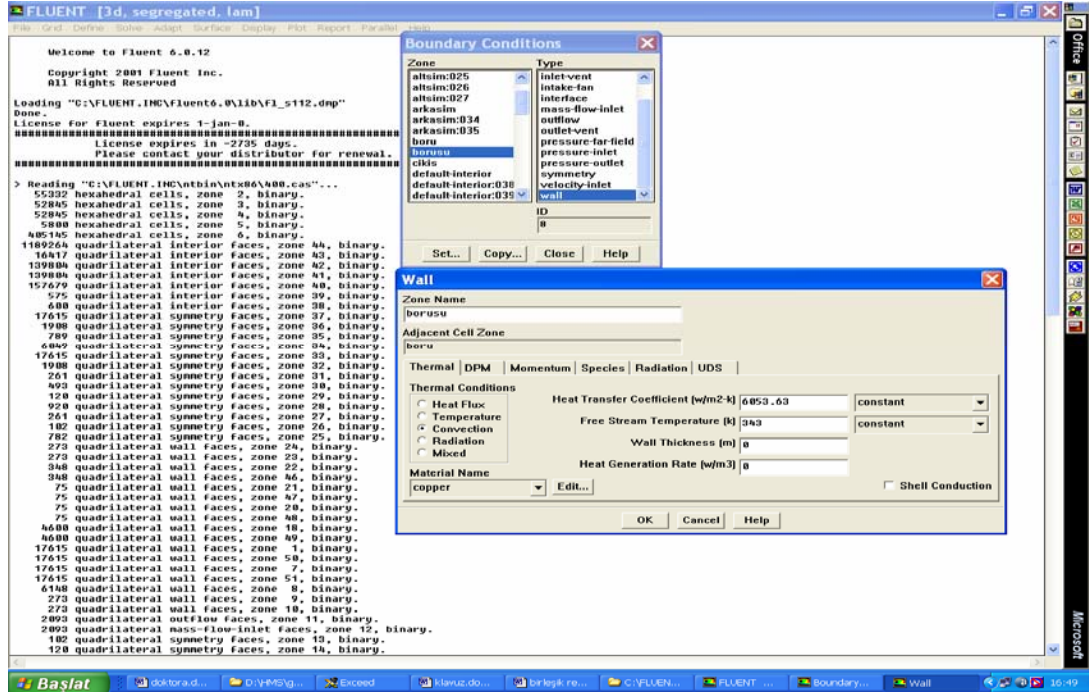


Şekil 1.1. Gambit programı ana menüsü

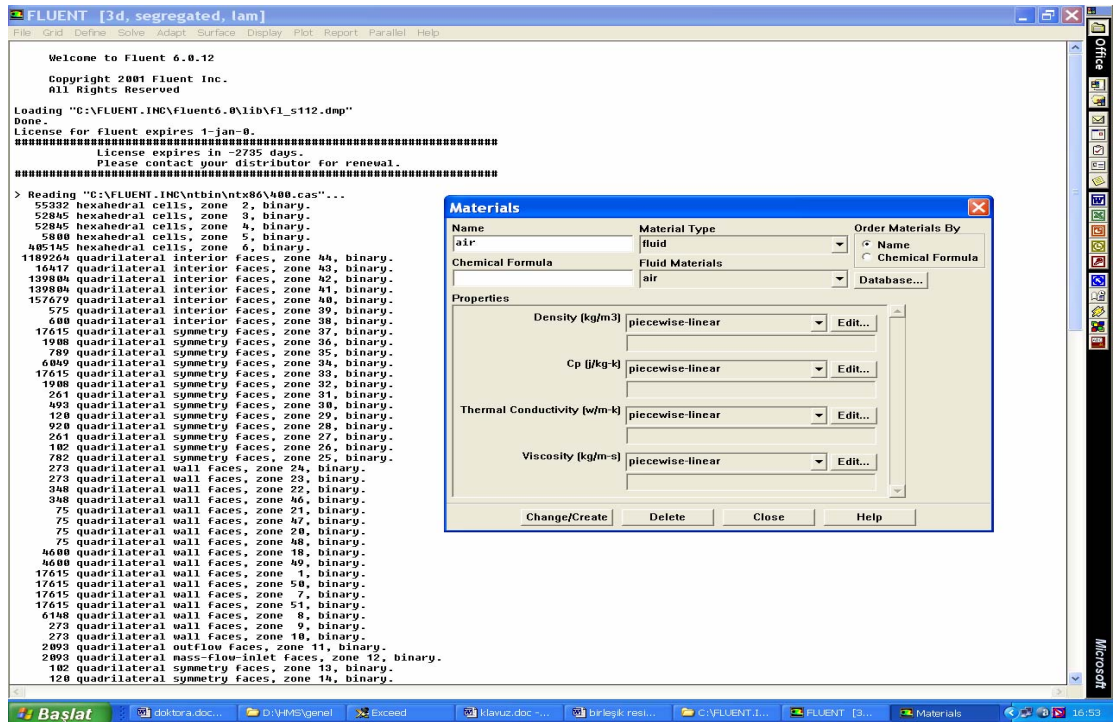


Şekil 1.2. Fluent programı giriş sınır şartları menüsü

EK-1 (Devam) SAD çözümünde kullanılan programların ana menüleri

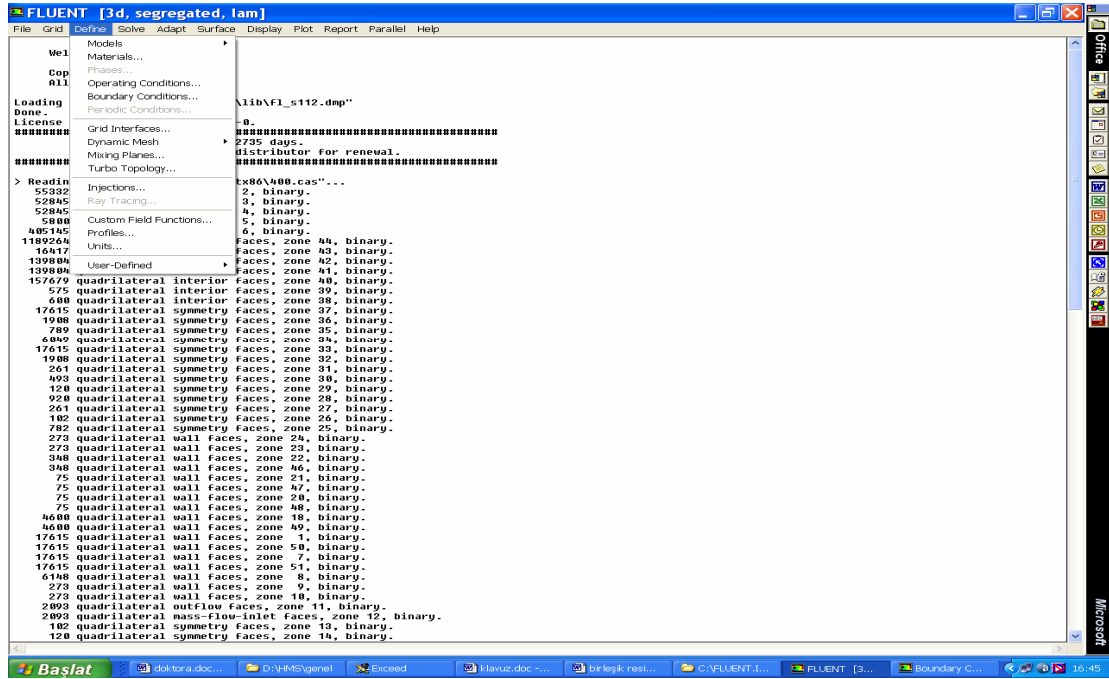


Şekil 1.3. Fluent programı duvar sınır şartları menüsü

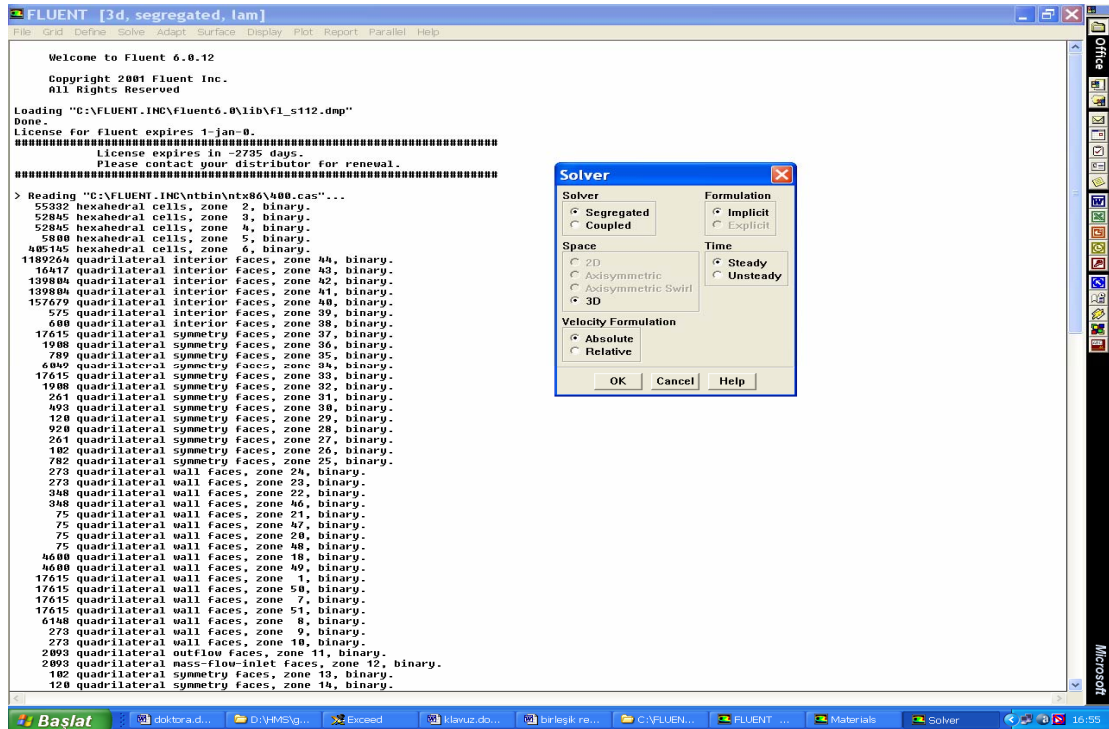


Şekil 1.4. Fluent programı malzeme fiziksel özellikleri menüsü

EK-1 (Devam) SAD çözümünde kullanılan programların ana menüleri



Şekil 1.5. Fluent programı ana menüsü



Şekil 1.6. Fluent programı çözüm metodu menüsü

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : DAL, Ali Rıza
 Uyuşu : T.C.
 Doğum tarihi ve yeri : 15.01.1969 Kayseri
 Medeni hali : Evli
 Telefon : 0 (312) 232 50 38
 Faks : 0 (312) 231 33 66
 e-mail : ardal@denizcilik.gov.tr

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Yüksek lisans	Niğde Üniversitesi /Makine Müh. Bölümü	1998
Lisans	Erciyes Üniversitesi/ Makine Müh. Bölümü	1993

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
1996-2004	Niğde Üniversitesi	Öğretim Görevlisi
2004-	Denizcilik Müsteşarlığı	GSK Uzmanı

Yabancı Dil

İngilizce

Yayınlar

1. Şahin, H.M., DAL, A.R., and BAYSAL, E., 3-D Numerical Study on the Correlation Between Variable Inclined Fin Angles and Thermal Behavior in Plate Fin-Tube, Applied Thermal Engineering, 27: 1806-1816 (2007).