



T.C.  
Uludağ Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü

**BASINÇLI HAVA KURUTUCUSU ISI  
GERİ KAZANIM ÜNİTESİ ISI  
DEĞİŞTİRİCİSİ TASARIMI VE HAD  
KULLANARAK SAYISAL ANALİZİ**

**Yüksek Lisans Tezi**



T.C.

ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BASINÇLI HAVA KURUTUCUSU ISI GERİ KAZANIM ÜNİTESİ ISI  
DEĞİŞTİRİCİSİ TASARIMI VE HAD KULLANARAK SAYISAL ANALİZİ**

**AYŞE BURCU YILDIZ**

Prof. Dr. Muhsin KILIÇ  
(Danışman)

ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ  
YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI  
BURSA – 2013

## Ç İNDEK İLER

ÖZET .....	i
ABSTRACT .....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ.....	iv
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	.vi
ÇİZELGELER DİZİNİ .....	.vii
1.GİRİŞ .....	1
2.KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	3
3.MATERYAL YÖNTEM .....	9
3.1.Korunum Denklemleri, Çözüm Planı ve Türbülans Modeli.....	9
3.2.Sayısal Modelleme .....	13
4.BULGULAR VE TARTIŞMA .....	17
4.1. Ağ Yapısının Nusselt Sayısı Üzerine Etkisi .....	17
4.2. Akış Alanının 3 Boyutlu Modellenmesi.....	22
4.3. Sayısal Analizler .....	25
4.4. Sık Kanat Kullanımı.....	30
4.5. Dalga Genliğinin Azaltılması .....	32
5.SONUÇ .....	41
KAYNAKLAR .....	42
EKLER.....	44
ÖZGEÇMİŞ.....	45

**ÖZET**  
**Yüksek Lisans Tezi**

**BASINÇLI HAVA KURUTUCUSU ISI GERİ KAZANIM ÜNİTESİ ISI  
DEĞİTİRCİSİ TASARIMI VE HAD KULLANARAK SAYISAL  
ANALİZ** Ay e Burcu YILDIZ

Uluda Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

**Danışman:** Prof.Dr.Muhsin KILIÇ

Bu çalışmada, plaka kanatçık tipi kompakt ısı değitiricilerin dar kanalları arasındaki akı ve ısı transferi nümerik olarak incelenmiştir. Üç boyutlu nümerik analizlerde laminer ve türbülanslı akı göz önüne alınmıştır. Türbülanslı akı, hem genişletilmiş duvar fonksiyonu özelliği ile kullanılan RNG k-II modeli hem de düşük Re sayısı korelasyonu özelliği ile kullanılan SST k- $\omega$  modeli ile analiz edilmiştir. Kanatçıklardaki ısı iletimi ve akı kan ile kanatçık yüzeyi arasındaki ısı taşınımını eş zamanlı olarak çözdürülmüştür. Analizler, akı kanallarının 2 ile 8 arasındaki farklı boy/en oranına sahip kesit geometrileri için 500 ile 5000 arasındaki geniş bir Reynolds aralığında tekrarlanmıştır. Plaka kanatçık tipi kompakt ısı değitiricilerinin ısı performansının belirlenmesi için gerekli olan akı gelişme bölgesindeki yerel sürtünme katsayısı ve Nusselt sayısı değerleri elde edilmiştir. Nümerik sonuçlar literatürden alınan deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. Düşük Re sayısı korelasyonu ile birlikte kullanılan SST k- $\omega$  modelinin çalışmada ele alınan tüm Reynolds aralığı için en uygun sonuçları verdiği görülmüştür. BHK sisteminde, ısı geri kazanımı için farklı tipte kanatçıklardan oluşabilen plaka-kanatçık tipi kompakt ısı değitiricileri tercih edilmektedir. Isı değitiricisi malzemesi olarak da alüminyum veya bakır kullanılmaktadır. Plaka-kanatçık tipi ısı değitiricilerinin paralel kanat, dalgalı kanat, offset-strip (kayık eksenli) kanat ve oyuklu kanat uygulamaları mevcuttur. Paralel kanatlı ısı değitiricisinin üretimi diğer kanatçık uygulamalarından daha kolay ve ucuzdur. Bu tez çalışmasının amacı, BHK sistemlerinde kullanılan ısı değitiricilerinin ekonomiklik ve performans açısından boyutsal optimizasyonun sayısal analizler yardımı ile gerçekleştirilmesidir.

**Anahtar kelimeler:** Hava kurutucuları, ısı değitiricileri, HAD analiz

2013, vi + 45 sayfa. i

## **ABSTRACT**

MSc Thesis

PRESSURIZED AIR DRYER HEAT RECOVERY UNIT HEAT EXCHANGER  
DESIGN AND CFD ANALYSIS

**Ay e Burcu YILDIZ**

Uluda University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineer

**Supervisor:** Prof. Dr. Muhsin KILIÇ

In this study, the fluid flow and heat transfer inside the Plate-Fin compact heat exchanger passages with the small hydraulic diameters are investigated numerically. In the three dimensional numerical analysis, both laminar and turbulent flows are considered. Turbulent flow is modeled with the RNG k- $\epsilon$  model with the enhanced wall treatment and the Shear Stress Transport (SST) k- $\omega$  model with a low-Reynolds-number correlation. Heat conduction in the fin and convection in the fluid are analyzed simultaneously as a three dimensional conjugate problem. Various duct aspect ratios from 2 to 8 are considered with a wide range of Reynolds numbers from 500 to 5000. The friction coefficients and Nusselt numbers in the developing region for these passages are obtained, which can be used in estimation of heat transfer performance in plate-fin compact heat exchangers. Obtained numerical results are validated with the experimental data taken from the literature. It is shown that the numerical results obtained by the use of the SST k- $\omega$  model with a low-Reynolds-number correlation shows a good agreement with the experimental data over whole the Reynolds number range considered in this study.

**Key words:** Air dryer, heat exchanger, CFD analysis

**2013, vi + 45 pages.i**

## **TE EKKÜR**

Lisans ve yüksek lisans öğrenimimde değerli görüş ve önerileriyle bana yol gösteren Sayın Prof.Dr.Muhsin KILIÇ'a en içten teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca Sayın Melih AKYOL ve Mustafa MUTLU'ya katkı ve yardımlarından dolayı teşekkür ederim. Eğitim-öğretim hayatım süresince benden destek ve yardımlarını esirgemeyen ve her zaman yanımda olan aileme teşekkürlerimi sunarım.

## SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
$k$	Turbulans kinetik enerji
$\epsilon$	Epsilon
$\omega$	Omega
$v_s$	Akışkan hızı
$d$	Boru çapı
$\mu$	Akışkanın dinamik viskozitesi Akışkanın kinematik viskozitesi Akışkan yoğunluğu
$f$	Yüzey sürtünme faktörü
$\Delta P$	Basınç düşümü
$D_h$	Hidrolik çap
$L$	Uzunluk
$\rho_{air}$	Hava yoğunluğu
$G_{air}$	Yerçekimi sabiti
$Q$	Isı transferi
$A_c$	Kesit alanı
$c_{p,air}$	Özgül ısı
$T_{outlet}$	Çıkış sıcaklığı
$T_{inlet}$	Giriş sıcaklığı
$h_m$	Ortalama ısı transfer katsayısı
$A_s$	Isı transferi toplam yüzey alanı
$\Delta T_{ln}$	Logaritmik sıcaklık farkı
$k_{air}$	Hava iletim katsayısı
$j$	Colburn faktör
$Nu_m$	Ortalama Nusselt sayısı
$Re$	Reynold sayısı
$Pr$	Prandtl sayısı

**Kısaltmalar****Açıklama**

SST

Share Stress Transport

CFD

Computinol Fluid Dynamics

RNG

Re-Normalization Group



## EK LLER D Z N

<b>ekil 3.1.</b> Basınca ba lı e zamanlı çözüm metoduna ait akı diyagramı.....	11
<b>ekil 3.2.</b> So utma kanatçısı akı kanalının perspektifi .....	14
<b>ekil 3.3.</b> So utma kanatçısı akı kanalının hesaplanabilir alanı .....	15
<b>ekil 4.1.</b> A ba ımsızlık grafi i .....	18
<b>ekil 4.2.</b> Z yönlü a boyutu için a ba ımsızlık grafi i.....	19
<b>ekil 4.3.</b> Kays ve London deneysel verileri ile Fluent sonuçları , Sürtünme faktörünün karşılaştırılması .....	20
<b>ekil 4.4.</b> Kays ve London deneysel verileri ile Fluent sonuçları, Colburn faktörünün karşılaştırılması .....	21
<b>ekil 4.5.</b> Dalgalı kanatçık plaka tipi ısı de i tiricisinin perspektif görünümü .....	22
<b>ekil 4.6.</b> Modelin teknik görünümü ve tanımlanan yüzey sınır artları.....	23
<b>ekil 4.7.</b> Eleman sayısı ile j faktörü hata oranının de i imi.....	24
<b>ekil 4.8.</b> Y-Z düzlemindeki eleman yapısı ve sıcaklık dağılımı (Re3000) .....	25
<b>ekil 4.9.</b> Y-Z düzlemindeki eleman yapısı ve sıcaklık dağılımı – yakın görünümü (Re3000).....	26
<b>ekil 4.10.</b> Akı simetri yüzeyinin ilk 2 dalga uzunlu undaki mesh yapısı ve sıcaklık dağılımı (Re3000) .....	27
<b>ekil 4.11.</b> Akı simetri yüzeyinin ilk 2 dalga uzunlu undaki mesh yapısı ve sıcaklık dağılımı –yakın görünümü (Re3000).....	28
<b>ekil 4.12.</b> Analiz sonuçlarının deneysel verilerle do rulanması.....	29
<b>ekil 4.13.</b> Laminer akı ta kanatçıklar arası mesafenin sıcaklık dağılımına etkisi.....	30
<b>ekil 4.14.</b> Laminer akı ta kanatçıklar arası mesafenin kinetik enerji üretimi dağılımına etkisi .....	31
<b>ekil 4.15.</b> Laminer akı ta kanatçıklar arası mesafenin sağ ve sol kanatçıklar üzerindeki yerel ısı ta nım katsayıları üzerindeki etkisi .....	32
<b>ekil 4.16.</b> Laminer akı ta dalga genli inindeki azalmanın hız dağılımına etkisi.....	33
<b>ekil 4.17.</b> Laminer akı ta dalga genli inindeki azalmanın sıcaklık dağılımına etkisi ...	34
<b>ekil 4.18.</b> Laminer akı ta dalga genli inindeki azalmanın kinetik enerji üretimi dağılımına etkisi .....	34
<b>ekil 4.19.</b> Laminer akı ta dalga genli inindeki azalmanın sağ ve sol kanatçıklar üzerindeki yerel ısı ta nım katsayıları üzerindeki etkisi .....	35

<b>ekil 4.20.</b> 3 kanal geometrisi arasında j faktörlerinin kar ıla tırılması.....	36
<b>ekil 4.21.</b> 3 kanal geometrisi arasında f faktörlerinin kar ıla tırılması.....	36
<b>ekil 4.22.</b> Farklı kanal geometrileri üzerinde Nusslet sayılarının da ılımı.....	38
<b>ekil 4.23.</b> Farklı kanal geometrileri üzerinde Nusslet sayılarının da ılımı.....	38
<b>ekil 4.24.</b> Farklı kanal geometrileri üzerinde Nusslet sayılarının da ılımı.....	39

## ÇİZELGELER D Z N

<b>Çizelge 3.1.</b> Analiz edilen geometrilerin boyutları (mm) .....	14
<b>Çizelge 4.1.</b> Kanat boyutları .....	22
<b>Çizelge 4.2.</b> De erlendirilen kanal geometrilerine göre tam geli mi düzenli akı sonuçları .....	40

## 1.G R

Basınçlı havada bulunan nem sıkı tırma sonucunda yo u maktadır. Yo u an su damlaları, borularda korozyon olu umuna ve basınç kayıplarına neden olur. Hava ile çalı an pnomatik motor, silindir ve valfların üzerindeki ya ı bozan su, ya ın özelli ini kaybetmesinden dolayı bahsi geçen cihazların ömrünü kısaltır ve bu cihazlarda sık sık bakım ihtiyacı do urur. Bu nedenle endüstrinin birçok dallarında kullanılan basınçlı havanın tamamen nemden arındırılmı olması istenir. Türkiye’de basınçlı hava kurutucusu (BHK) sistemlerinin kullanımı sanayide oldukça yaygındır ve talep sürekli olarak da artmaktadır. Bu talep büyük oranda yüksek maliyetli, Türkiye’de ve dünyada üretimleri patent ile korunan ithal BHK sistemlerince kar ılanmaktadır. BKH sistemlerinde yerli üretime geçilmesi, yurtdı ndan ithal edilme maliyetinin 8600 EURO oldu u dü ünüldü ünde, ülke ekonomisine önemli kazanç sa layacaktır. thal edilen BHK sistemlerinin arızalanması durumunda da bakımı 6 ile 8 haftayı bulmakta ve bu süre zarfında sanayimiz ya yeni makine almak ya da üretimi durdurmak zorunda kalmaktadır.

Basınçlı hava kurutucuları, ısı geri kazanımını sa layan hava-hava tipi ve basınçlı havanın çı noktasının altına kadar so utuldu u hava-so utucu akı kan tipi olarak çapraz akı lı 2 farklı ısı de i tircisini içermektedir. BHK sisteminde, ısı geri kazanımı için farklı tipte kanatçıklardan olu abilen plaka-kanatçık tipi kompakt ısı de i tircileri tercih edilmektedir. Isı de i tircisi malzemesi olarak da alüminyum veya bakır kullanılmaktadır. Plaka-kanatçık tipi ısı de i tircilerinin paralel kanat, dalgalı kanat, offset-strip (kayık eksenli) kanat ve oyuklu kanat uygulamaları mevcuttur. Paralel kanatlı ısı de i tircisinin üretimi di er kanatçık uygulamalarından daha kolay ve ucuzdur. Bu tipteki ısı de i tircilerinde basınç kayıpları da daha dü üktür. Dezavantajı ise ısı ta nım katsayısının dü ük olması ve aynı ısı transferini için büyük hacim gereksinimidir. Fakat birçok uygulamada, farklı tipte kanatçık kullanımı ile kompakt ısı de i tircilerinin ısıl performansı arttırılmak istenmektedir.

Bu tez çalı masının amacı, BHK sistemlerinde kullanılan ısı de i tircilerinin ekonomiklik ve performans açısından boyutsal optimizasyonun sayısal analizler yardımı

ile gerçekle tirilmesidir. Faklı geometrilerdeki dalgalı kanat-plaka tipi kompakt ısı de i tiricileri bilgisayar ortamında modellenmi , uygun sayıda sonlu elemanlara ayrılarak Fluent yazılım ile sayısal olarak analiz edilmi tir. Kanallar içerisindeki laminar ve türbülanslı akı detaylı bir ekilde incelenmi ve yerel Nusselt sayılarının kanal uzunlu u boyunca de i imi grafikler halinde elde edilmi tir. Sık kanat kullanılmasının ve akı profilindeki de i imlerin yerel ve ortalama ısı ta nım katsayılarına etkileri sonuçlar kısmında sunulmu tur.

## 2.KAYNAK ARA TIRMASI

Basınçlı hava kurutucusu tasarım ve imalat sürecinde, ISO 7183 (2007) ve TS 7764 (1990) basınçlı hava kurutucularının üretim standartları olarak ISO 8573-3 (1999) ise kurucudan çıkan basınçlı ve nemi alınmış havanın özelliklerinin tanımlandığı kalite standardı olarak kullanılmaktadır. Basınçlı Hava Kurutucu sistemleri hakkında literatürde sınırlı sayıda çalışma bulunmaktadır. Erta , E. (2006), ürün kataloglarından yararlanarak hazırladığı çalışmada basınçlı havanın kurutulmasının önemi ve faydaları açıklandıktan sonra; basınçlı hava kurutma prensipleri ve uygulanacak tekniklerini tablo ve diyagramlarla açıklamıştır. Çalışmada, uygun basınçlı hava kurutucu tipinin seçiminin yapıldığı ve kuru basınçlı havaya gereksinim duyulan uygulamalardan da bazı örnekler verilmiştir.

Hewitt'in (2002), Shah ve Sekulic'in (2003) çalışmalarında, basınçlı hava kurutma sistemlerinde kullanılan tüm ısı deşerj tipleri için çözüm metodolojileri tanımlanmış ve ısı transferi ve basınç kayıpları için gerekli ampirik ifadeler verilmiştir. Isı geri kazanımında kullanılan kompakt ısı deşerj tiplerinin deneysel olarak testleri ise Kays ve London'un (1984) çalışmasında detaylı olarak verilmiştir. Bu tez kapsamında yürütülen analiz çalışmalarının doğrulanmasında Kays ve London (1984) çalışmasındaki deneysel sonuçlardan faydalanılmıştır.

Farklı kesitlerde kanallar içerisindeki tam gelişmiş laminar akımlar için boyutsuz Nusselt sayısı ve  $f \times Re$  sayısı, Reynolds sayısından bağımsızdır. Bu boyutsuz sayıların, kanalların en boy oranına bağılı olarak değerleri Hewith (2002) kitabında ayrıntılı olarak verilmiştir. Fakat bu değerler tüm kanalın sabit yüzey sıcaklığına veya sabit ısı akısına maruz kaldığı koşullarda geçerlidir. Kanatçıklar üzerinde ise farklı sınır şartları tanımlanması nedeniyle kanatçık-plaka tipi kompakt ısı deşerj tiplerindeki laminar akımlar için tam gelişmiş akımların Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü  $f$ 'nin Hewith (2002) kitabında verilenlerden farklı değerler olacaktır.

Isıl giriş bölgesindeki ısı transfer katsayıları sınır tabaka kalınlığının dar olması nedeniyle, tam gelişmiş bölgedeki ısı transfer katsayılarından daha yüksektir. Hewith'e (2006) göre bu bölgedeki ısı transfer katsayıları % 35 daha yüksek olabilmektedir. Eğer

ısı de i tiricisinin akı yönündeki uzunlu u kısa ise, ısı geli me bölgesi ihmal edilemeden, tüm geli mekte olan ve tam geli mi bölgeler sayısal olarak analiz edilmeli ve yerel Nusselt sayısının ve yerel sürtünme katsayısının ısı de i tiricisinin uzunlu u boyunca de i imi elde edilmelidir. Sonlu hacimler metodunu kullanan Fluent yazılımı ise kanallar içerisindeki akı nın ve ısı transferinin çözümünde en yaygın kullanılan nümerik çözüm yöntemidir.

Kompakt ısı de i tiricilerinde akı nın gerçekleş ti i kanatçıklar arası mesafenin dar olması nedeniyle hidrolik çapı ve dolayısıyla akı karakteristi ini belirleyen Reynolds sayısı da küçüktür. Akı ço unlukla laminer bölgede kalmaktadır. Fakat basınçlı hava kurutucuları, uçak motorları ve ta ıt so utma sistemleri gibi yüksek hızlı akı ların oldu u uygulamalarda türbülanslı akı ta olu abilir. Türbülanslı akı larda kanal cidarlarında hızın 0 olması nedeniyle sınır tabakanın duvara yakın kısmında laminer alt bölge olu maktadır. Dar kesitler içerisindeki akı larda akı alanının büyük bir kısmının sürtünmelerin etkisinde olmasından dolayı laminer alt bölgedeki akı hassas olarak çözülmelidir. A a ıda paralel plakalı ve dalgalı kanat tipi kompakt ısı de i tirici kanalları için literatürde bulunan bazı çalı malar tanıtılmı tır.

Zhang ve ark. (2007), plaka - Kanatçık Kompakt ısı de i tiricilerinin düzlem levha kanatlar ile plakalar arasındaki laminer, hidrodinamik geli mi fakat ısı geli mekte olan akı ı nümerik olarak incelenmi tir. Kanatçıklar içerisindeki ısı iletimi ve kanal içindeki ısı ta nımını birlikte hesaplanmı tır. Kanalın Boy/En oranının yerel ve ortalama Nusselt sayısına etkisi grafiklerle gösterilmis tir. Tam geli mi Nusselt sayısı kare kesit akı alanlı kanal için en dü ük de eri alırken, Boy/En birim de erden farklıla tıkça daha yüksek de erler almaktadır.

Zhu ve Li (2008), plaka – Kanatçık tipi kompakt ısı de i tiricilerinde sıklıkla kullanılan düzlem levha, dalgalı, kayık eksenli ve delikli levha tipi kanatçık uygulamaları için laminer kanal akı ı ( $132 < Re < 1320$ ) ve ısı transferi 3 boyutlu nümerik analizlerle incelenmi tir. Plakalar üzerine sabit ısı akı ı sınır artı tanımlanmı ve kanatçık içindeki ısı iletimi e zamanlı olarak çözdürülmü tür. Çözüm alanı hidrodinamik ve ısı olarak hem geli me bölgesini hem de tam geli mi akı bölgesi içerecek şekilde uzun

tutulmu tur (0,306 m). Akı kan olarak su alındı ından ( $Pr \gg 1$ ) momentum yayılımı ısı yayınımdan büyüktür ve ısı sınır tabaka daha hızlı geli mektedir. Çalı mada her bir kanatçık uygulaması için yerel Nusselt sayıları hesaplanmı , tam geli mi Nu sayısı ve ısı giri bölgesi uzunlu u tespit edilerek hesaplanmasında için kullanılabilir denklemler çıkarılmı tır. Çalı mada geometrik ölçülerin yerel ve tam geli mi Nusselt sayılarına olan etkisi incelenmemi tir. Nümerik sonuçlar incelendi inde en kısa ısı giri bölgesi uzunlu u ve en yüksek tam geli mi Nusselt Sayısı dalgalı tip kanat uygulamasında elde edilmi tir. Isı transferi için sıralama u ekildedir: Dalgalı > Delikli > Kayık Eksenli > Düzlem levha.

Sheik Ismail ve ark (2010), Dalgalı kanat ve kayık eksenli kanat tipi Plaka-Kanatçık kompakt ısı de i tiricilerinin sistem performansına arttırmaya yönelik literatürdeki çalı maları derlemi lerdir. Literatürdeki çalı malarda çok dü ük Re sayılı akı lar için, viskoz etkilerin girdap olu umunu engellemesi sonucunda, düzlem plakalı yerine dalgalı kanat kullanımının ısı transferinde önemli bir artışa neden olmadı ı, yüksek Re sayılı akı larda ise ısı transferinde 2 ile 2.5 kat arasında iyile me sa ladı ı gösterilmi tir. Farklı bir çalı mada ise Re sayısının 1000'den yüksek olması ile ikincil girdapların olu umunun ve akım çizgilerindeki kopmaların azalaca ı dü ünülerek ısı transferinin azalaca ı belirtilmi tir. Nümerik çalı malarda k-e türbülans modeli ile do ru sonuçların alınabildi i gözlemlenmi tir. Farklı geometrik ölçüler üzerinde yürütölen deneysel ve nümerik analizler sonucunda ise dalga genli inin artması, dalga boyunun, kanatlar arası açıklı ın ve kanat yüksekli inin azalması ile ısı transferinin artaca ı belirlemi tir.

Sheik Ismail ve ark (2009) bir di er çalı masında, dalgalı kanatlar arasındaki akı , 18 farklı kanal geometrisi için test nümerik olarak test edilmi tir. Analizlerde Re aralı ı hem laminar hem de türbülanslı akı ları içerecek ekilde geni tutulmu tur

( $500 < Re < 15000$ ). Çözüm hacmi yalnızca bir dalga boyu ile sınırlıdır ve kanatçık içindeki ısı iletimi hesaplanmayıp tüm yüzeyler için sabit yüzey sıcaklı ı sınır artı tanımlanmı tır. Tam geli mi akı için yeterli uzunlukta bir çözüm alanının alınmamasına ra men, analiz sonuçları Patankar ve ark. Çalı ması referans alınarak tam geli mi periyodik akı ko ulunu sa layacak ekilde düzenlenmi tir. Nümerik sonuçlara göre, kanat yüksekli i / kanat açıklı ı oranı arttıkça, dalga genli i / kanat açıklı ı oranı



azaldıkça ısı transferi ve basınç kayıpları artacaktır. Bu sonuçlar kullanılarak Colburn ve sürtünme faktörlerini hem Re sayısına hem de kanal geometrisine ba lı olarak ifade eden denklemler elde edilmiştir.

$$j = 2.348 Re^{-0.786} (h/s)^{0.312} (2A/s)^{-0.192} (L/2A)^{-0.432} = \text{Laminer (100 < Re < 800)} \quad (2.1)$$

$$j = 0.242 Re^{-0.375} (h/s)^{0.235} (2A/s)^{-0.288} (L/2A)^{-0.553} = \text{Türbülanslı (1000 < Re < 15000)} \quad (2.2)$$

Raj M. Manglik ve ark. (2005) plaka - Dalgalı Kanatçık tipi kompakt ısı de i tiricilerinin, dalga ekindeki kanalları arasındaki akı ve ısı transferi, hem sabit yüzey sıcaklı ı hem de sabit ısı akısı sınır artları için laminar akı artlarında ( $10 < Re < 1000$ ) incelenmiştir. Farklı kanatçık açıklıkları için yapılan nümerik analizlerde çözüm hacmi olarak yalnızca bir dalga boyu uzunlu undaki kanal hacmi alındı ından sonuçlar geli mekte olan akı bölgesi için geçerlidir. Kanatçıklardaki sıcaklık da ılımı ihmal edilmiştir. Dü ük Re sayılı akı larda ( $Re < 100$ ), viskoz sürtünmelerin etkisinden dolayı, sinüs e risi ekindeki kanalın periyodik dönme noktaları üzerindeki akı ta girdapların oluşmasını engellemekte ve kanatçık açıklı ının ısı transferi üzerindeki etkisini minimize etmektedir.  $Re > 100$  oldu u akı larda ise, kanatçık açıklı ının azalması ile akı girdaplarının oluşumu artmakta ve sonucunda ısı transferi iyile mektedir.

Jiehai Zhang ve ark. (2004-2005), dalga kanallar içerisindeki dü ük Re sayılı ( $10 < Re < 1000$ ) laminar akı , farklı kanal geometrileri için nümerik olarak test edilmiş ve ısı transferi ve basınç kayıplarının hesaplanmasında önemli olan Culborn ( $j$ ) ve sürtünme faktörleri ( $f$ ) belirlenmiştir. Çözüm hacmi olarak yalnızca bir dalga boyu uzunlu undaki kanal hacmi alındı ından sonuçlar geli mekte olan akı bölgesi için geçerlidir. Kanatçıklardaki sıcaklık da ılımı ihmal edilmiştir. Çok dü ük Re sayılı akı larda viskoz sürtünmelerden dolayı akı geometrisinin ısı transferine olan etkisi ihmal edilebilir seviyededir. Çalı mada, kanatçık açıklı ının kanatçık genli ine oranının  $1 < s/2A < 1.2$  de er aralı ında performans ölçütü olan  $j/f$  'nin maksimum oldu u, dalga genli inin kanal boyuna oranı ( $2A/L$ ) arttıkça da  $j/f$  'nin arttı ı grafiklerle gösterilmiştir.

Junqi Dong ve ark. (2007) yassı Boru - Kanatçık tipi ısı de i tiricilerinde kullanılan 3 farklı tipte (keskin kö eli üçgen, sinüs e risi ekinde ve kö eleri yuvarlatılmış üçgen) dalga ekindeki kanatçık uygulamalarının ve dalga genli inin (wave amplitude), ortalama  $j$  (Colburn) ve  $f$  (sürtünme) faktörlerine olan etkileri 3 boyutlu nümerik analizlerle belirlenmiştir. Isı ta nım katsayısı ve sürtünme faktöründeki yerel de i imler hesaplanmamıştır. Çözüm hacmi, 5 periyodik dönme ile sınırlıdır. Akı nın 3 ile 5 arasındaki periyodik dönme sonunda tam geli mi olaca ı kabul edilmiştir. Hem laminar hem de türbülanslı akı lar için çözümleme yapılmıştır ( $1000 < Re < 5500$ ).

Standart  $k$ -epsilon ve RNG türbülans modelleri ile alınan sonuçlar deneysel verilerle karşılaştırıldı ında Standart  $k$ -e modelinin daha uyumlu sonuçlar verdi i görülmü tür. Dalga genli indeki artma ile ısı transferi artmaktadır. Farklı dalga kanat tiplerinin ısı transferine etkisi ihmal edilebilir seviyededir. Guo ve ark. 1998 yılında yaptıkları yayında sinerji açısı adını verdikleri hız vektörleri ve sıcakları gradyanları arasındaki açının azalması ısı transferinde artırıcı etki yapacağını belirtmişlerdir. Çalışma dalda genli inin artması ile yerel hız vektörleri ile sıcaklık gradyanlarının daha paralel hale geldi i görülmektedir. Sinerji açısındaki azalmadan dolayı ısı transferi de artmıştır.

Junqi Dong ve ark. (2010) bir di er çalışmada ise yassı Boru (Flat Tube)- Dalgalı Kanatçık (Wavy Fin) ısı de i tiricilerinde kanatçıklar arasındaki açıklı ın (fin pitch) ve kanatçık boyunun ortalama  $j$  (Colburn) ve  $f$  (sürtünme) faktörlerine olan etkisi deneysel testlerle belirlenmiştir. Deneysel çalışmalar,  $800 < Re < 6000$  Reynold aralığı nda, bir periyodik dalga boyunun 10.8 mm olduğu 5 dalga boyu uzunlu undaki kanallar üzerinde yürütülmü tür.  $J$  ve  $f$  faktörlerinin teorik olarak hesaplanabilmesi için ampirik e itlikler elde edilmiştir. Kanatçık açıklı ı artması ile "en boy oranı azalır" ısı transferini de arttırmaktadır.

Üçgensel veya sinüzoidal tipte olabilen dalga ekindeki kanallar içerisindeki akı incelendi inde periyodik dönme noktalarında oluşan girdaplar sonucunda bu bölgelerde türbülans şiddeti artacak ve yerel ısı ta nım katsayıları yükselecektir. Girdapların etkisi, geli mekte olan sınır tabaka üzerinde de bozucu bir etki yapacak ve sonuç olarak kesikli sınır tabaka akı yönünde periyodik bir geli me gösterecektir. Geli me bölgesinde, sınır tabaka kalınlı ına ba lı olarak ısıl direncin dü ük olması nedeniyle, ısı ta nım

katsayıları da daha yüksektir. Türbülansın bölgesel olarak etkili olduğu bu tip kanal akı larında do ru sayısal analizler yapılabilmesi için türbülans olu um nedenlerinin iyi anlaşılabilmesi ve türbülanslı bölgelerdeki gerilmeleri do ru çözebilecek türbülans modellerinin seçilmesi son derece önemlidir. Türbülanslı sınır tabaka akı larının detaylı bir şekilde anlatıldığı literatürde önemli kaynaklar mevcuttur. Schlichting (1968), White (1999), Pope (2000), Davidson (2003) 'ın yazdığı kitaplar bunlara örnek olarak gösterilebilir. Fluent'in (2006) el kitabı' da türbülans modelleri konusunda son derece açıklayıcıdır.

Bu çalışmada, türbülanslı akı Standart k- , RNG k- ve k-w türbülans modelleri ile nümerik çözümler gerçekleştirilmiş ve dalgalı kanallar için deneysel veriler ile karşılaştırılmıştır. Standart k- türbülans modeli ve genelleştirilmiş duvar fonksiyonu kullanımının daha doğru sonuçlar verdiği görülmüştür. Standart k- modeli kullanılarak farklı kesit geometrilerindeki kanallar içerisindeki akı ve ısı transferi çözdürülerek ısı performans üzerine etkileri belirlenmiştir.

### 3.MATERYAL YÖNTEM

HAD (hesaplamalı akı kanlar dinamiği) yaklaşımı, akı kan hareket analizlerinin yapıldığı mühendislik sistemlerinin modellenmesi ve sayısal çözüm yöntemlerinin simülasyonu olarak tanımlanabilir. HAD yaklaşımı ile çözüm metodu günümüzde birçok mühendislik probleminin sayısal çözümlenmesinde kullanılmaktadır.

#### 3.1.Korunum Denklemleri, Çözüm Planı ve Türbülans Modeli

Akı kanlar mekaniğinde kütle korunumu ile ilgili denklemler genel olarak aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = S_m \quad (3.1)$$

Bu denklemde yer alan  $S_m$  kaynak terimi eklemlerde ifade edilir. Sisteme eklenen kütle ifade eder. Örneğin faz değişimi sırasında buharlaşma sonucunda eklenen kütle miktarını gösterir. Momentum ve enerji denklemleri ise 3.2-3.5 'de ifade edilmiştir.

$$\frac{\partial (\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \vec{V}) = \frac{\partial p}{\partial x} + \nabla \cdot (\mu \nabla u) + S_{M_x} \quad (3.2)$$

$$\frac{\partial (\rho v)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v \vec{V}) = \frac{\partial p}{\partial y} + \nabla \cdot (\mu \nabla v) + S_{M_y} \quad (3.3)$$

$$\frac{\partial (\rho w)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho w \vec{V}) = \frac{\partial p}{\partial z} + \nabla \cdot (\mu \nabla w) + S_{M_z} \quad (3.4)$$

$$\frac{\partial (\rho \phi)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \phi \vec{V}) = -\rho \nabla \cdot \vec{V} + \nabla \cdot (k \nabla T) + \Phi + S_e \quad (3.5)$$

Yukarıda Kartezyen koordinat sisteminde ifade edilen denklemlerde;  $\rho$  yoğunluk,  $\vec{V}$  hız vektörünü,  $u$ ,  $v$  ve  $w$  hız vektörlerinin sırasıyla  $x$ ,  $y$  ve  $z$  bileşenlerini,  $S_m$  kütle

kaynak terimini,  $S_M$  momentum kaynak terimini,  $p$  basıncı,  $S_e$  enerji kaynak terimini, ise yayılım terimini temsil etmektedir. Yayılım terimi enerji kaybını ifade eder ve 3.6'deki gibi yazılabilir.

$$\Phi = \int_V \left[ 2 \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right] \right] + \lambda \left( \nabla \cdot \vec{V} \right)^2 \quad 3.6$$

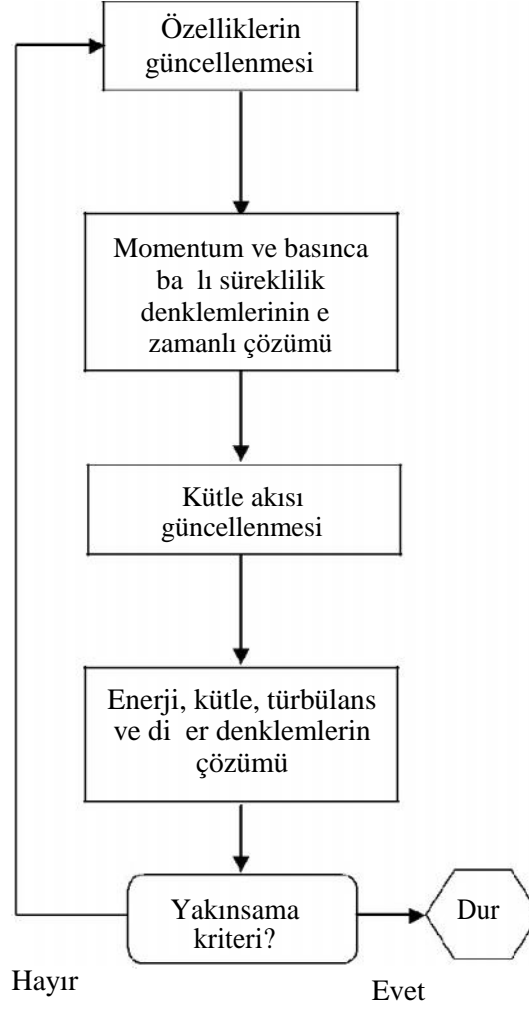
Fluent yazılımında integral formundaki korunum denklemleri temel olarak iki tür sayısal çözüm metodu kullanılarak sayısal çözümler gerçekleştirilir.

1. Basınca bağımlı çözüm metodu ( Pressure-based)
2. Yoğunluğa bağımlı çözüm metodu (Density-based)

Her iki metotta da hız dağılımına ilişkin çözüm için momentum denklemleri kullanılarak kontrol hacmi tabanlı teknikler ile çözüm yapılır ve sonlu hacim tabanlı benzer ayrıklaştırma işlemi gerçekleştirilir. Ancak lineerleştirme ve elde edilen ayrık denklemlerin çözüm metodu yaklaşımları farklıdır. Kontrol hacmi tabanlı metotta genel olarak aşağıda belirtilen adımlar yer alır:

1. Çözüm hacminin sonlu sayıda kontrol hacmine bölünerek ayrıklaştırılması
2. Her bir kontrol hacmi için korunum denklemlerinin integrasyonu ve ayrık denklemler (hız, basınç, sıcaklık vs.) içeren cebiric denklemlere dönüştürülmesi
3. Ayrık denklemlerin lineerleştirilmesi ve sonuç olarak elde edilen lineer denklem sistemlerinin çözümü.

Hesaplamalarda kullanılan basınç bağımlı e-zamanlı çözüm metoduna ait akı diyagramı ekil 3.1'de gösterilmiştir.



**ekil 3.1.** Basınca bağımlı e-zamanlı çözüm metoduna ait akış diyagramı

E-zamanlı çözüm algoritması kütle, momentum ve enerji denklemlerinin birlikte çözümü esasına dayanır. Fluent yazılımında gradyan seçeneği altında düüm noktası tabanlı(node-based) ve hücre tabanlı(cell-based) olmak üzere iki tür seçenek vardır. Yapısal olmayan a-yapılarında düüm noktası tabanlı yaklaşım hacim tabanlı yaklaşıma göre daha doğru bir yaklaşımdır özellikle tetrahedral çözüm a-yapısında (Fluent 2006). Sayısal simülasyonlarda basınç-hız e-le tirmesi için SIMPLE algoritması kullanılmıtır

Fluent yazılımı, seri ve paralel çözüm metodu olmak üzere iki tür çözüm metodu sunmaktadır. Gerçekle tirilen sayısal hesaplamalarda, sürekli rejim analizlerinde seri çözüm metodu, geçici rejim analizlerinde ise sürekli rejime göre daha fazla hafıza ve

RAM gereksinimini olan paralel çözüm metodu kullanılmı tır. Paralel çözüm metodunda çözüm a 1 bölgelere ayrılarak her bir bölge için ayrı bir i lemci atanması ekinde çözüm i lemlerinin gerçekle tirilmesi esasına dayanır. Bu metot “workstation” gibi birden fazla i lemciye sahip yüksek kapasiteli bilgisayarlar ile uygulanabilir. Çalı malarda geçici rejim analizleri için “two Quad-Core Intel Xeon processor” i lemci özelli ine sahip “workstation” kullanılmı tır.

Türbülans modeli seçimi HAD tabanlı sayısal çözümlenelerde son derece önemlidir. Genel olarak türbülans modeli seçiminin, akı ın karakteristi ine, çözüm davranı na, literatürde yer alan mevcut hesaplamalara, analiz sonucu elde edilmek istenen sonuçların hassasiyet ve do ruluk seviyesine ba lı oldu u söylenebilir. Lombardi ve ark. (2007), çalı malarında Fluent yazılımını kullanarak standart  $k-\epsilon$  türbülans modeli ile hesaplamalar gerçekle tirmi lerdir.

Hesaplamalarda RNG  $k-\epsilon$  türbülans modeli genel olarak literatürde yer alan benzer hesaplamalarda kararlılı ı ve sonuçların hassasiyeti açısından tercih edilmi tir(Costa ve ark. 1999),(Chen 1999). RNG  $k-\epsilon$  modeli, istatistiksel bir teknik kullanılarak elde edilmi tir. Standart  $k-\epsilon$  modeline benzerdir ancak bu modele göre bazı iyile tirmeler yapılmı tır. RNG  $k-\epsilon$  modeli teorisi, türbülans Prandtl sayısı için analitik bir denklem sunmaktayken standart  $k-\epsilon$  modeli ise bu sayı için kullanıcı tanımlı sabit de erler kullanır. Bu ve bunun gibi iyile tirmeler, RNG  $k-\epsilon$  modelini standart  $k-\epsilon$  modeline göre daha geni bir akı sınıflandırması için daha hassas ve güvenilir kılmaktadır(Fluent2006).

RNG  $k-\epsilon$  modelinde transport denklemleri genel olarak (3.7)ve (3.8) ‘te belirtilmi tir. Bu model, a a ıda yer alan transport denklemlerini  $k$  ve  $\epsilon$  de erlerini hesaplamak için kullanır.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho k u_j) - \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) = G_k + G_b - \rho C_{\epsilon} k - M_{+k} + S_k \quad (3.7)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \epsilon u_j) - \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \alpha_{\epsilon} \mu_{eff} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{\epsilon 2} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_{\epsilon} \quad (3.8)$$

$$C_{11} = 1.42; C_{21} = 1.68; C_{3c} = \tanh\left(\frac{v}{u}\right) \quad (3.9)$$

$$\eta = S \frac{k}{\varepsilon} \quad \eta_0 = 4.38; \beta = 0.012; C_{\eta} = 0.0845; C_2^* = C_2 + \frac{\mu \eta \left| \frac{3}{1 + \beta \eta} \right|}{\beta} \quad (3.10)$$

Yukarıda yer alan eşitliklerde belirtilen Fluent yazılımında bulunan RNG  $k-\varepsilon$  modeline ait sabitler (3.9)'da belirtilmiştir.  $C_{3c}$  sabiti kaldırma kuvvetlerinin  $v$  üzerindeki etkisini ifade eder.  $C_{31}$  sabitinde yer alan  $v$  ifadesi akı kanın yerçekimi vektörüne paralel doğrultuda olan hız bileşeni,  $u$  ise yerçekimi vektörüne dik doğrultuda olan hız bileşeni ifade eder.

Burada  $G_k$  hız gradyanlarından kaynaklanan türbülans kinetik enerji oluşumunu,  $G_b$  ise kaldırma kuvvetinden kaynaklanan türbülans kinetik enerji oluşumunu göstermektedir.  $Y_M$  ise de i en toplam disipasyon oranına sıkı tutulabilir türbülans içinde de i en dilatasyonun katkısını göstermektedir.  $k$  ve  $\varepsilon$  sırasıyla  $k$  ve  $\varepsilon$  terimleri için ters efektif Prandtl sayılarını belirtmektedir.  $S_k$  ve  $S_\varepsilon$  ise kaynak terimleri olarak adlandırılır. RNG  $k-\varepsilon$  modeline ilişkin detay bilgileri (Fluent 2006) yardımcı kaynaklarından elde edilebilir.

### 3.2.Sayısal Modelleme

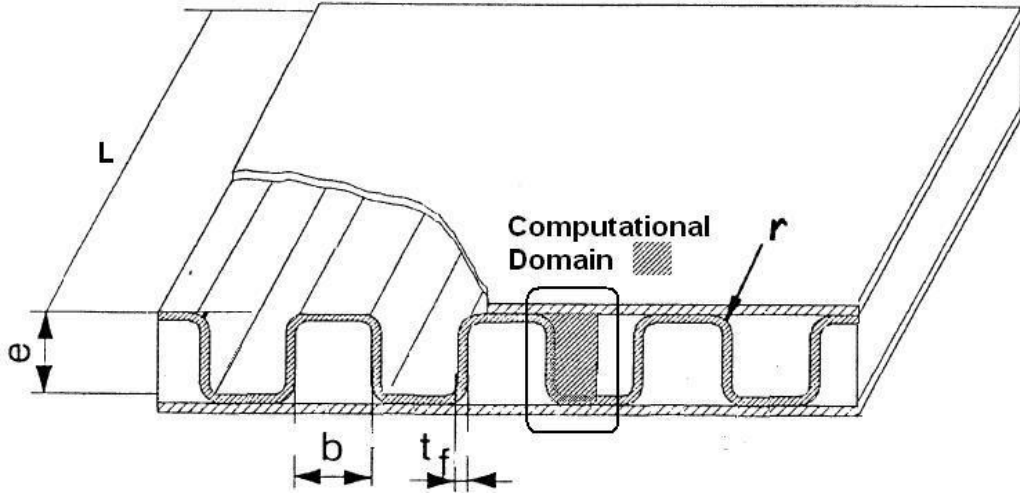
2, 5.35 ve 8 kanat açıklık oranlı ( $e/b$ ) üç farklı soğutma kanatçı geometrisi çalışmada dikkate alınmıştır. Bakır kanatçıları olan ikinci geometrinin ısı transferi ve sürtünme verileri Kays and London'ın (1984) kitabında hali hazırda mevcuttur. Böylece, bu geometriyi uygun çözüm metodunu bulmak ve kendi sayısal modelimizi doğrulamak için kullandık. Çalışılan geometrilerin boyutları Çizelge 2.1'de gösterilmiştir.



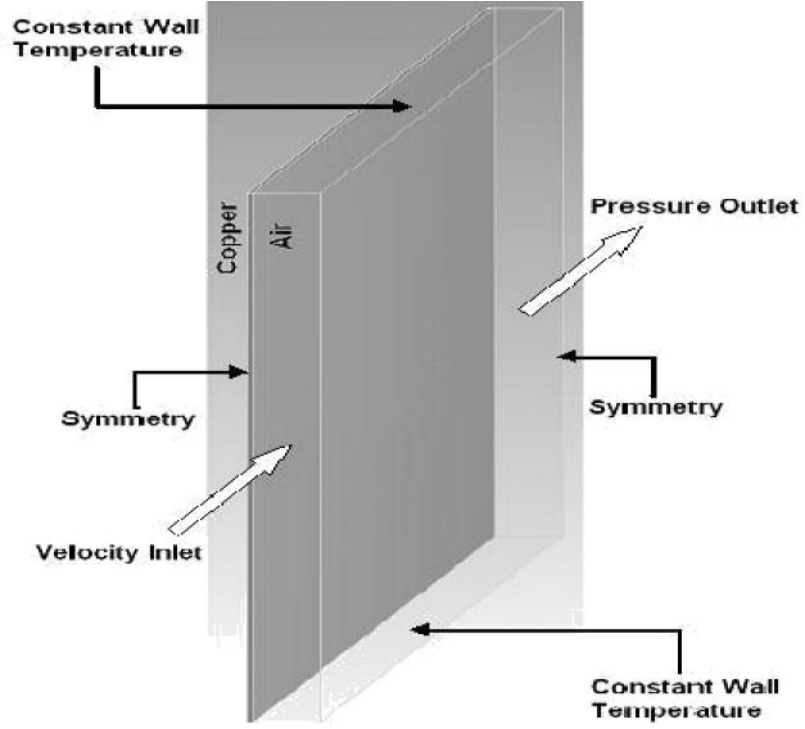
**Çizelge 3.1** Analiz edilen geometrilerin boyutları (mm)

Açıklık Oranı $e/b$	Levha Bo lu u $e$	Fin Spacing $b$	Hid. Çap $D_h$	Kanat Kalınlı ı $t_f$	Akı Uzunlu u $L$
2	4.56	2.28	3.04	0.2	0.203
5.35	12.2	2.28	3.84	0.2	0.203
8	18.24	2.28	4.05	0.2	0.203

Yassı so utma kanatçık geçi lerindeki sıvı akı ı ve ısı transferini tahmin edebilmek için ticari bir yazılım olan Ansys Fluent kullanılmı tır. Çalı an akı kan hava ve kanat malzemesi ise bakırdır. Perspektif görüntüsü ve belirlenen sınır artlarındaki so utma kanatç ı akı kanalının hesaplanabilir alanı ekil 3.2 ve ekil 3.3’de gösterilmektedir.



**ekil 3.2.** So utma kanatç ı akı kanalının perspektifi



ekil 3.3. So utma kanatçı ı akı kanalının hesaplanabilir alanı

Hesaplanabilir alanı dü ürmek için sadece kanatçı ın yarısı ve akı alanı de erlendirmeye alınmı tır ve simetrik sınırların sıvı alanının sa ında ve kanatçık alanının solunda oldu u varsayılmı tır. Alanın giri in de , giri hızı durumuna 300 K ısı uygulanmı tır.Giri lerdeki do ru ya da gerçekçi sınır artlarının belirlenmesi çok önemlidir çünkü giri düzensizli i a a ıya akı ı belirgin ekilde etkiler.(Fluent kullanım Kılavuzu , 2009). Türbülans iddetinin ve hidrolik çapın belirlenme metodu ,giri türbülans ko ulları için kullanılır.Akı , akı maz alt tabakanın etkilerinde bulundu u için % 1 yo unluk kullanılmı tır.Sürtünme büyüklü ü Reynolds sayılarından hesaplanır. Mevcut çalı ma aralıklarındaki Reynolds sayıları, hem düzgün hem de düzensiz alanları içerecek ekilde 500'den 5000' e kadar bir aralıkta yer almaktadır. Duvar kayması olmaksızın 373 K' de ki sabit duvar sıcaklı ı sınır artı, kanatçı ın üst ve alt yüzeyleri ile birlikte dı çerçeve ile etkile en akı alanlarına uygulanır.

Isı dönü türücü kanalların içerisindeki sıvı akı ı, sıkı tırlamaz ve sabit varsayılmı tır.

Düzgün akı mazlık modelinin yanı sıra, RNG k- modeli geli tirilmi duvar bakımı ve SST k- modelli dü ük Reynolds sayı korelasyonu, çözüm modeli olarak uygulanmı tır.

nce gözenekli yapı uygulanabilirse ( $y^+ = 1$ ) RNG modeli, duvar bölgesinin yakınındaki akı tan etkilenen akı mazlık için kullanılan analitik olarak elde edilmi akı mazlık formülü sa lar. SST k- modeli, yakın duvar bölgesindeki standart k- modeli olarak kullanılmak üzere tasarlanmı tır ve uzak alanlarda standart k- modeli olarak etkinle tirilmi tir. k- modeli, Türbülans sürtünmesini azaltan ve dü ük bir Reynolds sayısı olu turan bir analitik terim içerir (Fluent kullanım kılavuzu, 2009). SIMPLE (Basınç ba lantılı sistemler için yarı kapalı yöntem), basıncı süreklilik denklemlerinin

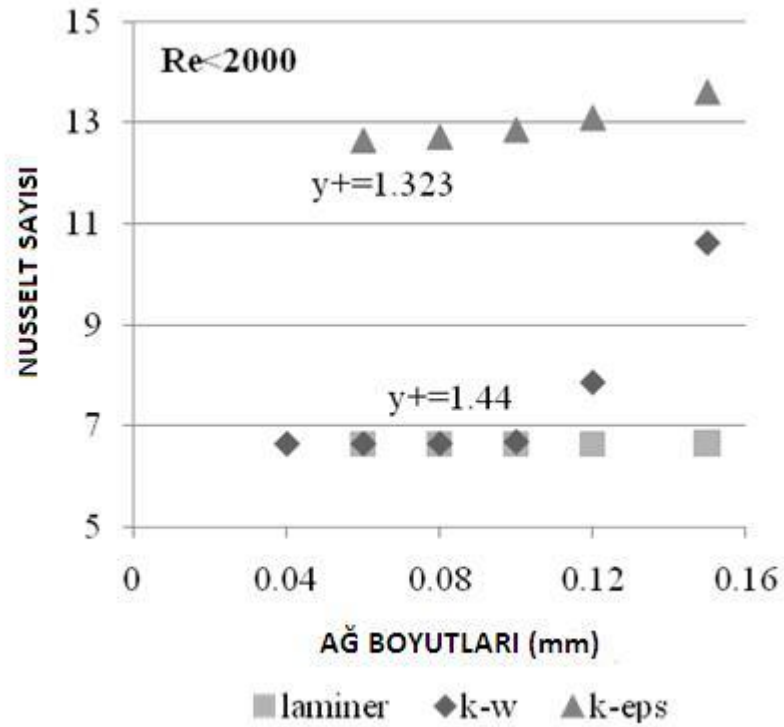
ine sokmak için kullanılır. Yakınsak kriteri, tüm de i kenler için  $1 \times 10^{-5}$  'dan daha az olacak ekilde belirlenir.

## 4.BULGULAR VE TARTI MA

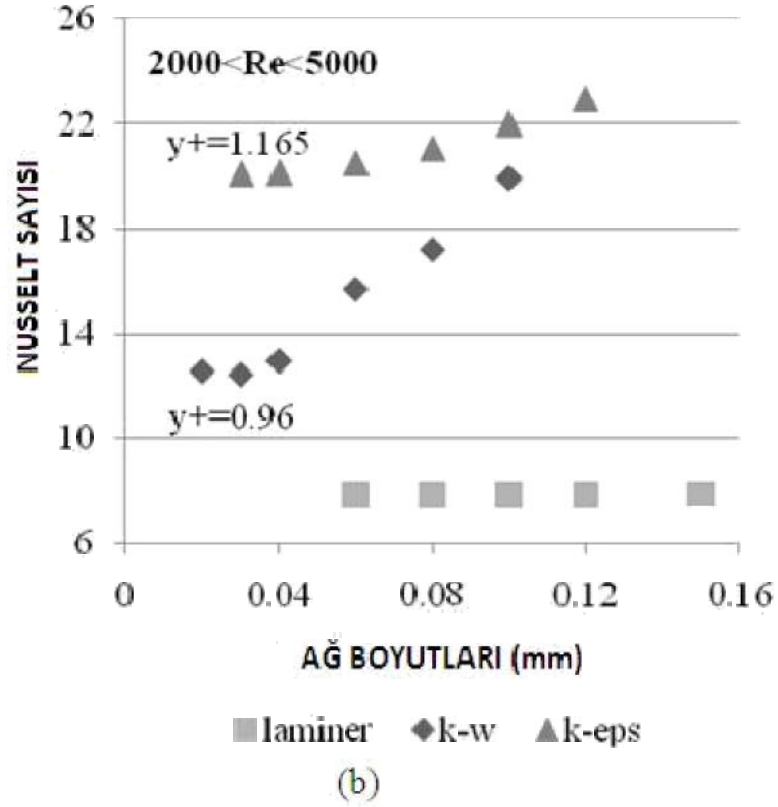
### 4.1. A Yapısının Nusselt Sayısı Üzerine Etkisi

Türbülans akı larının ba arılı hesaplamaları genellikle a olu turmaya ba lıdır. İlk olarak, hazırlanan model, ayrı ayrı düzgün ( $Re=2000$ ) ve düzensiz ( $Re=4000$ ) akı ko ulları için en iyi olan de erlerle ba layan farklı a konfigürasyonları ile analiz edilmiştir ve tutarlı sonuç için gerekli olan minimum a ölçüleri belirlenmiştir. Ortalama akı ve türbülansın güçlü etkile imi gerçe ine dayanarak, türbülans akı ları için sayısal sonuçlar, a ba lılı ı düzenli akı lardan daha kolay etkilenme e ilimindedir. Varsayılan farklı a konfigürasyonlarının Nusselt sayısı ekil 4.1’de gösterilmektedir.

ekil 4.1 ve ekil 4.2’de görüldü ü üzere düzenli akı lar için gereken minimum a boyutu 0.08 mm iken türbülans akı larda 0.03 mm’dir. Bütün durumlarda boyutsuz uzaklı ın alan ortalaması  $y^+$  1.5’den azdır.

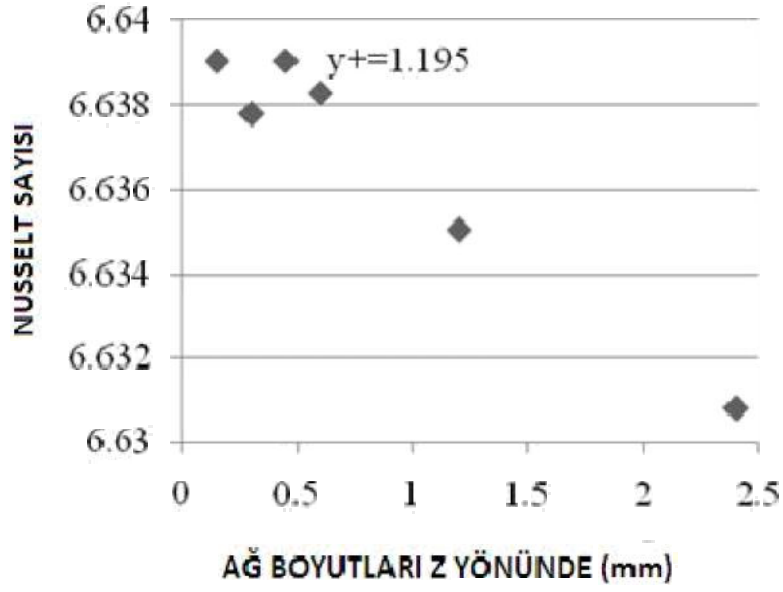


(a)



ekil 4.1. A ba ımsızlık grafi i

Sonlu farklar çözümleri kullanıldığında zaman, Fluent programı hücre merkezlerindeki sayı miktarlarının kesintili değerlerini tutar ve bu değeri sanal değer olarak kullanır. Her ne kadar altı yüzlü ağ yapısı, birinci dereceden ayrıma teması kabul edilse de, modelimizin uygunluğu ikincil sonlu farklar teması kullanıldığında bir hayli artmaktadır. Çünkü modelimizdeki akı yönündeki ağ büyüklüğü, diğer ağ boyutları ile karşılaştırıldığında çok büyüktür. ekil 4.2, akı yönü ve farklı meyil oranları için tahmin edilen Nusselt sayılarını göstermektedir. Akı yönündeki 0.6mm'lik boyut tutarlı sonuçlar için uygundur. Yakın duvar bölgesindeki düzgün bir ağ yapısı yaratan 3 meyil oranı, hesaplanabilir modelin kapsamını azaltmak için çalışmamızda kullanılmıtır.



ekil 4.2. Z yönlü a boyutu için a ba ımsızlık grafi i

Termal analizden sonra, iç basıncın alan a ırlıklı ortalaması ve hava ve bakır arasındaki ara yüz yüzey sıcaklı ı ve dı sıcaklık a ırlıklı kütle ortalaması, Reynolds sayılarına göre j ve f faktörlerini hesaplamak amacıyla kullanılmı ır.

Yüzey sürtünme faktörü (f) basınç dü mesi ( P) 'nden Denklem 1 kullanarak hesaplanır.

$\frac{2}{G_{air} / m^2 s}$  birimi ve D hidrolik çap ile birlikte akı kütle hızıdır.

$$f = \frac{P(D / 2L)}{h_{air}} \frac{\rho_{air}}{G_{air}^2} \quad (1)$$

Dönü türücüdeki ısı transfer oranı (Q) a a ıdaki gibi hesaplanır:

$$Q = G_{air} A_{cp,air} (T_{outlet} - T_{inlet}) \quad (2)$$

Burada A<sub>c</sub> kesit alanıdır. Ta nımlı ısı aktarım katsayısı (h<sub>m</sub>) a a ıdaki gibidir.

$$h_m = Q / (A_s \times \Delta T_{ln}) \quad (3)$$

Burada A<sub>s</sub> toplam ısı transfer alanıdır ve  $\Delta T_{ln}$  ise logaritmik ısı farkıdır ki bu da

$$\Delta T_{ln} = (T_{outlet} - T_{inlet}) / [(T_{fin} - T_{inlet}) - (T_{fin} - T_{outlet})] e^{itir}. \quad (4)$$

Ortalama Nusselt sayısı (Num) a a ıdaki gibi belirlenir.

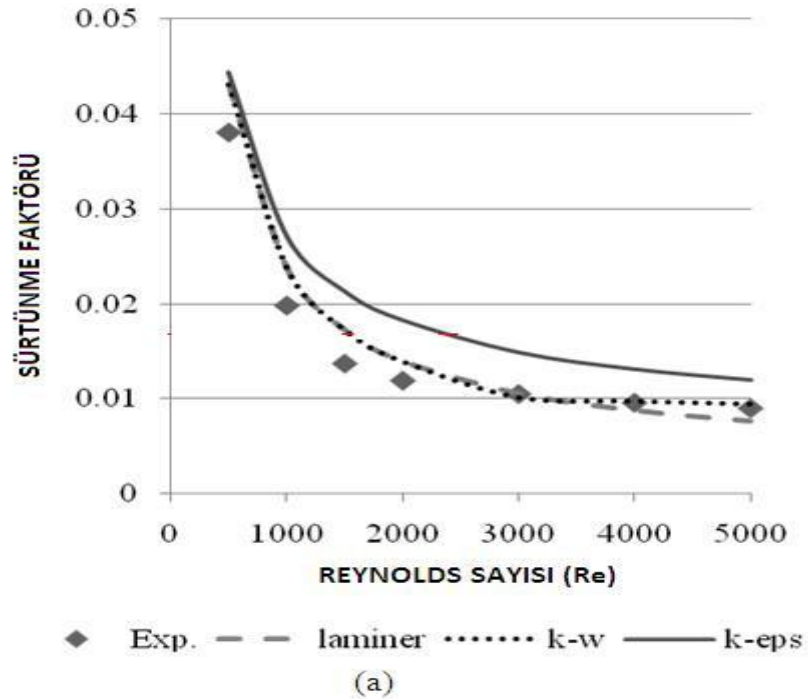
$$\text{Num} = \text{hm Dh} / \text{kair} \quad (5)$$

Isı transfer performansın değerlendirilmesi için kullanılan Colburn faktörü (j)

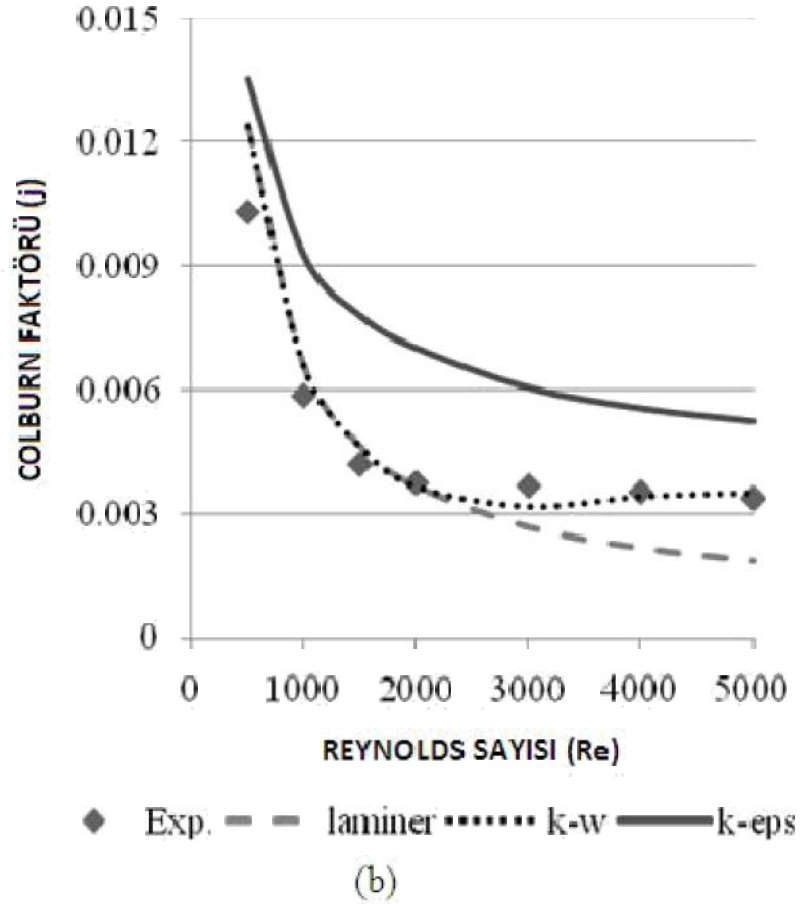
$$j = \text{Num} / (\text{Re} \times \text{Pr}^{1/3}) \text{ ekinde tanımlanır.} \quad (6)$$

Akı yönündeki havanın sıcaklık da ılımı hesaplandıysa, aynı süreç Nusselt sayılarını hesaplamada kullanılabilir.

3 çözüm modeli için hesaplanan Fluent sonuçları Kays ve London'ın (1984) kitabında yer alan ekil 4.3 ve ekil 4.4'da gösterilmiştir. Düşük Reynolds sayısı korelasyon ile SST k- $\omega$  modeli, bu çalışmada değerlendirilen geniş aralıklı Reynolds sayıları ve aynı zamanda tampon korelasyonu düzenli bölgede kullanılan deneysel verilerle uyum sağlamaktadır. k- $\omega$  modelinde tahmin edilen j ve f faktörleri deneysel verilerden yaklaşık olarak %50 daha büyüktür. Bu yüzden, düşük Reynolds sayı korelasyonlu SST k- $\omega$  modeli, özellikle dalgalı kanat ve çıkıntılı kapakçık kompakt ısı dönütürücü kanallarda, düzenli ve düzensiz akıların beraber olduğu durumda daha güvenilir sonuçlar sağlayabilir.



**ekil 4.3.** Kays ve London deneysel verileri ile Fluent sonuçları, Sürtünme faktörünün karşılaştırılması



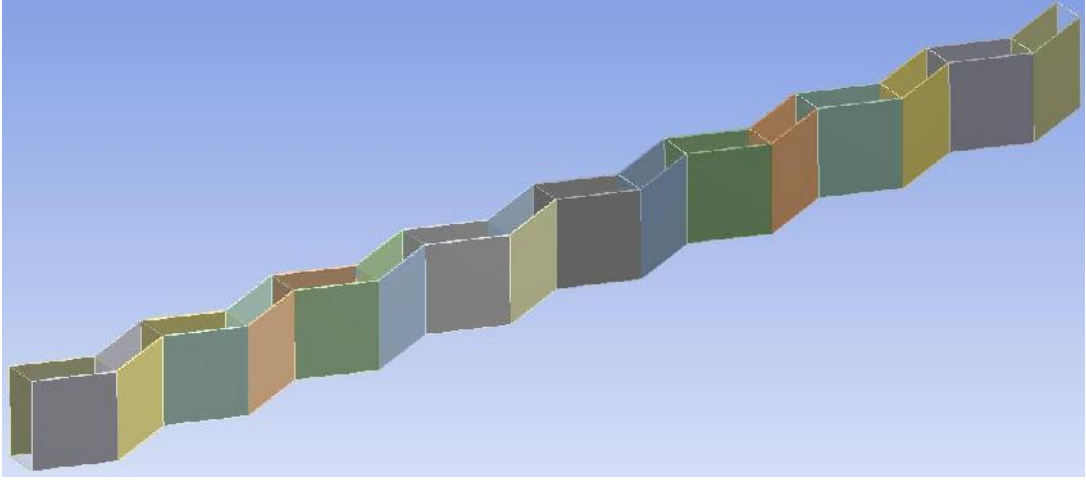
**ekil 4.4.** Kays ve London deneysel verileri ile Fluent sonuçları, Colburn faktörünün karşılaştırılması

Kays and London (1984) kitabındaki deneysel olarak test edilen dalgalı kanat ısı transferi türlerinden biri nümerik çalışmaları doğrulamak amacıyla seçilmiş ve akış alanını ve iki yanında yarım alüminyum kanatçıkları içeren 3 boyutlu geometri hazırlanmıştır. Çözüm alanı tam gelişmiş akış şartlarının sağlanabilmesi amacıyla 8 dalga boyu uzunluğunda tutulmuştur.



## 4.2. Akı Alanının 3 Boyutlu Modellenmesi

Hazırlanan 3 boyutlu geometri aşağıdaki şekilde, boyutları ise Çizelge 4.1’de verilmiştir.



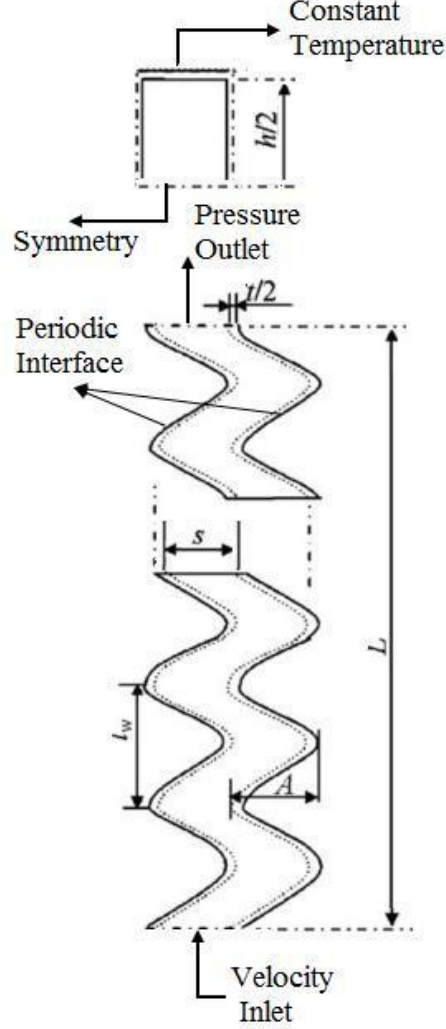
ekil 4.5. Dalgalı kanatçık plaka tipi ısı de i tiricisinin perspektif görünümü

Çizelge 4.1.Kanat boyutları

Kanatçık Kalınlığı	Kanatçık Yüksekliği	Kanat Açıklığı	Dalga Boyu	Dalga Genliği	Akış Uzunluğu
$t$	$h$	$s$	$l_w$	$A$	$L$
0.152	10.49	2.22	9.53	1.97	84

Çözüm alanını küçük tutmak, çözüm için geçen süreyi de azaltacaktır. Bu sebeple geometri de alüminyum kanatçık ve hava akı alanının yarısı modellenmiştir ve alt yüzeyde simetrik sınır tanımlanmıştır. Akı alanının her iki yanındaki yarım kanatçık hacimleri temas ara yüzeylerinden periyodik ara yüzey kabulü ile eleştirilmiştir. Girişte 300 K sıcaklıkta istenen Reynolds sayısını sağlayacak hız girişi tanımlanmıştır. Reynolds sayısı hem laminer hem de türbülanslı akıların incelenebilmesi amacıyla 1000 ile 4000 arasında değerlendirilmiştir. Girişteki sınır artlarının doğru ve eksiksiz olarak tanımlanması bu artların akının geri kalan kısmını da doğru şekilde etkileyecek olması nedeniyle son derece önemlidir. Türbülanslı giriş artları türbülanslı yonunlu ve türbülanslı uzunluk ölçeği ile tanımlanmıştır. Türbülanslı yonunlu laminer alt tabakayı içeren viskoz akı için 1 ile 5 arasında seçilmelidir. Plakaların kanatçık ve havaya temas ettiği yüzeylerde ise 373 K sıcaklıkta sabit yüzey sıcaklığı sınır artı tanımlanmıştır. Basınç ve hız gradyanlarının birlikte

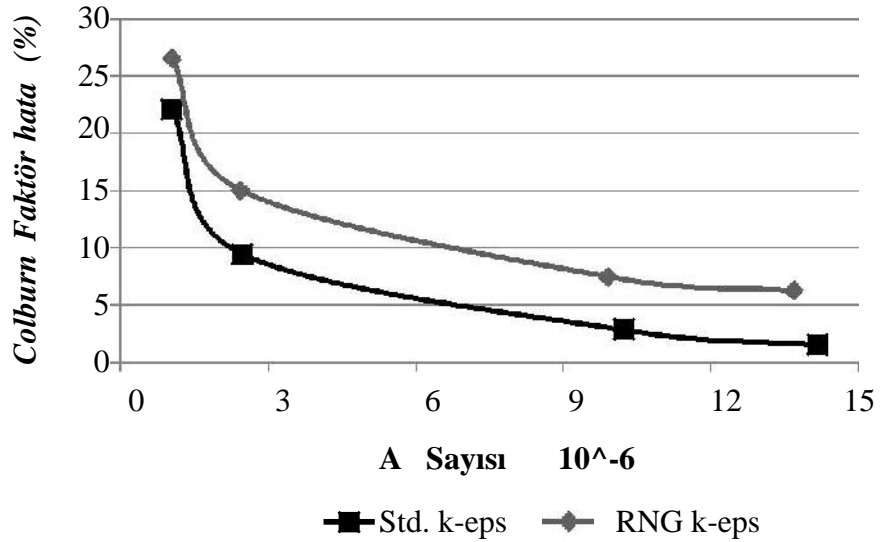
çözümünde SIMPLEC metodu kullanılmıştır. Yakınsama kriteri ise her denemede 0,0001'den küçük tutulmuştur.



**ekil 4.6.** Modelin teknik görünümü ve tanımlanan yüzey sınırları

Doğru sonuçlara ulaşabilmek için hazırlanan çözüm alanının uygun sayıda sonlu elemana bölünmesi (mesh) gerekmektedir. Türbülans akışının düzensizliği nedeniyle daha sıkı bir mesh yapısı ile çözülmelidir. Dalgalı tip kanatçık uygulamalarında genel olarak periyodik dönme noktalarında ve sınır tabakanın oluştuğu kanatçık ile plaka yüzeylerinde sıkı bir mesh yapısı oluşturulması gerektiği tahmin edilebilse de, bu bölgede oluşacak girdapların etkisi tam olarak tahmin edilemez. Bu sebeple, sıcaklık gradyanı tabanlı mesh iyileştirme yöntemi kullanılarak hassas bölgelerde sıkı bir eleman

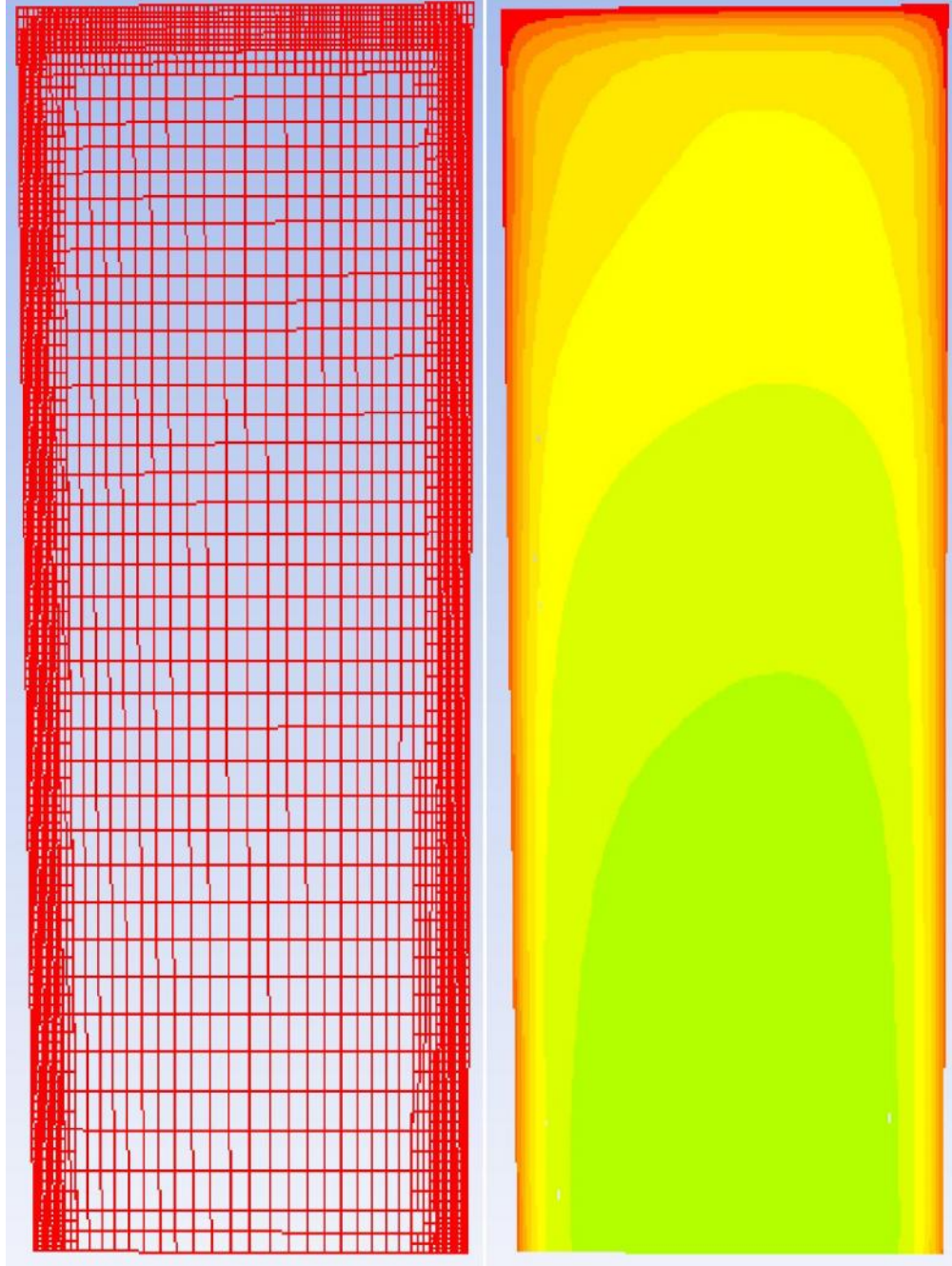
yapısının olu turulması sa lanmı tır. Akı öncelikle kaba bir eleman yapısı için çözdürülmü ve sıcaklık, hız ve basınç da ılımları elde edilmi tir. Sıcaklık gradyanlarının “  $T/ x$ ,  $T/ y$ ,  $T/ z$ ” 1’den büyük oldu u bölgelerin eleman yapısında sıkıla tırma yapılarak hassas bölgelerde sık mesh yapısının olu turulması sa lanmı tır. Her bir sıkıla tırma sonunda analizler yeni eleman yapısı için en son elde edilen sonuçlar üzerinden tekrarlanarak en uygun elaman yapısı elde edilmi tir. A a ıdaki ekilde standart k-II ve RNG k-II modelleri ile  $Re=3000$  artı için yapılan sıkıla tırmalar sonucunda elde edilen eleman sayısına ba lı olarak Colburn (j) faktöründeki hata oranını göstermektedir.



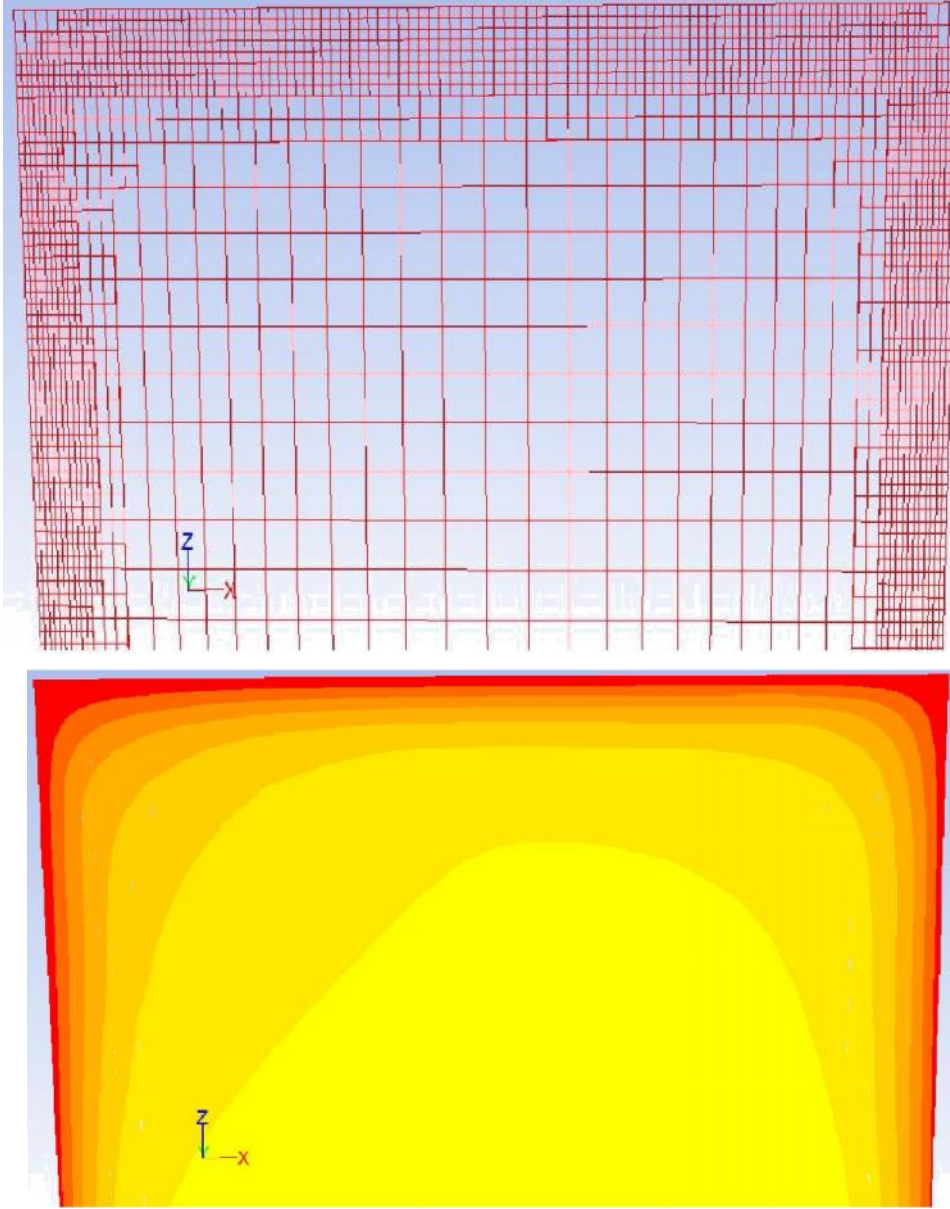
**ekil 4.7.** Eleman sayısı ile j faktörü hata oranının de i imi

A a ıdaki ekillerde standart k-II modeli ile  $Re=3000$  akı ı için Y-Z düzlemindeki eleman yapısı verilmi tir. Isı transferinin gerçekleşti i sınır tabakanın hassas bir ekilde çözüldü ü görülmektedir.

### 4.3. Sayısal Analizler

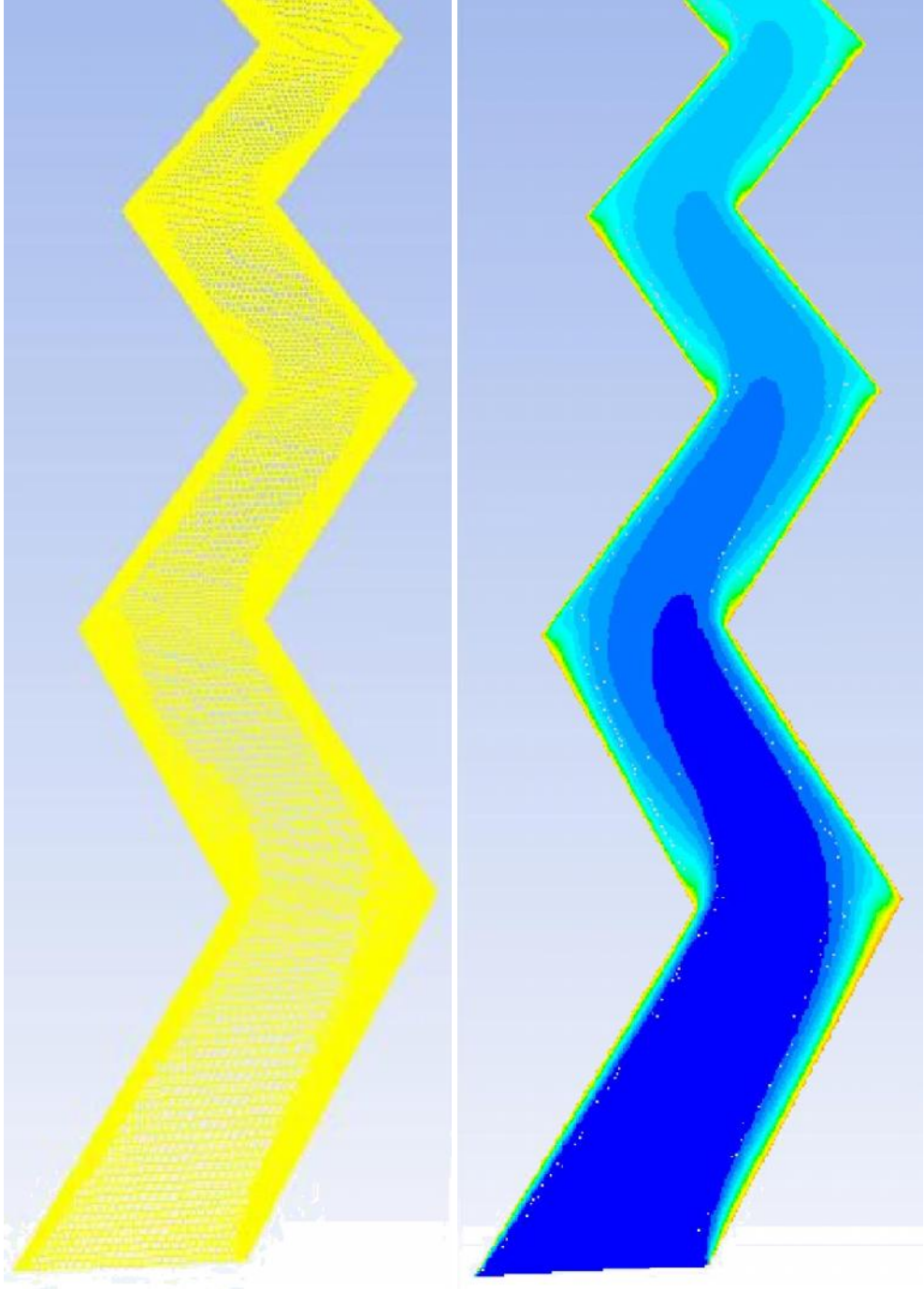


ekil 4.8. Y-Z düzlemindeki eleman yapısı ve sıcaklık dağılımı (Re=3000)



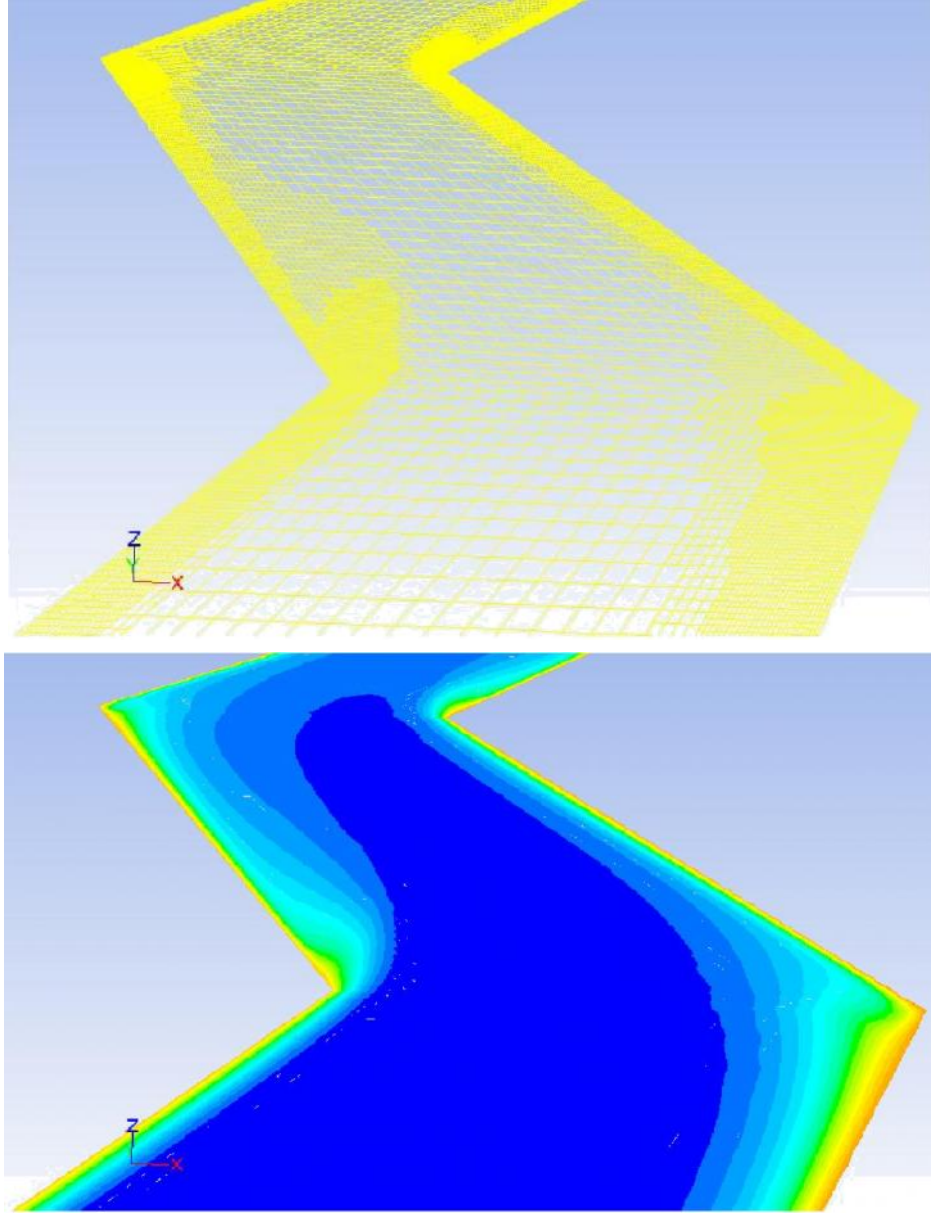
**ekil 4.9.** Z-X düzlemindeki eleman yapısı ve sıcaklık dağılımı – yakın görünümü  
(Re=3000)

Periyodik dönme noktaları etrafındaki eleman yapısı ise aşağıdaki ekilerde verilmiştir. Ekilerde, mesh yapısının ısı sınır tabaka üzerinde sıkılaşması açık bir şekilde görülmektedir.



**ekil 4.10.** Akı simetri yüzeyinin ilk 2 dalga uzunluğundaki mesh yapısı ve sıcaklık dağılımı (Re=3000)

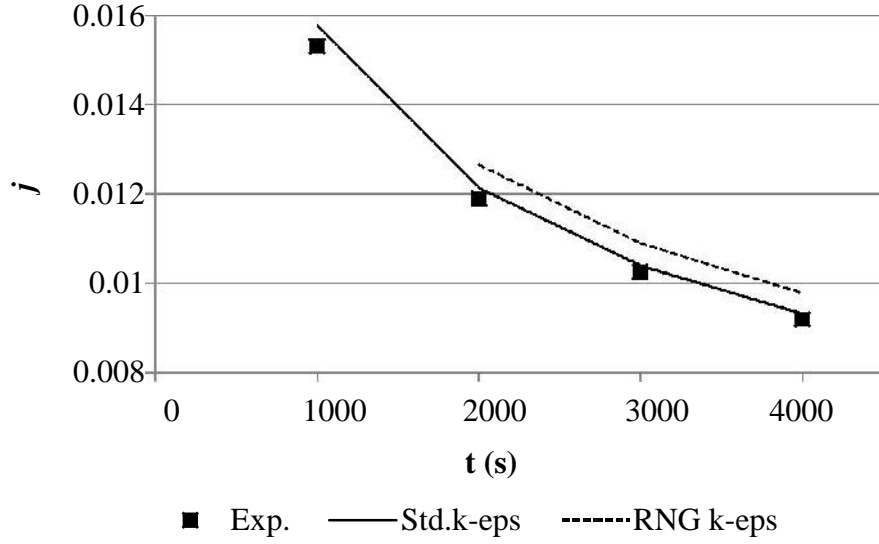




**ekil 4.11.** Akı simetri yüzeyinin ilk 2 dalga uzunluğundaki mesh yapısı ve sıcaklık dağılımı –yakın görünüşü ( $Re=3000$ )

Dikdörtgenler prizması şeklindeki elemanın akı yönündeki uzunluğunun diğer uzunluklara göre çok büyük olması nedeniyle yüzeylerde merkezdeki hız, basınç, sıcaklık gibi karakteristik değerler tüm yüzeylerde aynı olarak kabul edilemez. Çözümde, bu sebepten ikinci dereceden upwind fonksiyonları kullanılmış ve merkezdeki değerlerden yola çıkarak fonksiyonlar yardımıyla yüzey değerleri elde edilmiştir.

Analiz sonuçlarının literatürden alınan deneysel sonuçlarla karşılaştırılması ise aşağıdaki grafikte verilmiştir. Standart k-II modeli ile alınan sonuçların son derece uyumlu olduğu ve hata oranının % 2'nin altında kaldığı grafikten görülmektedir. RNG k-II modeli ile Colburn faktörü (j) deneysel verilerden % 5'in üzerinde sapmaktadır.



**ekil 4.12.** Analiz sonuçlarının deneysel verilerle doğrulanması

Analizlerden elde edilen yüzey ve akı kana ait sıcaklık değerlerinden yerel ve ortalama ısı transfer katsayılarının elde edilebilmesi için kullanılan ifadeler aşağıda sunulmuştur.

$$\text{Kanal boyunca toplam ısı transferi (Q)} : Q = G_{\text{air}} A_c c_{p,\text{air}} (T_{\text{outlet}} - T_{\text{inlet}}) \quad (1)$$

$A_c$ : Akı kesit alanı

$$\text{Ortalama Isı Taınım Katsayısı (h}_m\text{)} : h_m = Q / (A_s \times \Delta T_{\text{ln}}) \quad (2)$$

$A_s$  : Isı Transferi Toplam Yüzey Alanı

$\Delta T_{\text{ln}}$  : Logaritmik Sıcaklık Farkı



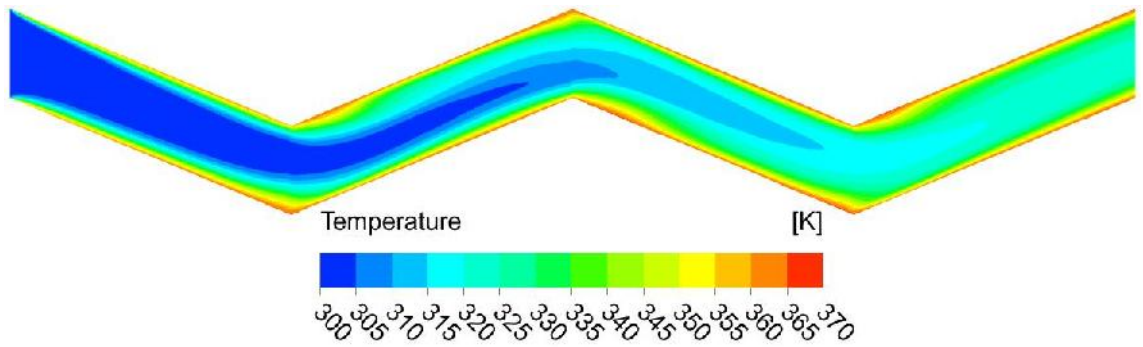
$$j_{T_{in}} = (T_{outlet} - T_{inlet}) / [(T_{fin} - T_{inlet}) - (T_{fin} - T_{outlet})] \quad (3)$$

$$\text{Ortalama Nusselt sayısı } (Nu_m) : Nu_m = h_m D_h / k_{air} \quad (4)$$

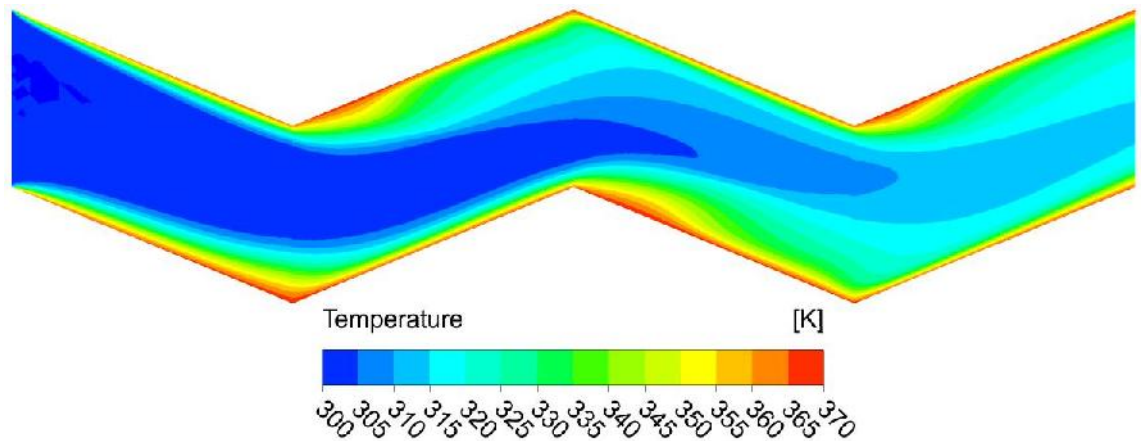
$$\text{Coulburn Faktörü } (j) : j = Nu_m / (Re \times Pr^{1/3}) \quad (5)$$

#### 4.4. Sık Kanat Kullanımı

Laminer akı altında ( $Re=1000$ ) kanatçıklar arası mesafenin 1.5 mm'den 3 mm'ye arttırılması ile kanal içindeki ortalama ısı ta nım katsayısı  $191 \text{ W/m}^2\text{°C}$ 'den  $127 \text{ W/m}^2\text{°C}$  'e dü mü toplam basınç dü üümü ise 56 Pa'dan 18 Pa'a dü mü tür. Kanal boyunda akı kan sıcaklı nın ve kinetik enerji üretimini de ılımı a a ıdaki ekilerde sunulmu tur.

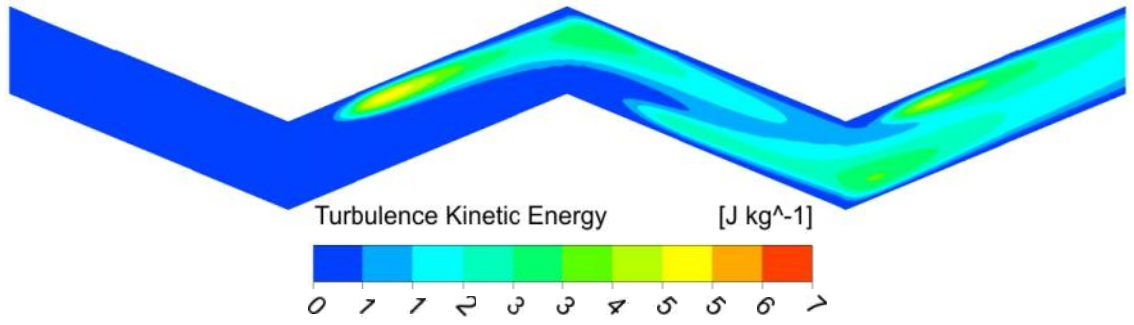


a) 1.5mm

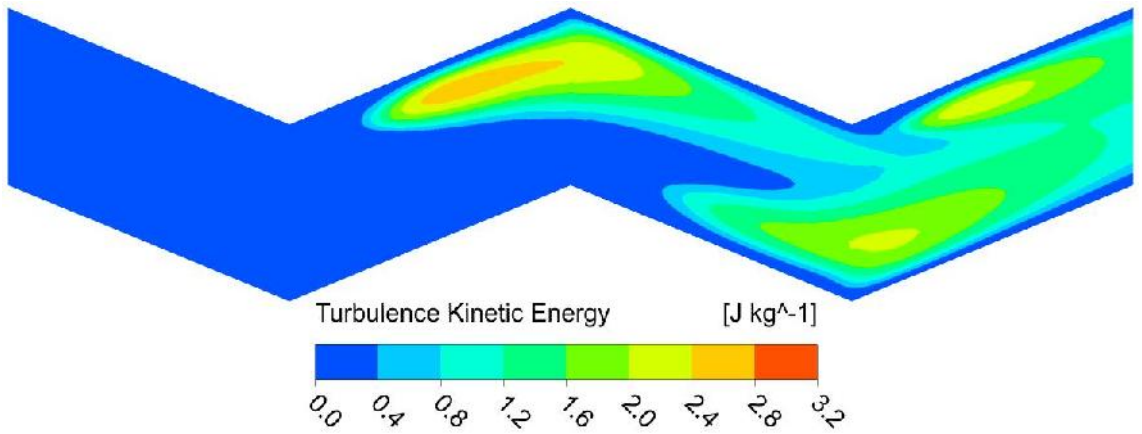


b) 3 mm

**ekil 4.13.** Laminer akı ta kanatçıklar arası mesafenin sıcaklık da ılımına etkisi



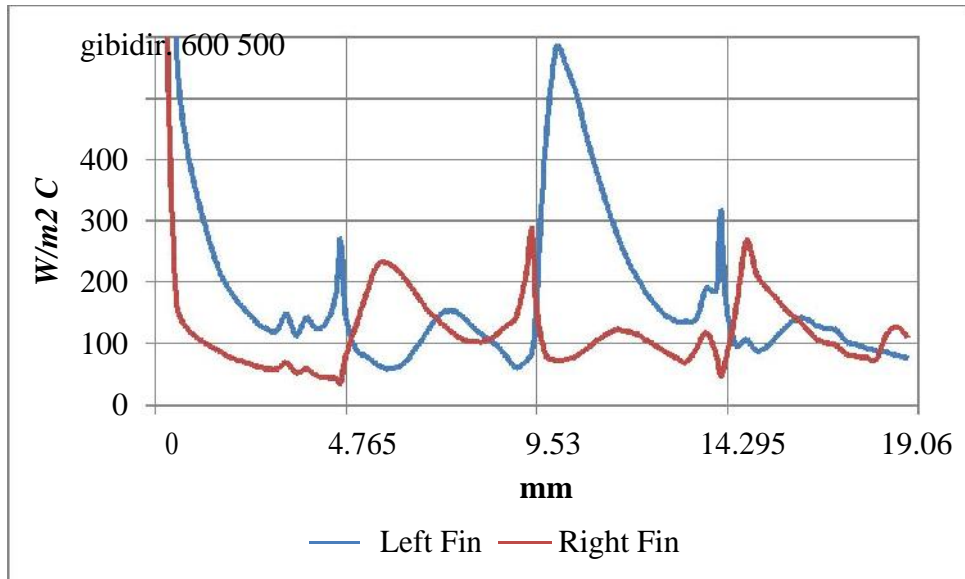
a) 1.5mm



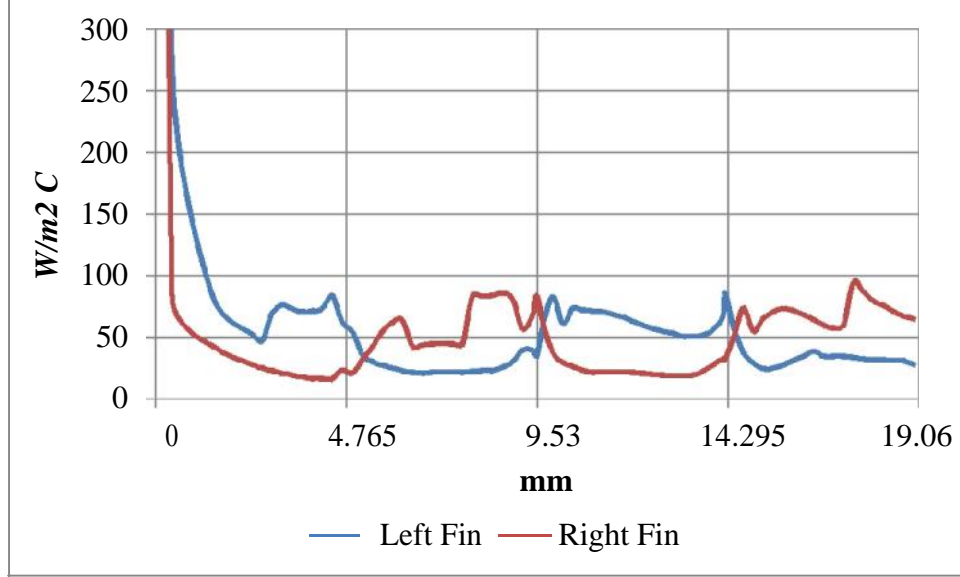
b) 3 mm

**ekil 4.14.** Laminer akı ta kanatçıklar arası mesafenin kinetik enerji üretimi da ılımına etkisi

Kanal boyunca yerel ısı ta mım katsayıları ise ekil 4.16'deki



a) s=1.5mm



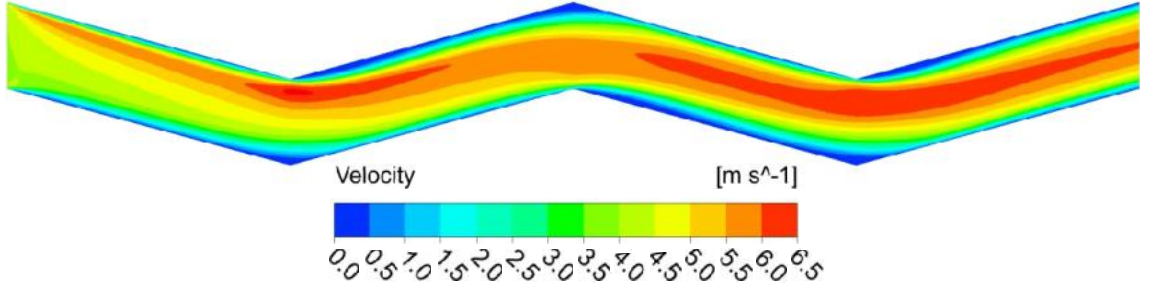
b)  $s=3\text{mm}$

**ekil 4.15.** Laminer akı ta kanatçıklar arası mesafenin sa ve sol kanatçıklar üzerindeki yerel ısı ta nım katsayıları üzerindeki etkisi

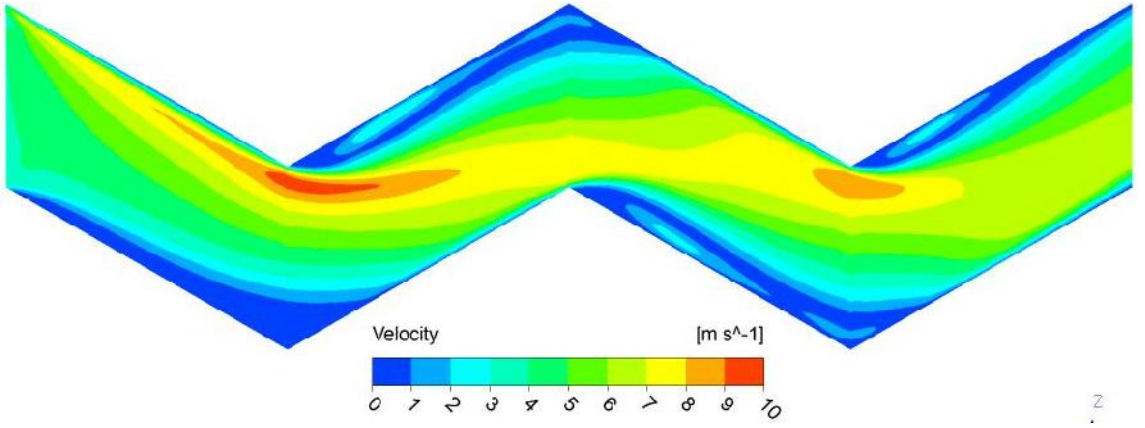
ekillerden de görüldü ü gibi kanatçıklar arası mesafe arttıkça ısı ta nım katsayıları artmaktadır. Akı , sıcaklık ve kinetik enerji da ılımı grafikleri dikkatli incelendi inde, akı içinde girdapların olu tu u bölgelerde ve akı n ısıl sınır tabakaya dik olarak çarptı ı bölgelerde ısı ta nım katsayıları yerel olarak artmaktadır. Kanalın geni lemesi ile akı yüzeye daha paralel akmakta, girdap olu umu azalmaktadır.

#### 4.5. Dalga Genli inin Azaltılması

Laminer akı artında ( $Re=1000$ ) dalga genli ini azaltarak dalga açısının  $15^\circ$ den  $30^\circ$ ye artırılması ile kanal içindeki ortalama ısı ta nım katsayısı  $111 \text{ W/m}^2\text{C}$ den  $184 \text{ W/m}^2\text{C}$  'e artmı toplam basınç dü üümü ise  $20 \text{ Pa}$ 'dan  $60 \text{ Pa}$ 'a yükselmiştir. Kanal boyunda akı hızı ve do rultusunun, akı kan sıcaklı ılımı ve kinetik enerji üretiminin da ılımı a a ıdaki ekillerde sunulmu tur.

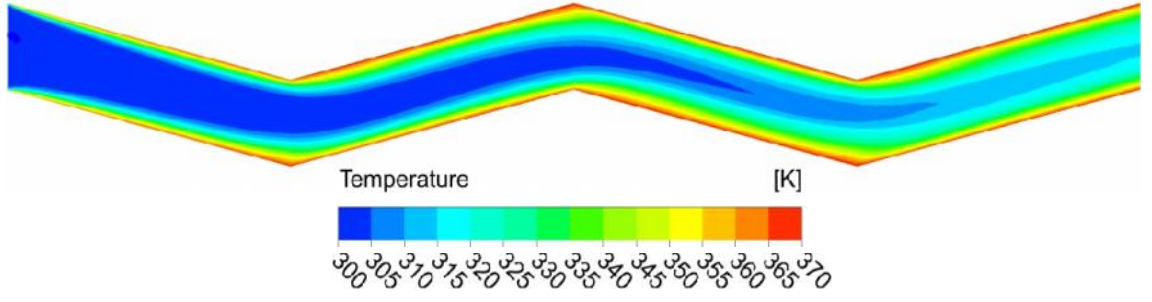


a) 15° dalga açısı

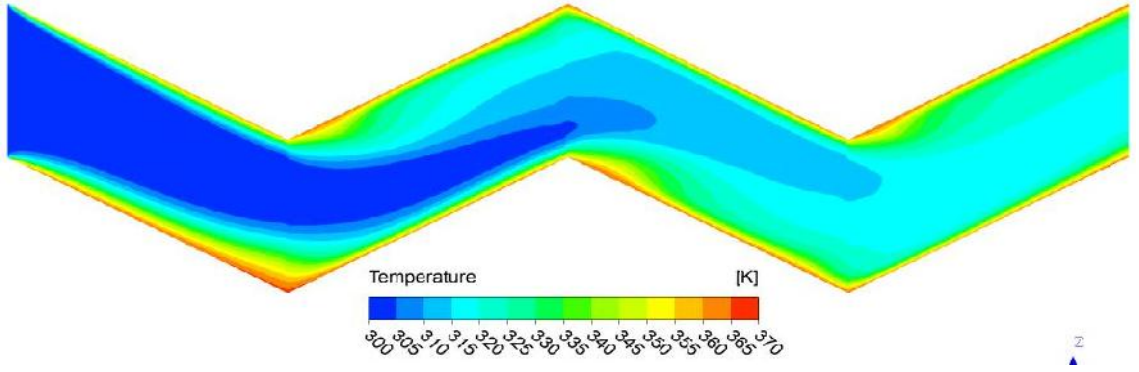


b) 30° dalga açısı

**ekil 4.16.** Laminer akı ta dalga genli indeki azalmanın hız da ılımına etkisi

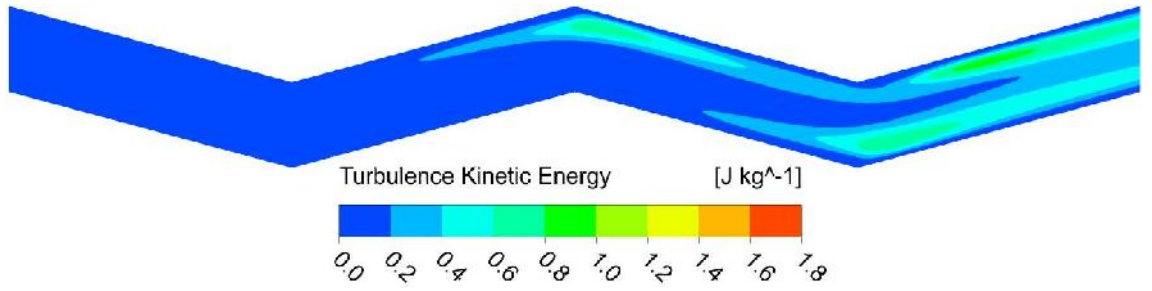


a) 15° dalga açısı

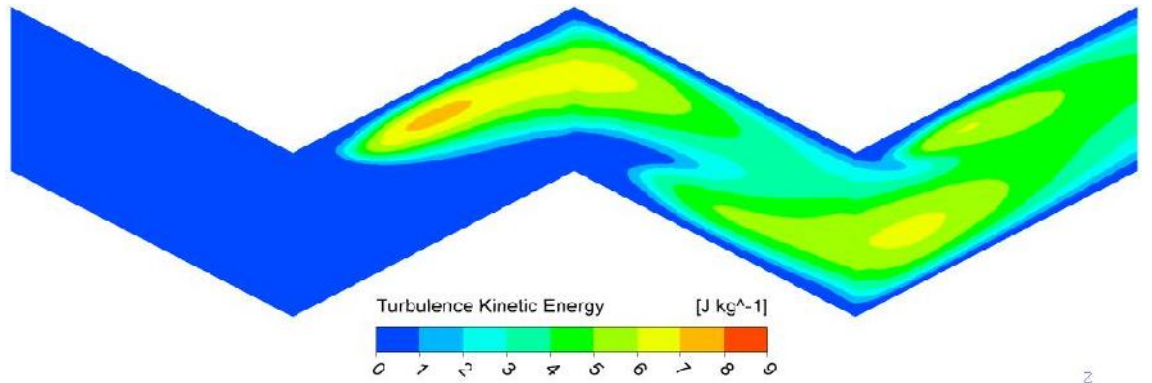


b) 30° dalga açısı

**ekil 4.17.** Laminer akı ta dalga genli inindeki azalmanın sıcaklık da ılımına etkisi



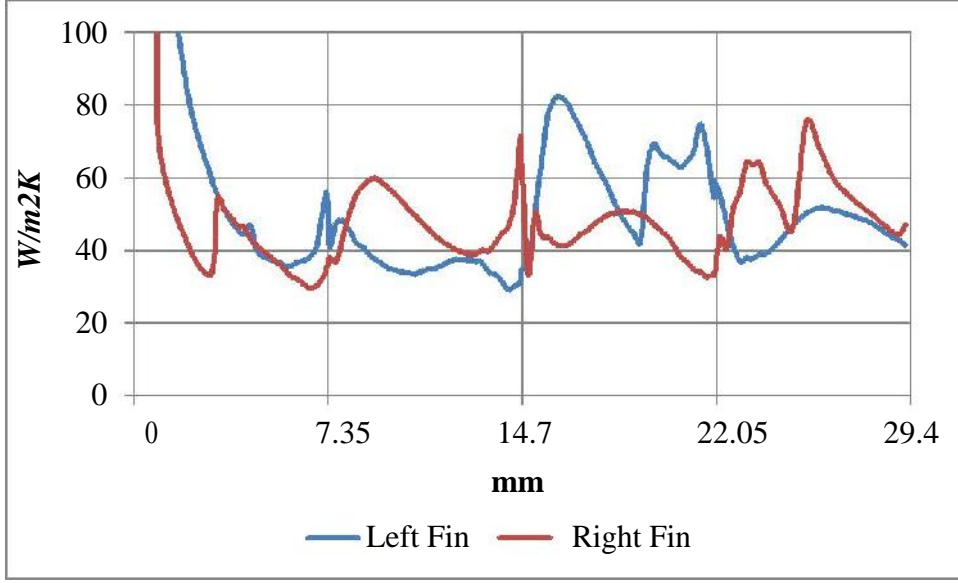
a) 15° dalga açısı



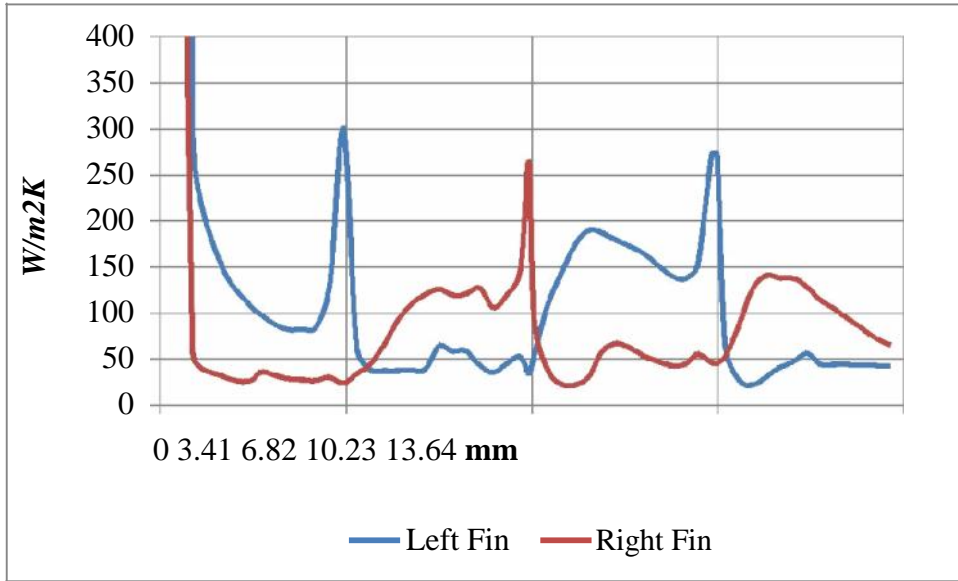
b) 30° dalga açısı

**ekil 4.18.** Laminer akı ta dalga genli indeki azalmanın kinetik enerji üretimi da ılımına etkisi

Kanal boyunca yerel ısı ta nım katsayıları ise ekil 4.20'teki gibidir.



a) 15° dalga açısı



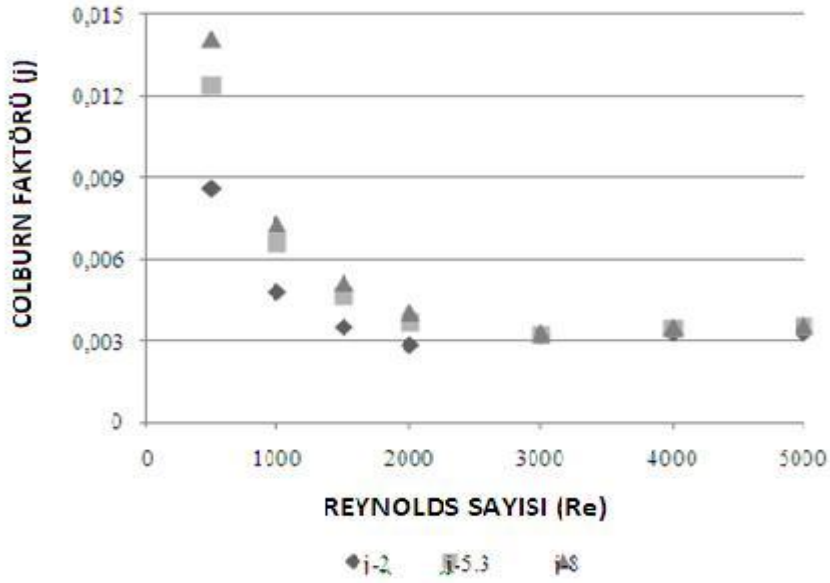
b) 30° dalga açısı

**ekil 4.19.** Laminer akı ta dalga genli inindeki azalmanın sa ve sol kanatçıklar üzerindeki yerel ısı ta nım katsayıları üzerindeki etkisi

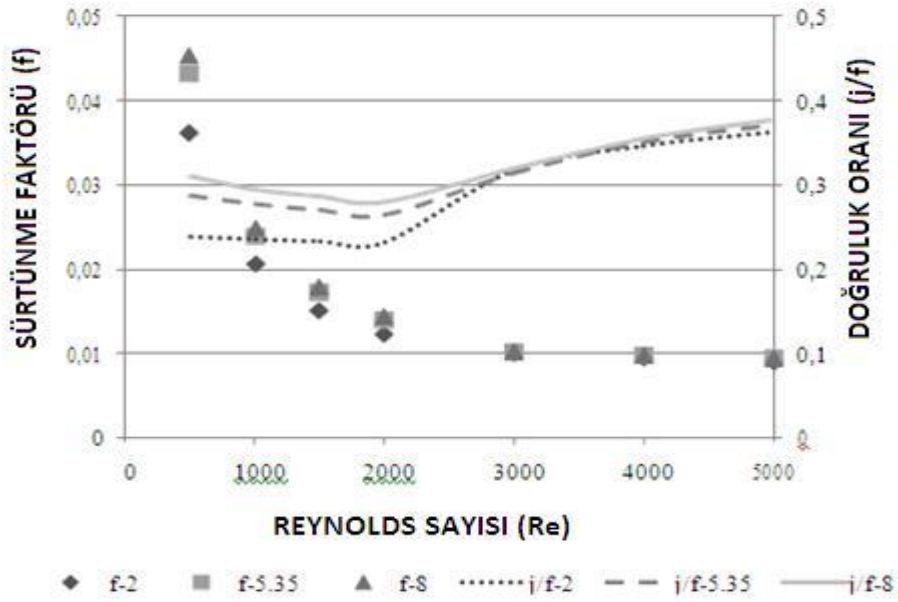
ekiller incelendi inde dalga genli i daraltılarak akı n sınır tabakaya daha sıklıkla dik olarak çarptı ı ve bunun sonucunda bu yerel bölgelerde ısı ta nım katsayılarının arttı ı görülmektedir. Kanatçık genli i azaldıkça sa ve sol kanat yüzeyleri üzerindeki ısı ta nım katsayılarında da farklılık olu maktadır. Dönme bölgelerinde girdap olu umlarından dolayı da ısı ta nım katsayıları yerek olarak artacaktır.



Reynolds sayısı 500 ile 5000 aralı ında iken dü ük Reynolds sayısı korelasyonu ile SST k- model kullanılarak, 3 kanatçık geometrisi ( $e/b = 2, 5.35$  ve  $8$ ) arasındaki ortalama  $j$  ve  $f$  faktörlerinin kar ıla tırılması ve elde edilen sonular ekil 4.21 ve 4.22'de gösterilmektedir.



ekil 4.20. 3 kanal geometrisi arasında  $j$  faktörlerinin kar ıla tırılması



ekil 4.21. 3 kanal geometrisi arasında  $f$  faktörlerinin kar ıla tırılması

En yüksek kanat açıklık oranına sahip olan kanat, düzenli akı bölgesindeki ( $Re \leq 2000$ ) en yüksek Colburn ( $j$ ) ve sürtünme ( $f$ ) faktörlerinin elde edilmesini sağlar. Türbülans bölgesinde ( $Re > 2000$ ), ortalama  $j$  ve  $f$  faktörleri kanal açıklık oranına bağımlıdır.

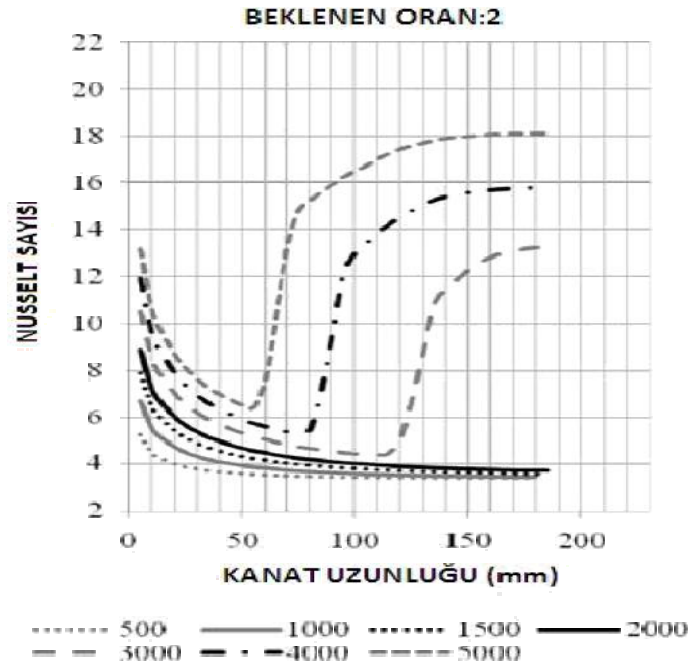
Şekil 4.22’de sürtünme gücü üzerindeki değişimlerin termal performanslarının karşılaştırılması için önerilen bir yöntem olan ısıtıcının mükemmellik oranı ( $j/f$ ) ayrıca gösterilecektir. Açıkça görülmektedir ki, düzenli akı için yüksek kanat açıklık oranları performansı da arttırmaktadır. Buna ek olarak, performans gelişimini birim hacim olarak kabul edersek 5.35 ve 8 kanat açıklık oranları arasındaki kanat geometrilerinin performansı üzerindeki gelişim birbirine yakındır.

Şekil 4.3, 4.4 ve 4.5 üç yatay kesit geometrisi için olan 500 ve 5000 aralığındaki Nusselt sayılarının varyasyonlarını göstermektedir. Girişte, Nusselt sayıları yüksektir ve arttırılmış sınır katmanlarına göre akı boyunca düşer. Düzenli akı koşulları için ( $Re = 500-2000$ ), tam gelişimi Nusselt sayısı, giriş uzunluğundan sonra aynı değerde sabitlenir.

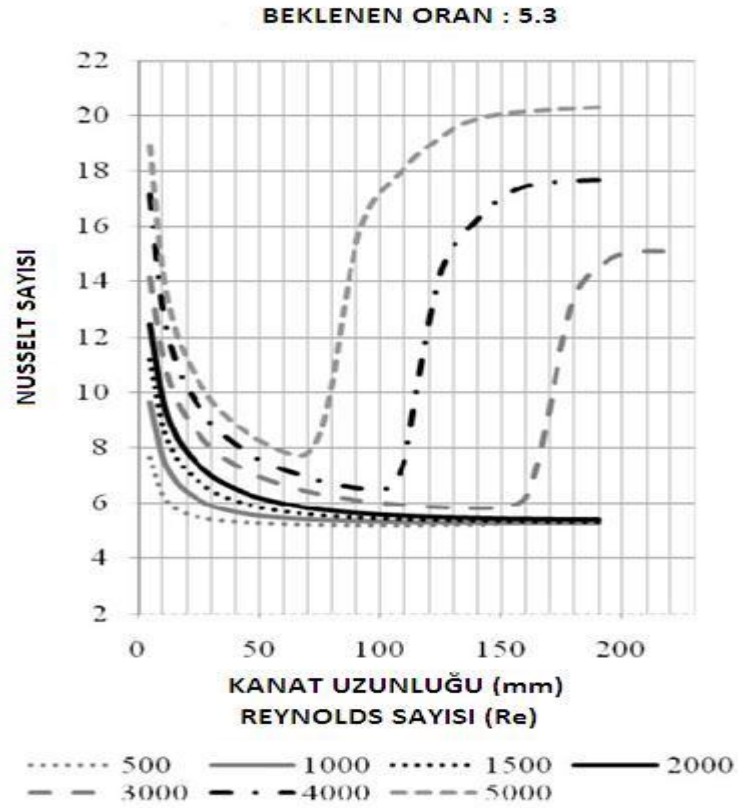
Hewitt’in (2002) kitabında tanımlandığı üzere, kanat açıklık oranının artmasıyla

1. Tam gelişimi Nusselt sayısı artar.
2. Giriş bölgesinin uzunluğu azalır.

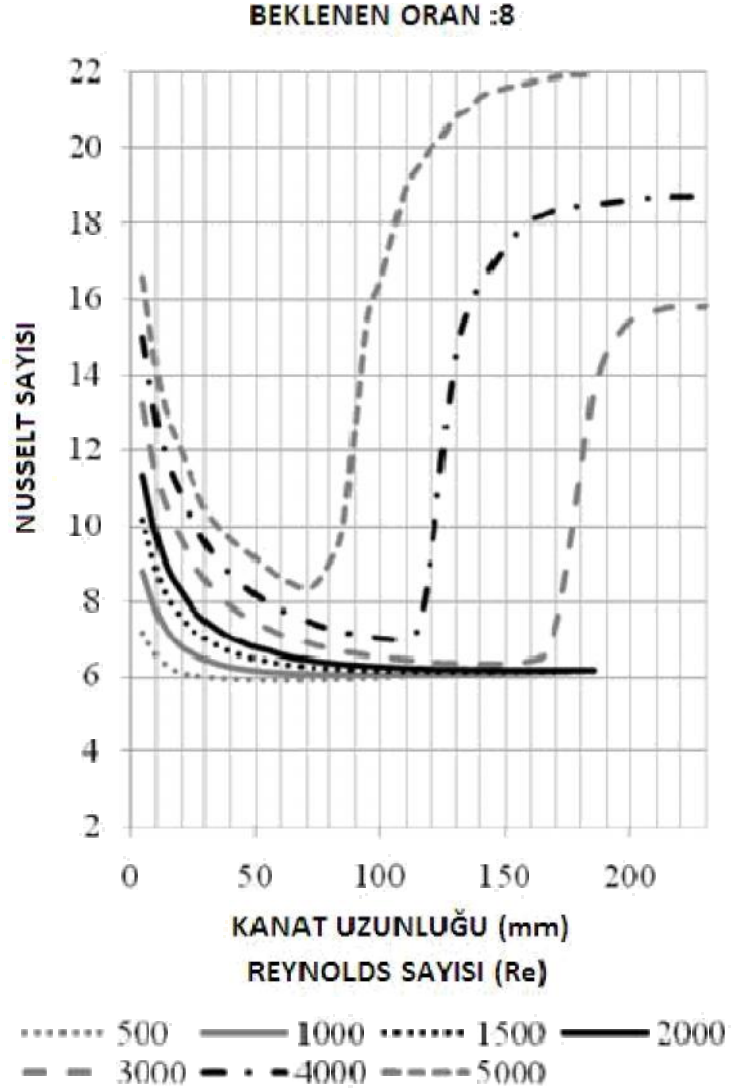




**ekil 4.22.** Farklı kanal geometrileri üzerinde Nusselt sayılarının dağılımı



**ekil 4.23.** Farklı kanal geometrileri üzerinde Nusselt sayılarının dağılımı



**ekil 4.24.** Farklı kanal geometrileri üzerinde Nusselt sayılarının dağılımı

Hewith'in (2002) kitabından alınan değerlendirilen kanal geometrisinin tam gelişimi Nusselt sayısı ( $Nu_{fd}$ ) ve boyutsuz giriş uzunluğu de'leri [ $X_{fd}=L_{fd}/(D_h Re)$ ] Tablo 2 'de gösterilmektedir. Fakat bu de'ler, sabit sıcaklık sınır artlarındaki ortak üçgen kanallarda analitik olarak hesaplanır. Her ne kadar kanatçıklar farklı sınır artlarına sahip olsalar da varsayılan sonuçlar ile Çizelge 4.2'deki literatür de'leri arasında çok küçük farklılıklar (<%10) meydana gelmektedir. Örneğin,  $Re = 500$  için 3 kanal geometrisinin giriş uzunlukları Çizelge 4.1 'de verilen boyutsuz giriş uzunluklarında sırasıyla 38 mm ,26 mm ,19 mm olarak hesaplanmıştır. Bu hesaplanmış de'ler bu

çalı madaki ekillerde de görülmektedir.

**Çizelge 4.2.** De erlendirilen kanal geometrilerine göre tam geli mi düzenli akı sonuçları

<b>e/b</b>	2	5.35	8
<b>N<sub>fd</sub></b>	3.4	4.9	5.6
<b>L<sub>fd</sub>/(D<sub>h</sub>Re)</b>	0.0255	0.0135	0.0094

Türbülans akı ko ulları için (Re=3000-5000), Nusselt sayıları, Re en küçük oldu unda giri ten azalır. Bununla birlikte, türbülans akı nın ba ladı ı yerlerde Nusselt sayıları hızla artar. Tam geli mi akı ko ullarına ula ıldı ında, Nusselt sayıları sabit bir de erde kalır. Tam geli mi türbülans akı ı Nusselt sayıları hem Reynolds sayısına hem de kanalın kanat açıklık oranına ba lıdır.

Türbülans akı ındaki kanat açıklık oranının büyüklü ünde;

1. Tam geli mi akı Nusselt sayısı azalır.
2. Laminer akı tan türbülanslı akı a geçi gecikir.

## 5.SONUÇ

Bu çalı mada, üçgen yassı so utma kanatçı ı kompakt ısı dönü türücü kanallarındaki akı ve ısı transferi, sayısal olarak 500'den 5000'e kadar geni bir aralıktaki Reynolds sayıları kullanarak ara tırılmı tır. Dü ük Reynolds sayıları korelasyonluyla SST k-modeli, bu çalı madaki bütün Reynolds sayıları üzerindeki deneysel verilerle uyum göstermi tir. Farklı kanal geometrileri için j ve f faktörleri, seçilen türbülans modelleri kullanarak kar ıla tırılmı tır. Bütün kanal geometrileri için, akı yönleri boyunca Nusselt sayıları de i imi gösterilmi tir. Bu sonuçlar, akı uzunlu u ve basınç dü ü ü, ısı transferi ve dönü türücü hacmi gibi kanat açıklık oranlarını belirlemek için kullanılmı tır. Bu bulguların ı nda a a ıdaki de erlendirmeler yapılabilir;

1.Düzgün akı larda, tam geli mi Nusselt sayıları kanat açıklık oranı ile artar fakat birim hacim için performans geli imi ele alındı nda, çok yüksek kanat açıklık oranı kanatçık geometrisi kullanmak gereksizdir.

2.Düzensiz akı larda, tam geli mi Nusselt sayıları kanat açıklık oranı ile de i ir fakat düzensizli e geçi dü ük kanat açıklık oranı so utma kanatçı ı için daha hızlı meydana gelir.

Dalga tipi kanatlı kanallar arasındaki akı larda ısı ta mım katsayısı arttırıcı iki farklı etki bulunmaktadır. Bunlar;

- 1) Dönme bölgerinde girdapların olu umu
- 2) Akı ın yüzey dik olarak çarpması

Laminer akı artında kanatçıklar arasındaki mesafenin ve dalga genli inin azaltılması ile ısı transferi önemli oranda arttırılabilir.

## KAYNAKLAR

**Davidson, L.,2003.** An introduction to turbulence models, Chalmers University, Goteborg, Sweden, page:44 .

**Dong, J., Chen, J., Chen, Z., Zhou Y., Zhang W,2007.** Heat transfer and pressure drop correlations for the wavy fin and flat tube heat exchangers, Applied Thermal Engineering, Volume 27, Issues 11-12: 2066-2073 .

**Dong, J., Chen, J., Zhang, W., Hu, J.,2010.** Experimental and numerical investigation of thermal-hydraulic performance in wavy fin and flat tube heat exchanger, Applied Thermal Engineering 30, 1377-1386, .

**Erta E,2006.** Basıncılı Hava Kurutucular: Genel Tanıtım, Tesisat Mühendisli i Dergisi, 91, 16-32.

**Fluent Incorporated.2009.** FLUENT User's guide version ANSYS 12 .

**Hewittt, G. F,2002.** Heat Exchanger Design Handbook Part 3 - Thermal and Hydraulic Design of Heat Exchangers, Rev. ed., Begell House, NewYork.

**Ismail, L. S., Velraj, R., Ranganayakulu, C.,2010.** Studies on pumping power in terms of pressure drop and heat transfer characteristics of compact p ate-fin heat exchangers - A review, Renewable and Sustainable Energy Reviews 14, 478-485.

**Ismail, L. S., Velraj, R.,2009.** Studies on fanning friction (f) and colburn (j) factors of offset and wavy fins compact plate fin heat exchanger - A CFD approach, Numerical Heat Transfer, Part A 56, 987-1005.

**ISO 7183,2007.** Compressed-air dryers - Specifications and testing.

**ISO 8573,1999.** Compressed air -- Part 3: Test methods for measurement of humidity.

**Kays, W. M., London, A. L.,1984.** Compact Heat Exchangers, 3rd ed., McGraw-Hill, NewYork.

**Manglik, R.M., Zhang J., Muley A.,2005.** Low Reynolds number forced convection in three-dimensional wavy-plate-fin compact channels: fin density effects, International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 48, Issue 8: 1439-1449.

**Pope, S.B.,2000.** Turbulent flows, Cambridge University Press, Cambridge, UK, page:754 .

**Schlichting, H.1968.,** Boundary layer theory, McGraw-Hill, 7. ed., USA, page:734.

**Shah, R. K. ve Sekulic, D. P.,2003.** Fundamentals of Heat Exchanger Design, New York: John Wiley and Sons.

**TS 7764,1990.** Basınçlı Hava Kurutucuları - Özellikler ve Deneyler.

**White, F.M.,1999.** Fluid Dynamics, McGraw-Hill, 4. ed., USA, page:1011, .

**Zhang J., Kundu J., Manglik, R.M.,2004.** Effect of fin waviness and spacing on the lateral vortex structure and laminar heat transfer in wavy-plate-fin cores, International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 47, Issues 8-9: 1719-1730.

**Zhang, J.,2005.** Numerical simulations of steady low reynolds number flows and enhanced heat transfer in wavy plate-fin passages, Ph.D Thesis in the Department of Mechanical, Industrial and Nuclear Engineering of the Tianjin University .

**Zhang, L. Z.,2007.** Thermally developing forced convection and heat transfer in rectangular plate fin passages under uniform plate temperature, Numerical Heat Transfer, Part A 52, 549-564.

**Zhu, Y., Li, Y., 2008.** Three dimensional numerical simulation on the laminar flow and heat transfer in four basic fins of plate-fin heat exchangers, Journal of Heat Transfer 130, 111801:1-111801-11.

## **EKLER**

**EK 1** A 3-D NUMERICAL ANALYSIS OF FORCED CONVECTION AND HEAT TRANSFER IN RECTANGULAR PLATE-FIN PASSAGES WITH DIFFERENT ASPECT RATIOS

## ÖZGEÇM

**Adı Soyadı : Ay e Burcu YILDIZ**

**Do um Yeri ve Tarihi : 26.06.1987**

**Yabancı Dili : İngilizce, Almanca**

**E itim Durumu (Kurum ve Yıl)**

**Lise : Ulubathı Hasan Anadolu Lisesi/2001-2005**

**Lisans : Uluda Üniversitesi Makina Mühendisli i/2005-2010**

**Çalı tı ı Kurum/Kurumlar ve Yıl : Matay A. ./2012-2013**

**leti im (e-posta) : ayseburcuyildiz@gmail.com**

**Yayınları\* : Kılıç, M., Akyol, M., Yıldız B. 2011. A 3-D numerical analysis of forced convection and heat transfer in rectangular plate-fin passages with different aspect ratios**



# A 3-D NUMERICAL ANALYSIS OF FORCED CONVECTION AND HEAT TRANSFER IN RECTANGULAR PLATE-FIN PASSAGES WITH DIFFERENT ASPECT RATIOS

**ÖZET** Bu çalışmada, plaka kanatçık tipi kompakt ısı de i tiricilerinin dar kanalları arasındaki akı ve ısı transferi nümerik olarak incelenmiştir. Üç boyutlu nümerik analizlerde laminer ve türbülanslı akı göz önüne alınmıştır. Türbülanslı akı, hem geni letimli duvar fonksiyonu özelli i ile kullanılan RNG k-ε modeli hem de dü ük Re sayısı korelasyonu özelli i ile kullanılan SST k-ε modeli ile analiz edilmiştir. Kanatçıklardaki ısı iletimi ve akı kan ile kanatçık yüzeyi arasındaki ısı ta nımı e zamanlı olarak çözdürülmü tür. Analizler, akı kanallarının 2 ile 8 arasındaki farklı boy/en oranına sahip kesit geometrileri için 500 ile 5000 arasındaki geni bir Reynolds aralı nda tekrarlanmıştır. Plaka kanatçık tipi kompakt ısı de i tiricilerinin ısı l performansının belirlenmesi için gerekli olan akı n geli me bölgesindeki yerel sürtünme katsayısı ve Nusselt sayısı de erleri elde edilmiştir. Nümerik sonuçlar literatürden alınan deneysel verilerle karşı lı tırılmıştır. Dü ük Re sayısı korelasyonu ile birlikte kullanılan SST k-ε modelinin çalış mada ele alınan tüm Reynolds aralı ı için en uygun sonuçları verdi i görülmü tür.

**Anahtar Kelimeler:** Plaka kanatçık tipi kompakt ısı de i tiricisi; Nümerik modelleme; Isı transferi; Sürtünme katsayısı; Akı kesit geometrisi

**ABSTRACT** In this study, the fluid flow and heat transfer inside the Plate-Fin compact heat exchanger passages with the small hydraulic diameters are investigated numerically. In the three dimensional numerical analysis, both

laminar and turbulent flows are considered. Turbulent flow is modeled with the RNG k-ε model with the enhanced wall treatment and the Shear Stress Transport (SST) k-ε model with a low-Reynolds-number correlation. Heat conduction in the fin and convection in the fluid are analyzed simultaneously as a three dimensional conjugate problem. Various duct aspect ratios from 2 to 8 are considered with a wide range of Reynolds numbers from 500 to 5000. The friction coefficients and Nusselt numbers in the developing region for these passages are obtained, which can be used in estimation of heat transfer performance in plate-fin compact heat exchangers. Obtained numerical results are validated with the experimental data taken from the literature. It is shown that the numerical results obtained by the use of the SST k-ε model with a low-Reynolds-number correlation shows a good agreement with the experimental data over whole the Reynolds number range considered in this study.

**Keywords:** Plate-fin heat exchanger; Numerical Modeling; Heat Transfer; Friction Factor; Aspect Ratio.

## 1. INTRODUCTION

Finned surfaces are widely used in compact heat exchangers to reduce the thermal resistance of air- or gas-side flows. By the reasons of its simplicity of manufacture and ease of use, paralel plate (rectengular) fin application is the most common one. Because

of the closely spaced fins, as a result of reduced Reynolds number, the flow in the compact heat exchangers generally operate within the laminar flow regime. But, in some high mass flow rate compact heat exchanger applications like regenerative heat exchangers for gas turbines and engine cooling systems of the vehicles, flow may be in the turbulent regime.

Fully developed laminar flow Nusselt and  $f \times Re$  numbers inside the cross section ducts are independent of Reynolds number but dependent on the passage shape or aspect ratio. Theoretical solutions of these dimensionless numbers and hydrolic entrance lengths under uniform wall temperature and heat flux boundary conditions in terms of duct aspect ratios has been well documented in the study of Hewith (2002). Solutions for the plate fin ducts, which has more difficult to solve because the fin have different boundary conditions, were presented by Zhang (2007). Zhang (2007) analyzed heat conduction in the fin and convection in the fluid simultaneously as a conjugate problem and obtained fully developed Nusselt number and thermal entry length values theoretically only for hydrodynamically developed and thermally developing laminar flow regime.

It is well known that the heat transfer coefficients in the entrance region of a duct are substantially larger than those at locations farther downstream. According to Hewith (2002) the value of the mean Nusselt number over the developing region would be about 35% higher than the fully developed one. This is because the entrance region is characterized by thin thermal boundary layers. If the heat exchanger flow length is short, where the entrance region could not be neglected, the heat transfer behaviors in both developing and developed region should be numerically analyzed by examining variations of the local

Nusselt number and friction coefficient along the fin length. Numerical studies based on the computational fluid dynamics (CFD) technique is the most common and easy model to compute the flow and heat transfer behaviors in depth. Zhu and Li (2008) investigated the local distribution of the Nusselt number and friction coefficient in plate fin heat exchanger passages by using three dimensional CFD model only for the laminar flow. They derived the fitting correlation for the calculation of the thermal entry length.

In the current study we aim to numerically investigate the hydrodynamically and thermally developing fluid flow and convection heat transfer in three-dimensional parallel plate-fin passages in a wide range of Reynolds numbers that include both laminar and turbulent flow regimes. CFD software package FLUENT that is based on the finite volume method is used. Simulation results were compared with the experimental data from the study of Kays and London (1984) to determine the most suitable turbulence model. Because of the turbulent flows are significantly affected by the presence of walls in the small passages, viscosity-affected inner region of the boundary layer between the wall and the fully-turbulent region should be detailedly resolved. For viscosity-affected flows, the RNG  $k-\epsilon$  model with enhanced wall treatment function (Ismail and Velraj, 2009 and Ismail et al, 2010) and the SST  $k-\omega$  model with a low-Reynolds-number correlation (Dong et al., 2010 and Zhang, 2004) are the most convenient models to predict the accurate results. In the application part of the study, the heat transfer and pressure drop in passages with different aspect ratios are investigated numerically with using the selected turbulence model.

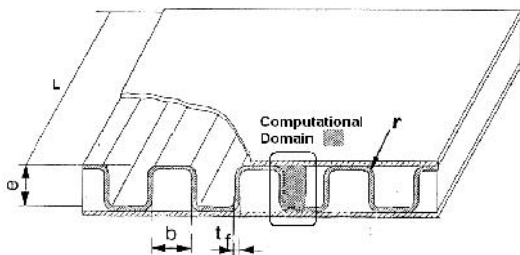
## 2. NUMERICAL MODELING

Three different plate fin passage geometries with the aspect ratios ( $e/b$ ) of 2, 5.35 and 8 are considered in the study. Heat transfer and friction data of the second geometry which has copper fins ( $e/b=5.35$ ) are readily available in the book of Kays and London (1984). So, we used that geometry to find out the suitable solution method and validate our numerical model. Dimensions of the studied geometries are listed in the Table 1.

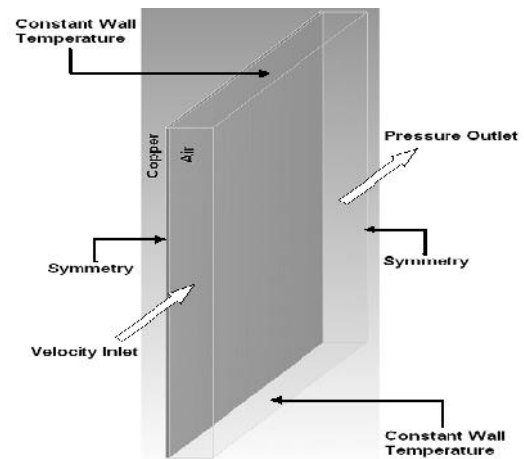
Table 1. Dimensions of the analyzed geometries (mm)

Aspect Ratio	Plate Spacing $e$	Fin Spacing $b$	Hydr. Dia. $D_h$	Fin Thickness $\delta$	Flow Length $L$
2	4.56	2.28	3.04	0.2	0.203
5.35	12.2	2.28	3.84	0.2	0.203
8	18.24	2.28	4.05	0.2	0.203

The commercial software Ansys Fluent 12 is employed to predict the fluid flow and heat transfer in plate fin passages. The working fluid is air and copper is the fin material. The perspective view and the computational domain of the plate-fin flow passage with defined boundary conditions are shown in Fig.1.



(a)



(b)

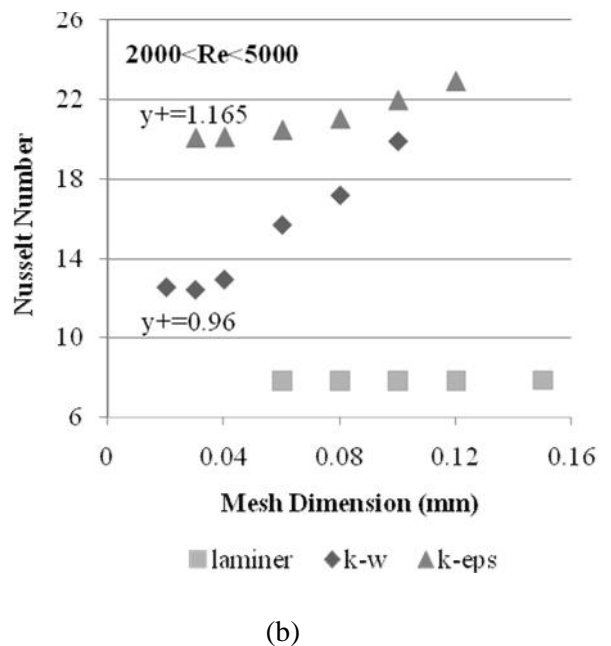
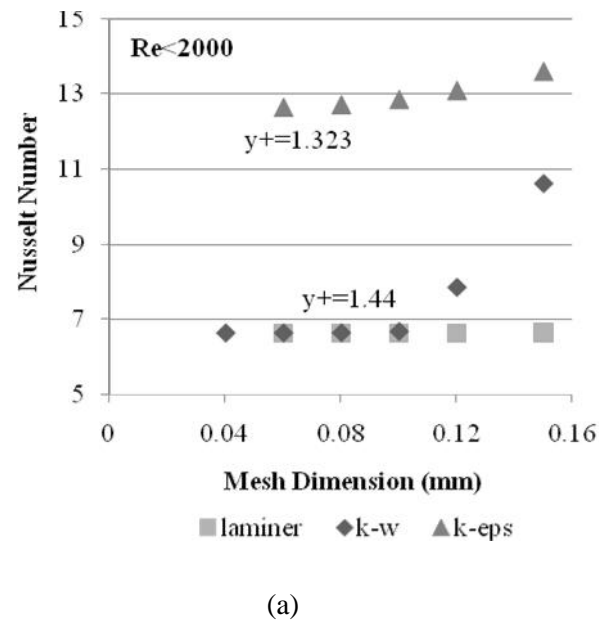
Figure 1. The perspective view (a) and the computational domain (b) of the plate-fin flow passage.

To reduce the computational domain, only half of the fin and fluid domains were taken in to consideration and symmetry boundaries are assumed on the right side of the fluid domain and left side of the fin domain. On the inlet of the passage, velocity inlet condition with an inlet temperature of 300 K is applied. It is critical to specify correct or realistic boundary conditions at the inlets, because the inlet turbulence can significantly affect the downstream flow (Fluent user guide, 2009). The method of specifying the turbulent intensity and hydraulic diameter was used for inlet turbulence conditions. Since the flow was found to be in the effects of viscous sublayer an intensity of 1% was used. Velocity magnitude was calculated from the Reynolds number. The Reynolds number in the present work ranges from 500 to 5000 in order to include both laminar and turbulent regimes. A constant wall temperature boundary condition at 373 K with no slip wall condition is applied to the up and bottom surfaces of the fin and fluid domains which contact with the cover.

The fluid flow inside the heat exchanger channels is considered to be incompressible and steady. Beside the laminar viscous model, the RNG  $k-\epsilon$  model with the enhanced wall treatment and the SST  $k-\omega$  model with a low-Reynolds-number correlation were adopted as a solution model. RNG model provides an analytically derived differential viscosity formula that used for the viscosity affected flows in the near wall region if it is modified with fine mesh structure ( $y^+=1$ ). SST  $k-\omega$  model is designed to be activated as the standard  $k-\omega$  model in the near wall region and activates as the standard  $k-\epsilon$  model in the far field. The  $k-\omega$  model includes an analytical term that damps the turbulent viscosity and causing a low Reynolds number correction (Fluent user guide, 2009). The SIMPLE (Semi-Implicit Method For Pressure-Linked Equations) is used to introduce pressure into continuity equations. The convergent criteria is specified to less than  $1 \times 10^{-5}$  for all variables.

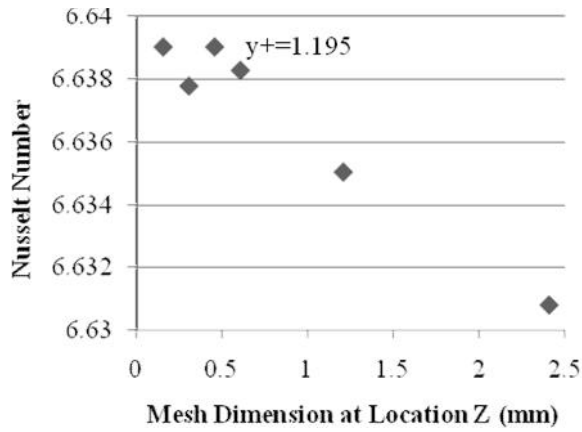
### 3. VALIDATION

Successful computations of turbulent flows depend greatly on mesh generation. Initially, the prepared model analyzed at different mesh configurations starting with very close to very fine for laminar ( $Re=2000$ ) and turbulent ( $Re=4000$ ) flow conditions separately and minimum mesh element size required for consistent result are determined. Due to the fact that strong interaction of the mean flow and turbulence, the numerical results for the turbulent flows tend to be more susceptible to grid dependency than laminar flows. The predicted Nusselt number of different mesh configurations are given in Figure 2. It is seen from the Figure 2 that the required minimum mesh size is 0.08 mm for laminar flows and 0.03 mm for turbulent flows. For all cases the surface average of the dimensionless distance  $y^+$  was less than 1.5.

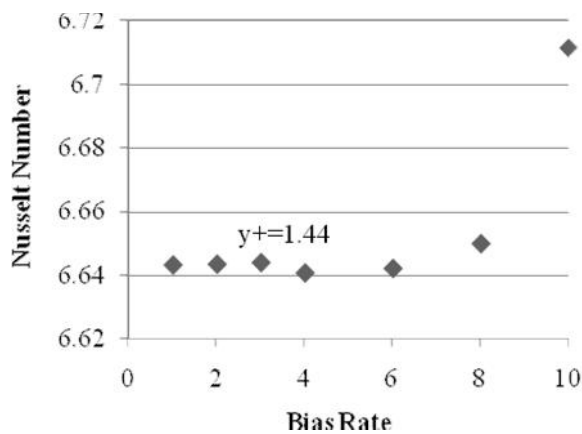


When first order upwind scheme was used, the Fluent solver stores the discrete values of the scalar quantities at the cell centers and use this value also as a face value. Although for a hexahedral grid structure the first order discretization scheme is acceptable, accuracy of our model raised considerably with using

second order upwind scheme which interpolated the face values from the cell center values. Because, in our model the mesh size in the flow direction is too long when compared with the other mesh dimensions. Figure 3-a shows the predicted Nusselt number values for various mesh sizes in the flow direction and for various bias rates. The size of 0.6 mm in the flow direction is adequate for consistent results. Bias ratio of 3 which creates fine mesh structure in the near wall region was also used in this study to reduce the extent of computational model (Figure 3-b).



(a)



(b)

Figure 3. Grid independency graph for (a) mesh sizing at direction z and (b) bias rate.

After the thermal analysis, area weighted averages of inlet pressure and interface surface temperature between the air and copper and mass weighted average of outlet temperature are taken with the aim of calculate j and f factors in terms of the Reynolds number.

The fanning friction factor (f) is calculated from the pressure drop ( $\Delta P$ ) with using Equation 1.  $G_{air}$  is the flow stream mass velocity with the unit of  $kg/m^2s$  and  $D_h$  is the hydrolic diameter.

$$f = \Delta P (D_h / 2L) \rho_{air} / G_{air}^2 \quad (1)$$

Heat transfer rate (Q) in the exchanger can be calculated from

$$Q = G_{air} A_c c_{p,air} (T_{outlet} - T_{inlet}) \quad (2)$$

where  $A_c$  is the cross sectional area. Mean convection heat transfer coeff. ( $h_m$ ) expressed as

$$h_m = Q / (A_s \times \Delta T_{ln}) \quad (3)$$

where  $A_s$  is the total heat transfer area and  $\Delta T_{ln}$  is the logarithmic temperature difference which equals to

$$\Delta T_{ln} = (T_{outlet} - T_{inlet}) / [(T_{fin} - T_{inlet}) - (T_{fin} - T_{outlet})]$$

(4)

The mean Nusselt number ( $Nu_m$ ) is determined as

$$Nu_m = h_m D_h / k_{air} \quad (5)$$

Colburn factor (j) used for the evaluation on heat transfer performance is defined as

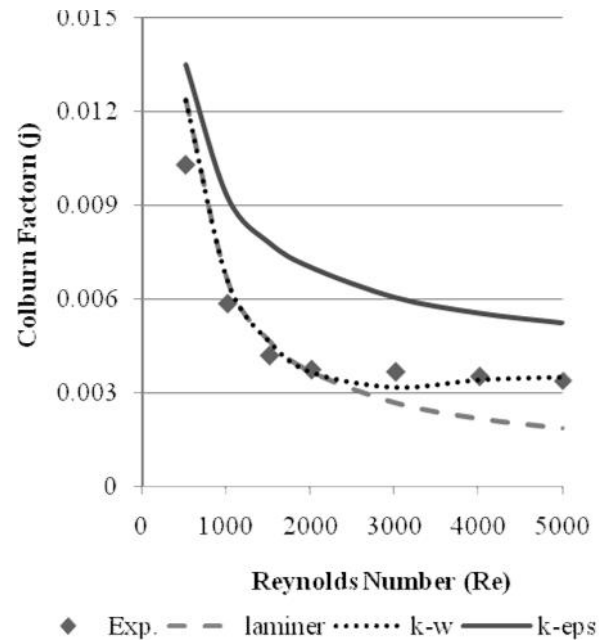
$$j = Nu_m / (Re \times Pr^{1/3}) \quad (6)$$

The same procedure can be applied to calculate the local Nussel numbers if the temperature distribution of the air through the flow direction was computed.

The computed Fluent result for the three solution model are compared with the experimental data in the book of Kays and London (1984) in the Figure 4. SST k- model with a low-Reynolds-number correlation shows a good agreement with the experimental data over the whole range of the Reynolds number considered in this study, also in the laminer region by using its damper correlation. k-ε model predicted j and f factors approximately % 50 larger than the experimental data. Hence, it is concluded that SST k- model with a low-Reynolds-number correlation may provide reliable results where laminer and turbulent flow occurs together especially in wavy fin and offset fin compact heat exchanger passages.

Figure 3. Grid independency graph for (a) mesh sizing at direction z and (b) bias rate.

(a)

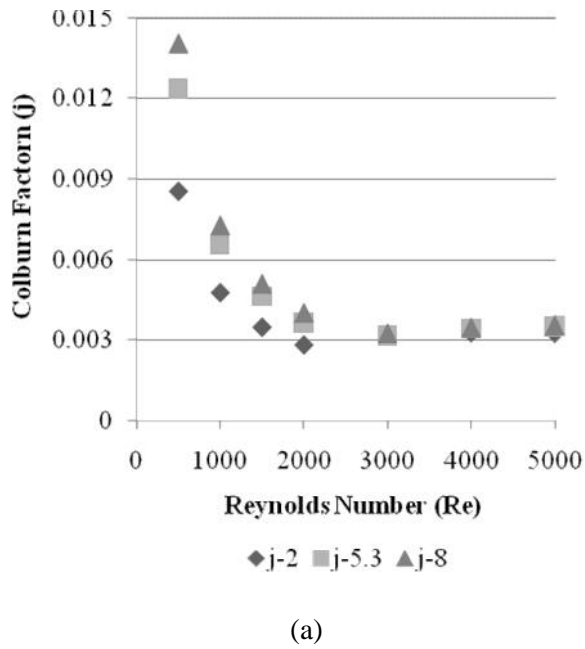


(b)

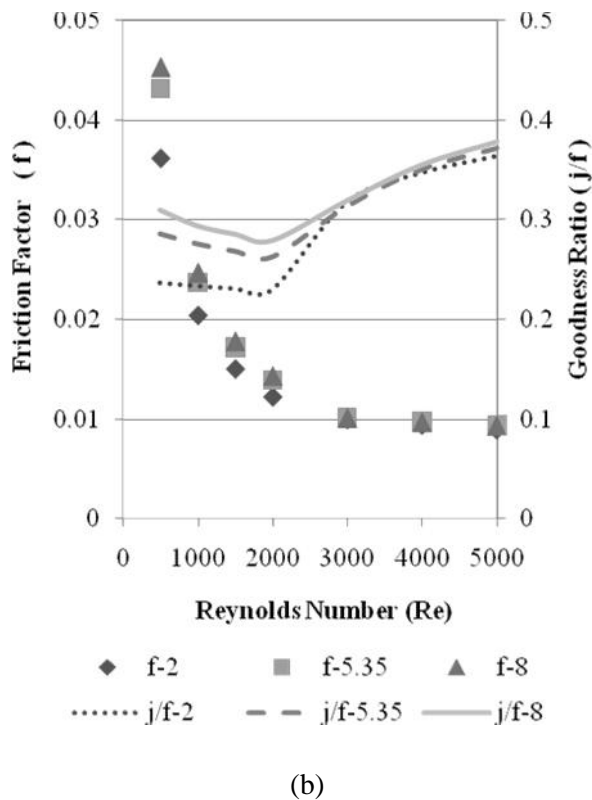
Figure 4. Comparison of Fluent results (a) Friction factor (b) Colburn factor with the Kays and London experimental data.

#### 4. RESULTS AND DISCUSSION

Comparison of the mean j and f factors between 3 fin geometries (e/b = 2, 5.35 and 8) was performed with using SST k- model with a low-Reynolds-number correlation where Reynolds number in the range of 500 to 5000 and the obtained results are given in Figures 5(a) and 5(b).



The fin which has the highest aspect ratio leads to the highest values of mean Colburn ( $j$ ) and Friction ( $f$ ) factors in the laminar flow region ( $Re \leq 2000$ ). In the turbulence region ( $Re > 2000$ ), mean  $j$  and  $f$  factors are not dependent on the passage aspect ratio. In the Figure 5-b, goodness ratio ( $j/f$ ) of the exchanger which proposed a method to compare the thermal performance of geometries on a friction power basis is also presented. It can be clearly seen that, for the laminar flow, using highest aspect ratio passage geometries also increased the performance. In addition, improvement on the performance parameters between the fin geometries with aspect ratio of 5.35 and 8 are close, if we consider performance improvement per unit volume.



Figures 6(a), 6(b) and 6(c) show the variations of local Nusselt numbers in the range of 500 to 5000 for three cross-section geometries. At the inlet, the local Nusselt numbers are high and decrease along the flow due to the increased boundary layer. For the laminar flow conditions ( $Re = 500-2000$ ), fully developed Nusselt number comes to a stable at the same value after the entrance length.

As defined in the book of Hewith (2002), with the growth of the aspect ratio;

1. Fully developed Nusselt number increased.
2. The length of the entrance region decreased.

Figure 5. Comparison of (a)  $j$  and (b)  $f$  factors among the 3 channel geometries.

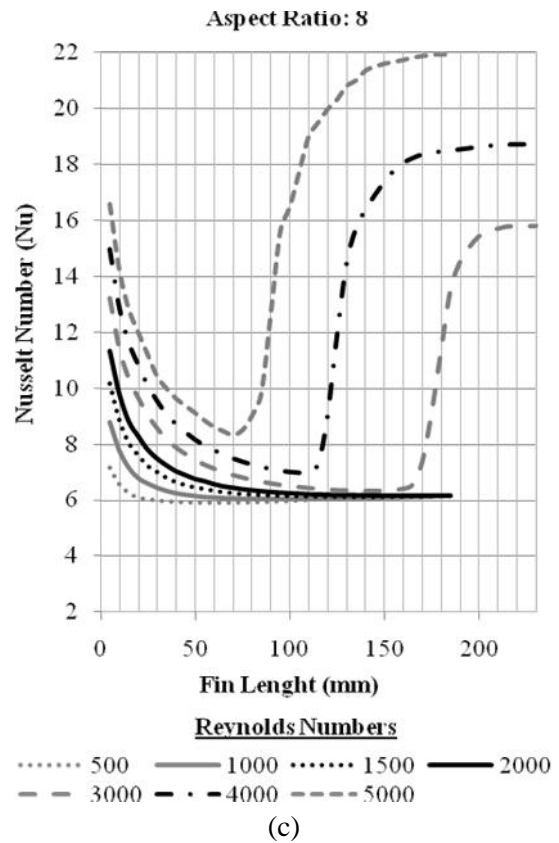
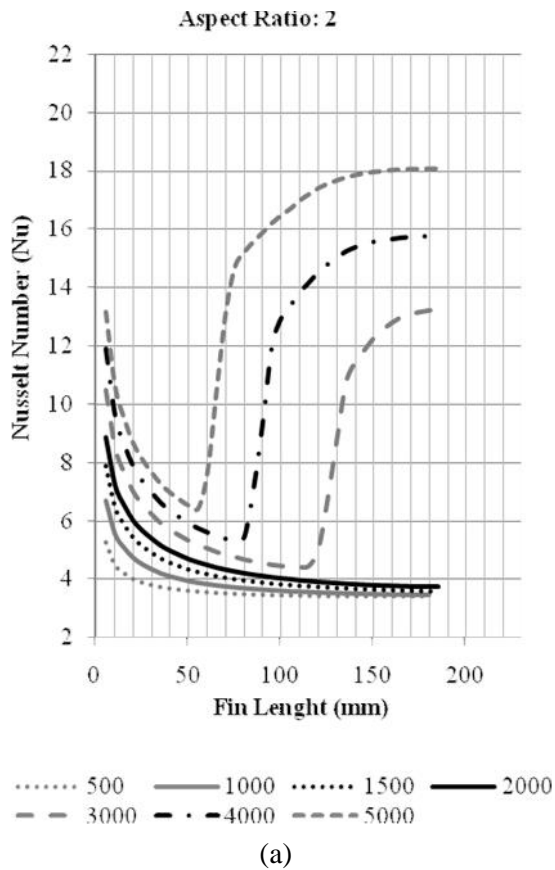
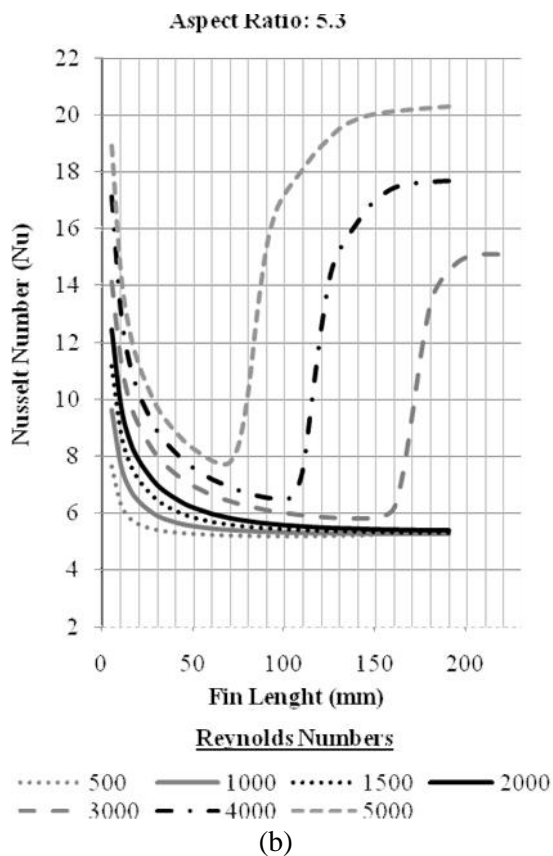


Figure 6. Local Nusselt number distributions along the flow direction for different passage geometries.



The fully developed Nusselt number ( $Nu_{fd}$ ) and dimensionless entrance length [ $X_{fd}=L_{fd}/(D_h Re)$ ] values of considered passage geometries that were taken from the book of the Hewith (2002) are listed in the Table 2. But, these values are calculated analitically for common rectangular ducts at constant temperature boundary conditions. Although fins have different boundary conditions, one can see from the figures that small differences (<%10) occurs between the predicted results and literature values in the Table 2. For example, for  $Re=500$ , entrance length of 3 passage geometries can be calculated as 38 mm, 26 mm and 19 mm respectively from the dimensionless entrance length formula given in Table 2. These calculated values can also be easily achieved from the figures in this study.



Table 2. Fully developed laminar flow solutions in terms of considered passage geometries

$e/b$	2	5.35	8
$N_{fd}$	3.4	4.9	5.6
$L_{fd}/(D_h Re)$	0.0255	0.0135	0.0094

For the turbulent flow conditions ( $Re=3000-5000$ ), Nusselt numbers are decreasing from the entrance as the cases for the smaller  $Re$ . However, Nusselt numbers rapidly increase at the location where the turbulent flow start. When the fully developed flow conditions reached, Nusselt numbers are settled a constant value. Fully developed turbulent flow Nusselt numbers are dependent on both the Reynolds number and passage aspect ratio.

With the growth of the aspect ratio in the turbulent flow;

1. Fully developed flow Nusselt number increased.
2. The transitions from the laminar to the turbulent flows are delayed.

## 6. CONCLUSION

In this study, flow and heat transfer in rectangular fin-plate compact heat exchanger passages were investigated numerically in a wide range of Reynolds numbers from 500 to 5000. The SST  $k-\omega$  model with a low-Reynolds-number correlation shows a good agreement with the experimental data over the whole range of Reynolds number considered in this study.  $j$  and  $f$  factors of the different passage geometries were compared with using selected turbulence model. For all passage geometries, local Nusselt numbers along the flow direction were presented by figures. These figures can be used to determine the design dimensions

such as flow length and aspect ratio in terms of the pressure drop, heat transfer and exchanger volume. The results shows that;

1. For the laminar flows, fully developed Nusselt number increased with the growth of the aspect ratio but using very high aspect ratio fin geometries are unnecessary, if performance improvement per unit volume is considered.
2. For the turbulent flows, fully developed Nusselt number increased with the growth of the aspect ratio but transition to turbulence occurs more rapidly for the flows in the low aspect ratio plate fin passages.

## 7. REFERENCES

Dong, J., Chen, J., Zhang, W., Hu, J., Experimental and numerical investigation of thermal-hydrolic performance in wavy fin and flat tube heat exchanger, *Applied Thermal Engineering* 30, 1377-1386, 2010.

Fluent Incorporated. FLUENT User's guide version ANSYS 12, 2009.

Hewitt, G. F., Heat Exchanger Design Handbook Part 3 - Thermal and Hydrolic Design of Heat Exchangers, Rev. ed., *Begell House*, NewYork, 2002.

Ismail, L. S., Velraj, R., Ranganayakulu, C., Studies on pumping power in terms of pressure drop and heat transfer characteristics of compact plate-fin heat exchangers - A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14, 478-485, 2010.

Ismail, L. S., Velraj, R., Studies on fanning friction (f) and colburn (j) factors of offset and wavy fins compact plate fin heat exchanger - A CFD approach, *Numerical Heat Transfer, Part A* 56, 987-1005, 2009.

Kays, W. M., London, A. L., Compact Heat Exchangers, 3rd ed., *McGraw-Hill*, NewYork, 1984.

Zhang, J., Numerical simulations of steady low reynolds number flows and enhanced heat transfer in wavy plate-fin passages, Ph.D Thesis in the Department of Mechanical, Industrial and Nuclear Engineering of the Tianjin University, 2005.

Zhang, L. Z., Thermally developing forced convection and heat transfer in rectangular plate fin passages under uniform plate temperature, *Numerical Heat Transfer, Part A* 52, 549-564, 2007.

Zhu, Y., Li, Y., Three dimensional numerical simulation on the lamimer flow and heat transfer in four basic fins of plate-fin heat exchangers, *Journal of Heat Transfer* 130, 111801:1-11, 2008.



