



**T.C.  
OSMANIYE KORKUT ATA ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**BİRBİRLERİYLE BAĞLANTILI DARALAN VE  
GENİŞLEYEN KANALLARDA AKIŞ VE ISI GEÇİŞİNİN  
SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ**

**Mehmet Tahir ERDİNÇ**

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ  
ANABİLİM DALI**

**OSMANIYE  
AĞUSTOS-2014**

Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı “12MMB001” no’lu öğrencisi “Mehmet Tahir ERDİNÇ” tarafından “Prof. Dr. Tuncay YILMAZ” danışmanlığında hazırlanan “Birbirleriyle Bağlantılı Daralan ve Genişleyen Kanallarda Akış ve Isı Geçişinin Sayısal Olarak İncelenmesi” başlıklı bu çalışma aşağıda imzaları bulunan jüri üyeleri tarafından oy birliği/çokluğu ile Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

İmza

Prof. Dr. Tuncay YILMAZ

.....

Yrd. Doç. Dr. Şaban ÜNAL

.....

Yrd. Doç. Dr. Hasan DEMİR

.....

Yukarıdaki Jüri kararı Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu’nun ...../...../..... tarih ve ..... /..... sayılı kararı ile onaylanmıştır.

Doç. Dr. Abdullah Ali GÜRTEN

Enstitü Müdürü

*Bu tezde kullanılan özgün bilgiler, şekil, çizelge ve fotoğraflardan kaynak göstermeden alıntı yapmak 5846 sayılı Fikir ve Sanat Eserleri Kanunu hükümlerine tabidir.*

## **TEZ BİLDİRİMİ**

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, bu çalışma sonucunda elde edilmeyen her türlü bilgi ve ifade için ilgili kaynağa eksiksiz atıf yapıldığını ve bu tezin Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlandığını bildiririm.

(İmza)

(Mehmet Tahir ERDİNÇ)

**Üniversitesi** : **Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi**  
**Enstitüsü** : **Fen Bilimleri Enstitüsü**  
**Anabilim Dalı** : **Makine Mühendisliği**  
**Tez Danışmanı** : **Prof. Dr. Tuncay YILMAZ**  
**Tez Türü** : **Yüksek Lisans**  
**Tarihi** : **Ağustos – 2014**

**Mehmet Tahir ERDİNÇ**

**BİRBİRLERİYLE BAĞLANTILI DARALAN VE GENİŞLEYEN  
KANALLARDA AKIŞ VE ISI GEÇİŞİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ**

**ÖZET**

Bu çalışmada; birbirleriyle bağlantılı daralan ve genişleyen kanallar iki boyutlu, viskoz, sıkıştırılamaz, tam gelişmiş ve laminer akışta akış ve ısı geçişi sayısal olarak incelenmiştir. Daralan ve genişleyen kanaldan bir hesap alanı seçildikten sonra hesap alanının giriş ve çıkışına periyodik(tam gelişmiş) sınır şartı, eksenlere ise simetri sınır şartı verilmiştir. Momentum, süreklilik ve enerji denklemleri sonlu hacimle çalışan ANSYS FLUENT programı kullanılarak sayısal olarak çözülmüştür. Çalışma dört kısımdan oluşmuştur. Birinci kısımda sonuçların güvenilirliği için paralel levha için çözüm yapılmış ve literatürde var olan analitik değerlerle karşılaştırılmıştır. İkinci kısımda kaydırılmış levha dizilerinde akış ve ısı geçişine etki eden parametreler incelenmiştir. Üçüncü kısımda belirli bir Reynolds sayısı ( $Re=100$ ) için levha açısının karışım oranına, basınç kaybına ve ısı geçişi artışına etkisi incelenmiştir. Dördüncü kısımda ise belirli geometrik boyutlarda her bir levha açısı için farklı Reynolds sayılarının karışım oranına, basınç kaybına ve ısı geçişine etkisi incelenmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Isı transferi, daralan ve genişleyen kanallar, sayısal çözüm.

**University** : **Osmaniye Korkut Ata University**  
**Institute** : **Institute of Natural and Applied Sciences**  
**Science Programme** : **Mechanical Engineering**  
**Supervisor** : **Prof. Dr. Tuncay YILMAZ**  
**Degree Awarded** : **M.Sc.**  
**Date** : **August – 2014**

**Mehmet Tahir ERDİNÇ**

**NUMERICAL ANALYSIS OF FLUID FLOW HEAT TRANSFER IN  
COMMUNICATING CONVERGING AND DIVERGING CHANNELS**

**ABSTRACT**

In this study, under the assumptions of two dimensional, viscous, incompressible, fully developed and laminar flow condition flow and heat transfer in communicating converging diverging channels are numerically analysed. After selecting a computational domain from converging and diverging channel, periodic boundary condition is applied to inlet and exit of computational domain, and symmetry boundary condition is applied to axes. Momentum, continuity and energy equations are solved numerically using ANSYS FLUENT computer program which is based on finite volume method. The study has four parts. In the first part of the study, parallel plate channel is considered and obtained results were compared with the well-known values available in the literature for the convective heat transfer in channels. In the second part, effect of different parameters on pressure drop and heat transfer in interrupted wall channels. In the third part of the study, for a given Reynolds number( $Re=100$ ); effect of angle on mixing ratio, pressure drop and enhancement of heat transfer are investigated. In the fourth part of the study, for a given geometric dimension, for each plate angle, effect of Reynolds number on mixing ratio, pressure drop and heat transfer was investigated.

**Keywords:** Heat transfer, converging diverging channels, numerical solution.

*Çok kıymetli aileme...*

## TEŞEKKÜR

Yüksek Lisans tez konumun belirlenerek tez çalışmamın yürütölmesini üstlenen, çalışmalarım süresince değerli bilgi ve tecrübeleriyle katkılarını esirgemeyen danışman hocam Sayın Prof. Dr. –Ing. Tuncay YILMAZ’a teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca çalışmalarım süresince beni destekleyen eşim Fatma ERDİNÇ’e, FLUENT Paket programının kullanımında yardımcı olan hocalarım Sayın Yrd. Doç. Dr. Ertuğrul CİHAN’ a ve Sayın Yrd. Doç. Dr. Şaban ÜNAL’ a teşekkür ederim.

## İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	İİİ
ABSTRACT .....	İV
TEŞEKKÜR.....	VI
İÇİNDEKİLER .....	VII
ÇİZELGELER DİZİNİ .....	İX
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	XI
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	XIII
1. GİRİŞ.....	1
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR .....	3
3. MALZEME VE YÖNTEM.....	6
3.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD).....	6
3.2. ANSYS FLUENT Paket Programı.....	7
3.3. Problemin Çözüm Aşamaları .....	8
3.4. Birbirleriyle Bağlantılı Daralan ve Genişleyen Kanallar ve Hesaplama Alanı.....	9
3.5. Problemin Ağlara Bölünmesi ( Ağ Üretimi).....	12
3.6. Matematiksel Modelleme.....	14
3.7. Sayısal Çözümler İçin Kabuller .....	15
3.8. Sınır Şartları .....	16
3.9. Çözüm Algoritması .....	23



3.10. Yakınsama.....	24
3.11. Boyutsuz Sayıların Hesaplanması.....	24
3.11.1. Yerel Nusselt Sayısının Hesaplanması .....	25
3.11.2. Ortalama Nusselt Sayısının Hesaplanması .....	28
3.11.3. Basınç Kayıp Katsayısının Hesaplanması .....	30
4. BULGULAR VE TARTIŞMA.....	31
4.1. Paralel Levha İçin Çözümler.....	31
4.2. Kaydırılmış Levha Dizileri .....	34
4.2.1. Levhalar Arası Mesafenin Etkisi .....	35
4.2.2. Levha Et Kalınlığının Etkisi .....	43
4.2.3. Birbirleriyle Bağlantılı Daralan ve Genişleyen Kanallar ( $\alpha \neq 0$ ).....	52
4.3.1. Levha Açısının Nusselt Sayısı ve Basınç Kayıp Katsayısına Etkisi.....	52
4.3.2. Reynolds Sayısının Nusselt Sayısı ve Basınç Kayıp Katsayısına Etkisi .....	61
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	64
6. KAYNAKLAR .....	67
7. ÖZGEÇMİŞ .....	70
8. EKLER.....	71

## ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 4.1. Paralel levha için sabit sınır şartları .....	32
Çizelge 4.2. Paralel levha için basınç kayıp katsayısının sayısal ve analitik sonuçlarının karşılaştırılması, $\alpha = 0^\circ$ , $e = 0 \text{ mm}$ .....	33
Çizelge 4.3. Paralel levha için Reynolds sayısının sayısal ve analitik sonuçlarının karşılaştırılması, $\alpha = 0^\circ$ , $e = 0 \text{ mm}$ .....	33
Çizelge 4.4. $t=2 \text{ mm}$ için $e$ 'nin ve $Re$ 'nin basınç kayıp katsayısına etkisi, $L=100 \text{ mm}$ , ..	35
Çizelge 4.5. $t=2 \text{ mm}$ için $e$ 'nin ve $Re$ 'nin Nusselt sayısına etkisi, $L=100 \text{ mm}$ , .....	36
Çizelge 4.6. $t=1 \text{ mm}$ için $e$ 'nin ve $Re$ 'nin basınç kayıp katsayısına etkisi, $L=100 \text{ mm}$ , ..	37
Çizelge 4.7. $t=1 \text{ mm}$ için $e$ 'nin ve $Re$ 'nin Nusselt sayısına etkisi, $L=100 \text{ mm}$ , $Lp = 40 \text{ mm}$ , $\alpha = 0^\circ$ .....	38
Çizelge 4.8. $t=0,5 \text{ mm}$ için $e$ 'nin ve $Re$ 'nin basınç kayıp katsayısına etkisi, .....	39
Çizelge 4.9. $t=0,5 \text{ mm}$ için $e$ 'nin ve $Re$ 'nin Nusselt sayısına etkisi, $L=100 \text{ mm}$ , .....	40
Çizelge 4.10. $t=0,05 \text{ mm}$ için $e$ 'nin ve $Re$ 'nin basınç kayıp katsayısına etkisi,.....	41
Çizelge 4.11. $t=0,05 \text{ mm}$ için $e$ 'nin ve $Re$ 'nin Nusselt sayısına etkisi, $L=100 \text{ mm}$ , .....	42
Çizelge 4.12. $e=2 \text{ mm}$ için $e$ 'nin ve $Re$ 'nin basınç kayıp katsayısına etkisi, $L=100 \text{ mm}$ , .....	43
Çizelge 4.13. $e=2 \text{ mm}$ için $e$ 'nin ve $Re$ 'nin Nusselt sayısına etkisi, $L=100 \text{ mm}$ , .....	44
Çizelge 4.14. $e=5 \text{ mm}$ için $e$ 'nin ve $Re$ 'nin basınç kayıp katsayısına etkisi, $L=100 \text{ mm}$ , ..	45
Çizelge 4.15. $e=5 \text{ mm}$ için $e$ 'nin ve $Re$ 'nin Nusselt sayısına etkisi, $L=100 \text{ mm}$ , .....	46
Çizelge 4.16. $e=10 \text{ mm}$ için $e$ 'nin ve $Re$ 'nin basınç kayıp katsayısına etkisi, $L=100 \text{ mm}$ , .....	47
Çizelge 4.17. $e=10 \text{ mm}$ için $e$ 'nin ve $Re$ 'nin Nusselt sayısına etkisi, $L=100 \text{ mm}$ , .....	48
Çizelge 4.18. Daralan ve genişleyen kanal boyutları .....	52
Çizelge 4.19. Levha açısının karışım oranına etkisi, $Re=100$ , $L=100 \text{ mm}$ , $Lp = 40 \text{ mm}$ , .....	53
Çizelge 4.21. $10^\circ$ için kütledebiler.....	54
Çizelge 4.22. $20^\circ$ için kütledebiler.....	55
Çizelge 4.23. $30^\circ$ için kütledebiler.....	55

Çizelge 4.24. Levha açısının Nusselt sayısı ve basınç kaybı katsayısına etkisi, $Re=100$ , $L=100$ mm, $Lp = 40$ mm, $t=2$ mm, $e=10$ mm.....	59
Çizelge 4.25. $\alpha = 0^\circ$ için sonuçlar, $L=100$ mm, $Lp = 40$ mm, $t=2$ mm, $e=10$ mm.....	61
Çizelge 4.26. $\alpha = 5^\circ$ için sonuçlar, $L=100$ mm, $Lp = 40$ mm, $t=2$ mm, $e=10$ mm.....	61
Çizelge 4.27. $\alpha = 10^\circ$ için sonuçlar, $L=100$ mm, $Lp = 40$ mm, $t=2$ mm, $e=10$ mm ....	62
Çizelge 4.28. $\alpha = 15^\circ$ için sonuçlar, $L=100$ mm, $Lp = 40$ mm, $t=2$ mm, $e=10$ mm ....	62
Çizelge 4.29. $\alpha = 20^\circ$ için sonuçlar, $L=100$ mm, $Lp = 40$ mm, $t=2$ mm, $e=10$ mm ....	62
Çizelge 4.30. $\alpha = 25^\circ$ için sonuçlar, $L=100$ mm, $Lp = 40$ mm, $t=2$ mm, $e=10$ mm ....	63

## ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 3.1. Problemlerin çözüm aşamaları.....	8
Şekil 3.2. Birbirleriyle bağlantılı daralan ve genişleyen kanallar[27] .....	10
Şekil 3.3. Birbirleriyle bağlantılı daralan ve genişleyen kanallar iki boyutlu çizimi.....	10
Şekil 3.4. Hesap alanının $\alpha = 20^\circ$ için Ansys Workbench'te çizimi.....	11
Şekil 3.5. $\alpha = 20^\circ$ ağ durumu .....	13
Şekil 3.6. Çözüm kabullerinin FLUENT programında gösterilmesi .....	16
Şekil 3.7. Hesaplama Alanı.....	16
Şekil 3.8. Simetri sınır şartının FLUENT programında gösterilmesi .....	17
Şekil 3.9. Kanatçık üzerinde kaymama sınır şartının FLUENT programında gösterilmesi .....	18
Şekil 3.10. Kanatçık üzerinde sabit sıcaklık sınır şartının FLUENT programında gösterilmesi .....	18
Şekil 3.11. Kanallarda hidrodinamik ve ısı tam gelişmiş akış[28] .....	20
Şekil 3.12. Tam gelişmiş(periyodik) sınır şartının FLUENT programında uygulanışı ...	23
Şekil 3.13. Duvar üzerinde sıcaklık gradyanı ve yüzeyin normali .....	26
Şekil 3.14. Ortalama sıcaklığın FLUENT programında bulunması.....	28
Şekil 3.15. FLUENT programında kanal cidarından akışkana geçen ısının bulunması ..	29
Şekil 3.16. Basınç gradyanının FLUENT programında bulunması .....	31
Şekil 4.1. Paralel levhanın ANSYS programında çizimi ve mm cinsinden boyutları .....	32
Şekil 4.4. $t=2$ mm için $e$ 'nin ve $Re$ 'nin basınç kayıp katsayısına etkisi, $L=100$ mm, .....	35
Şekil 4.5. $t=2$ mm için $e$ 'nin ve $Re$ 'nin Nusselt sayısına etkisi, $L=100$ mm, .....	36
Şekil 4.6. $t=1$ mm için $e$ 'nin ve $Re$ 'nin basınç kayıp katsayısına etkisi, $L=100$ mm, .....	37
Şekil 4.7. $t=1$ mm için $e$ 'nin ve $Re$ 'nin Nusselt sayısına etkisi, $L=100$ mm, $Lp = 40$ mm, $\alpha = 0^\circ$ .....	38
Şekil 4.8. $t=0,5$ mm için $e$ 'nin ve $Re$ 'nin basınç kayıp katsayısına etkisi, $L=100$ mm, $Lp = 40$ mm, $\alpha = 0^\circ$ .....	39

Şekil 4.9. $t=0,5$ mm için $e$ 'nin ve $Re$ 'nin Nusselt sayısına etkisi, $L=100$ mm, .....	40
Şekil 4.10. $t=0,05$ mm için $e$ 'nin ve $Re$ 'nin basınç kayıp katsayısına etkisi, $L=100$ mm, $Lp = 40$ mm, $\alpha = 0^\circ$ .....	41
Şekil 4.11. $t=0,05$ mm için $e$ 'nin ve $Re$ 'nin Nusselt sayısına etkisi, $L=100$ mm, .....	42
Şekil 4.12. $e=2$ mm için $e$ 'nin ve $Re$ 'nin basınç kayıp katsayısına etkisi, $L=100$ mm, ...	43
Şekil 4.13. $e=2$ mm için $e$ 'nin ve $Re$ 'nin Nusselt sayısına etkisi, $L=100$ mm, .....	44
Şekil 4.14. $e=5$ mm için $e$ 'nin ve $Re$ 'nin basınç kayıp katsayısına etkisi, $L=100$ mm, ...	45
Şekil 4.15. $e=5$ mm için $e$ 'nin ve $Re$ 'nin Nusselt sayısına etkisi, $L=100$ mm, .....	46
Şekil 4.16. $e=10$ mm için $e$ 'nin ve $Re$ 'nin basınç kayıp katsayısına etkisi, $L=100$ mm, .	47
Şekil 4.17. $e=10$ mm için $e$ 'nin ve $Re$ 'nin Nusselt sayısına etkisi, $L=100$ mm, .....	48
Şekil 4.18. $t=2$ mm ve $e= 10$ mm için hız vektörleri ve akış ayrılmasının gösterilmesi..	50
Şekil 4.19. $t=0,05$ mm ve $e= 10$ mm için hız vektörleri ve akış ayrılmasının gösterilmesi .....	51
Şekil 4.20. Akış bölgeleri.....	52
Şekil 4.21. Levha açısının karışım oranına etkisi .....	54
Şekil 4.22. $\alpha = 10^\circ$ hız konturları ve hız vektörleri.....	56
Şekil 4.23. $\alpha = 20^\circ$ hız konturları ve hız vektörleri.....	57
Şekil 4.24. $\alpha = 30^\circ$ hız konturları ve hız vektörleri.....	58
Şekil 4.25. Levha açısının Nusselt sayısına etkisi, $Re=100$ , $L=100$ mm, $Lp = 40$ mm, $t=2$ mm, $e=10$ mm.....	60
Şekil 4.26. Levha açısının basınç kayıp katsayısına etkisi, $Re=100$ , $L=100$ mm,.....	60
$Lp = 40$ mm, $t=2$ mm, $e=10$ mm .....	60
Şekil 4.27. Basınç kayıp katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi, $L=100$ mm, $Lp =$ $40$ mm, $t=2$ mm, $e=10$ mm.....	63
Şekil 4.28. Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi, $L=100$ mm, $Lp = 40$ mm, $t=2$ mm, $e=10$ mm.....	64

## SİMGELER VE KISALTMALAR

A	Kesit alan	$mm^2$
B	Akış doğrultusuna dik boyut	mm
$c_p$	Sabit basınçta özgül ısı kapasitesi	$kJ/kgK$
$d_e$	Eş değer çap	mm
e	Levhalar arası yatay mesafe	mm
f	Basınç kayıp katsayısı	-
$F_p$	Levha yüzey alanı	$mm^2$
h	Ortalama ısı taşınım katsayısı	$W/m^2K$
H	Hesap alanı yüksekliği	mm
$h_x$	Yerel ısı taşınım katsayısı	$W/m^2K$
$\vec{i}_n$	Yüzeyin normal yönündeki birim vektörü	-
k	Isı iletim katsayısı	$W/mK$
L	Hesaplama alanı uzunluğu	mm
$L_p$	Levha uzunluğu	mm
$\dot{M}$	Kütleli debi	$kg/s$
$M^*$	Karışım oranı	-
$\dot{M}_x$	x yönündeki kütleli debi	$kg/s$
$\dot{M}_y$	y yönündeki kütleli debi	$kg/s$
Nu	Nusselt sayısı	-
$Nu_x$	Yerel Nusselt sayısı	-
Re	Reynolds sayısı	-
s	Levhalar arası dikey mesafe	mm
t	Levha et kalınlığı	mm
$T_d$	Duvar (kanatçık) sıcaklığı	K
$\bar{T}$	Ortalama karışım sıcaklığı	K
$\frac{\partial T}{\partial n}$	Duvar üzerinde sıcaklığın yüzey yönündeki türevi	$K/m$
$T^*$	Boyutsuz sıcaklık	-
$\bar{T}^*$	Boyutsuz ortalama sıcaklık	-
$T_g$	Giriş sıcaklığı	K
$T_ç$	Çıkış sıcaklığı	K
$\Delta T_m$	Ortalama logaritmik sıcaklık	K
u	x yönündeki hız bileşeni	m/s

$u_m$	Serbest yüzey hızı	m/s
$x$	Simetri eksen doğrultusunda boyut	mm
$v$	y yönündeki hız bileşeni	m/s
$V$	Hesap alanı hacmi	$mm^3$
$y$	Eksene dik boyut	mm
$\rho$	yoğunluk	$kg/m^3$
$\alpha$	Levha açısı	°
$\mu$	Dinamik viskozite	$kg/m \cdot s$
$\theta$	Yüzeyin normalinin yatay ile yaptığı açı	°

### Alt İndisler

$\zeta$	çıkış
$d$	duvar
$e$	eşdeğer
$g$	giriş
$P$	levha
$x$	yerel
$x$	x yönü
$y$	y yönü

### Üst İndisler

-	Ortalama
*	Boyutsuz sayı

## 1. GİRİŞ

Çeşitli ısı değiştiricilerin, nükleer reaktörlerin, güneş toplayıcıların, ısıtıcıların, soğutucuların, içten yanmalı motorların, yanma odalarının, elektrik makinelerinin vb. cihazların tasarımlarında ısı geçişi büyük önem kazanmaktadır. Kompakt cihazların tasarımı için ısı geçişinin en yüksek değerlere çıkarılması gerekmektedir.

Günümüzde çeşitli tip ısı değiştirici yapımları (konstrüksiyonları) geliştirilmiştir. Bu ısı değiştiricilerinin yüzey geometrisine ait ısı transfer katsayısı ve akış özellikleri ile basınç kayıp katsayısının belirlenmesi gerekir.

Isı geçişini arttırma yöntemlerinden biri sınır tabakanın sürekli yenilenmesidir. Bu amaçla literatürde kaydırılmış levha dizileri incelenmiş ve ısı geçişi katsayılarının arttırılabileceği gösterilmiştir.

Isı transferi yüzey alanı artırılması ve en önemlisi karışım bölgesi oluşturularak ısı transferi katsayısının iyileştirilmesi için geliştirilen yöntemlerin biri birbirleriyle bağlantılı daralan ve genişleyen kanallardır. Bu kanallar sayesinde birim hacimde yüzey alanı arttırılarak ve özellikle karışım bölgesi oluşturularak ısı geçişinde iyileştirme yapılabilir. Bu yüzeyler üzerinde akışta ısı transferinin artmasıyla birlikte basınç düşüşü de artar. Bu nedenle bu yüzeylerin kullanımındaki ana amaç, ısı transferinde maksimum artışı sağlamak, basınç düşüşündeki artışı ya da akış oranını minimuma indirerek elde etmektir. Esas amaç tüm sistem performansını arttıracak optimum değerlerin elde edilmesi olmalıdır.

Birbirleriyle bağlantılı daralan ve genişleyen kanalların ısı ve akış özellikleri; plaka boyu, plaka et kalınlığı, plakalar arası mesafe, plaka hücum açısı, plaka sıcaklığı ve Reynolds sayısı gibi birçok parametreye bağlıdır.



Bu çalışmada birbirleriyle bağlantılı daralan ve genişleyen kanallarda Nusselt sayısının ve basınç kayıp katsayısının farklı parametrelere göre değişimi sayısal olarak incelenmiştir. Kanallarda ısı transferinin hesaplanabilmesi için momentum, süreklilik ve enerji denklemlerinin beraber çözülmesi gerekir.

Bu çalışmada, problemi tanımlayan temel korunum denklemleri, sonlu hacimler metodu ile çalışan ANSYS FLUENT bilgisayar programıyla çözülmüştür. FLUENT, lineer olmayan kısmi diferansiyel denklem setlerini sayısal yöntemler kullanarak çözülmesini sağlar.

Bilindiği gibi sayısal hesaplamalardan önce bir hesap alanının seçilmesi gerekir. Bu nedenle daralan ve genişleyen kanaldan bir hesaplama alanı seçilmiştir. Seçilen hesaplama alanı ANSYS WORKBENCH' te DESIGN MODELLER isimli programla iki boyutlu olarak çizildi ve MESHING (ICEM CFD)' de uygun ağlar oluşturulmuştur. Oluşturulan ağ dosyası FLUENT programına aktarılmış ve sayısal hesaplamalar için bir takım düzenlemeler yapıldıktan ve sınır şartları belirlendikten sonra çözüm yapılmıştır.

Sayısal metotlarda elde edilen sonuçların geçerliliğinin kontrolü için beş ana kriter vardır. Bunlar; çözümün yakınsaklığının sağlanması, çözümün iterasyondan bağımsız olduğunun belirlenmesi, korunum denklemlerinin sağlanması, çözümün hücre yapısından bağımsız olduğunun belirlenmesi ve son olarak da sonuçların deneysel ya da literatürde kabul görmüş çalışmalarla karşılaştırılmasıdır.

Açıklanan çalışmada ilk önce sonuçların güvenilirliğini göstermek için paralel levha için hesaplamalar yapılmıştır ve literatürde var olan sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçların literatür ile yakın olduğu belirlenmiştir. Daha sonra bazı parametrelerin Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısı üzerindeki etkisini görmek için eş değer çap sabit kalması şartıyla hesaplamalar yapıp sonuçları verilmiştir. Bu hesapların değerlendirilmesi sonucunda, yapılan hesapların güvenilir olduğu ve diğer

parametrelerle yapılacak hesaplardan da güvenilir neticeler alınacağı kanaatine varılmıştır. Literatürde FLUENT programı ile yapılan sayısal çalışmalarda sonuçlar genelde başka bir programa (Excel v.b.) aktarılarak yapılmaktadır. Bu çalışmada ise sonuçların bulunması ve boyutsuz sayıların hesaplanması aynı ara yüzde bulunan CFD POST programı ile yapılmıştır ve EK 1’de bu programda boyutsuz sayıların nasıl bulunduğu anlatılmıştır.

## 2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Periyodik olarak daralan genişleyen kanallar birçok araştırmacının ilgi alanı olmuştur. Sparrow ve Prata [1] birbirleriyle bağlantısız, periyodik olarak daralan genişleyen konik kanallarda, Reynolds sayısı 100 ile 1000 arasındaki akışı ve ısı transferini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmada basınç kaybının düz boruya göre biraz daha fazla, Nusselt sayısının ise Prandtl sayısına bağlı olduğu gösterilmiştir.  $Pr < 1$  için Nusselt düz borudan düşük,  $Pr > 1$  için ise Nusselt sayısı düz boruya göre biraz daha yüksek çıkmıştır.

Patankar [2], yaptığı çalışmada akış yönünde kesiti periyodik olarak değişen dikdörtgen kesitli kanallarda, tam gelişmiş akış şartlarında akış ve ısı transferini incelemiştir. Hesaplamalar için öncelikle temel denklemler periyodik sınır şartları altında sayısal olarak çözülmüştür. Burada hız bileşenlerinin akış alanının periyodik karakteri nedeniyle tüm kanaldaki akış analizinin tek bir modül ile incelenmesinin mümkün olduğu, termal sınır şartlarına bağlı olarak periyodik şartların farklılık gösterdiği belirlenmiştir. Üniform duvar sıcaklığında hız ve sıcaklık profillerinin modüllerde periyodik olarak değişmesi nedeniyle benzer olduğu tespit edilmiştir. Verilen bir duvar ısı akısında sıcaklık alanının periyodik olarak kendisini tekrarladığı tespit edilmiştir. Periyodik tam gelişmiş akış kavramı ve çözüm yöntemi ile bu tür ısı transfer mekanizmalarının ilk teorisini geliştirmiştir. Burada periyodik tam gelişmiş akıştaki Nusselt sayısının, düz

kanal akışına göre çok yüksek ve Reynolds sayısının bir fonksiyonu olduğunu tespit etmiştir.

Kelkar ve Patankar [3], kanatçıklı kanallarda akış ve ısı transferini akışkan özelliklerini sabit ve akışı iki boyutlu ele alarak incelemişlerdir. Bu çalışmada, paralel iki levha kullanılmış ve paralel levha yüzeylerine kanatçıklar yerleştirilerek akış simüle edilerek çözülmüştür. Levha yüzeyleri sabit sıcaklıkta varsayılmıştır. Yapılan çalışma sonucunda belirli bir mesafeden sonra, akış ve sıcaklık alanlarının periyodik olarak tekrar ettiği tespit edilmiş. Hesaplamalar farklı geometrik parametrelerde Reynolds sayısı, Prandtl sayısı, kanatçık iletkenliği vb. değiştirilerek incelenmiştir. Levha yüzeylerine kanatçıklar yerleştirildiğinde akışkan daha fazla yüzey ile temas ettiğinden ve karışarak hareket ettiğinden dolayı ısı transferi gözlemlenmiştir. Ayrıca; basınç düşümündeki artışın ısı transferinin artmasına yardımcı olduğu belirtilmiştir.

Wang ve Vanka [4] periyodik sinüzoidal kanallarda akış ve ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmalarında bu tür kanallarda ısı geçişinin arttığını, ancak basınç kaybı artışının Nusselt sayısı artışına göre daha az olduğunu göstermişlerdir.

Chunhua ve ark. [5] ve Pankaj ve ark. [6] periyodik olarak birbirleriyle bağlantılı aksel girdap üreteçlerini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmalarında girdap üreteçleri için uygun kanat tipleri için karşılaştırmalarda bulunmuşlardır.

Zhu ve ark. [7], Chunhua ve ark. [8] ve Sohankar [9] girdap üreteçlerinin ısı geçişine etkilerini üç boyutlu olarak sayısal yöntem kullanarak hesaplamışlardır. Girdap üreteçlerini kullanarak Nusselt sayısının kayda değer oranda artabileceği sonucuna varmışlardır.

Sınır tabakanın yenilenmesi için kaydırılmış levha dizileri kanal ve levhada ısı ve kütle geçişi katsayıları için analitik ve sayısal neticelerden faydalanılarak genel denklemler

çıkartılıp incelenmiştir ve ısı geçişi katsayılarının arttırılabileceği gösterilmiştir. (Reasfeld 1958 [10], Yılmaz 1977 [11], Sparrow 1977 [12], Patankar 1981 [13], Yılmaz 1982 [14]).

Birbirleriyle bağlantılı daralan ve genişleyen kanallarda ısı transferini ilk olarak Yılmaz ve Ayhan [15] teorik ve deneysel olarak incelemişlerdir. Burada kanallarda akışa dik yönde iyi bir karışım sağlandığından, normal kanallara göre ısı geçişinin önemli ölçüde arttırılabileceği belirtilmiş ve yüksek Reynolds sayılarında ısı geçişinin daha da iyileştirileceği sonucuna varılmıştır.

Birbirleriyle bağlantılı elemanlarda ısı transferi bağlantısız elemanlara göre çok yüksek olacağı Fuji vd. [16] ve Russel vd. [17] tarafından gösterilmiş ve bunlarla ilgili benzer çalışmaların sonuçları verilmiştir. Yapılan deneyler sonucunda bu konstrüksiyonun ısı transferini arttırmak için etkili bir yöntem olduğu gösterilmiştir.

Kotcioğlu ve ark. [18], içerisinde kanatçık üreteçleri bulunduran dikdörtgen kesitli kanallarda ısı transferi ve akışı farklı Reynolds sayılarında (3000-30000) ve türbülanslı akış koşullarında deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmada kullanılan girdap üreteçleri, levha-kanat tipli ve çapraz akışlı ısı değiştiricilerinde kullanılmıştır. Kanatçıklar periyodik olarak daralan ve genişleyen yapıda kanal içerisine yerleştirilmiştir. Kanatçık açılarının değişiminin ısı transferine etkileri incelenmiş olup, her bir kanatçık çiftinin arkasındaki geçiş bölgelerinde kuvvetli bir akış karışımı gözlenmiştir. Bu akış karışımının, ısı transferinin iyileşmesine neden olduğu tespit edilmiş, ve buna karşılık sürtünme katsayısının arttığı görülmüştür.

Kotcioğlu ve Bölükbaşı [19], dikdörtgen kesitli düşey bir kanala üç farklı kanatçık yerleştirerek deneyler yapmışlardır. Deney elemanlarına ait kanatçıklar, düzlem yüzey, silindirik ve hava akış yönüne 60°'lik açı yapan daralan ve genişleyen kanatçıklar şeklindedir. Gruplar halinde periyodik olarak yerleştirilen kanatçıkların özellikle daralan

ve genişleyen kanatçıklarda sınır tabakanın da periyodik olarak yenilenmesinden dolayı ısı geçiş katsayısının iyileştiği sonucuna varılmıştır.

Yakut ve ark. [20], Karabey ve ark. [21], Kabakuş ve ark. [22], Kotcioğlu ve ark. [23] ve Şahin ve ark. [24], daralan ve genişleyen geometride dizilmiş dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcılar kullanarak çarpan hava jeti ile ısı transferi ve akış parametreleri Taguchi yöntemine göre optimize etmişlerdir. Optimizasyon deneylerinde, ardışık dizilmiş olan kanatlardan oluşan lüle difüzör çiftlerinin birbirlerine olan enine boyuna uzaklıkları, kanat genişliği, kanat açıları, kanat yükseklikleri ve akışkan hızının ısı transferi ve akış karakteristiklerine etkileri bağımsız parametreler olarak incelenmiştir.

Çalışkan ve Başkaya [25] daralan ve genişleyen kanalları sıralı dizilmiş borulu ısı değiştiricilerde kullanmışlar ve ısı kamera ile sıcaklık dağılımını göstermişlerdir.

### **3. MALZEME VE YÖNTEM**

Bu çalışmada, birbirleriyle bağlantılı daralan ve genişleyen kanallarda akış ve ısı geçişi sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal çözüm için ANSYS FLUENT 14.5 bilgisayar programı kullanılmıştır.

#### **3.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD)**

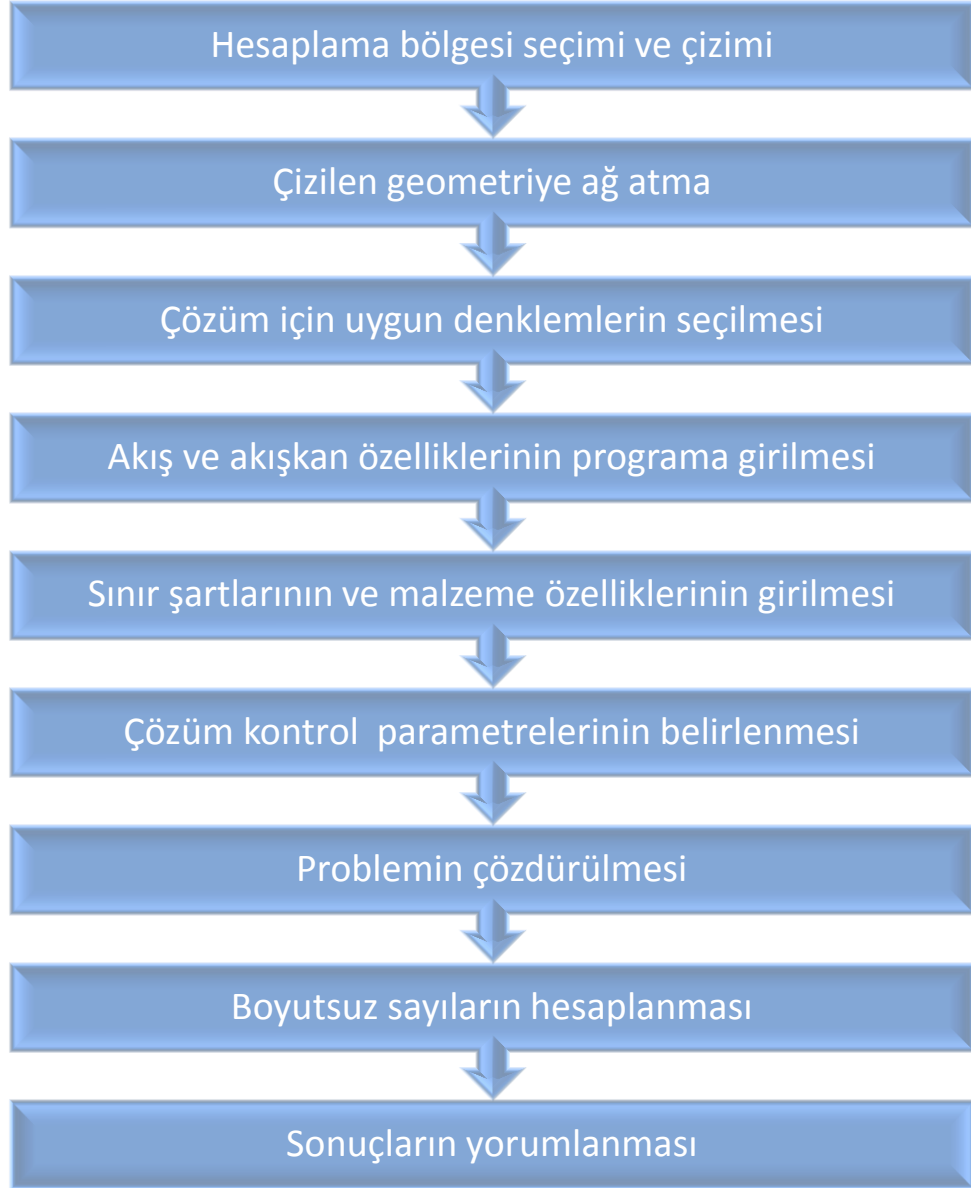
Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD); ısı transferi ve akışkanlar mekaniği ile ilgili karışık ve çözümü uzun zaman alan problemlerin çözümünde kullanılan bilgisayar destekli tasarım programlarıdır. Uygulaması yapılacak olan mühendislik tasarımlarının benzetme çalışmaları önceden yapılarak, uygulamadan önce tasarlanacak ürünler hakkında bilgi edinme sürecini aylar mertebesinde günler mertebesine indirebilir. Deneysel olarak çalışmanın zor veya imkânsız olduğu büyük sistemlerde çalışma imkânı verir. Teknolojinin günden güne gelişmesi sonucunda ortaya çıkan yüksek hızlı

bilgisayarlar sayesinde karmaşık gibi gözüken bütün akış problemlerinin çözümü kolaylaştırılmıştır [26]. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği; günümüzde birçok alanda kullanılmaktadır. Aerodinamikte, hidrodinamikte, elektrik-elektronik mühendisliğinde, meteorolojide, biyomedikal mühendislikte v.b alanlarda kullanılmaktadır. Kullanılan paket programlarından bazıları ANSYS FLUENT, ANSYS CFX, PHOENICS, COMSOL vb. şeklindedir. Bu çalışmada, akış ve ısı transferi ile ilgili süreklilik, momentum ve enerji denklemlerinin sayısal olarak hesaplanabilmesi için, sonlu hacimler metodunu kullanarak çözüm yapabilen, ANSYS FLUENT 14.5 paket programı ve SIMPLE algoritması kullanılmıştır.

### **3.2. ANSYS FLUENT Paket Programı**

ANSYS Akışkanlar Dinamiği paket programı, sıvı akışı ve ilgili diğer fiziksel olayları modelleyebilen bir paket programdır. Akış analizi ile akış ve ısı sistemleri tasarlamak ve mevcut tasarımların üzerinde iyileştirmeler yapmak için birçok fırsat sunmaktadır. ANSYS Akışkanlar Dinamiği paketi, genel hesaplamalı akışkanlar dinamiği çözücülüğü yanında, endüstriyel ürünlere yönelik özel çözümler de sunar. Literatürde en çok bilinen iki programı ANSYS FLUENT ve ANSYS CFX, genel amaçlı hesaplamalı akışkanlar dinamiği çözücülerini, ANSYS CFD paketinin içerisinde bulundurmaktadır. ANSYS CFD'nin içerdiği bu iki programın fiziksel modelleme yetenekleri problemleri yüksek güvenilirlik ve doğrulukla analiz edilmesini sağlar. ANSYS CFD, son işlem (post-processing) aracı olan CFD POST' u da içermektedir. CFD POST yüksek kaliteli görsel çıktı almaya ve özellikle boyutsuz sayıların hesaplanması için kullanıcı tarafından kodlamaların yazılmasına olanak sağlar.

### 3.3. Problemin Çözüm Aşamaları



Şekil 3.1. Problemlerin çözüm aşamaları

Bu çalışmanın çözüm aşamaları Şekil 3.1’de gösterilmiştir. Buradan görüleceği gibi öncelikle daralan ve genişleyen kanaldan hesap alanı seçildi ve daha sonra DESIGN

MODELLER ile çizilen geometriye ICEM CFD programı ile uygun ağlar uygulandı. Probleme FLUENT paket programında uygun denklemler seçildikten sonra da pratikte en sık rastlanan sınır şartları uygulanarak ve sayısal çözümün doğru sonuçlar vermesi için düzenlemeler yapıldıktan sonra çözüm yapılmıştır. Boyutsuz sayıların hesabı için ANSYS CFD POST programı kullanılmıştır.

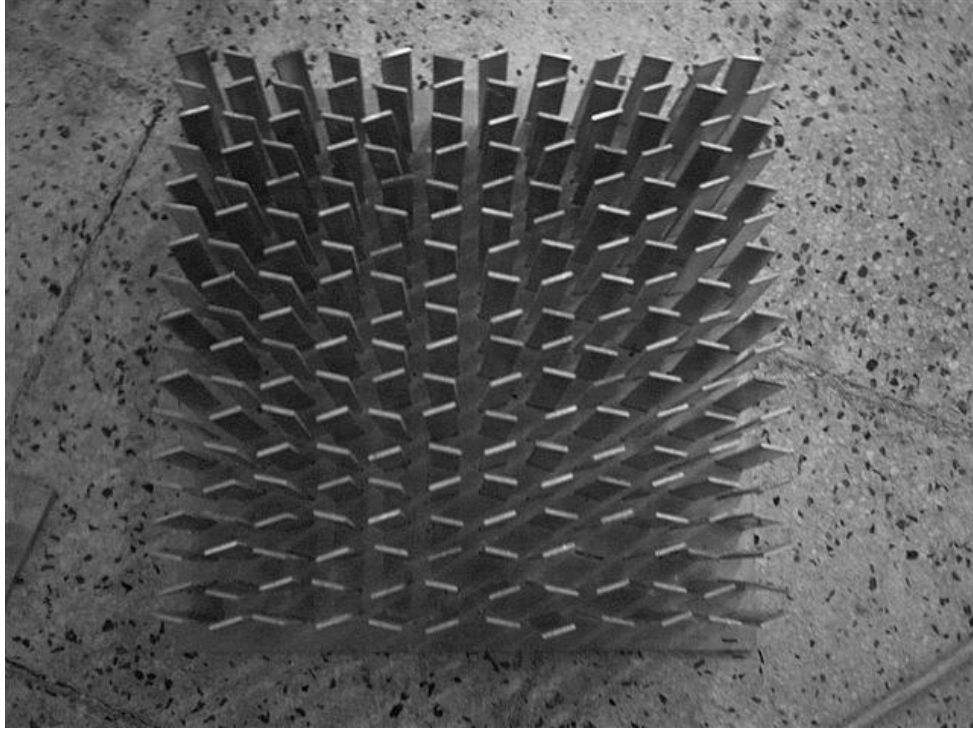
### **3.4.Birbirleriyle Bağlantılı Daralan ve Genişleyen Kanallar ve Hesaplama Alanı**

Birbirleriyle bağlantılı daralan ve genişleyen kanal resmi Şekil 3.2’de, iki boyutlu çizimi ve hesaplama alanı ise Şekil 3.3’te gösterilmiştir.

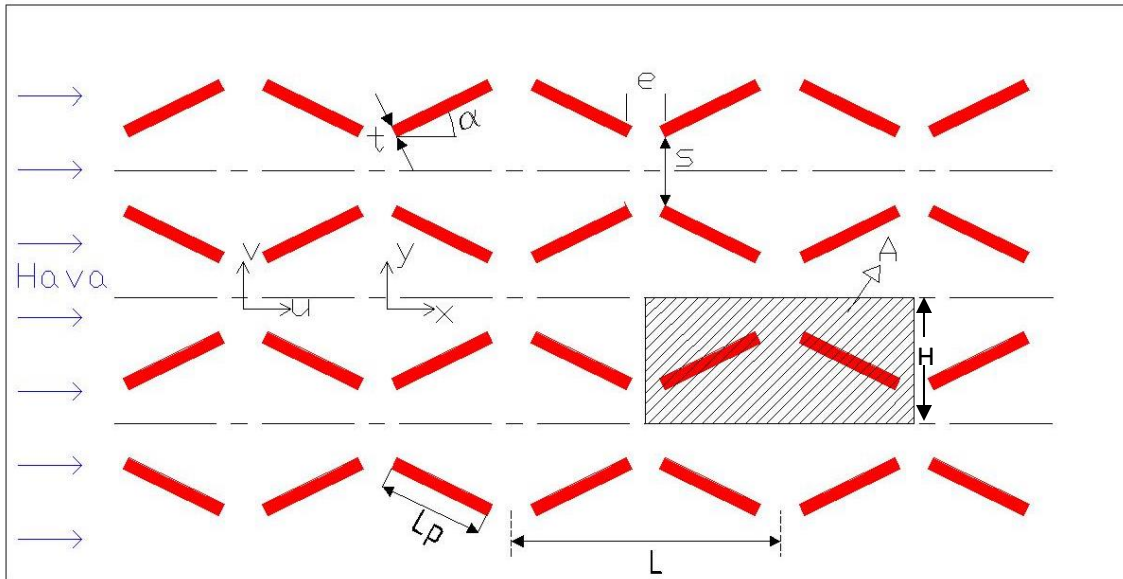
Şekil 3.2’den görüleceği gibi kanatçıklar üzerinden hava geçirilerek zorlanmış taşınım ısı geçişi sağlanır. Bu kanallarda Nusselt sayısını ve sürtünme katsayısını etkileyen parametreler Şekil 3’ten de görüleceği gibi  $t$ ,  $\alpha$ ,  $e$ ,  $s$  ve  $L$  dir. Hesaplamalara başlamadan önce periyodik olarak devam eden bir hesap alanı seçilmiştir.

Seçilen hesap alanı ANSYS WORKBENCH’ te FLUID FLOW (FLUENT) ara yüzü seçilerek “Geometry” seçeneği ile 2 boyutlu olarak çizilmiş ve Şekil 3.4’te gösterilmiştir. Burada programda 2D seçeneği seçildi ve programda çizdikten sonra ağ atabilmek ve alan haline getirebilmek için “Concept → Surface From Sketches” seçeneğini kullandı. Bu durum Şekil 3.4’te gösterilmiştir.

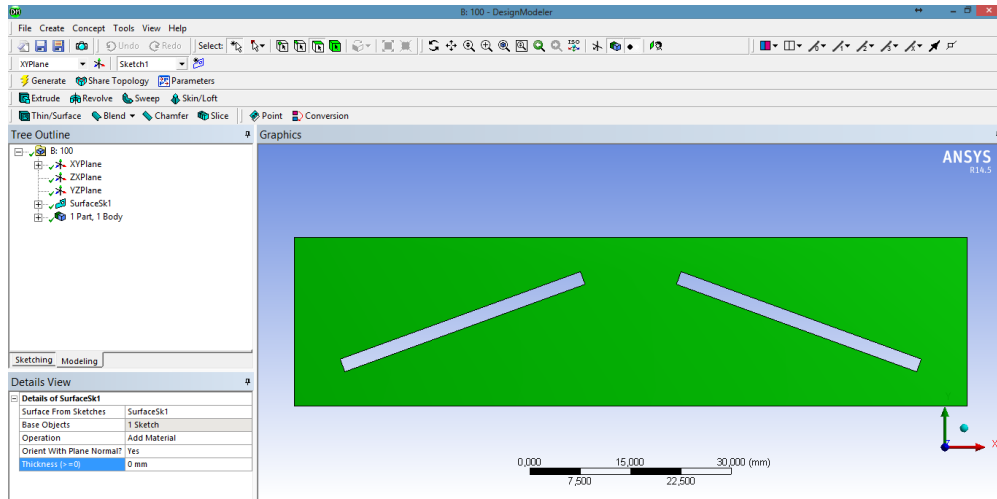
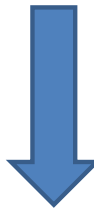
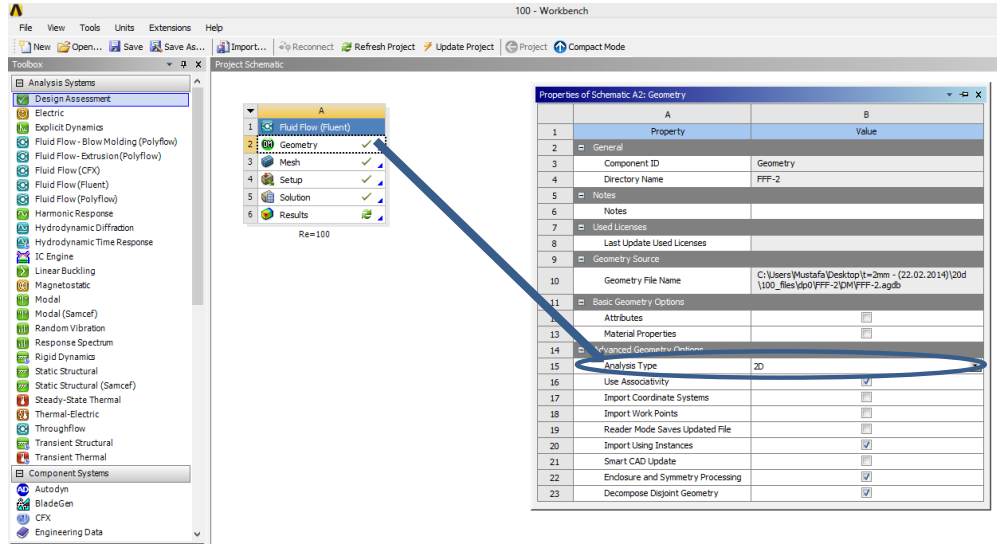




Şekil 3.2. Birbirleriyle bağlantılı daralan ve genişleyen kanallar[27]



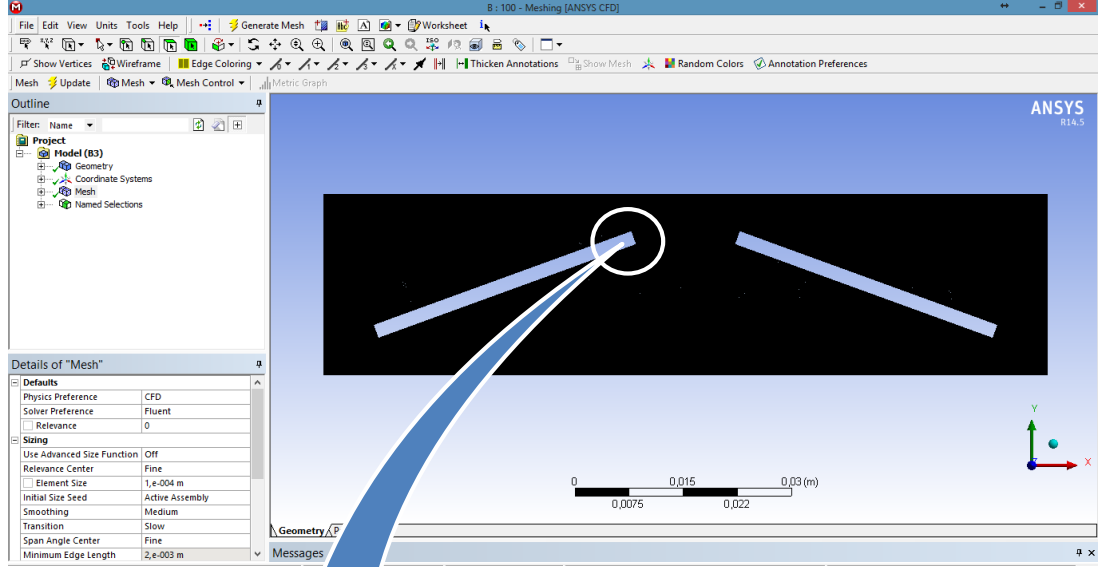
Şekil 3.3. Birbirleriyle bağlantılı daralan ve genişleyen kanallar iki boyutlu çizimi



Şekil 3.4. Hesap alanının  $\alpha = 20^\circ$  için ANSYS WORKBENCH'te çizimi

### 3.5. Problemin Ağlara Bölünmesi ( Ağ Üretimi)

HAD çözümünde ilk adım ve en önemli adımlardan biri hesaplama bölgesindeki akış değişkenlerinin (hız, basınç, vb.) hesaplanacağı hücreleri tanımlayacak bir ağ oluşturmaktır. Diferansiyel denklemlerin sayısal çözümü için geometri ağlara bölündü. Ağ üretimi ANSYS WORKBENCH ara yüzünde MESHING (ICEM CFD) programı ile yapılmıştır. Seçilen ağın türüne bakmaksızın (yapılandırılmış veya yapılandırılmamış, dörtgen veya üçgen vb.) güvenilir HAD çözümleri için en kritik konunun ağın niteliği olduğunun altını çizelim. Özellikle, hiçbir hücrenin çok çarpık olmamasına daima dikkat edilmelidir, çünkü bu durum sayısal çözümde yakınsama zorluklarına ve doğru olmayan sonuçlara yol açabilir. Çarpıklık değerleri 0 ile 1 arasında değerler alır. 0 değerine yakın ağlar iyi kaliteli ağ, 1 değerinde yakın ağlar ise kötü ağ olarak adlandırılır. Bu çalışmada yapılan ağlar 0 ile 0,2 arasında çarpıklık değerleri almıştır. Ağlar çözümün yakınsama durumuna göre artırılmıştır. Kanal açısının  $\alpha \geq 15^\circ$  için ağ sayısını diğer açılara göre daha fazla olmuştur. Ağ boyutu 0,1 mm ile 1 mm arasında değişmektedir.  $\alpha = 20^\circ$  için ağ durumu Şekil 3.5'te gösterilmiştir.



Şekil 3.5.  $\alpha = 20^\circ$  ağ durumu

### 3.6. Matematiksel Modelleme

İki boyutlu laminar, sıkıştırılamaz akış için süreklilik, momentum ve enerji denklemleri aşağıda verilmiştir [28].

İki boyutlu sıkıştırılamaz akış için süreklilik denklemi;

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

şeklindedir. Burada, Şekil 3.3'te gösterildiği gibi

x ; akış doğrultusunda boyut,

y ; akış doğrultusuna dik boyut,

u ; x yönündeki hız bileşeni,

v; y yönündeki hız bileşenidir.

İki boyutlu kararlı, sıkıştırılamaz laminar akış için momentum denkleminin x ve y yönündeki bileşenleri;

x yönündeki momentum denklemi

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (2)$$

y yönündeki momentum denklemi

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \nu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (3)$$

şeklindedir. Burada  $p$  basıncı,  $\rho$  akışkanın yoğunluğunu ve  $\nu$  kinematik viskozite' yi temsil etmektedir.

İki boyutlu, kararlı, sıkıştırılmaz, laminar akış için enerji denklemi;

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = a \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (4)$$

şeklindedir. Burada  $a = k / \rho \cdot c_p$  ısı yayılım katsayısı olup;

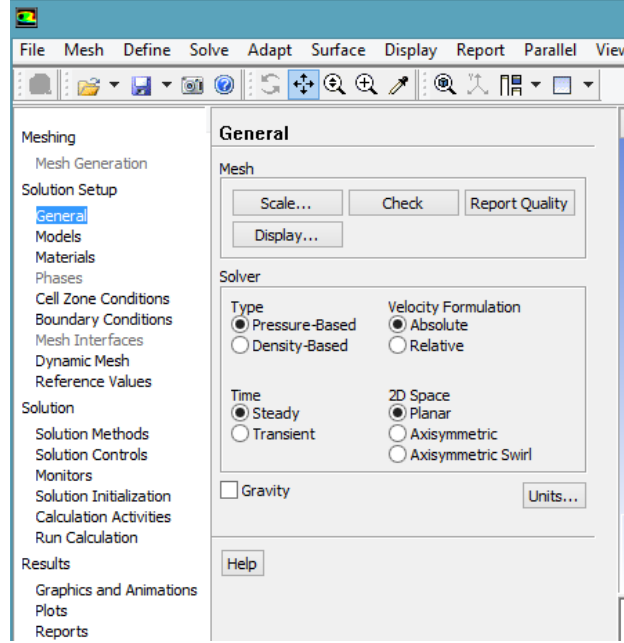
$k$  = ısı iletim katsayısı, ( $W / m \cdot K$ )

$c_p$  = sabit basınçta özgül ısı kapasitesi, ( $kJ / kg \cdot K$ )

şeklindedir.

### 3.7. Sayısal Çözümler İçin Kabuller

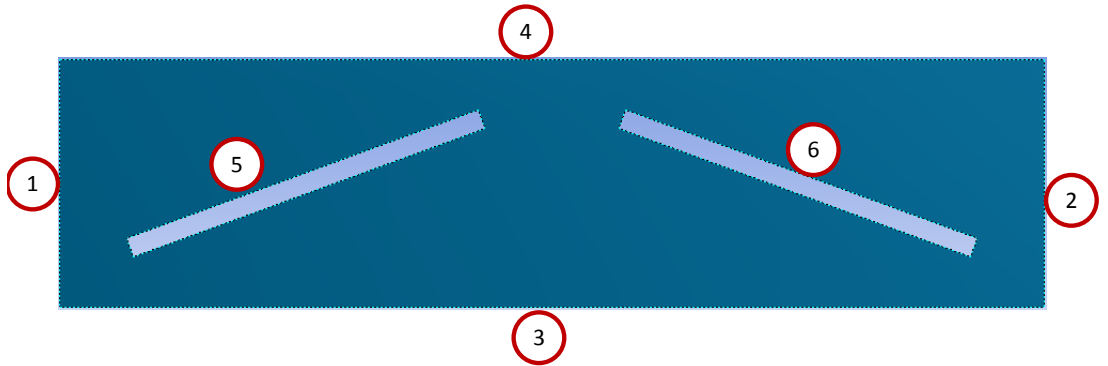
Bu çalışmada birbirleriyle bağlantılı daralan ve genişleyen kanalda akış ve ısı geçişi sayısal olarak çözülürken bazı kabuller yapılmıştır. Bunlar; iki boyutlu, viskoz, sıkıştırılmaz, tam gelişmiş ve laminar akıştır. Bu kabullerin bir kısmı FLUENT programında ilk önce girilmesi gerekmektedir. Bu durum FLUENT programında Şekil 3.6'da gösterilmiştir.



Şekil 3.6. Çözüm kabullerinin FLUENT programında gösterilmesi

### 3.8. Sınır Şartları

Seçilen hesap alanı için sınır şartları Şekil 3.7’de verilmiştir.



Şekil 3.7. Hesaplama Alanı

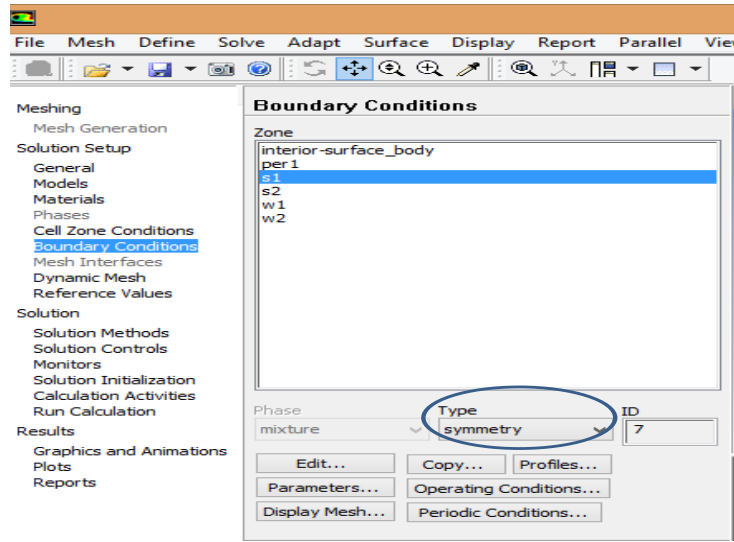
Hesaplama alanında 3 ve 4 kesit alanlarına simetri sınır şartı verilmiştir. 3 ve 4 kesitleri için; Eşitlik (5), (6) ve (7)’de verilen denklemler yazılabilir.

$$v = 0 \quad (5)$$

$$\frac{\partial u}{\partial y} = 0 \quad (6)$$

$$\frac{\partial T}{\partial y} = 0 \quad (7)$$

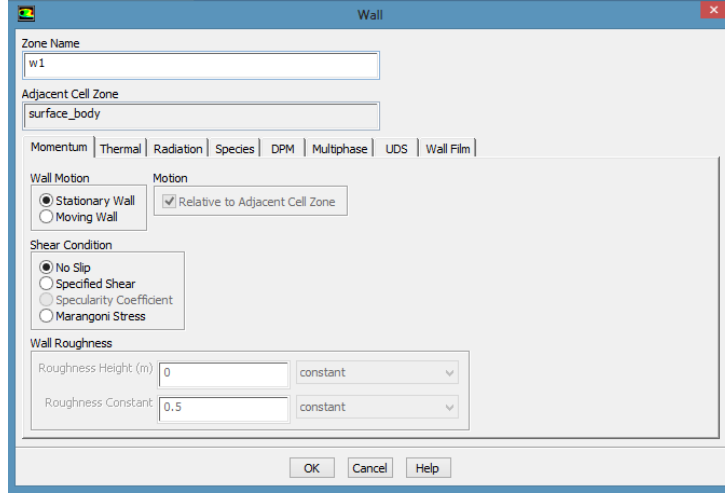
Bu sınır şartı FLUENT programında Şekil 3.8’de gösterilmiştir.



Şekil 3.8. Simetri sınır şartının FLUENT programında gösterilmesi

5 ve 6 kesitlerinde ise duvar kaymama sınır şartı ( $u = 0$  ve  $v = 0$ ) verilmiştir. Bu sınır şartı FLUENT programında Şekil 3.9’da gösterilmiştir.

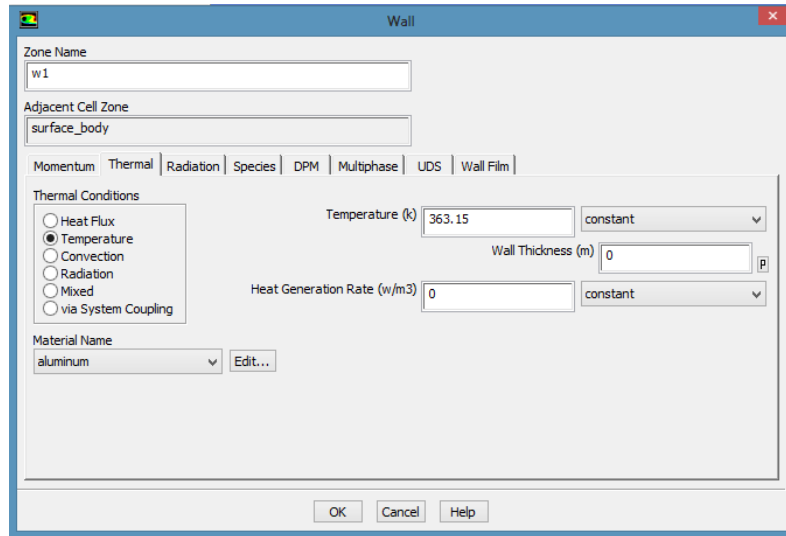




Şekil 3.9. Kanatçık üzerinde kaymama sınır şartının FLUENT programında gösterilmesi

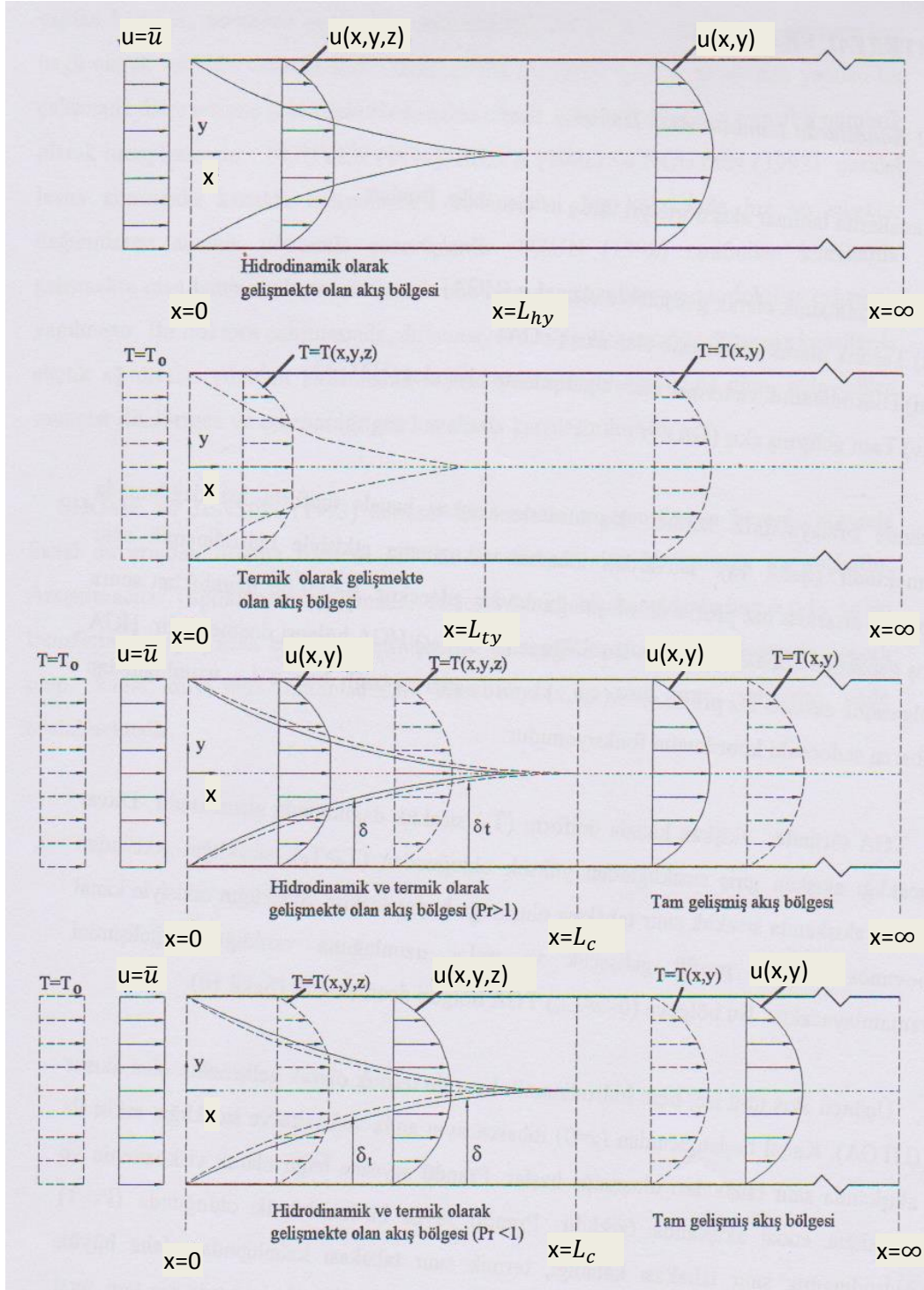
Duvar ısııl şartında ise sabit sıcaklık sınır şartı Eşitlik (8) ile verilmiştir. Bu durum Şekil 3.10'da gösterilmiştir.

$$T_d = 90^{\circ}\text{C} \quad (8)$$



Şekil 3.10. Kanatçık üzerinde sabit sıcaklık sınır şartının FLUENT programında gösterilmesi

Burada 1 ve 2 kesitleri hesaplama alanının giriş ve çıkış kesitlerini göstermektedir Bu çalışmada akış hidrodinamik ve ısı tam gelişmiş olarak kabul edilmiştir. Şekil 3.11’de hidrodinamik ve ısı tam gelişmiş akış gösterilmiştir.



Şekil 3.11. Kanallarda hidrodinamik ve ısı tam gelişmiş akış [28]

Burada hidrodinamik tam gelişmiş akış;

$$u(y, x) = u(y, x + L) \quad (10)$$

$$v(y, x) = v(y, x + L) \quad (11)$$

şeklindedir. Burada;

H; hesap alanı yüksekliği,

L; hesap alanı boyudur.

Isıl tam gelişmiş akış

$$\frac{T(y, x)}{\bar{T}(x)} = \frac{T(y, x + L)}{\bar{T}(x + L)} \quad (12)$$

şeklinde ifade edilir.

Hidrodinamik ve ısı tam gelişmiş akış FLUENT programında “periodic boundary condition” kullanılarak yapılmıştır. Bu sınır şartını verebilmek için komut satırına aşağıda belirtilen komutlar sırasıyla yazılarak yapılır:

- a) Mesh
- b) modify-zones
- c) make-period
- d) no
- e) yes
- f) yes

Bu komutlardan sonra periyodik sınır şartı sağlanmıştır ve Şekil 3.12’de görüldüğü gibi kütleli debi giriş şartı olarak verilmiştir. Burada kütleli debi aşağıdaki eşitlikten bulunmuştur.

$$\dot{M} = \rho u_m A \quad (13)$$

Ayrıca bu çalışmada Reynolds sayısı Eşitlik (14) ve eşdeğer çap Eşitlik (15)’te ifade edilmiştir.

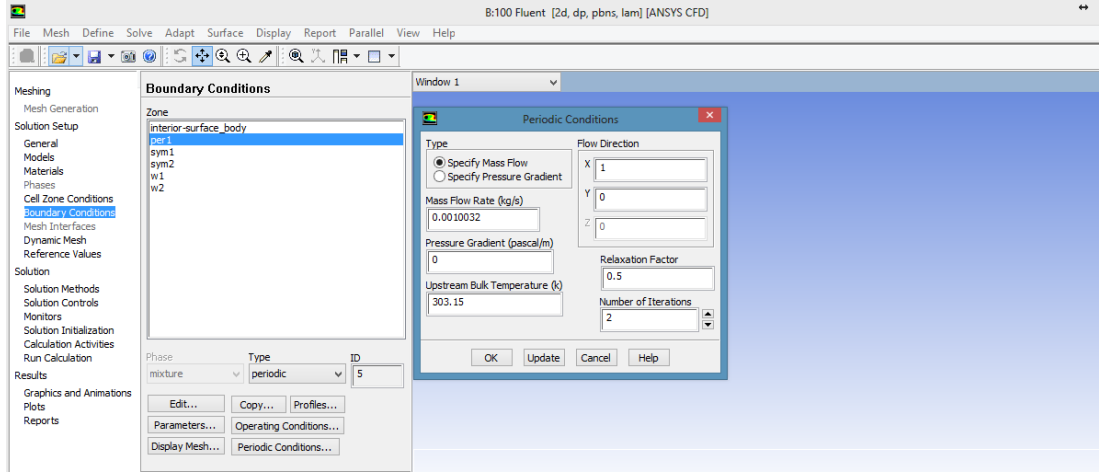
$$Re = \frac{\rho u_m d_e}{\mu} \quad (14)$$

$$d_e = \frac{4 \cdot V}{F_p} = \frac{(H \cdot L)}{(L_p + t)} \quad (15)$$

Burada;

$\dot{M}$ ; kütleli debi,  
 $\rho$ ; yoğunluk,  
 $u_m$ ; serbest yüzey hızı,  
 $A$ ; kesit alanı,  
 $Re$ ; Reynolds sayısı,  
 $d_e$ ; eşdeğer çap,  
 $\mu$ ; dinamik viskozite,  
 $V$ ; hesap alanı hacmi,  
 $L_p$ ; plaka uzunluğu,  
 $t$ ; plaka et kalınlığıdır.

Periyodik sınır şartı için kütle debisi girilmesi FLUENT programında Şekil 3.12’de gösterilmiştir.



Şekil 3.12. Tam gelişmiş (periyodik) sınır şartının FLUENT programında uygulanışı

### 3.9. Çözüm Algoritması

Cebirsel hale getirilmiş temel denklemler, lineer cebirsel denklemlere ait çözüm yöntemleri ile çözülebilir. Ancak momentum denkleminde görülen basınç gradyanlarındaki basınçların elde edilmesi için herhangi bir denklem yoktur. Bu durumda momentum denklemini, verilen bir basınç alanı ya da basınç alanının bir şekilde tahmin edilmesi ile çözülebilir. Bu çalışmada momentum denklemlerinin çözümünde SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations) algoritması [29] ve periyodik akışlar için sunulan çözüm metotları kullanılmıştır. Hız bileşenlerinin hesaplanmasında çok noktalı düğüm ağ yapısı kullanılmıştır. Bu ağ yapısında hız bileşenleri, kontrol hacimlerinin yüzeylerinde; basınç ve sıcaklık değerleri ise kontrol hacimlerinin merkezlerinde hesaplanır. Böyle bir ağ yapısında komşu iki düğüm noktasındaki basınç farkının, aradaki kontrol hacmi yüzeyinde bir hız farkı meydana getirdiği düşünülebilir. Çok noktalı düğüm ağ yapısında cebirsel hale getirilmiş denklemler uygun düzenleme ile aynen kullanılabilir.

Cebirsel hale getirilmiş denklemleri çözmek için SIMPLE algoritmasından yararlanmıştır. SIMPLE algoritması ise ilgili denklemi çözmek için tahmin ve doğrultma döngüsünden oluşan bir mantık üzerine kuruludur. Hız bileşenleri tahmini bir başlangıç basınç alanından yararlanılarak momentum denklemlerinden hesaplanır. Hesaplanan bu hız bileşenlerinin süreklilik denklemini sağlayıp sağlamadığı kontrol edilir. Eğer süreklilik denklemi sağlanmıyorsa basınç dağılımı düzeltilir. Düzeltilmiş basınç dağılımı kullanılarak ikinci basamaktan itibaren süreklilik denklemi sağlanıncaya kadar işleme devam edilir. Bu işlem çözüm yakınsayıncaya kadar devam eder.

### **3.10. Yakınsama**

Sayısal olarak yapılan çalışmalarda, çözümün yakınsama kriterlerine uyması hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde çok önemlidir. Kullanılan paket programda, her bir hacim için denklemler teker teker çözüldüğünden, çözüm kalıntıları (sayısal hata) içerir. Elde edilen sonuçların en alt düzeyde hata içermesi için yapılan çalışmada “underrelaxation” faktörleri basınç denklemleri için 0,3, momentum denklemleri için 0,7 enerji denkleminin için 1, gövde kuvveti ve yoğunluğu için ise 1 değerleri seçilmiştir. Süreklilik ve momentum denklemlerinin yakınsama değeri  $10^{-6}$  ve enerji denkleminin yakınsama değeri ise  $10^{-9}$  alınmıştır.

### **3.11. Boyutsuz Sayıların Hesaplanması**

FLUENT programında boyutsuz sayılar olan Nusselt sayısı ve basınç kayıp katsayısını doğrudan hesaplanamamaktadır. Bu çalışmada boyutsuz sayılar CFD POST programı ile hesaplanmıştır.

### 3.11.1. Yerel Nusselt Sayısının Hesaplanması

Bir kanalda duvar üzerinde herhangi bir noktada taşınım ile ısı geçişi

$$\dot{q} = h(T_d - \bar{T}) \quad (16)$$

şeklinde, iletimle ısı geçişi ise,

$$\dot{q} = -k \frac{\partial T}{\partial n} \Big|_d \quad (17)$$

şeklinde yazılabilir. Burada,

$h$ ; taşınım ile ısı geçişi katsayısını,

$T_d$ ; duvar sıcaklığını,

$\bar{T}$ ; ortalama sıcaklığı,

$\frac{\partial T}{\partial n}$ ; duvar üzerindeki sıcaklığın yüzeyin normali yönündeki türevini gösterir.

Duvar üzerinde bu ısı akıları eşitlenir ve gerekli düzenlemeler yapılırsa, yerel Nusselt sayısı

$$Nu_x = \frac{h(x)d_e}{k} = \frac{d_e}{\bar{T}^*} \frac{\partial T^*}{\partial n} \quad (18)$$

elde edilir. Burada;

$T^*$ ; boyutsuz sıcaklık ,

$\bar{T}^*$ ; boyutsuz ortalama sıcaklıktır. Bunlar;



$$T^* = \frac{T - T_d}{T_g - T_d} \quad (19)$$

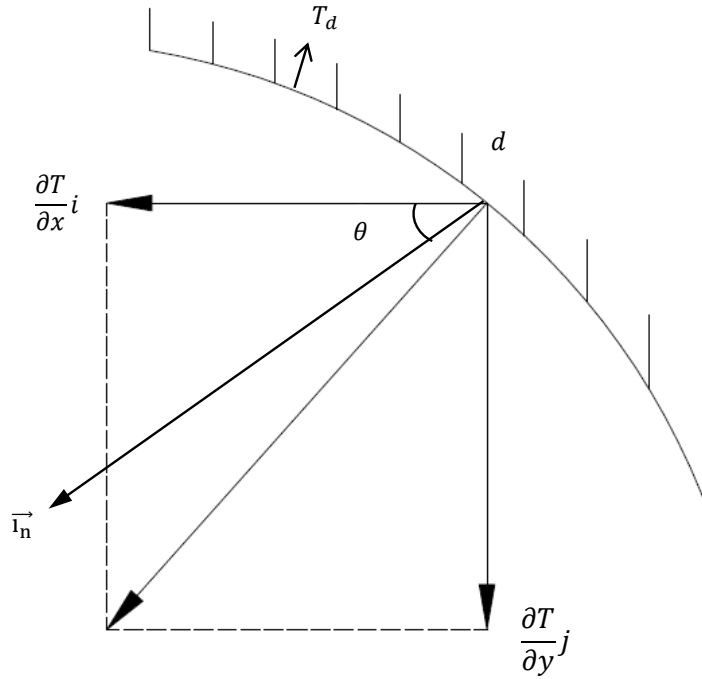
$$\bar{T}^* = \frac{\bar{T} - T_d}{T_g - T_d} \quad (20)$$

şeklinde tanımlanmıştır.

Sıcaklığın duvar yüzeyinin normali yönündeki türevi

$$\frac{\partial T^*}{\partial n} = \text{grad}(T) \vec{i}_n \quad (21)$$

ifadesiyle hesaplanır.



Şekil 3.13. Duvar üzerinde sıcaklık gradyanı ve yüzeyin normali

Duvar üzerinde herhangi bir noktada sıcaklık gradyanı Şekil 3.13'ten görüleceği gibi;

$$\text{grad}(T) = \frac{\partial T}{\partial x} i + \frac{\partial T}{\partial y} j \quad (22)$$

şeklinde yazılabilir. Yüzeyin normal yönündeki birim vektörü  $\vec{i}_n$  ise;

$$\vec{i}_n = \cos(\theta) i + \sin(\theta) j \quad (23)$$

şeklinde hesaplanır. Burada;

$\theta$ ; yüzeyin normalinin yatay ile yaptığı açıdır.

Bu durumda yerel Nusselt sayısı

$$Nu_x = \frac{1}{\bar{T}} \left( \frac{\partial T^*}{\partial x} \cos(\theta) + \frac{\partial T^*}{\partial y} \sin(\theta) \right) \quad (24)$$

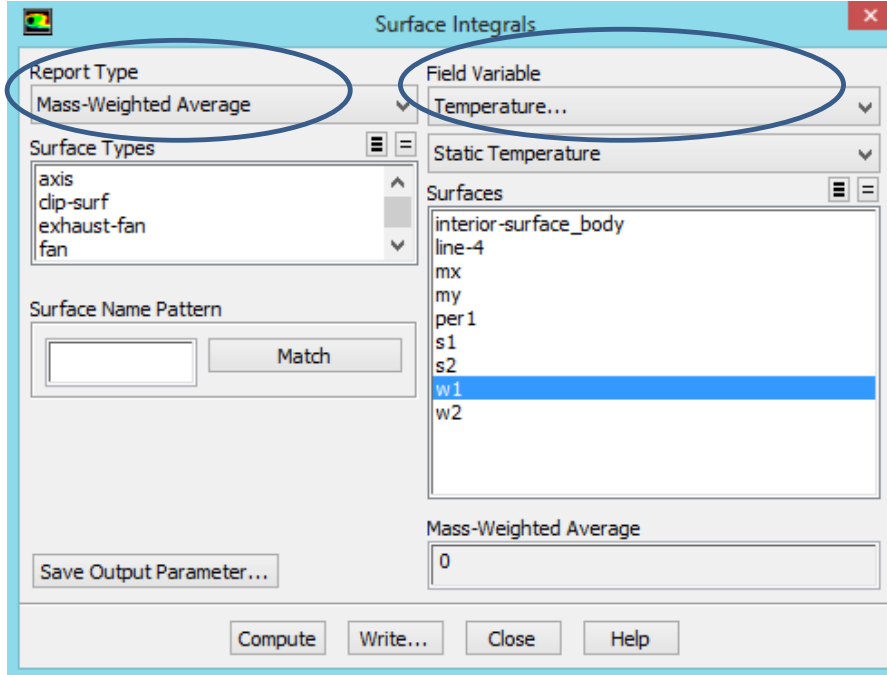
formülüyle hesaplanır.

Herhangi bir kanalda ortalama sıcaklık, akışkan kütleli debisi  $\dot{M}$  olmak üzere

$$\bar{T} = \frac{1}{\dot{M}} \int_A T d\dot{M} = \frac{\int_0^R u T y dy}{\int_0^R u y dy} \quad (25)$$

şeklinde hesaplanır.

Ortalama sıcaklık yukarıda belirtilen formülle hesaplanabileceği gibi FLUENT programından da doğrudan bulunabilir. Bu durum Şekil 3.14'te gösterilmiştir.



Şekil 3.14. Ortalama sıcaklığın FLUENT programında bulunması

### 3.11.2. Ortalama Nusselt Sayısının Hesaplanması

Ortalama taşınım ile ısı geçişi katsayısı

$$h = \frac{\dot{Q}}{F_p \Delta T_m} \quad (26)$$

şeklinde hesaplanır. Burada;

$\dot{Q}$ ; kanal cidarından akışkana geçen ısı,

$\Delta T_m$ ; logaritmik ortalama sıcaklıktır.

Plaka yüzey alanı;

$$F_p = 4 \cdot (L_p + t) \cdot B \quad (27)$$

şeklinde hesaplanır. Kanal cidarından geçen ısı;

$$\dot{Q} = \dot{M} \cdot c_p \cdot (T_{\dot{c}} - T_g) \quad (28)$$

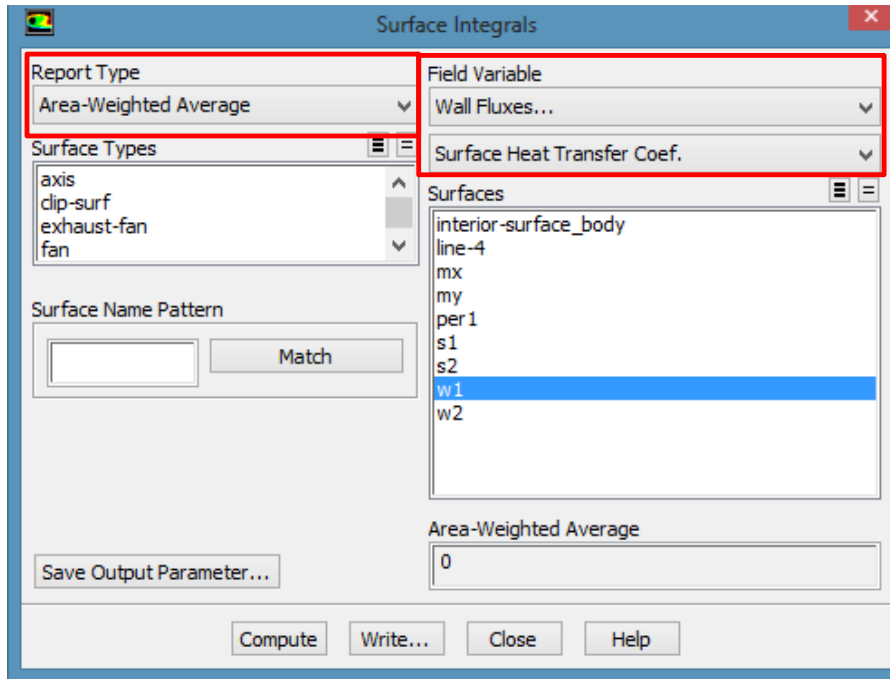
şeklinde hesaplanır. Burada;

$c_p$ ; akışkan özgül ısısı kapasitesi,

$T_g$ ; akışkan giriş sıcaklığı,

$T_{\dot{c}}$ ; akışkan çıkış sıcaklığıdır.

Transfer edilen ısı FLUENT programından Şekil 3.15'te görüldüğü gibi de bulunabilir.



Şekil 3.15. FLUENT programında kanal cidarından akışkana geçen ısıнын bulunması

Logaritmik ortalama sıcaklık farkı;

$$\Delta T_m = \frac{(T_d - T_g) - (T_d - T_c)}{\ln \frac{(T_d - T_g)}{(T_d - T_c)}} \quad (29)$$

şeklinde hesaplanır. Böylece ortalama Nusselt sayısı;

$$Nu = \frac{hd_e}{k} \quad (30)$$

olarak bulunur.

### 3.11.3. Basınç Kayıp Katsayısının Hesaplanması

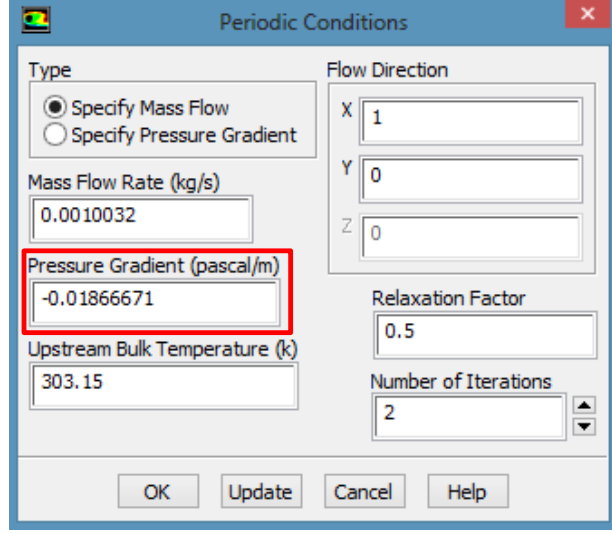
Basınç kayıp katsayısı

$$f = \frac{\Delta P}{L} \frac{d_e}{\rho \frac{u_m^2}{2}} \quad (31)$$

şeklinde hesaplanır. Burada

$\Delta P$ ; hesap alanı içerisindeki basınç kaybı,

$\frac{\Delta P}{L}$  basınç gradyanını göstermektedir. Bu değeri FLUENT programından Şekil 3.16'da görüldüğü gibi bulundu.

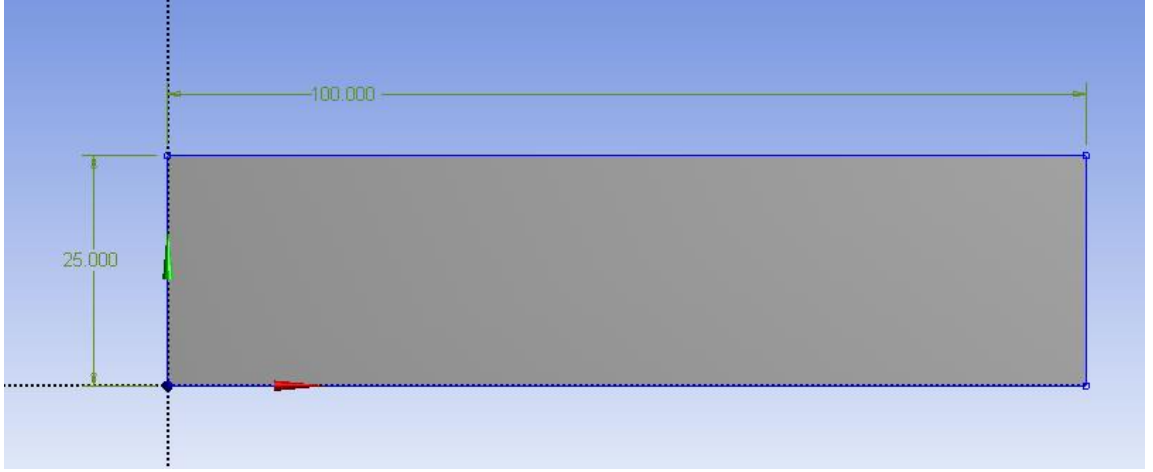


Şekil 3.16. Basınç gradyanının FLUENT programında bulunması

## 4. BULGULAR VE TARTIŞMA

### 4.1. Paralel Levha İçin Çözümler

Bu bölümde sonuçların güvenilirliğini göstermek için paralel levha için FLUENT programında elde edilen sonuçlar ile Yılmaz ve Cihan [30] tarafından bulunan analitik sonuçlar karşılaştırılmıştır. Paralel levha boyutları Şekil 4.1’de, sabit sınır koşulları Çizelge 4.1’de gösterilmiştir. Kütleli debi Reynolds sayısına bağlı olduğundan her Reynolds sayısı için farklı değer almıştır.



Şekil 4.1. Paralel levhanın ANSYS programında çizimi ve mm cinsinden boyutları

Çizelge 4.1. Paralel levha için sabit sınır şartları

Sınır şartı	Değer
$T_d$	363.15 K
$T_g$	313.15 K

Analitik sonuçlar Eşitlik (32) ve Eşitlik (33)' te gösterilmiştir.

$$f = \frac{96}{Re} \quad (32)$$

$$Nu = 7,541 \quad (33)$$

Paralel levha için basınç kaybı katsayısının farklı Reynolds sayıları için sayısal ve analitik sonuçları Çizelge 4.2'de gösterilmiştir.

Çizelge 4.2. Paralel levha için basınç kayıp katsayısının sayısal ve analitik sonuçlarının karşılaştırılması,  $\alpha = 0^\circ, e = 0 \text{ mm}$

<b>Re</b>	<b>f[Eş.32]</b>	<b>f[çalışma]</b>
100	0,96	0,960159
200	0,48	0,481034
400	0,24	0,240616
800	0,12	0,120082

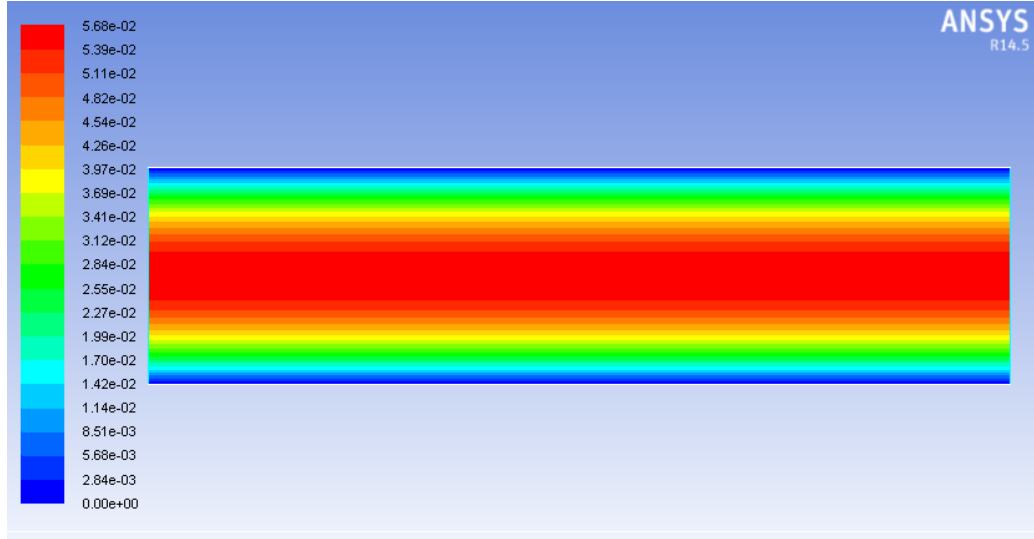
Paralel levha için Reynolds sayısının farklı Reynolds sayıları için sayısal ve analitik sonuçları Çizelge 4.3’de gösterilmiştir.

Çizelge 4.3. Paralel levha için Nusselt sayısının sayısal ve analitik sonuçlarının karşılaştırılması,  $\alpha = 0^\circ, e = 0 \text{ mm}$

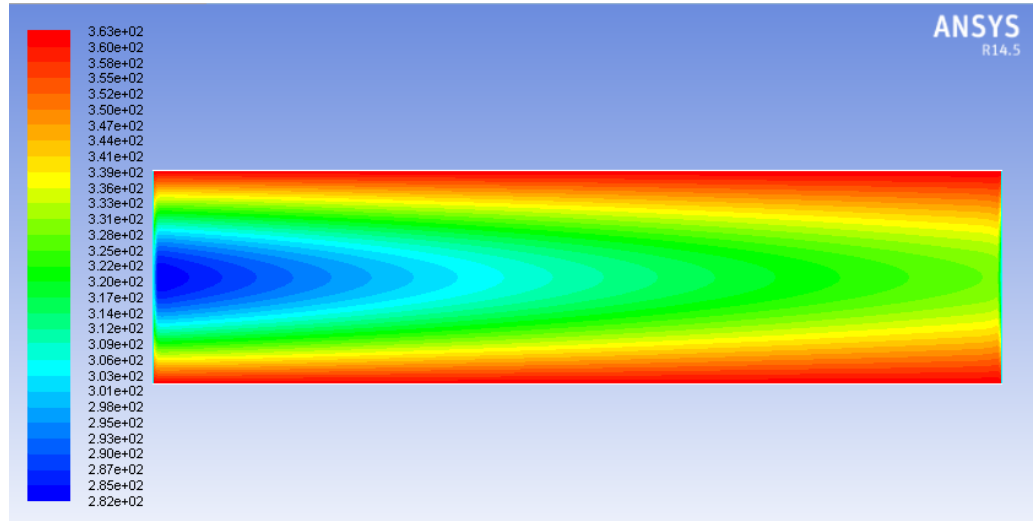
<b>Re</b>	<b>Nu[Eş.(33)]</b>	<b>Nu[çalışma]</b>
100	7.541	7.5409
200	7.541	7.5352
400	7.541	7.5300
800	7.541	7.5260

Çeşitli Reynolds sayılarında sonuçların analitik sonuçlarla hemen hemen aynı olduğu görülmektedir. Hata Nusselt sayıları için %0,2’den, f değerleri içinde %0,25’den daha küçüktür. Şekil 4.2 ve Şekil 4.3’te paralel levha için hız ve sıcaklık dağılımları verilmiştir.





Şekil 4.2. Hız dağılımı (m/s)



Şekil 4.3. Sıcaklık dağılımı (K)

#### 4.2. Kaydırılmış Levha Dizileri

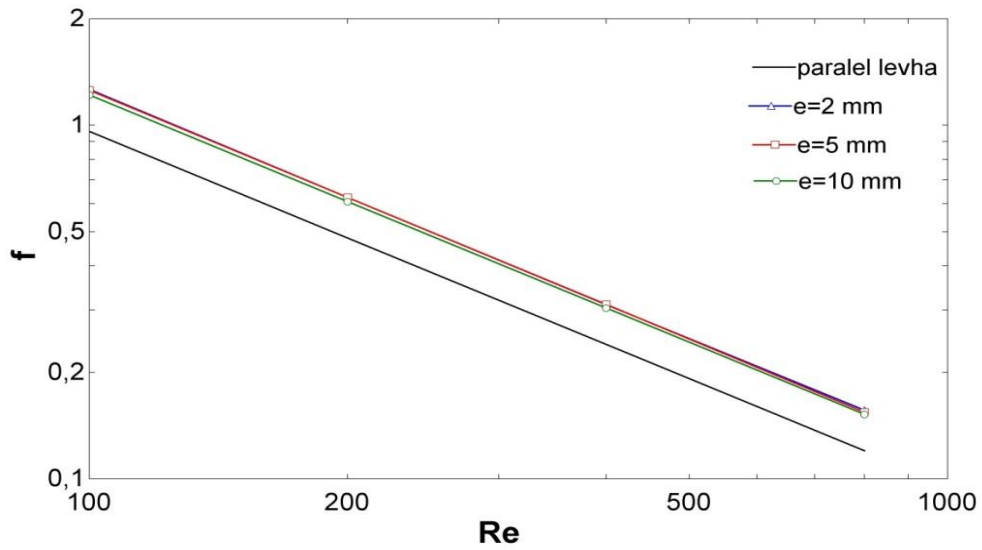
Bu bölümde  $\alpha = 0$  için levha et kalınlığının ve levhalar arası mesafenin basınç kayıp katsayısına ve Nusselt sayısına etkisi incelenmiştir.

#### 4.2.1. Levhalar Arası Mesafenin Etkisi

Burada verilen bir levha et kalınlığı için, Reynolds sayısı ve levhalar arası mesafenin basınç kayıp katsayısı ve Nusselt sayısı üstündeki etkisi incelenmiştir. Çizelgeler 4.4-4.11'de farklı levha et kalınlıkları ve  $L=100$  mm,  $\alpha = 0^\circ$  için levhalar arası mesafenin basınç kayıp katsayısı ve Nusselt sayısına etkisi verilmiş olup, bu değişimler Şekiller 4.4-4.11'de gösterilmiştir. Burada levhalar arası boşlukların basınç kaybına çok fazla etki etmediği ve Nusselt sayısının ise arttığı görülmektedir.

Çizelge 4.4.  $t=2$  mm için  $e$ 'nin ve  $Re$ 'nin basınç kayıp katsayısına etkisi,  $L=100$  mm,  $\alpha = 0^\circ$

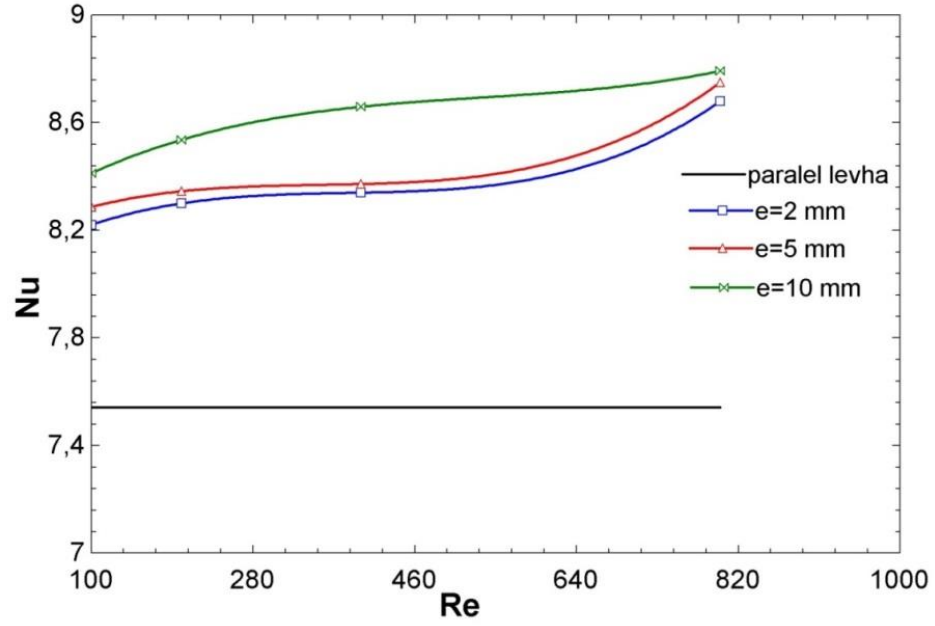
Re	f			
	e=0 mm	e=2 mm	e=5 mm	e=10 mm
100	0,96	1,262	1,256	1,217
200	0,48	0,625	0,625	0,608
400	0,24	0,310	0,311	0,304
800	0,12	0,156	0,154	0,152



Şekil 4.4.  $t=2$  mm için  $e$ 'nin ve  $Re$ 'nin basınç kayıp katsayısına etkisi,  $L=100$  mm,  $\alpha = 0^\circ$

Çizelge 4.5.  $t=2$  mm için  $e$ 'nin ve  $Re$ 'nin Nusselt sayısına etkisi,  $L=100$  mm,  $\alpha = 0^\circ$

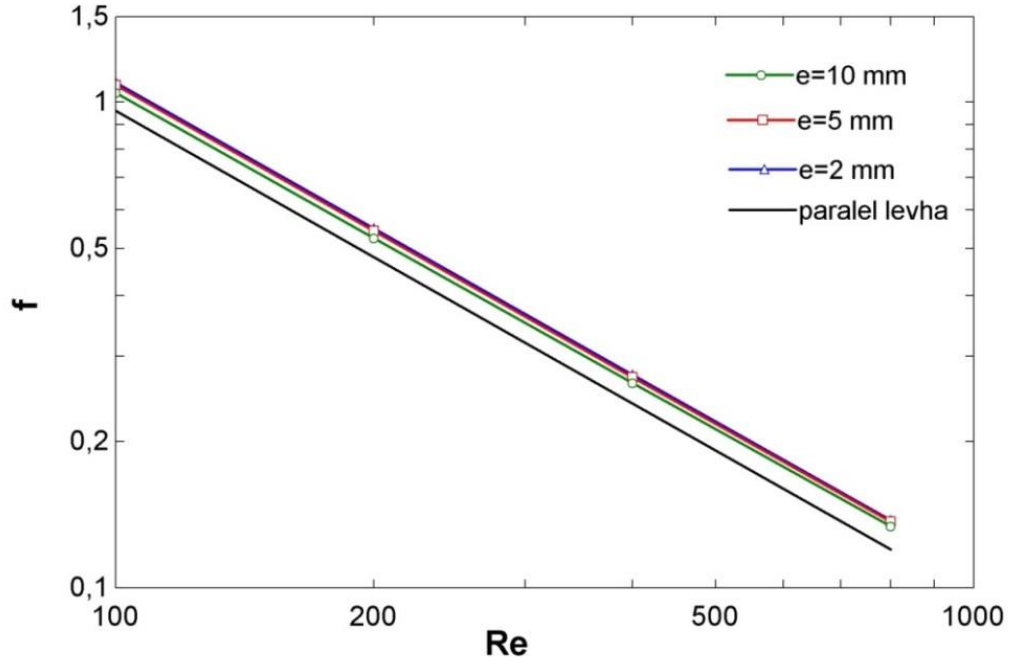
Re	Nu			
	e=0 mm	e=2 mm	e=5 mm	e=10 mm
100	7,541	8,220	8,286	8,412
200	7,541	8,300	8,345	8,536
400	7,541	8,340	8,372	8,659
800	7,541	8,680	8,757	8,792



Şekil 4.5.  $t=2$  mm için  $e$ 'nin ve  $Re$ 'nin Nusselt sayısına etkisi,  $L=100$  mm,  $\alpha = 0^\circ$

Çizelge 4.6.  $t=1$  mm için  $e$ 'nin ve  $Re$ 'nin basınç kaybı katsayısına etkisi,  $L=100$  mm,  
 $\alpha = 0^\circ$

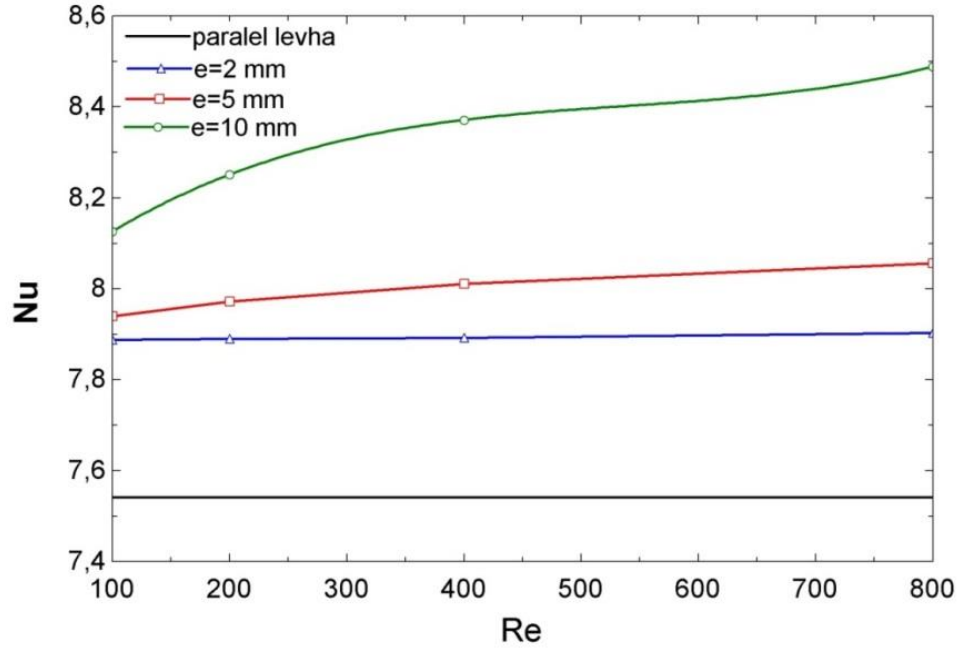
Re	f			
	e=0 mm	e=2 mm	e=5 mm	e=10 mm
100	0,96	1,099	1,085	1,046
200	0,48	0,549	0,542	0,524
400	0,24	0,274	0,271	0,264
800	0,12	0,137	0,136	0,133



Şekil 4.6.  $t=1$  mm için  $e$ 'nin ve  $Re$ 'nin basınç kaybı katsayısına etkisi,  $L=100$  mm,  
 $\alpha = 0^\circ$

Çizelge 4.7.  $t=1$  mm için  $e$ 'nin ve  $Re$ 'nin Nusselt sayısına etkisi,  $L=100$  mm,  $\alpha = 0^\circ$

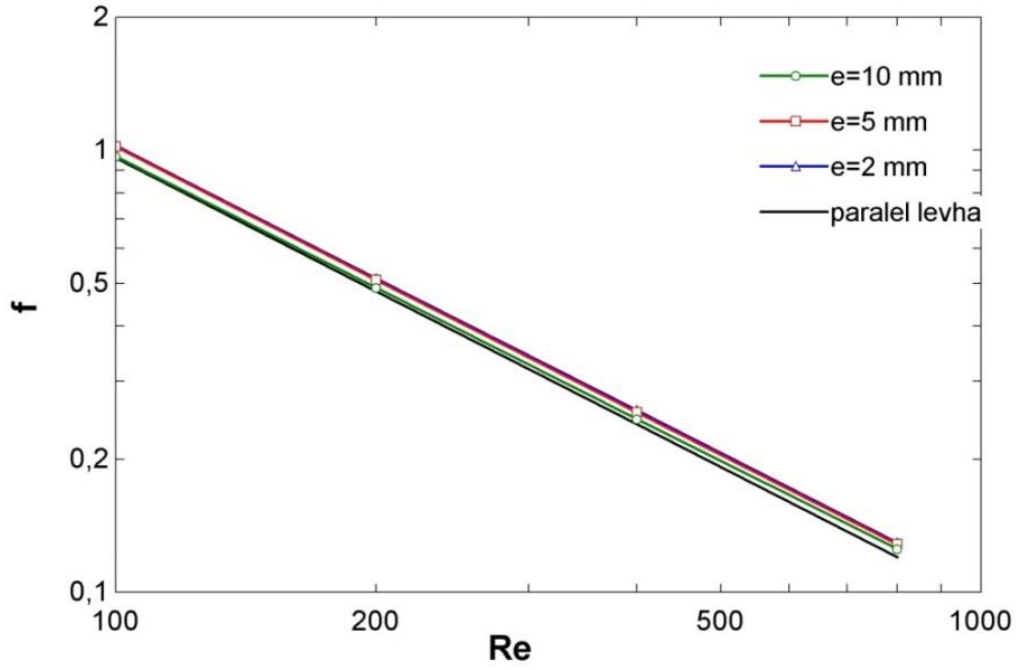
Re	Nu			
	e=0 mm	e=2 mm	e=5 mm	e=10 mm
100	7,541	7,887	7,939	8,126
200	7,541	7,890	7,972	8,251
400	7,541	7,892	8,011	8,371
800	7,541	7,902	8,055	8,488



Şekil 4.7.  $t=1$  mm için  $e$ 'nin ve  $Re$ 'nin Nusselt sayısına etkisi,  $L=100$  mm,  
 $\alpha = 0^\circ$

Çizelge 4.8.  $t=0,5$  mm için  $e$ 'nin ve  $Re$ 'nin basınç kayıp katsayısına etkisi,  
 $L=100$  mm,  $\alpha = 0^\circ$

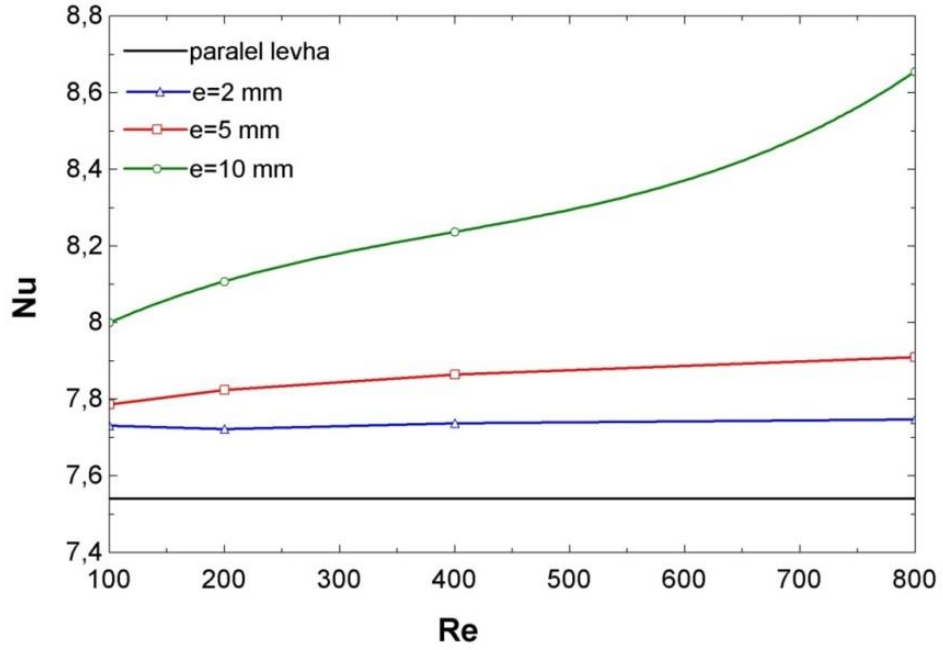
Re	f			
	e=0 mm	e=2 mm	e=5 mm	e=10 mm
100	0,96	1,026	1,018	0,968
200	0,48	0,513	0,508	0,488
400	0,24	0,258	0,255	0,246
800	0,12	0,129	0,128	0,125



Şekil 4.8.  $t=0,5$  mm için  $e$ 'nin ve  $Re$ 'nin basınç kayıp katsayısına etkisi,  $L=100$ mm,  
 $\alpha = 0^\circ$

Çizelge 4.9.  $t=0,5$  mm için  $e$ 'nin ve  $Re$ 'nin Nusselt sayısına etkisi,  $L=100$  mm,  
 $\alpha = 0^\circ$

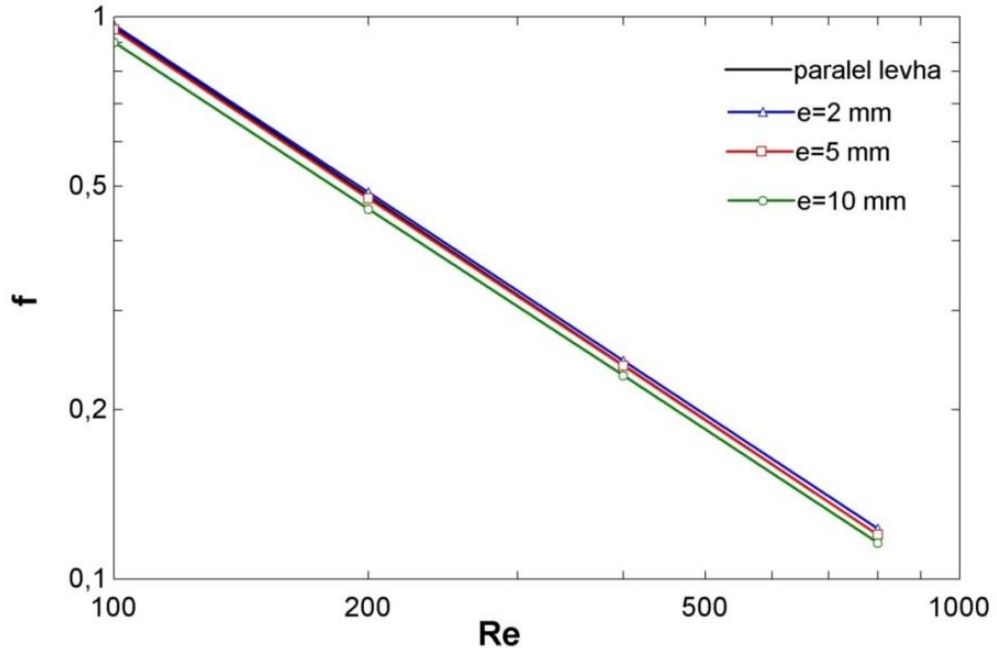
Re	Nu			
	e=0 mm	e=2 mm	e=5 mm	e=10 mm
100	7,541	7,730	7,786	8,000
200	7,541	7,721	7,824	8,107
400	7,541	7,736	7,864	8,237
800	7,541	7,747	7,909	8,655



Şekil 4.9.  $t=0,5$  mm için  $e$ 'nin ve  $Re$ 'nin Nusselt sayısına etkisi,  $L=100$  mm,  
 $\alpha = 0^\circ$

Çizelge 4.10.  $t=0,05$  mm için  $e$ 'nin ve  $Re$ 'nin basınç kayıp katsayısına etkisi,  
 $L=100$  mm,  $\alpha = 0^\circ$

Re	f			
	e=0 mm	e=2 mm	e=5 mm	e=10 mm
100	0,96	0,967	0,9495	0,901
200	0,480	0,486	0,475	0,455
400	0,240	0,244	0,239	0,230
800	0,120	0,122	0,120	0,116

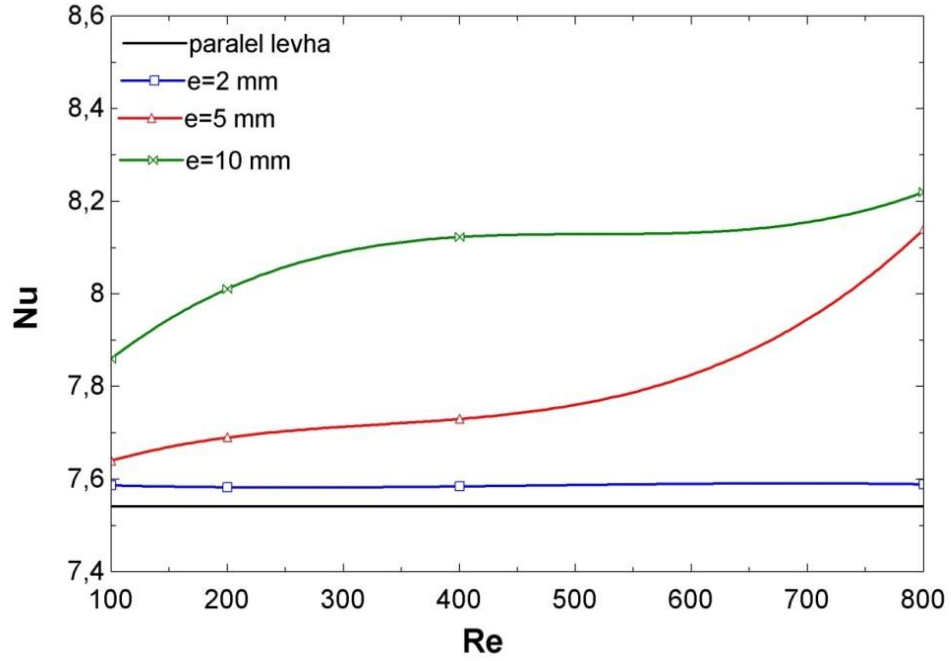


Şekil 4.10.  $t=0,05$  mm için  $e$ 'nin ve  $Re$ 'nin basınç kayıp katsayısına etkisi,  $L=100$ mm,  
 $\alpha = 0^\circ$



Çizelge 4.11.  $t=0,05$  mm için  $e$ 'nin ve  $Re$ 'nin Nusselt sayısına etkisi,  $L=100$  mm,  
 $\alpha = 0^\circ$

Re	Nu			
	e=0 mm	e=2 mm	e=5 mm	e=10 mm
100	7,541	7,586	7,64	7,86
200	7,541	7,582	7,69	8,012
400	7,541	7,584	7,73	8,123
800	7,541	7,589	8,141	8,221



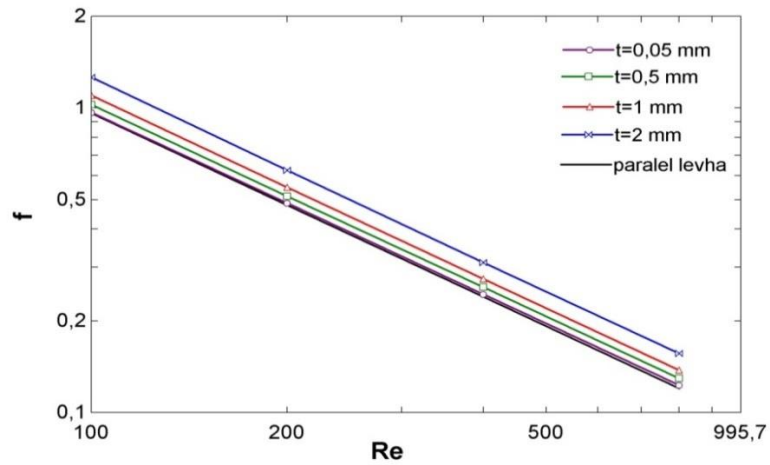
Şekil 4.11.  $t=0,05$  mm için  $e$ 'nin ve  $Re$ 'nin Nusselt sayısına etkisi,  $L=100$  mm,  
 $\alpha = 0^\circ$

#### 4.2.2. Levha Et Kalınlığının Etkisi

Burada farklı levhalar arası mesafeler için, Reynolds sayısı ve levha et kalınlığı değiştirilerek basınç kayıp katsayısı ve Nusselt sayısı üstündeki etkisi incelenmiştir. Çizelgeler 4.12 - 4.17'de farklı levhalar arası boşluk ve  $L=100$  mm,  $\alpha = 0^\circ$  için levha et kalınlığının basınç kayıp katsayısına ve Nusselt sayısına etkisi verilmiş olup, Şekiller 4.12-4.17'de gösterilmiştir. Burada levha et kalınlığı arttıkça Nusselt sayısında arttığı, ancak basınç kayıp katsayısının da arttığı görülmektedir.

Çizelge 4.12.  $e=2$  mm için  $t$ 'nin ve  $Re$ 'nin basınç kayıp katsayısına etkisi,  $L=100$  mm,  $\alpha = 0^\circ$

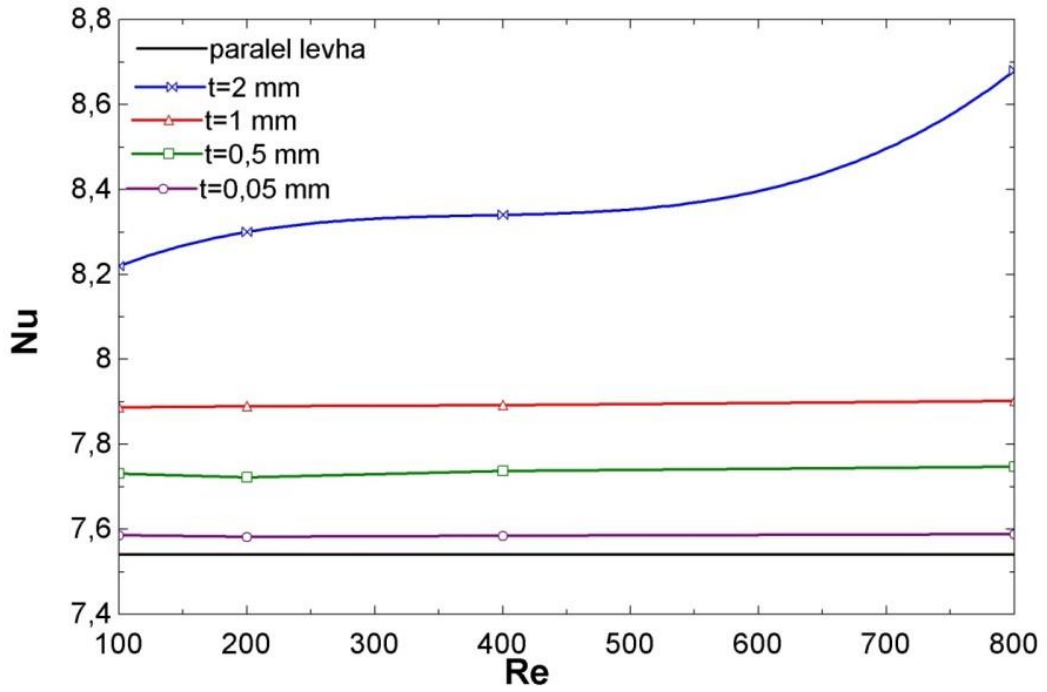
Re	f				
	t=0 mm	t=2 mm	t=1 mm	t=0,5 mm	t=0,05 mm
100	0,96	1,26	1,09	1,02	0,96
200	0,48	0,62	0,54	0,51	0,48
400	0,24	0,31	0,27	0,25	0,24
800	0,12	0,15	0,13	0,12	0,12



Şekil 4.12.  $e=2$  mm için  $t$ 'nin ve  $Re$ 'nin basınç kayıp katsayısına etkisi,  $L=100$  mm,  $\alpha = 0^\circ$

Çizelge 4.13.  $e=2$  mm için  $t$ 'nin ve  $Re$ 'nin Nusselt sayısına etkisi,  $L=100$  mm,  
 $\alpha = 0^\circ$

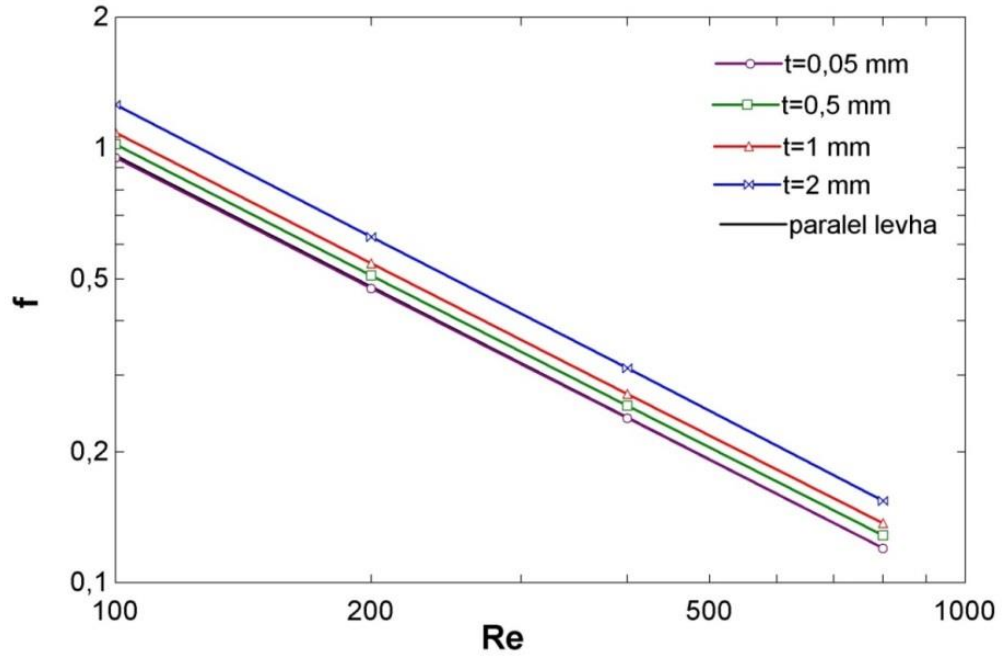
Re	Nu				
	t=0 mm	t=2 mm	t=1 mm	t=0,5 mm	t=0,05 mm
100	7,541	8,220	7,887	7,730	7,586
200	7,541	8,300	7,890	7,721	7,582
400	7,541	8,340	7,892	7,736	7,584
800	7,541	8,680	7,902	7,747	7,589



Şekil 4.13.  $e=2$  mm için  $t$ 'nin ve  $Re$ 'nin Nusselt sayısına etkisi,  $L=100$  mm,  
 $\alpha = 0^\circ$

Çizelge 4.14.  $e=5$  mm için  $t$ 'nin ve  $Re$ 'nin basınç kaybı katsayısına etkisi,  $L=100$  mm,  $\alpha = 0^\circ$

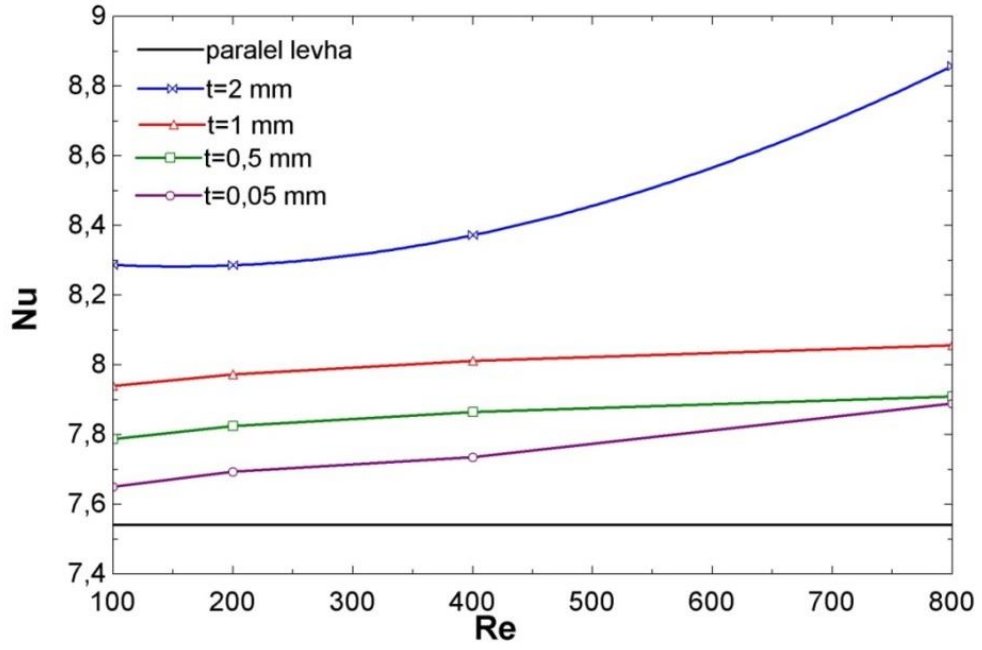
Re	f				
	t=0 mm	t=2 mm	t=1 mm	t=0,5 mm	t=0,05 mm
100	0,96	1,256	1,085	1,018	0,949
200	0,48	0,625	0,542	0,508	0,475
400	0,24	0,311	0,271	0,255	0,239
800	0,12	0,154	0,136	0,128	0,120



Şekil 4.14.  $e=5$  mm için  $t$ 'nin ve  $Re$ 'nin basınç kaybı katsayısına etkisi,  $L=100$  mm,  $\alpha = 0^\circ$

Çizelge 4.15.  $e=5$  mm için  $t$ 'nin ve  $Re$ 'nin Nusselt sayısına etkisi,  $L=100$  mm,  $\alpha = 0^\circ$

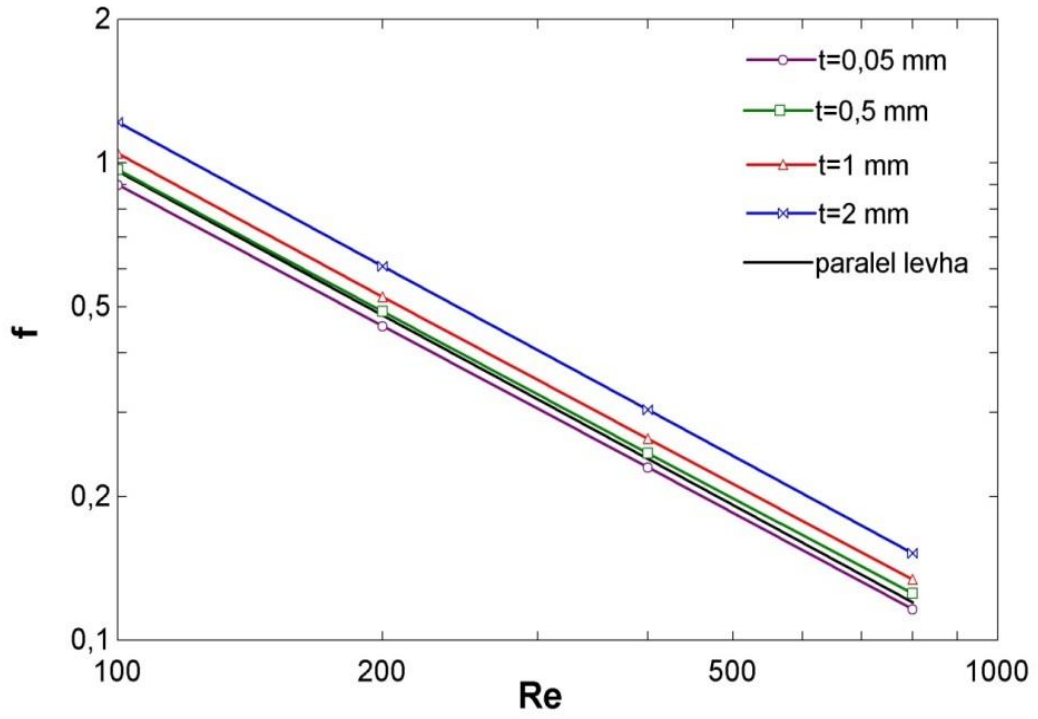
Re	Nu				
	$t=0$ mm	$t=2$ mm	$t=1$ mm	$t=0,5$ mm	$t=0,05$ mm
100	7,541	8,286	7,939	7,786	7,649
200	7,541	8,285	7,972	7,824	7,694
400	7,541	8,372	8,011	7,864	7,735
800	7,541	8,857	8,055	7,909	7,889



Şekil 4.15.  $e=5$  mm için  $t$ 'nin ve  $Re$ 'nin Nusselt sayısına etkisi,  $L=100$  mm,  $\alpha = 0^\circ$

Çizelge 4.16.  $e=10$  mm için  $t$ 'nin ve  $Re$ 'nin basınç kayıp katsayısına etkisi,  $L=100$  mm,  $\alpha = 0^\circ$

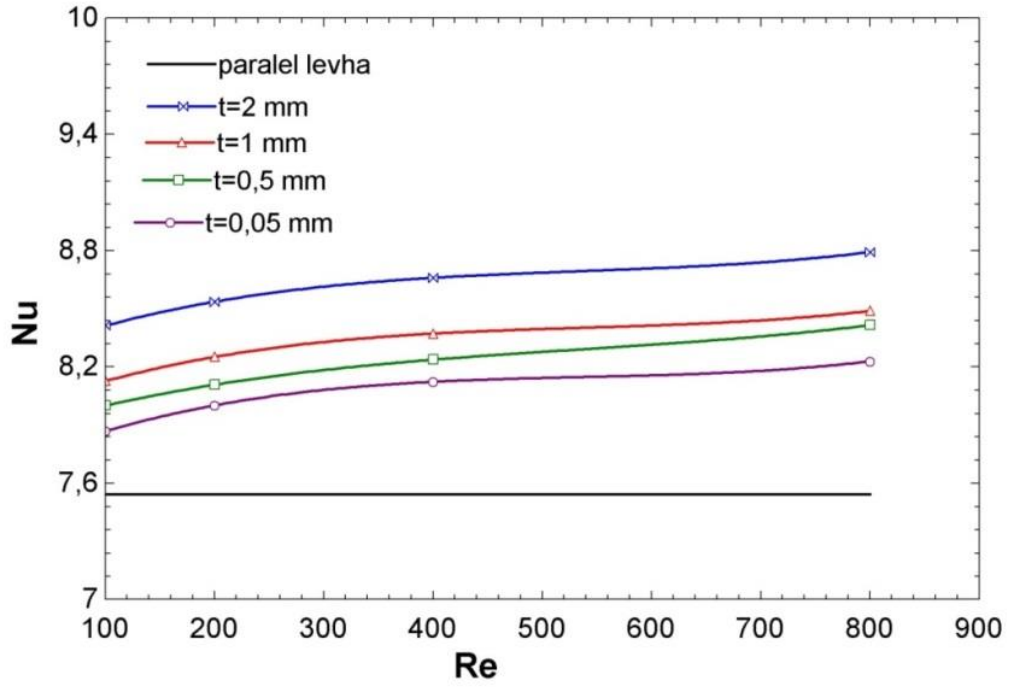
Re	f				
	t=0 mm	t = 2 mm	t = 1 mm	t = 0,5 mm	t = 0,05 mm
100	0,96	1,217	1,046	0,968	0,901
200	0,48	0,608	0,524	0,488	0,455
400	0,24	0,304	0,264	0,246	0,230
800	0,12	0,152	0,133	0,125	0,116



Şekil 4.16.  $e=10$  mm için  $t$ 'nin ve  $Re$ 'nin basınç kayıp katsayısına etkisi,  $L=100$  mm,  $\alpha = 0^\circ$

Çizelge 4.17.  $e=10$  mm için  $t$ 'nin ve  $Re$ 'nin Nusselt sayısına etkisi,  $L=100$  mm,  
 $\alpha = 0^\circ$

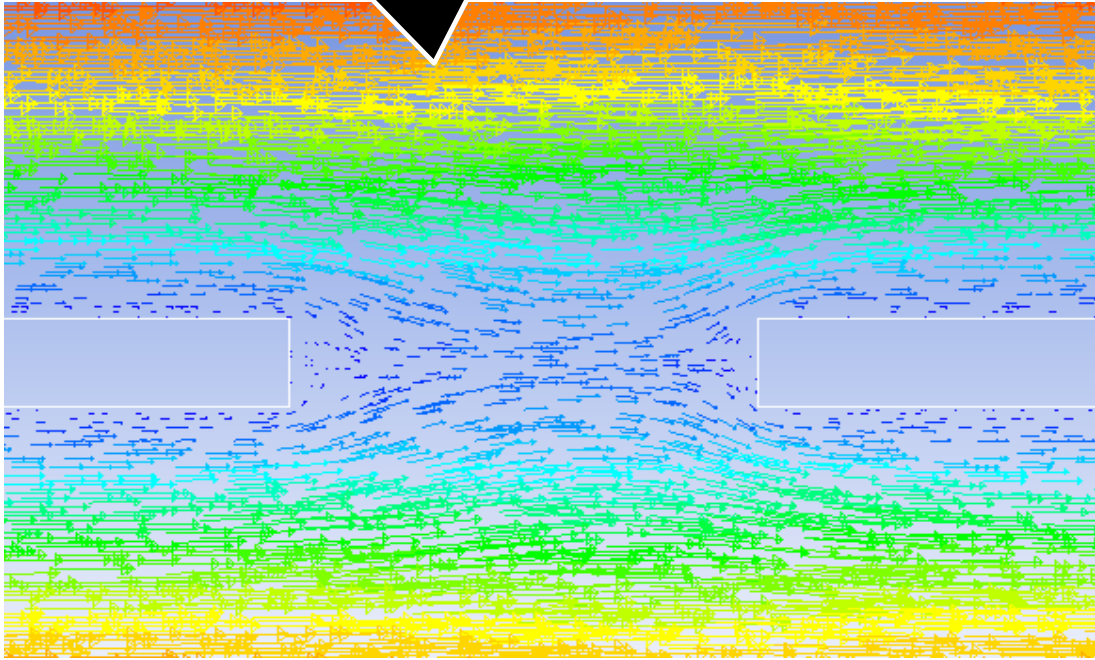
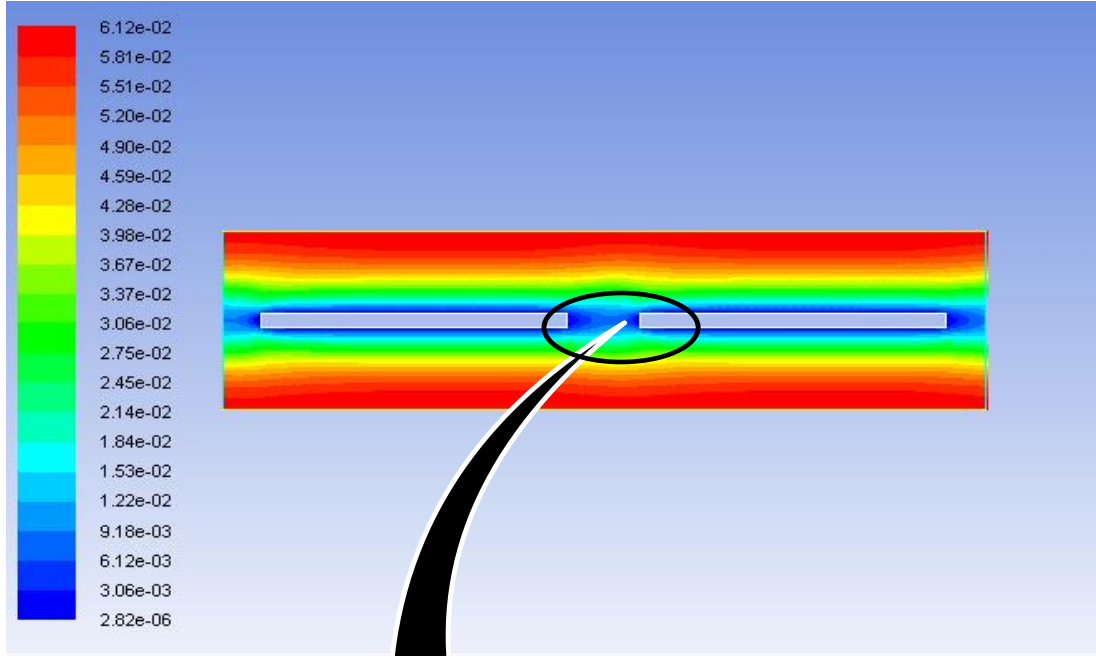
Re	Nu				
	Analitik	t = 2 mm	t = 1 mm	t = 0,5 mm	t = 0,05 mm
100	7,541	8,412	8,126	8,000	7,867
200	7,541	8,536	8,251	8,107	8,001
400	7,541	8,659	8,371	8,237	8,123
800	7,541	8,792	8,488	8,415	8,228



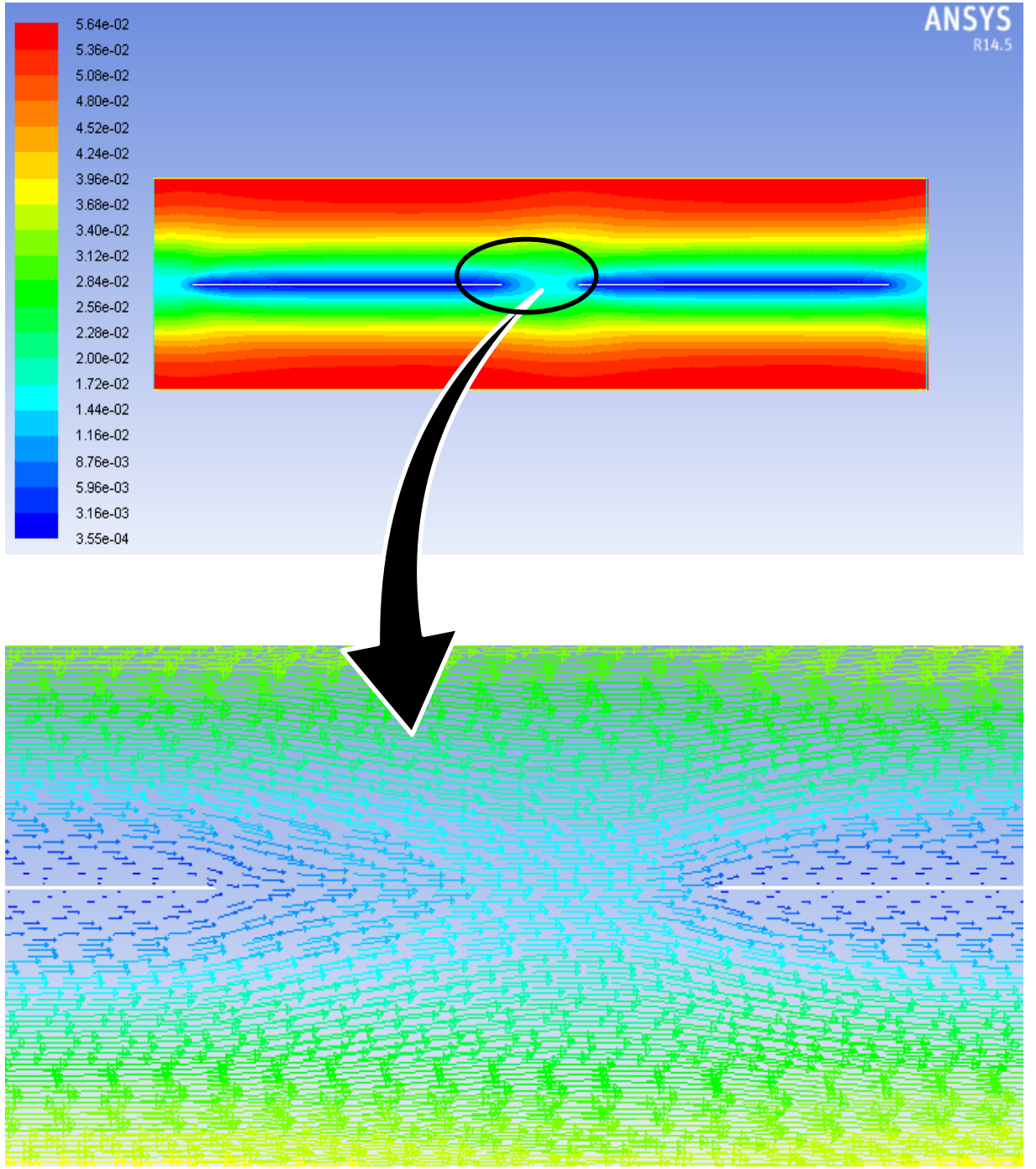
Şekil 4.17.  $e=10$  mm için  $t$ 'nin ve  $Re$ 'nin Nusselt sayısına etkisi,  $L=100$  mm,  
 $\alpha = 0^\circ$

Şekil 4.18' t=2 mm ve e= 10 mm için hız vektörleri ve akış ayrılmasını, Şekil 4.19'da ise t=0,05 mm ve e= 10 mm için hız vektörleri ve akış ayrılması gösterilmiştir. Burada görüleceği gibi kaydırılmış levha dizilerinde akış ayrılarak sınır tabakanın yenilenmesine katkı sağlamaktadır ve böylece ısı taşınım katsayısı artmaktadır.





Şekil 4.18.  $t=2$  mm ve  $e=10$  mm için hız vektörleri ve akış ayrılmasının gösterilmesi



Şekil 4.19.  $t=0,05$  mm ve  $e= 10$  mm için hız vektörleri ve akış ayrılmasının gösterilmesi

### 4.2.3. Birbirleriyle Bağlantılı Daralan ve Genişleyen Kanallar ( $\alpha \neq 0$ )

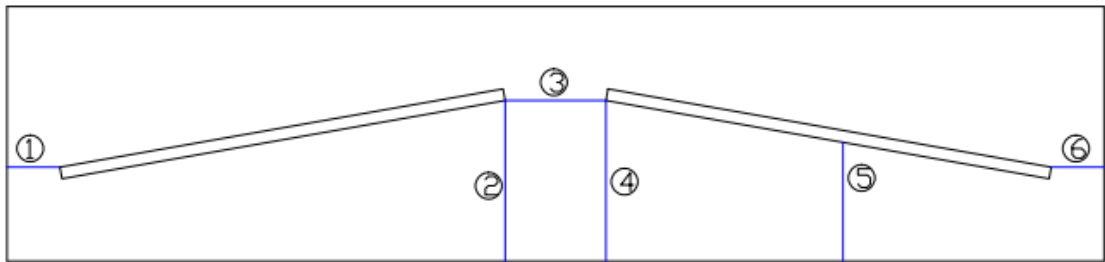
Bu bölümde birbirleriyle bağlantılı daralan ve genişleyen kanallar için çözümler yapılmıştır. İlk olarak tüm parametreler sabit tutulup sadece levha açısı değiştirilmiştir ve levha açısının basınç kaybı katsayısına ve Nusselt sayısına etkisi incelenmiştir. Daha sonra her bir levha açısı için Reynolds sayısının basınç kaybı katsayısına ve Nusselt sayısına etkisi incelenmiştir.

#### 4.3.1. Levha Açısının Nusselt Sayısı ve Basınç Kayıp Katsayısına Etkisi

Burada ilk önce tüm levha açıları için Çizelge 4.18’de verilen boyutlara göre hesaplamalar yapılmıştır.

Çizelge 4.18. Daralan ve genişleyen kanal boyutları

Geometrik parametre	Boyut
L	40 mm
t	2 mm
e	10 mm



Şekil 4.20. Akış bölgeleri

$Re = 100$  için yapılan hesaplamada, Eşitlik (33)’te bir karışım oranı tarif edilmiştir.

Daralan genişleyen kanalda karışım oranı;

$$\dot{M} = \frac{\dot{M}_y}{\dot{M}_x} \quad (34)$$

şeklinde tarif edilmiştir. Burada

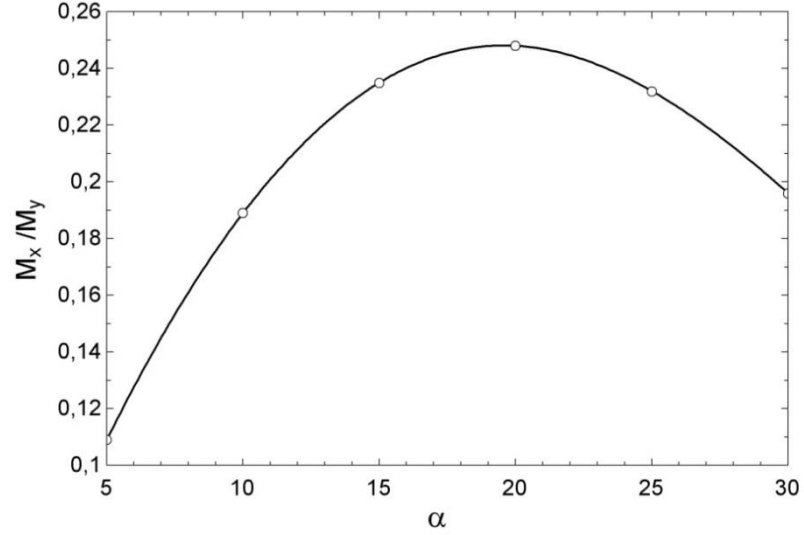
$\dot{M}_y$ : Şekil 4.20'de gösterilen kesit 3'ten geçen akışkanın kütleli debisi

$\dot{M}_x$ : Şekil 4.20'de gösterilen kesit 2'den geçen akışkanın kütleli debisi olarak tarif edilmiştir.

Karışım oranları Çizelge 4.19'da verilmiştir ve Şekil 4.21'de gösterilmiştir. Burada karışım oranı için optimum bir açının olduğu ve  $\alpha \geq 20^\circ$  için karışım oranının aaldığı görülmektedir.

Çizelge 4.19. Levha açısının karışım oranına etkisi,  $Re=100$ ,  $L=100$  mm,  $L_p = 40$  mm,  $t=2$  mm,  $e=10$  mm

$\alpha$	$\dot{M}_y/\dot{M}_x$
5	0,109
10	0,189
15	0,235
20	0,248
25	0,232
30	0,196



Şekil 4.21. Levha açısının karışım oranına etkisi

Daha sonra sonuçların güvenilirliğini için Şekil 4.20’ de gösterilen belirli kesit alanlardan geçen kütleli debiler Çizelge 4.20’de  $\alpha = 10^\circ$  için, Çizelge 4.21’de  $\alpha = 20^\circ$  için, Çizelge 4.22’de  $\alpha = 30^\circ$  için verilmiştir. Bu çizelgelerden kütleli debilerin kütleli koruma yasasına uygun olduğu görülmektedir. Bu da sonuçların güvenilir olduğunu göstermektedir.

Çizelge 4.21.  $\alpha = 10^\circ$  için kütleli debiler

Bölge	Alan(m <sup>2</sup> )	x hızı(m/s)	y hızı(m/s)	$\dot{M}_x(kg/s)$	$\dot{M}_y(kg/s)$
1	5.130E-03	3.820E-03	-1.451E-02	2.077E-05	-7.888E-05
2	1.499E-02	3.489E-02	2.920E-03	5.542E-04	4.638E-05
3	1.026E-02	3.791E-02	9.640E-03	4.122E-04	1.048E-04
4	1.499E-02	2.827E-02	4.370E-03	4.490E-04	6.941E-05
5	4.733E-02	3.584E-02	-1.681E-03	1.798E-03	-8.431E-05
6	5.130E-03	3.650E-03	-4.813E-03	1.984E-05	-2.616E-05

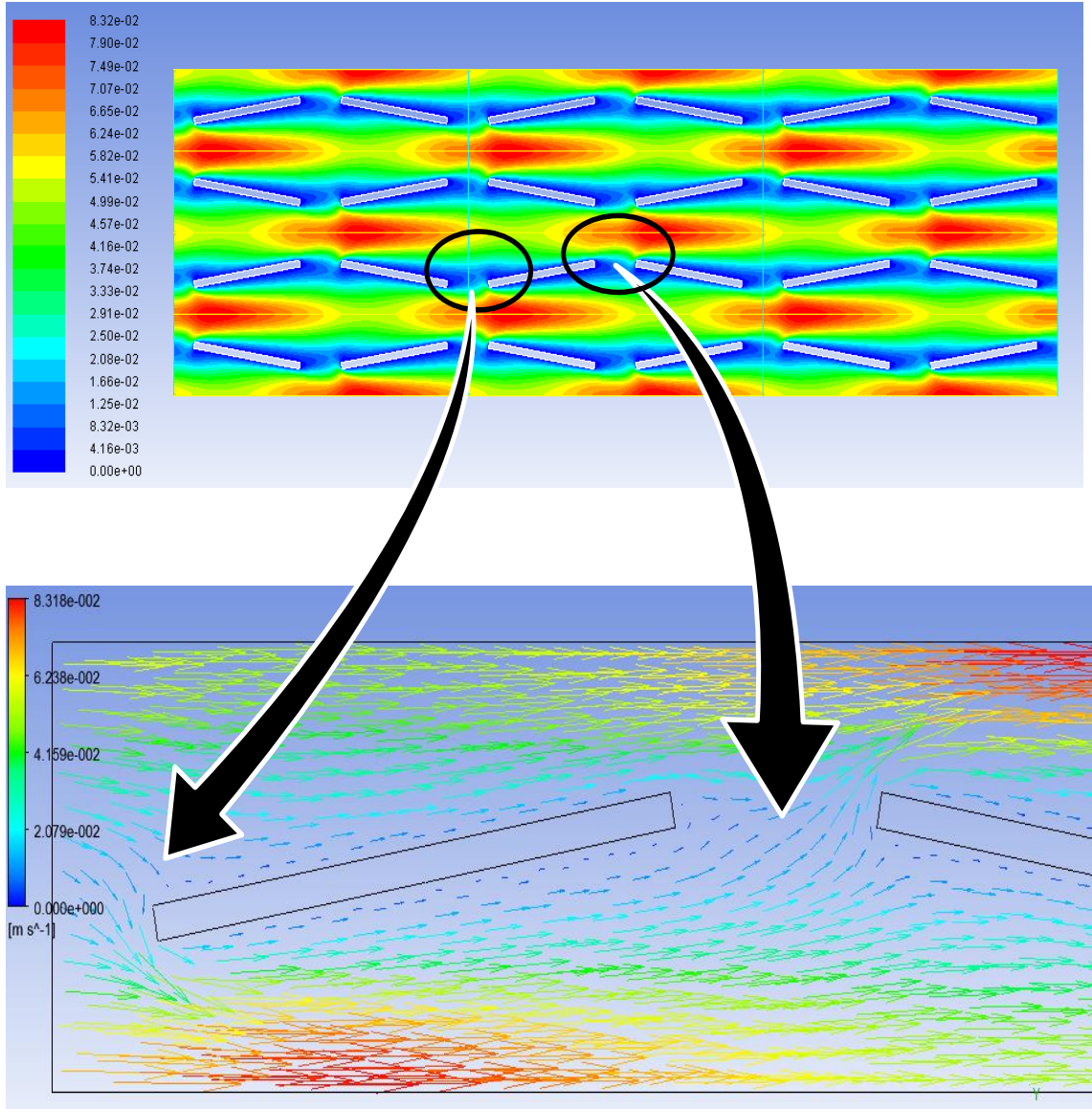
Çizelge 4.22.  $\alpha = 20^\circ$  için kütleli debiler

Bölge	Alan( $m^2$ )	x hızı(m/s)	y hızı(m/s)	$\dot{M}_x(kg/s)$	$\dot{M}_y(kg/s)$
1	5.864E-03	4.557E-03	-1.921E-02	2.832E-05	-1.194E-04
2	1.840E-02	2.936E-02	1.312E-03	5.726E-04	2.557E-05
3	1.173E-02	2.723E-03	1.143E-02	3.385E-05	1.420E-04
4	1.840E-02	2.210E-02	8.746E-03	4.309E-04	1.705E-04
5	1.215E-02	3.345E-02	-4.880E-05	4.306E-04	-6.283E-07
6	5.864E-03	1.425E-03	-3.589E-03	8.855E-06	8.357E-06

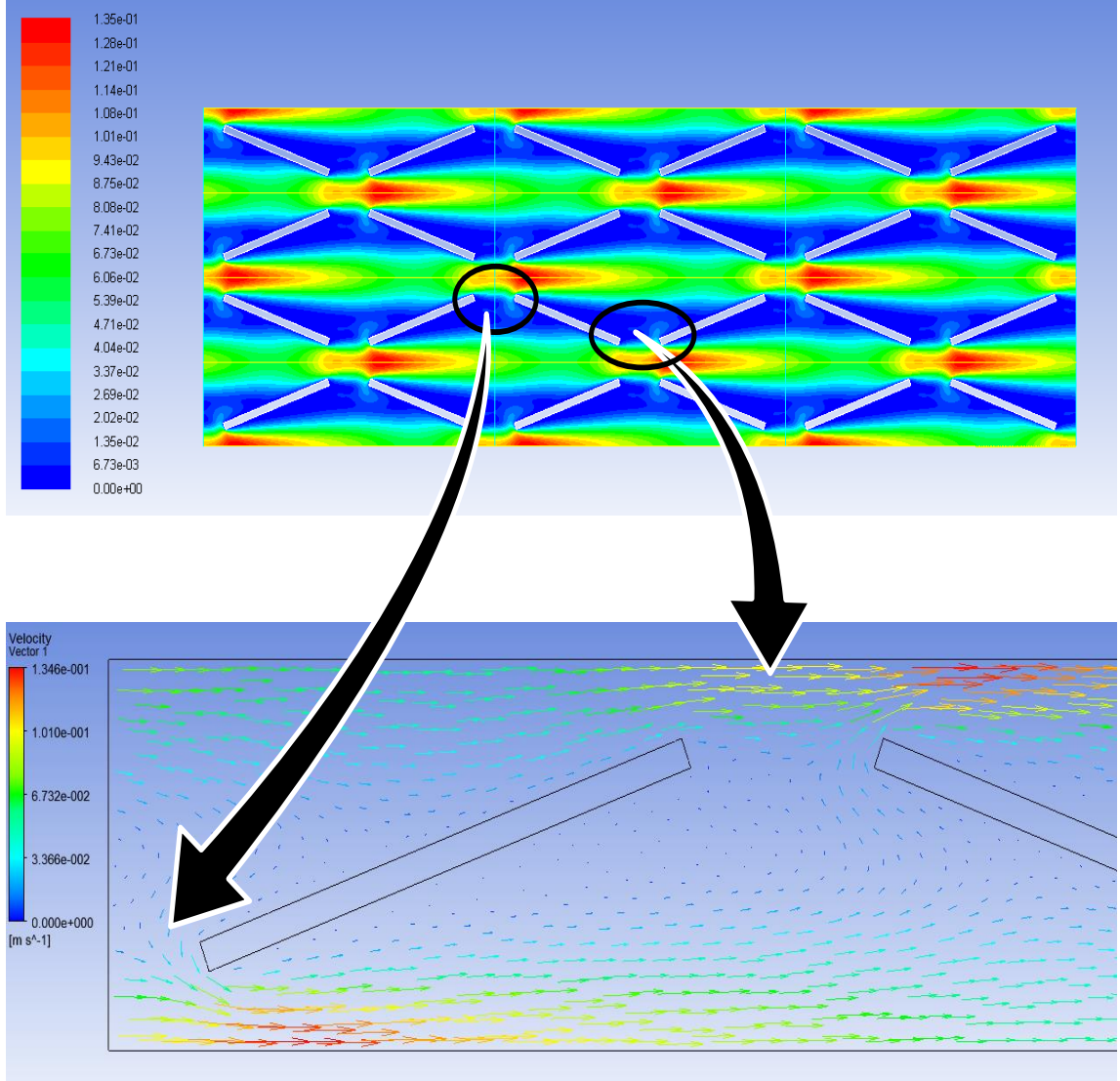
Çizelge 4.23.  $\alpha = 30^\circ$  için kütleli debiler

Bölge	Alan( $m^2$ )	x hızı(m/s)	y hızı(m/s)	$\dot{M}_x(kg/s)$	$\dot{M}_y(kg/s)$
1	7.180E-03	4.980E-02	2.900E-03	3.789E-04	2.207E-05
2	2.164E-02	2.420E-02	-8.980E-04	5.550E-04	-2.059E-05
3	1.435E-02	3.610E-02	7.200E-03	5.490E-04	1.095E-04
4	2.164E-02	1.950E-02	-4.370E-04	4.472E-04	-1.002E-05
5	1.186E-02	3.550E-02	1.666E-02	4.462E-04	2.094E-04
6	7.180E-03	2.230E-02	-1.728E-02	1.697E-04	-1.315E-04

Şekil 4.22’de  $\alpha = 10^\circ$  için, Şekil 4.23’de  $\alpha = 20^\circ$  için, Şekil 4.24’de  $\alpha = 30^\circ$  için hız vektörleri verilmiştir. Bu şekillerden görüleceği gibi  $\alpha \geq 0^\circ$  için kanallarda arasından akış sağlanmaktadır ancak  $\alpha \geq 20^\circ$  için yoğun girdap oluşumları kanallar arasından geçişi engellemektedir.

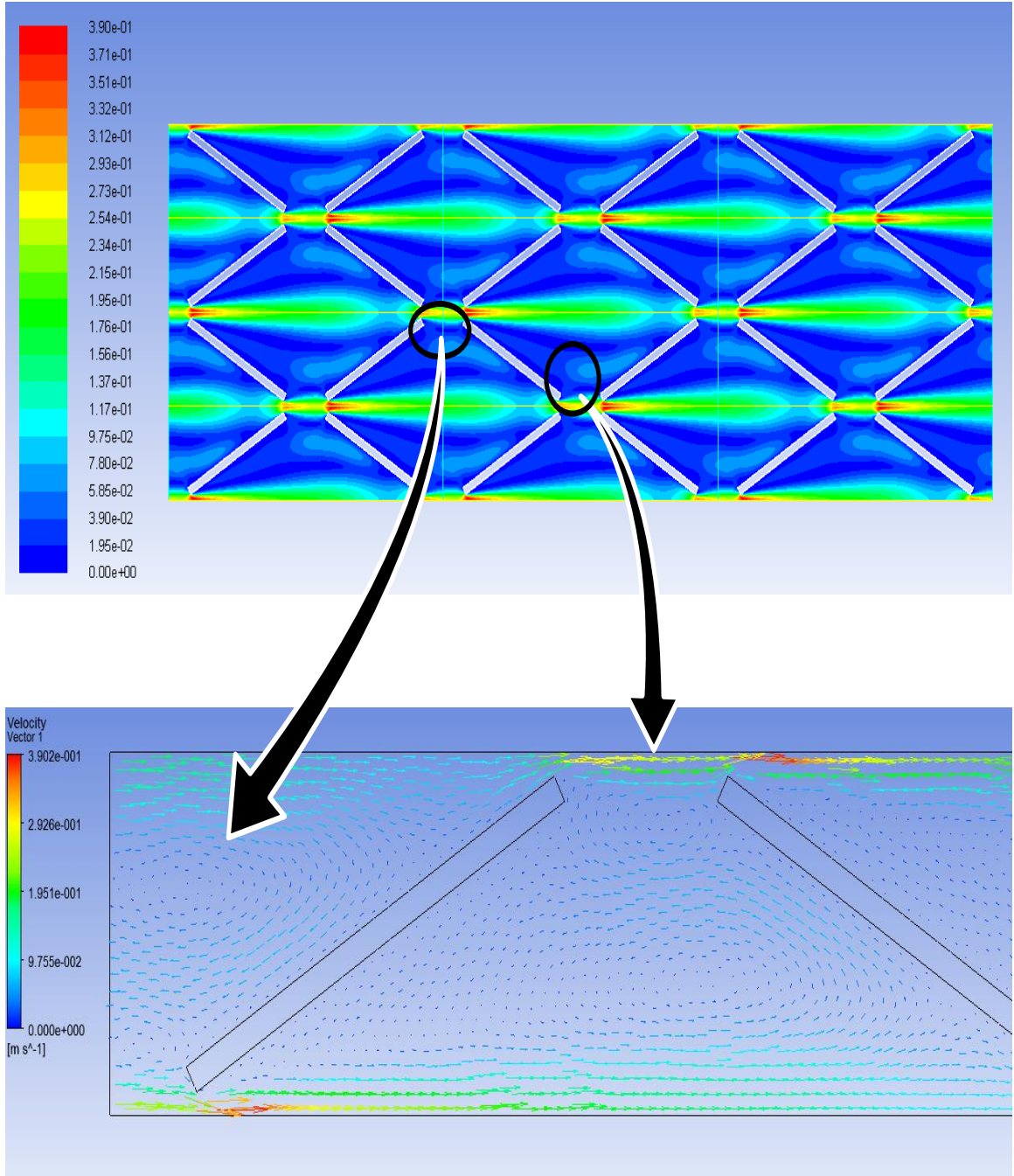


Şekil 4.22.  $\alpha = 10^\circ$  hız dağılımı ve hız vektörleri



Şekil 4.23.  $\alpha = 20^\circ$  hız dağılımı ve hız vektörleri





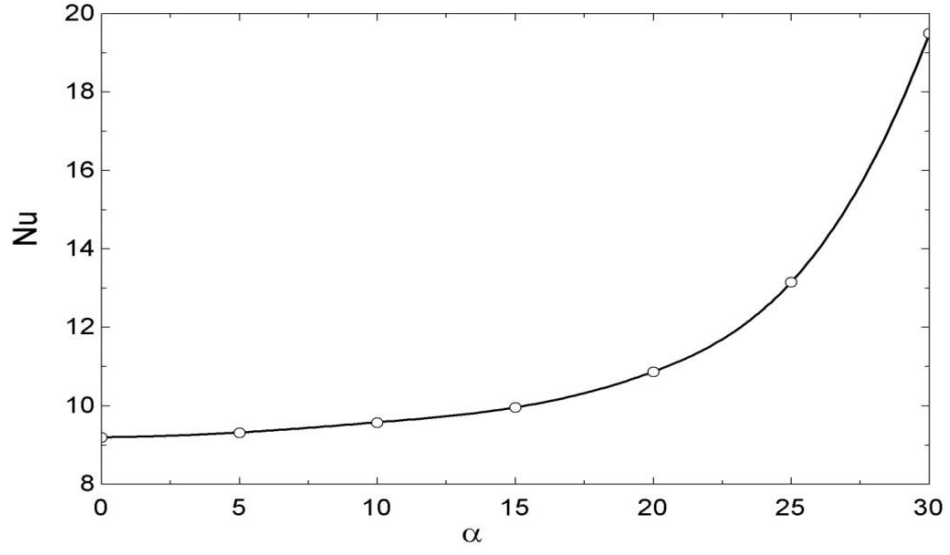
Şekil 4.24.  $\alpha = 30^\circ$  hız dağılımı ve hız vektörleri

Levha açısının Nusselt sayısına ve basınç kayıp katsayısına etkisi Çizelge 4.24'te verilmiş olup, Şekil 4.25'de levha açısının Nusselt sayısına, Şekil 4.26'da ise basınç kayıp katsayısına etkisi gösterilmiştir.

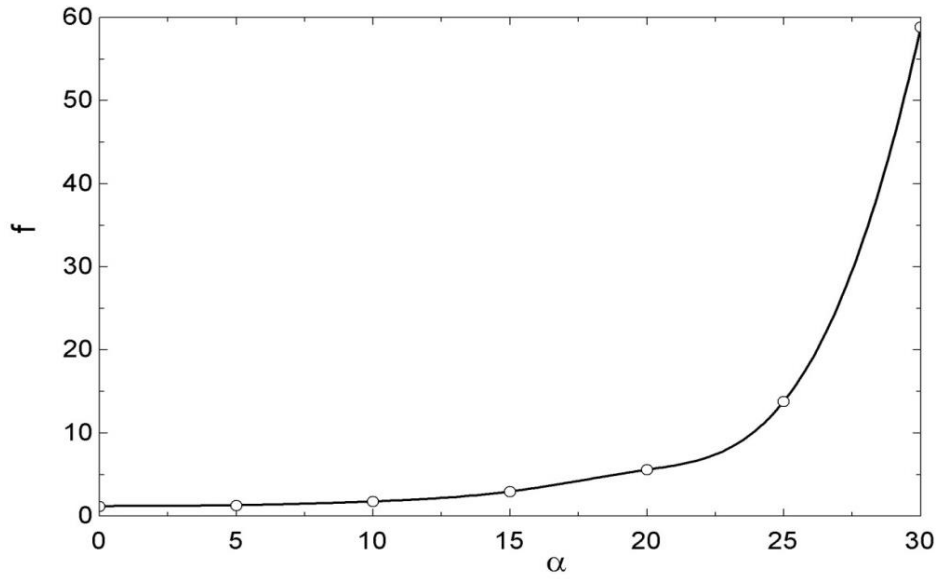
Çizelge 4.24. Levha açısının Nusselt sayısı ve basınç kayıp katsayısına etkisi,  $Re=100$ ,  $L=100$  mm,  $t=2$  mm,  $e=10$  mm

$\alpha$	$Nu$	$f$
0	9,20	1,21
5	9,32	1,32
10	9,58	1,77
15	9,96	2,96
20	10,87	5,59
25	13,16	13,81
30	19,50	58,89

$\alpha = 20^\circ$  'den sonra karışım oranı azalmasına rağmen kuvvetli girdap oluşumunun Nusselt sayısını ve basınç kayıp katsayısı değerini arttırmaktadır.



Şekil 4.25. Levha açısının Nusselt sayısına etkisi,  $Re=100$ ,  $L=100$  mm,  $t=2$  mm,  $e=10$  mm



Şekil 4.26. Levha açısının basınç kayıp katsayısına etkisi,  $Re=100$ ,  $L=100$  mm,  $t=2$  mm,  $e=10$  mm

### 4.3.2. Reynolds Sayısının Nusselt Sayısı ve Basıç Kayıp Katsayısına Etkisi

Bu bölümde farklı Reynolds sayıları için basınç kayıp katsayısı ve Nusselt sayıları hesaplanmıştır. Süreklilik denklemi, x hızı ve y hızı için yakınsama değeri, Reynolds 100, 200 ve 400 için  $10^{-6}$ , Reynolds 800 için  $10^{-4}$  alınmıştır. Bunun nedeni ise yüksek Reynolds sayılarında özellikle  $\alpha \geq 15^\circ$  için yoğun girdap oluşumu çözümün yakınsamasını engellemesidir. Çizelge 4.25'te  $\alpha = 0^\circ$  için, Çizelge 4.26'da  $\alpha = 5^\circ$  için, Çizelge 4.27'de  $\alpha = 10^\circ$  için, Çizelge 4.28'de  $\alpha = 15^\circ$  için, Çizelge 4.29'da  $\alpha = 20^\circ$  için ve Çizelge 4.30'da  $\alpha = 25^\circ$  için sonuçlar verilmiş olup Şekil 4.27'de basınç kayıp katsayısının, Şekil 4.28'de da Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi gösterilmiştir.

Çizelge 4.25.  $\alpha = 0^\circ$  için sonuçlar, L=100 mm, t=2 mm, e=10 mm

Re	f	Nu
100	1,11	9,00
200	0,55	9,34
400	0,17	9,51
800	0,149922	9,61

Çizelge 4.26.  $\alpha = 5^\circ$  için sonuçlar, L=100 mm, t=2 mm, e=10 mm

Re	f	Nu
100	1,21	9,52
200	0,63	9,42
400	0,33	9,55
800	0,175	9,67

Çizelge 4.27.  $\alpha = 10^\circ$  için sonuçlar, L=100 mm, t=2 mm, e=10 mm

<b>Re</b>	<b>f</b>	<b>Nu</b>
100	1,57	9,54
200	0,87	9,63
400	0,47	9,66
800	0,26	10,08

Çizelge 4.28.  $\alpha = 15^\circ$  için sonuçlar, L=100 mm, t=2 mm, e=10 mm

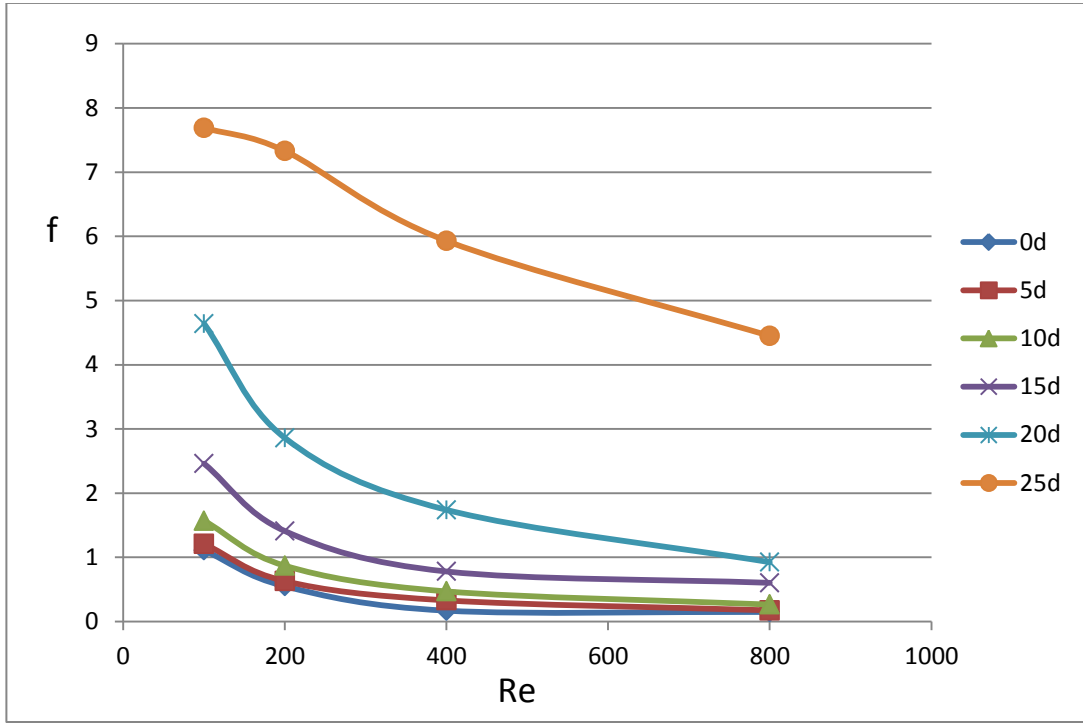
<b>Re</b>	<b>f</b>	<b>Nu</b>
100	2,46	9,98
200	1,41	10,11
400	0,78	11,04
800	0,60	12,00

Çizelge 4.29.  $\alpha = 20^\circ$  için sonuçlar, L=100 mm, t=2 mm, e=10 mm

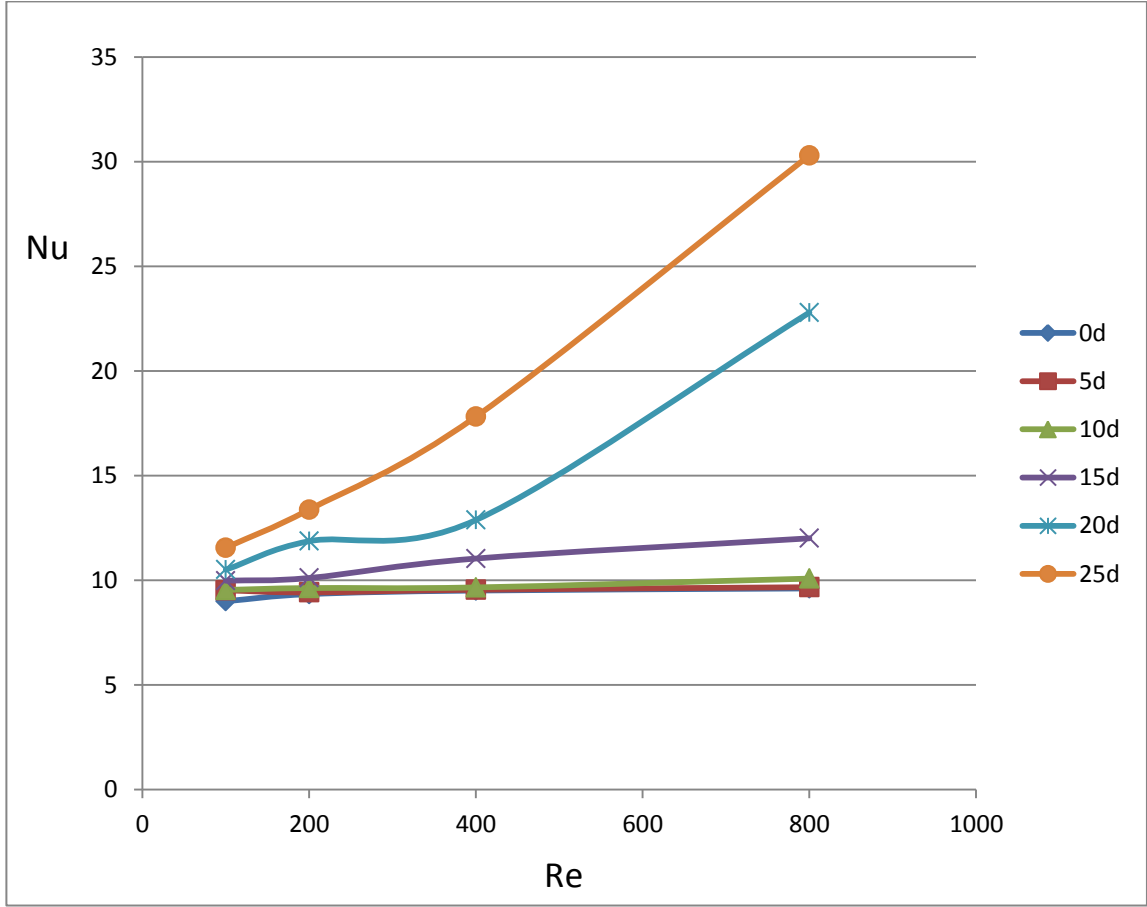
<b>Re</b>	<b>f</b>	<b>Nu</b>
100	4,64	10,51
200	2,86	11,87
400	1,74	12,88
800	0,92	22,79

Çizelge 4.30.  $\alpha = 25^\circ$  için sonuçlar,  $L=100$  mm,  $t=2$  mm,  $e=10$  mm

Re	f	Nu
100	7,69	11,55
200	7,33	13,38
400	5,93	17,82
800	4,45	30,30



Şekil 4.27. Basınç kayıp katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi,  $L=100$  mm,  $t=2$  mm,  $e=10$  mm



Şekil 4.28. Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi,  $L=100$  mm,  $t=2$  mm,  $e=10$  mm

## 5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu tez çalışması dört kısımda incelenmiştir. Sonuçlar sayısal olarak elde edilmiştir. Sayısal çözüm için ANSYS FLUENT paket programı kullanılmıştır. Geometri çizimi, ağ atımı, sayısal çözüm ve sonuçların bulunması aynı ara yüzde ANSYS WORKBENCH'te yapılmıştır. WORKBENCH'in kullanılmasının sebebi tüm çalışmaların tek bir dosya içerisinde yapılabilmesi ve özellikle boyutsuz sayıların hesabı için gerekli formülleri başka bir programda yazmadan tek bir ortamda yazılabilesidir. Sayısal hesaplamalar hidro dinamik ve ısıl olarak tam gelişmiş akış olarak kabul edilmiştir. Bu durum ANSYS FLUENT paket programında periyodik sınır şartı olarak geçmektedir ve bu şartın

uygulanma nedeni EK 2’de detaylı olarak gösterilmiştir. Boyutsuz sayılar ise ANSYS CFD POST programı yardımıyla yapılmıştır. EK 1’de programın nasıl kullanıldığı anlatılmıştır.

Birinci kısımda sayısal sonuçların güvenilirliği için paralel levhada farklı Reynolds sayılarında basınç kayıp katsayısının ve Nusselt sayısının değişimi incelenmiştir. Sabit duvar sıcaklığı için yapılan hesaplamalarda bulunan sonuçların analitik sonuçlara oldukça yakın olduğu görülmektedir.

İkinci kısımda, kaydırılmış levha dizilerinde, levha et kalınlığı, levhalar arası mesafe ve Reynolds sayısı gibi farklı parametrelere bağlı olarak basınç kayıp katsayısının ve Nusselt sayısının değişimi laminer bölgede sayısal olarak incelenmiştir. İlk olarak farklı Reynolds sayılarında levhalar arası boşluğun Nusselt sayısına ve basınç kayıp katsayısına etkisi incelendi. Burada levhalar arası boşlukların basınç kaybına çok fazla etki etmediğini ve Nusselt sayısının ise arttığı görülmektedir. Daha sonra farklı Reynolds sayılarında levha et kalınlığının Nusselt sayısına ve basınç kayıp katsayısına etkisi incelendi. Burada ise levha et kalınlığı arttıkça Nusselt sayısında arttığı, ancak basınç kayıp katsayısının da arttığı sonucuna varılmıştır.

Üçüncü kısımda, birbiriyle bağlantılı daralan ve genişleyen kanalda Reynolds 100 için belirli bir geometride levha açısının basınç kayıp katsayısına ve Nusselt sayısına etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Burada belirli bir geometri için ve  $Re = 100$  için levha açısı değiştirilerek hesaplamalar yapılmıştır. Burada  $\alpha \geq 0^\circ$  için kanallar arasında karışım sağlandığı gösterilmiştir. Belirli kesit alanlarından geçen kütleli debi hesaplandıktan sonra bir karışım oranı tarif edilmiştir ve bu karışım oranı için optimum bir açının olduğu, ve  $\alpha \geq 20$  için karışım oranının azaldığı görülmektedir. Bunun sebebi ise, Şekil 4.24’ten görüleceği gibi yoğun girdap oluşumu kanallar arasından akışkanın geçmesine izin vermemektedir. Burada basınç kayıp katsayısı hızlı bir şekilde artmaktadır. Boyutsuz ısı geçişi katsayısı olan Nusselt sayısı levha açısını artmasıyla birlikte



artmaktadır. Ancak  $\alpha \geq 20$  'den sonra basınç kaybının hızlı bir şekilde artmasından dolayı ısı geçişinde elde edilen kazanım fan gücüne gitmektedir. Amaç bilgisayar kasası soğutması ve gibi önemli olan ısı geçişini arttırmak ise levha açısının arttırılması uygundur, ancak güneş panelleri gibi basınç kaybı da önemli ise bu optimum açıya dikkat edilmesi gerekmektedir.

Dördüncü kısımda ise birbirleriyle bağlantılı daralan ve genişleyen kanallarda Reynolds sayısının basınç kayıp katsayısı ve Nusselt sayısına etkisi incelenmiştir. Burada, Reynolds sayısı arttıkça basınç kayıp katsayısının azaldığı, Reynolds sayısının arttığı görülmektedir. Böylece daha yüksek Reynolds sayılarında ısı geçişinin arttırılabileceği kanısına varılmıştır.

## 6. KAYNAKLAR

- [1] Sparrow, E.M. , Prata, A.T., Numerical solutions for laminar flow and heat transfer in a periodically converging-diverging tube with experimental confirmation, Numerical Heat Transfer, 6, 3219-3230,1983.
- [2] Patankar, S. V. , Liu, C. H. , E. M. Sparrow, The periodic thermally developed in ducts with streamwise periodic wall temperature or heat flux, Int. J. Heat Mass Transfer, 21, 557-666, 1977.
- [3] Kelkar, K. M. , Patankar, S. V. , Numerical prediction of flow and heat transfer in a parallel plate channel with staggered fins, Journal of Heat Transfer, 109, 25-30, 1987.
- [4] G. Wang, S. P. Vanka, Convective heat transfer in periodic wavy passages, Int. J. Heat Mass Transfer, 38, 3219-3230,1995.
- [5] Chunhua Min, Chengying Qui, Xiangfei Kong, Jiangfeng Dong, Experimental study of rectangular channel with modified rectangular longitudinal vortex generators, Int. J. Of Heat and Mass Transfer, 53, 3023-3029, 2010.
- [6] Pankaj, S. , Gautm, B., Subrata, S., Comparison of winglet-type vortex generators periodically deployed in a plate-fin heat exchanger-A synergy based analysis, Int. J. Of Heat and Mass Transfer,74, 292-305, 2014.
- [7] J. X. Zhu,M. Fiebig, N. K. Mitra, Numerical investigation of turbulent flows and heat transfer in a rib-roughed channel with longitudinal vortex generators, 38, Int. J. Of Heat and Mass Transfer, 495-501, 1995.
- [8] Chunhua Min, Chengying Qi, Enyu Wang, Liting Tian, Yaju Qin, Numerical investigation of turbulent flow and heat transfer in a channel with novel longitudinal vortex generators, 55, 7268-7277, 2012.
- [9] A. Sohankar, Heat transfer augmentation in a rectangular channel with vee-shaped vortex generator, Int. J. Of Heat and Fluid Flow, 28, 306-317, 2007.

- [10] Reasfeld, A. , Warmeübergang an zwangsbelüfteten, unterbrochenen Kühlrippen. Chem. In. Tech., 30, 67-69, 1958.
- [11] Yılmaz, T., Kaydırılmış levha dizilerinde ısı ve kütle transferi, Doçentlik tezi, K.T. Ü, Trabzon, 173, 1977.
- [12] Sparrow, E.M. Baliga, B.R. and Patankar, S.V. , Heat Transfer and Fluid Flow Analysis of Interrupted-Wall Channels, with Applications to Heat Exchangers, J. Heat Transfer, Trans. A. S. M. E., Seri C, 99, 4-11, 1977.
- [13] Patankar, S. V. and Prakash, C. , Analysis of the Effect of Plate Thickness on Laminar Flow and Heat Transfer In Interrupted Plate Passages, Int. J. Heat and Mass Transfer, 24, 1801-1810, 1981.
- [14] Yılmaz, T. , Numerical Solutions of Navier-Stokes Equations for Laminar Flow In Rows of Plates In Staggered Arrangement, Int. J. Heat and Fluid Flow, 3, 201-206, 1982.
- [15] Yılmaz, T. , Ayhan, T. Birbirleriyle bağlantılı daralan ve genişleyen kanallarda ısı transferi, 4. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 133-149, 1983.
- [16] Fuji, M. , Sensimo Y. Yamanaka G. , Heat transfer and pressure drop of perforated surface heat exchanger with passage enlargement and contraction, Int. J. Heat Mass Transfer, 31, 135-142, 1988.
- [17] Russels, C. M. B. , Jones, T. V. , Lee, G. H. , Heat transfer enhancement using vortex generators, Proceedings of the Seventh International Heat Transfer Conference, 3, 283-288, Münih, Almanya, 1982.
- [18] Kotcioğlu, İ. , Ayhan, T. , Olgun, H. , Ayhan B. , Heat transfer and flow structure in a rectangular channel with wing-type vortex generators, J. Of Engineering and Environmental Science, 22, 185-195, 1998.
- [19] Kotcioğlu, İ. , Bölükbaşı, A. , Düşey dikdörtgen kesitli bir kanalda farklı kanatçıklı yüzeylerde ısı transferinin incelenmesi, D. E. Ü. Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi, 5(2), 89-102, 2003.
- [20] Yakut, K., Özpolat, Y. E. , Çelik, C. , Karabey A. , Çarpan jetle ısı transferinde altıgen kanatçıklı ısı alıcı dizayn parametrelerinin taguchi yöntemiyle

- optimizasyonu, ULIBTK'11 18. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 348-354, 2011.
- [21] Karabey, A. , Yakut, K. , Yeşildal, F. , Kabakuş, A. , Kanal akışında optimize edilmiş dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcının çarpan jetle ısı transferinde analizi, ULIBTK'11 18. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 667-673, 2011.
- [22] Kabakuş, A. , Yakut, K. , Yeşildal, F. , Karabey, A. , Kanal akışında optimize edilmiş ısı alıcıların çarpan jetle ısı transferi analizi, ULIBTK'11 18. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 689-696, 2011.
- [23] Kotcioğlu, İ. , Cansız, A. , Khalaji, M. N. , Experimental investigation for optimization of design parameters in a rectangular duct with plate-fins heat exchanger by Taguchi method, Applied thermal Engineering, 50, 604-613, 2013.
- [24] şahin, B. , Yakut, K. , Kotcioğlu, İ. , Çelik, C. , Optimum design of heat exchanger, Applied Energy, 82, 90-106, 2005.
- [25] Çalışkan, S., Baskaya, S., Experimental Investigation of Impinging Jet Array Heat Transfer from a Surface with V-shaped and Convergent-Divergent Ribs, I. J. of Thermal Sciences, 59, 234-246, 2012.
- [26] Çengel, Y. , Cimbala, J. M. , Akışkanlar Mekaniği Temelleri ve Uygulamaları, Güven Bilimsel, İzmir, 2008.
- [27] Yeşildal, F. , Dikdörtgen ve altıgen kanatçıklı ısı alıcılarda ısı ve akış karakteristiklerinin deneysel ve teorik analizi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Erzurum, 156, 2007.
- [28] Cihan, E. , Çeşitli kesit alanlı kanallarda gelişmekte olan akışta ısı transferinin nümerik olarak hesaplanması, Çukurova Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, Adana, 1995.
- [29] Suhas, P. V. , Numerical heat transfer and fluid flow, Hemisphere Pub. Co. , New York, 1980.
- [30] Yılmaz, T. , Cihan, E. General Equations for Heat Transfer for Laminar Flow in Ducts of Arbitrary Cross-Sections, Int. J. Heat Mass Transfer, 36, 13, 3265-3270, 1993.

## 7. ÖZGEÇMİŞ

**Adı Soyadı** : Mehmet Tahir ERDİNÇ

**Doğum Tarihi** : 23.11.1988

**E-Posta Adresi** : mtahirerdinc @ gmail.com

### Öğrenim Durumu:

Derece	Bölüm/Program	Okul/Üniversite	Bitirme Yılı
Lise	Fen	Cumhuriyet YDA Lisesi	2007
Lisans	Makine Mühendisliği	Çukurova Üniversitesi	2012
Yüksek Lisans	Makine Mühendisliği	Osm. Korkut Ata Üni.	-

### İş Tecrübesi:

Görev Unvanı	Görev Yeri	Yıl
Araştırma Görevlisi	Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi	2013

### ESERLER (Makaleler ve Bildiriler)

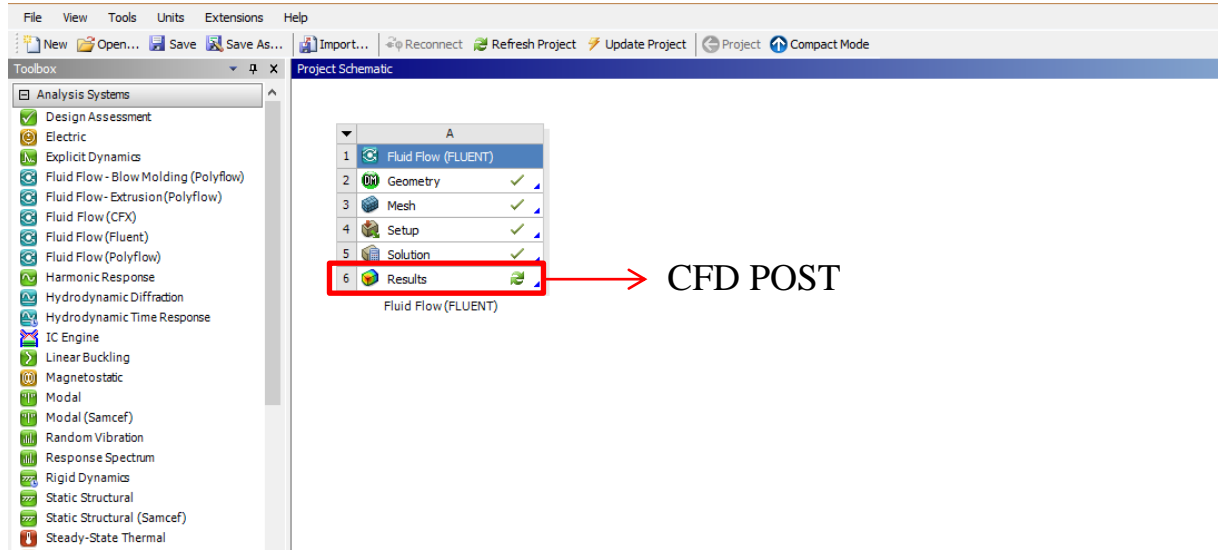
1. Yılmaz, T. , Erdinç, M. T. , Fluid flow mixing for heat transfer enhancement in communicating converging and diverging channel, Int. Symp. on Convective Heat and Mass Transfer, 2014,Proceedings 220.

## 8. EKLER

### EK 1. CFD POST KULLANIMI

Bu bölümde FLUENT Paket programında doğrudan hesaplanamayan boyutsuz sayıların (Ortalama ve yerel Nusselt sayısı, boyutsuz sıcaklık) ANSYS CFD-POST programı ile hesaplanması gösterilmiştir. Bu programın kullanılmasının amacı, sonuçları farklı bir programa(Excel, EES, v.b.) atmadan aynı ortamda hesaplanabilmesini göstermektir. Formülleri bir kere yazdıktan sonra parametreleri istediğimiz gibi değiştirebiliriz.

WORKBENCH ara yüzünde problemi FLUENT Programında çözdürdükten sonra Şekil B.1’ de “Results” seçeneği CFD POST programını göstermektedir.

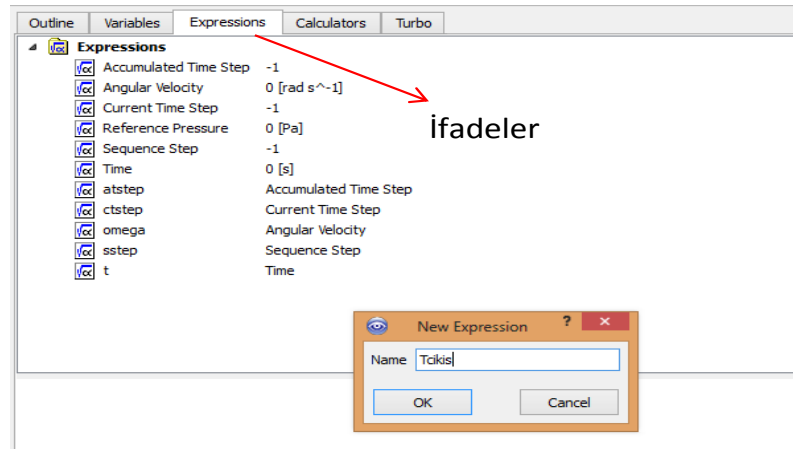


Şekil B.1. ANSYS WORKBENCH’te CFD POST seçeneğinin gösterilmesi

Results seçeneğine çift tıklatıldığında Şekil B.2’deki gibi bir ara yüz karşımıza çıkmaktadır. Burada karşımıza farklı seçenekler çıkmaktadır. Hesaplamak istediğimiz değerleri Şekil B.2’de görülen “expressions” seçeneğinde yazılır. Boş alana sağ tıkladığında yapmak istediğimiz parametrenin ismini yazarız. Burada çıkış sıcaklığının

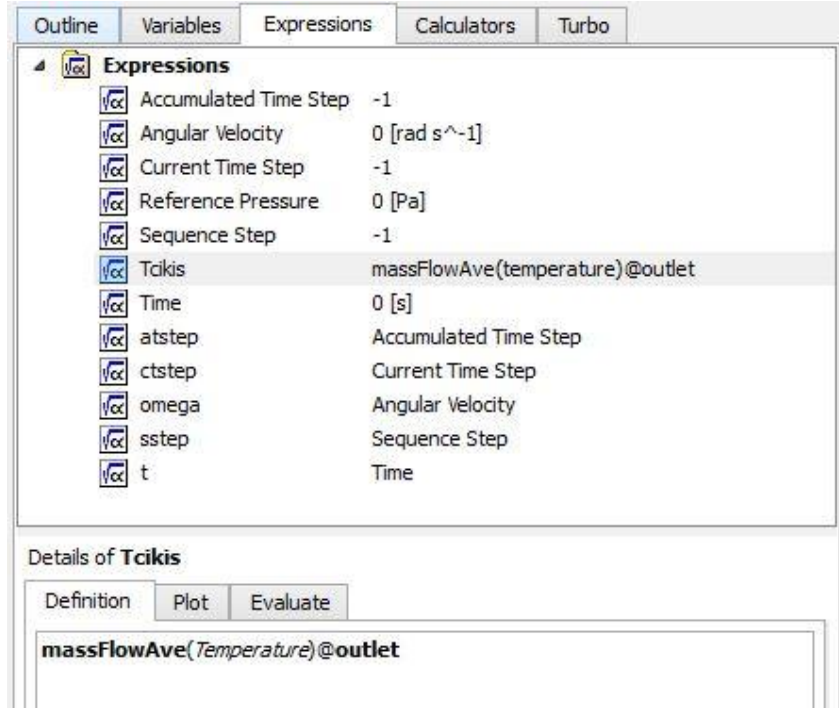
ismi “Tcikis” olarak verilmiştir. Çıkış sıcaklığının ortalama karışım sıcaklığını bulmak için Şekil B.3’te gösterildiği gibi “massFlowAve(Temperature)@outlet” yazarak, ya da ortalama karışım sıcaklığı formülü,

“ $areaInt(Velocity\ u * Y * Temperature)@outlet / lengthInt(Velocity\ u * Y)@outlet$ ” kullanarak hesaplanabilir.

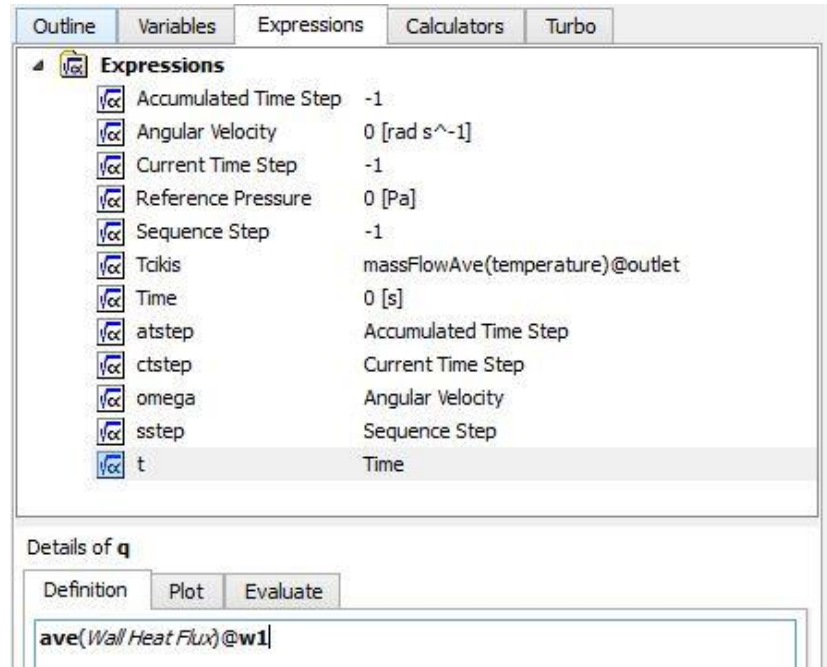


Şekil B.2. CFD POST’ta yeni ifade oluşturulmasının gösterilmesi

Şekil B.4’te duvardan akışkana geçen ısı akısını, Şekil B.5’te logaritmik sıcaklık farkının bulunması, Şekil B.6’da ortalama ısı taşınım katsayısının bulunması, Şekil B.7’de ortalama Nusselt sayısının bulunması gösterilmiştir.

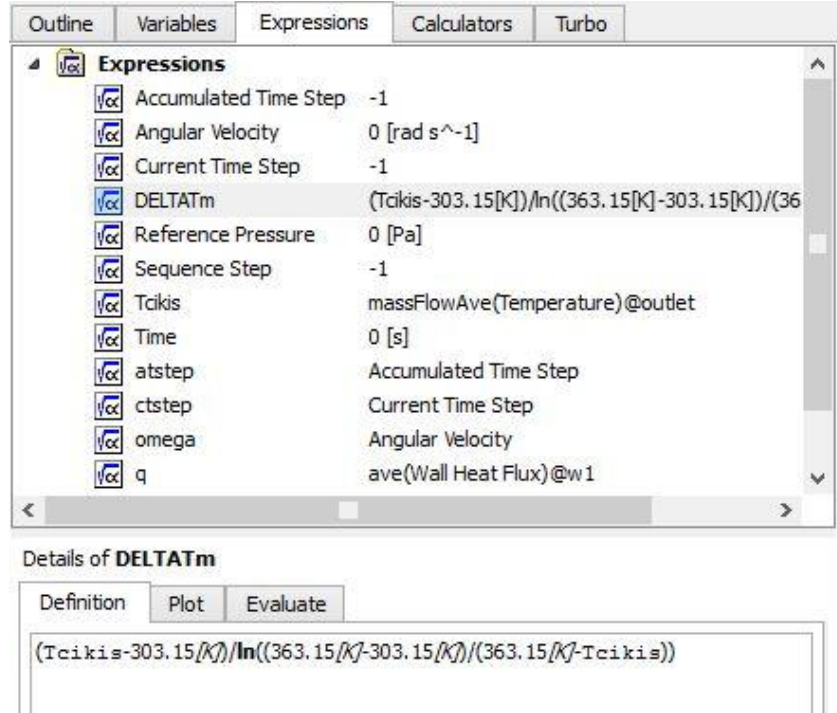


Şekil B.3. Çıkıştaki ortalama karışım sıcaklığının bulunması

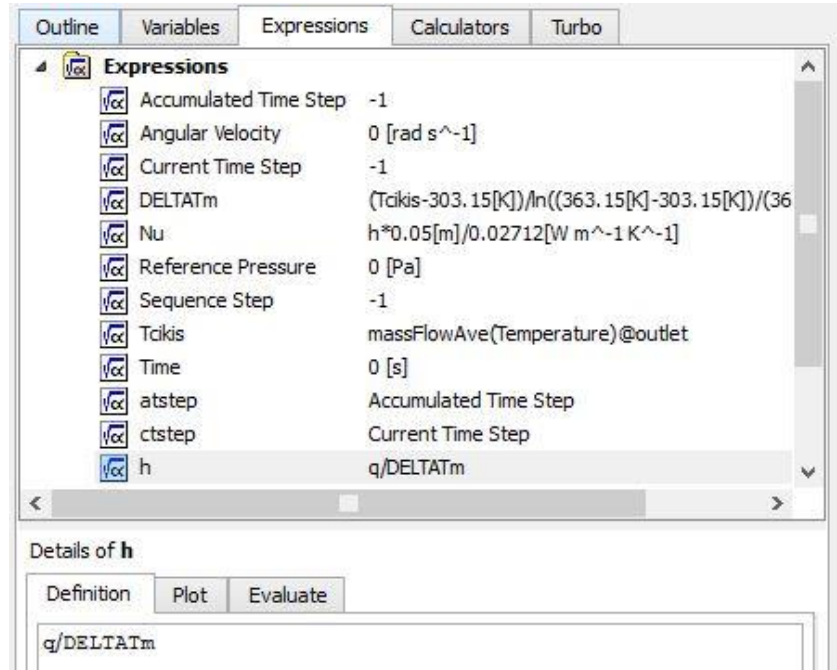


Şekil B.4. Duvardan akışkana geçen ısı akısının hesaplanması

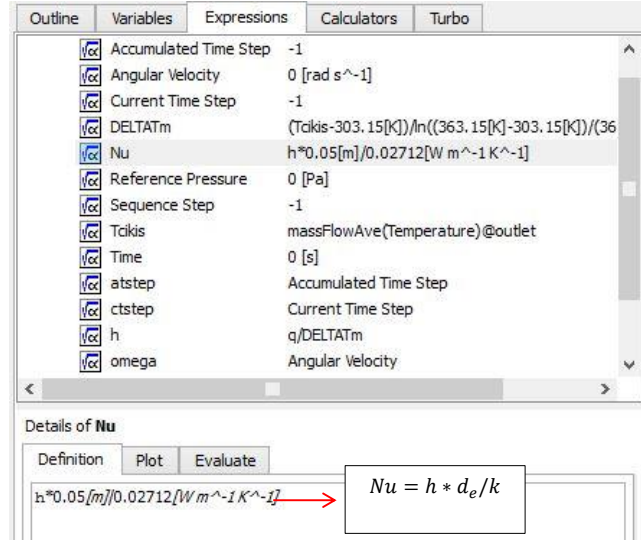




Şekil B.5. Logaritmik ortalama sıcaklığın bulunması

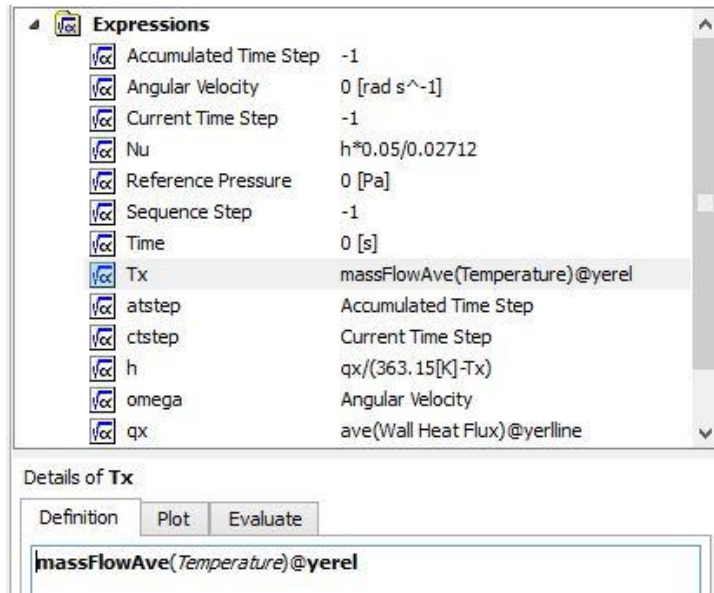


Şekil B.6. Ortalama ısı taşınımı katsayısının hesaplanması

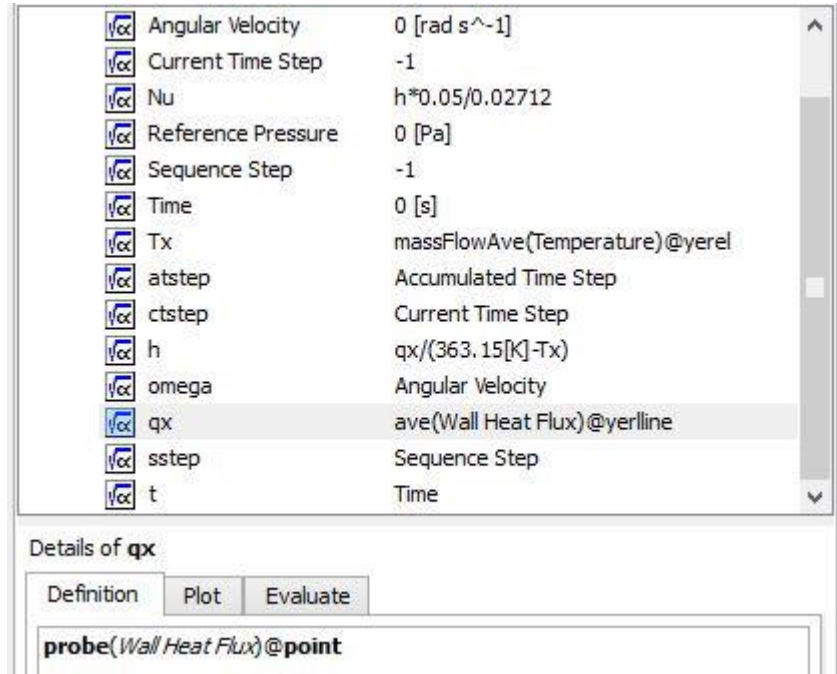


Şekil B.7. Ortalama Nusselt sayısının bulunması

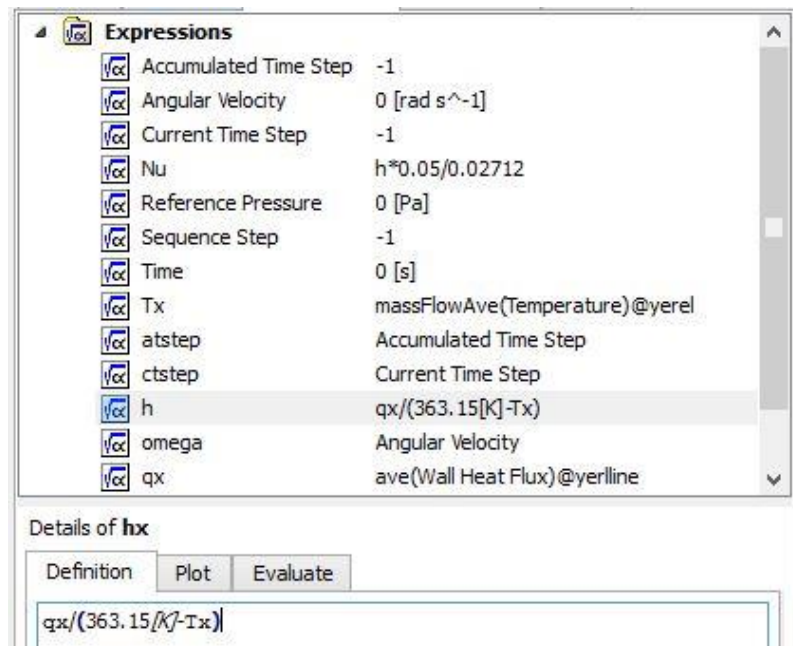
Yerel Nusselt sayısı için ise ilk önce akış yönüne dik bir çizgi veya alan oluşturularak ve daha sonra Şekil B.8, Şekil B.9, Şekil B.10 ve Şekil B.11’de gösterilen şekilde yerel Nusselt sayısı bulunur.



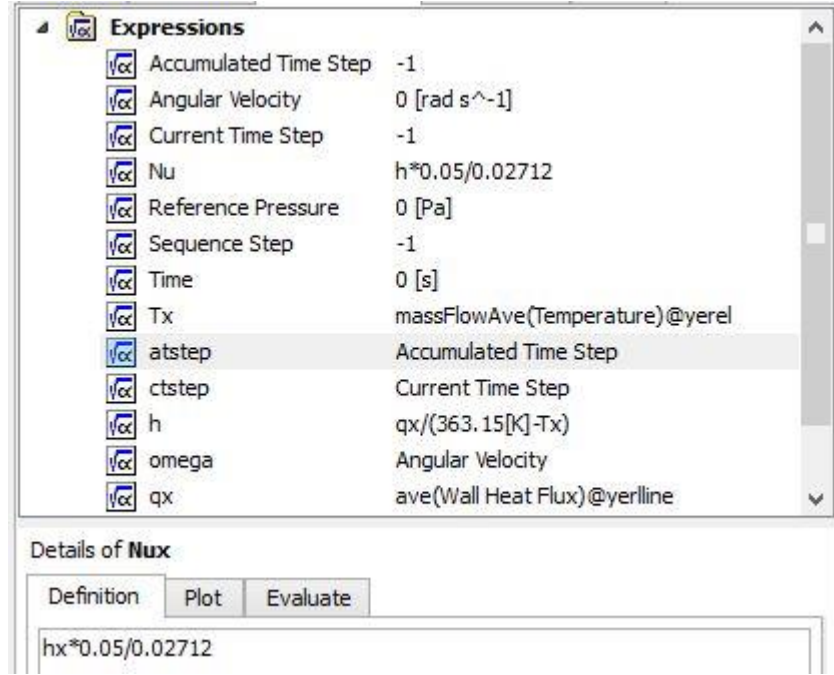
Şekil B.8. Herhangi bir kesit alanındaki ortalama karışım sıcaklığının bulunması



Şekil B.9. Herhangi bir noktadaki ısı akısının bulunması

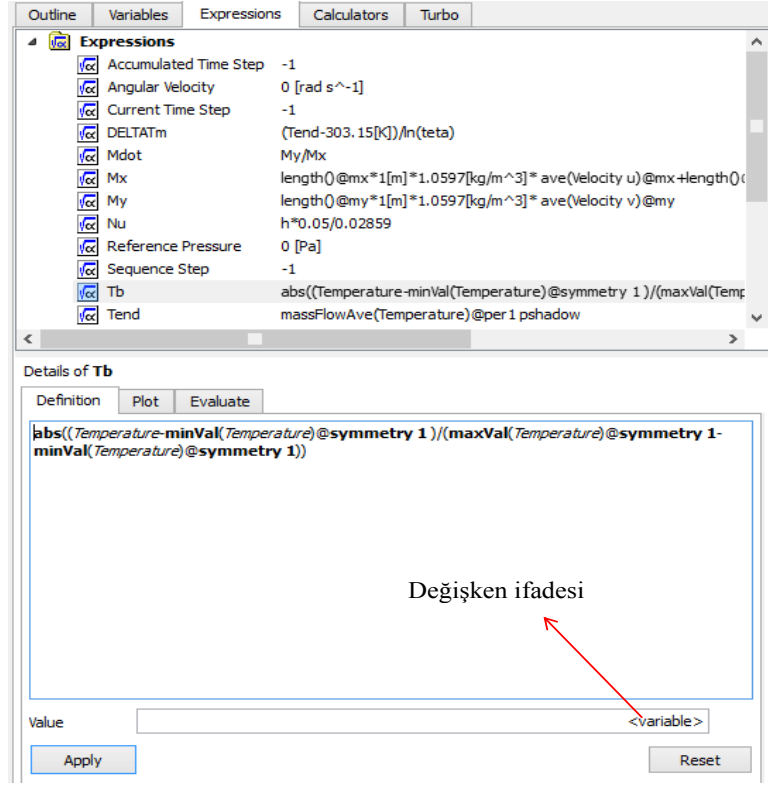


Şekil B.10. Yerel ısı taşınım katsayısının bulunması

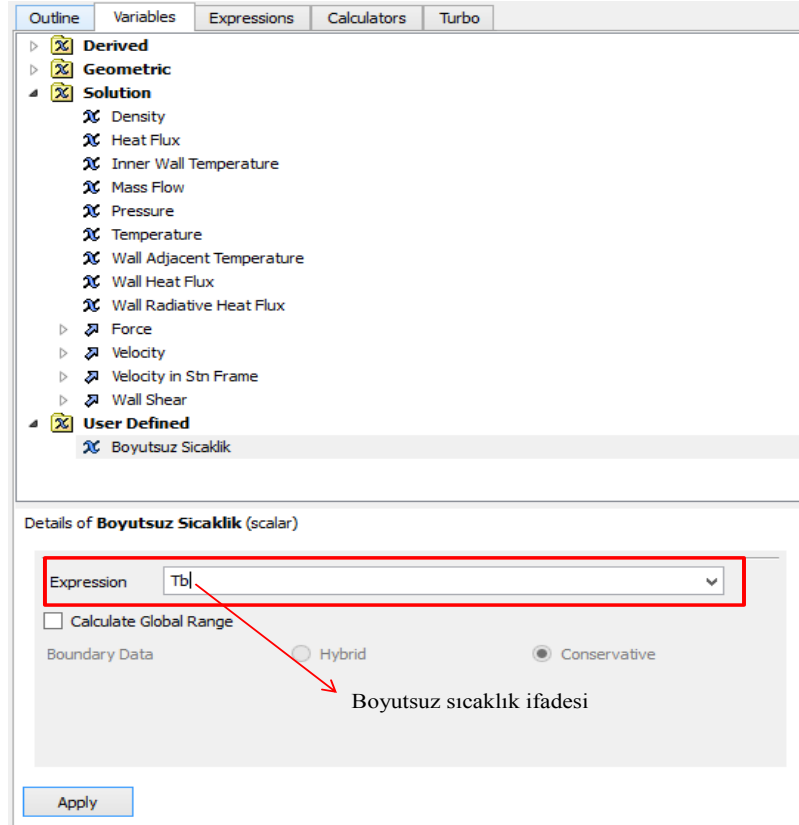


Şekil B.11. Yerel Nusselt sayısının bulunması

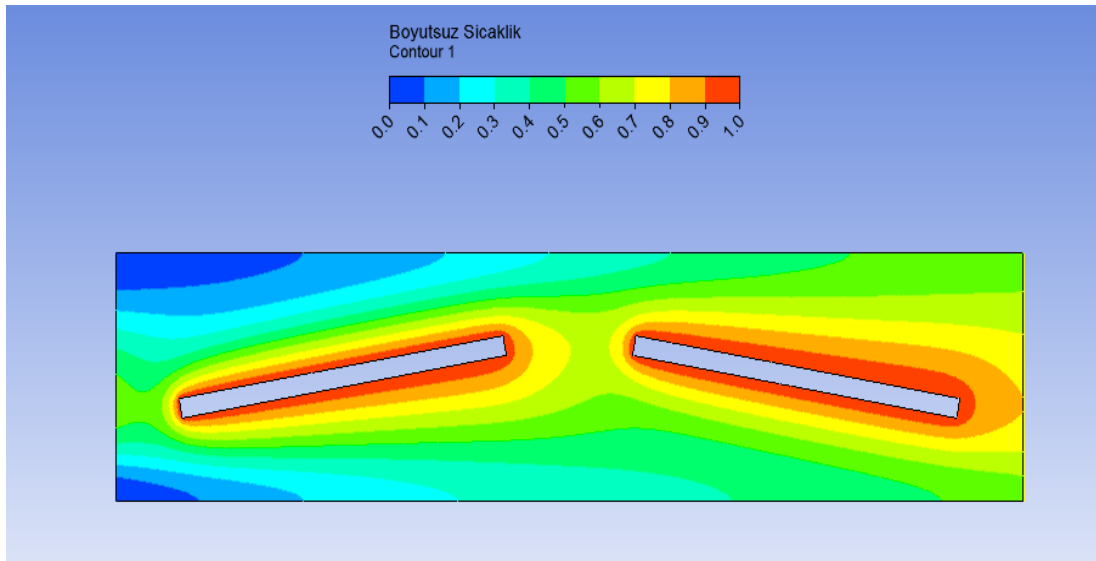
Boyutsuz sıcaklığın gösterimi için ise ilk önce Şekil B.12’de görüldüğü gibi “expressions” seçeneğinde boyutsuz sayı tanımı yapılır. Sonra “variables” kısmına geçilir ve Şekil B.13’de görüldüğü gibi yeni değişken belirlenir. Burada boyutsuz sayı için belirlenen ifade seçilir. Bu aşamalardan sonra ana sayfada kontur oluşturma seçeneğinden değişken olarak boyutsuz sayı tanımı seçilir ve oluşturulan sıcaklık konturları boyutsuz sıcaklık ile Şekil B.14’de gösterilmiştir.



Şekil B.12. Değişken ifadesinin yazımı



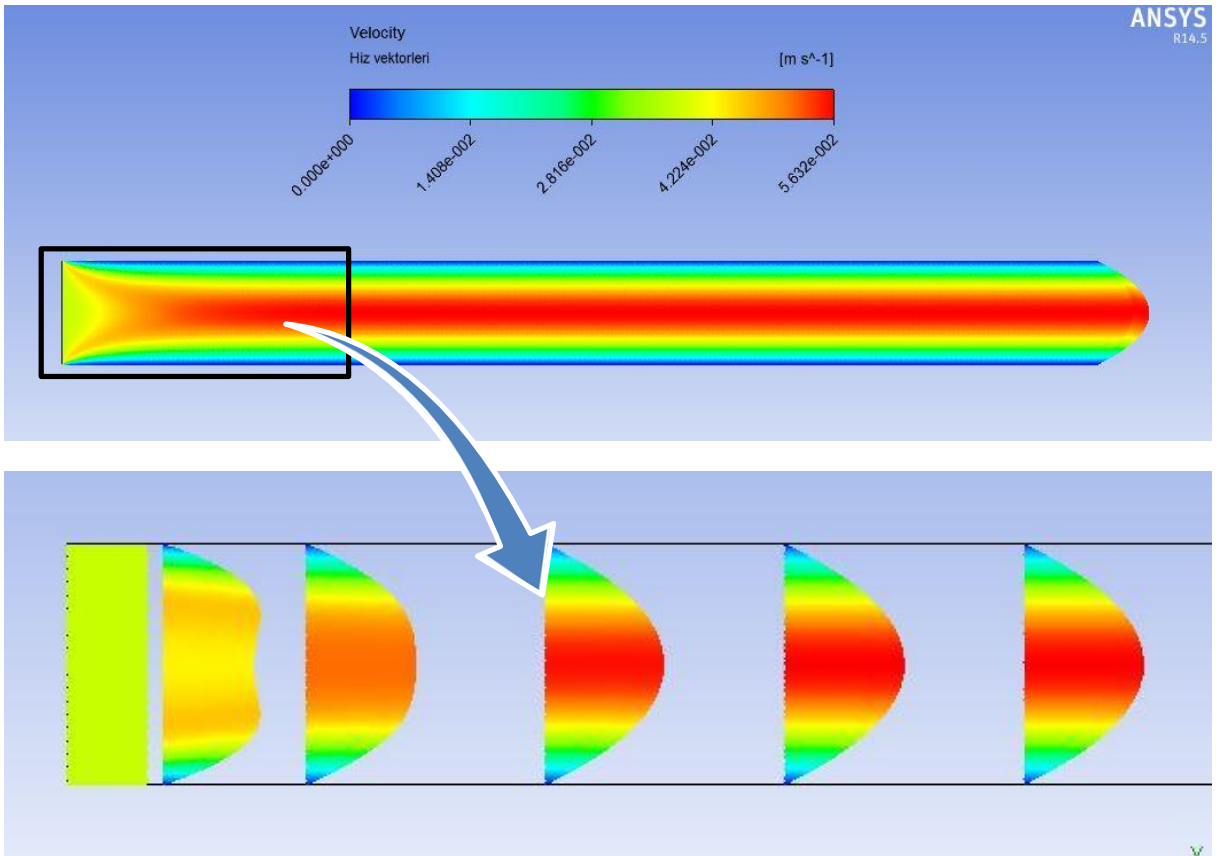
Şekil B.13. Değişken seçimi



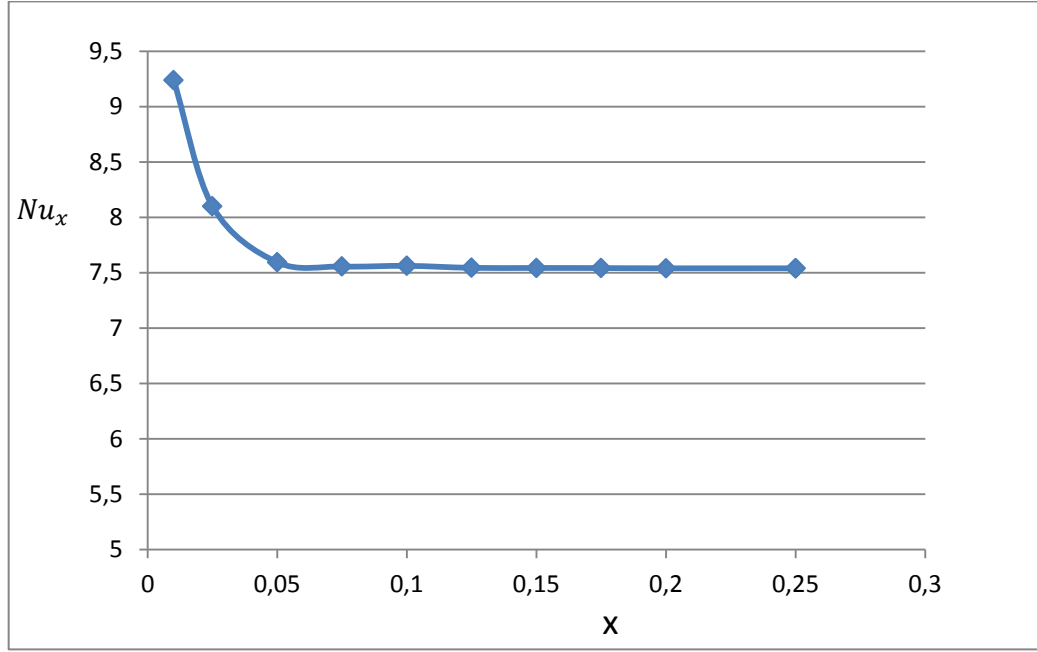
Şekil B.14. Boyutsuz sıcaklık konturlarının gösterimi

## EK 2. FLUENT Paket programında Periyodik Sınır Şartının Kullanılması

Yapılan literatür araştırmalarında genelde hidrodinamik ve ısı tam gelişmiş akış elde etmek için kanal uzunluğu çok uzun tutulmakta ya da bir giriş bölgesi eklenmektedir. Eğer FLUENT programına sadece giriş hızı verilirse akış belli bir mesafeden sonra gelişmiş akış olmaktadır. Bu durum Şekil B.15'te gösterilmiştir. Buradan görüldüğü gibi giriş bölgesinde akış gelişmemiştir. Bu durum sayısal çözümün çok uzun zaman almasına neden olmakta ve tam gelişmiş hız için hesaplara belli bir noktadan sonra başlamasına neden olmaktadır. Şekil B.16'da ise yerel Nusselt sayısının kanal boyunca değişimi gösterilmektedir.



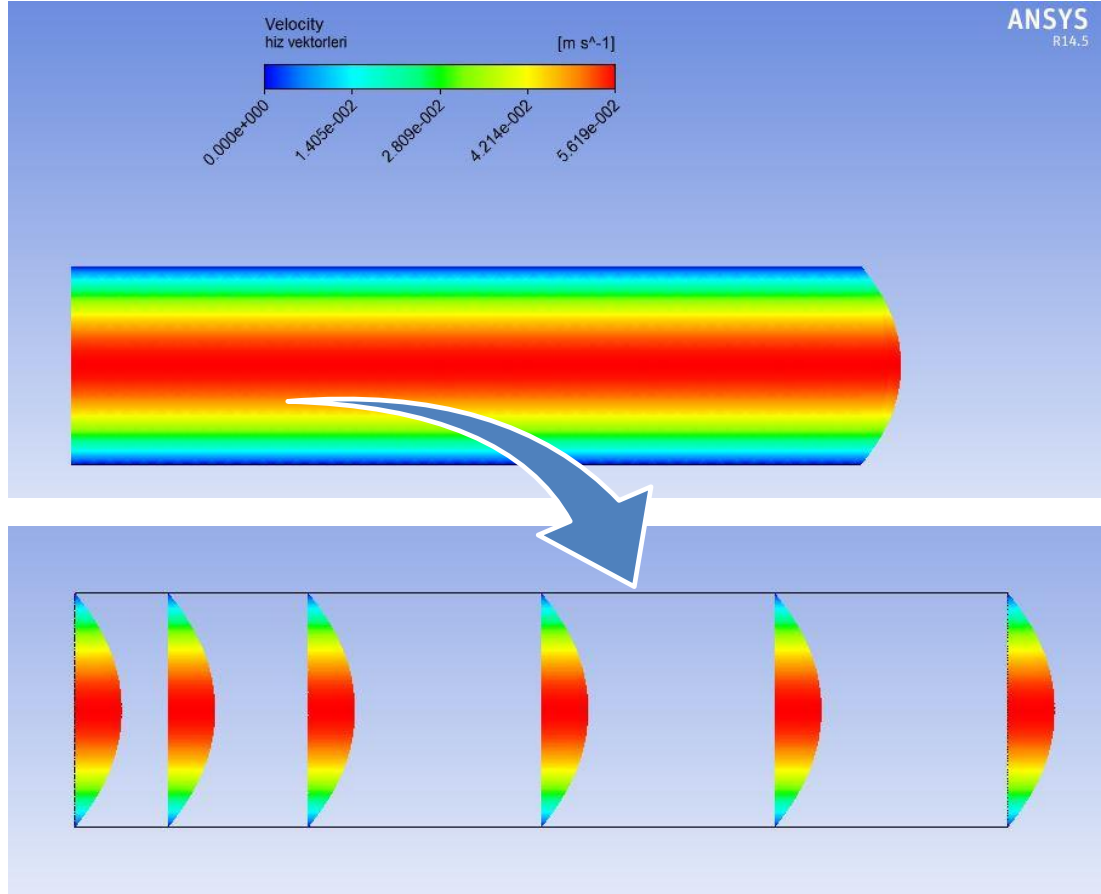
Şekil B.15. Paralel levhada periyodik sınır şartı uygulanmadan yapılan çözümün hız profilleri



Şekil B.16. Paralel levhada periyodik sınır şartı uygulanmadan yapılan çözümün levha boyunca yerel Nusselt sayısının değişimi

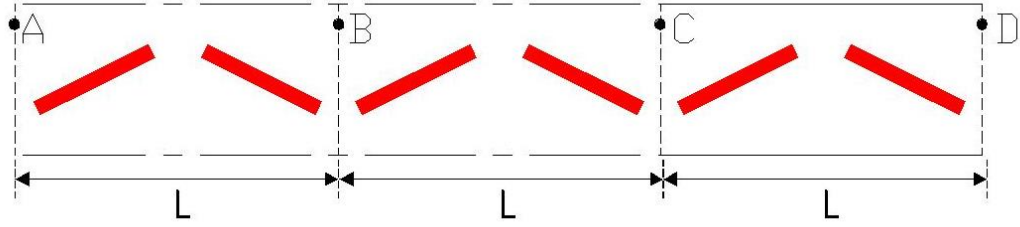
Periyodik sınır şartında ise tam gelişmiş akış elde edilir ve hesaplamalarda kolaylık sağlar. Şekil B.17’de görüldüğü gibi hız profilleri her yerde aynıdır. Şekil B18’da ise periyodik sınır şartının birbirleriyle bağlantılı daralan ve genişleyen kanal geometrisi üstünde gösterilişi verilmiştir.





Şekil. B17. Paralel levhada periyodik sınır şartı uygulanarak yapılan çözümün hız profilleri

Birbirleriyle bağlantılı daralan ve genişleyen kanala uygulanan periyodik sınır şartı ise şekil B.18’de gösterilmiştir.



$$u_A = u_B = u_C = u_D$$

$$v_A = v_B = v_C = v_D$$

$$P_A - P_B = P_B - P_C = P_C - P_D$$

Şekil B.18. Daralan ve genişleyen kanalda periyodik sınır şartının gösterimi

### **EK 3. TEZ ÇALIŞMASI İLE İLGİLİ YAPILAN ULUSLARARASI BİLDİRİ ÖZETİ**

Bu bölümde tez çalışmasının konusu ile ilgili yapılan uluslararası konferansta sunulan bildiri verilmiştir.

# FLUID FLOW MIXING FOR HEAT TRANSFER ENHANCEMENT IN COMMUNICATING CONVERGING AND DIVERGING CHANNELS

Tuncay Yılmaz<sup>1,\*</sup> and Mehmet Tahir Erdinç<sup>2,\*</sup>  
<sup>1</sup> Mechanical Engineering Department

Osmaniye Korkut Ata University, 80000 Osmaniye, Turkey

(\*tyilmaz@osmaniye.edu.tr)

<sup>2</sup> Institute of Natural Science

Osmaniye Korkut Ata University, 80000 Osmaniye, Turkey

(\*mehmettahirerdinc@osmaniye.edu.tr)

## ABSTRACT

In this paper, under assumptions of two dimensional, viscous, incompressible, fully developed and laminar flow condition heat transfer and flow in communicating converging diverging channel is analysed numerically. The channel geometry is demonstrated in figure 1 and computational domain is cross hatched. Periodic boundary condition is applied to inlet and exit of computational domain, and symmetry boundary condition is applied to axes. Momentum, continuity and energy equations are solved numerically with using FLUENT computer program which is based on finite volume method. Mixtures of the flow in this channel which are illustrated and discussed for different parameters shown in figure 1.

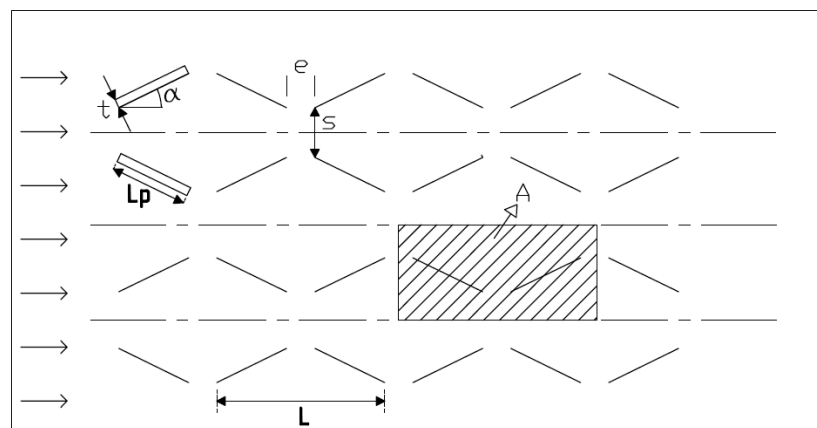


Figure 1. Diverging-Converging Channel and computational domain A