

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ÜÇ BOYUTLU DÜŞEY KANALLARDA DOĞAL TAŞINIM VE KANALA
AÇILAN YARIĞIN ETKİSİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Deniz TAYDAŞ

Anabilim Dalı : Makine Mühendisliği

Programı : Isı-Akışkan

Haziran 2011

**ÜÇ BOYUTLU DÜŞEY KANALLARDA DOĞAL TAŞINIM VE KANALA
AÇILAN YARIĞIN ETKİSİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Deniz TAYDAŞ

(503081135)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 02 Mayıs 2011

Tezin Savunulduğu Tarih : 09 Haziran 2011

Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Turgut YILMAZ (İTÜ)
Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. A. Feridun ÖZGÜÇ (İTÜ)
Prof. Dr. Salim ÖZÇELEBİ (İÜ)

Haziran 2011

ÖNSÖZ

Ticari ve akademik anlamda araştırma-geliştirme çalışmalarının gün geçtikçe öneminin arttığı günümüz koşullarında, bilgiye doymak tek başına yeterli olmamaktadır. Artık koşullar bilginin olabildiğince çabuk değerlendirilip, sonuca ulaşılmasını gerekli kılmaktadır. Bu anlamda, özellikle endüstriyel mühendislik problemlerinde sayısal yöntemler üzerlerine düşen bu misyonu başarıyla yerine getirmektedirler. Momentum ve enerji transferinin gerçekleştiği birçok fiziksel durum, sayısal yöntemler vasıtasıyla analiz edilip sonraki aşamalarda karşılaşılabilecek durumlara daha fikir aşamasındayken müdahale edilebilmektedir. Klasik deneysel yöntemlerle uzun süreçler ve büyük maliyetler gerektiren araştırmalar, sayısal yöntemlerle daha kısa sürede ve ekonomik olarak sonuçlandırılabilir. Bu amaçla birçok sayısal çözüm kodu geliştirilip paket programlar halinde piyasaya sunulmuştur. Bu çalışmada kullanılacak olan FLUENT, özellikle momentum ve ısı transferinin belirleyici olduğu problemler için günümüzde en çok tercih edilen sayısal çözüm kodudur.

Bu çalışmada açık profilli düşey kanallarda üç boyutlu doğal taşınım sayısal olarak incelenmiştir. Çalışma ticari SAD yazılımı FLUENT kullanılarak laminar akış varsayımı altında sayısal olarak yapılmıştır. Düşey kanallarda, kanalın bir kenarına açılan yarığın ısı geçişine olan etkisi incelenmiştir. Yarığın, kanalın iki kenarına ve dört kenarına uygulanması durumundaki sonuçlar incelenmiş ve ilk durumla karşılaştırılmıştır.

Bana böylesine çağdaş ve önemli bir konuda çalışma imkanı veren Sayın Yrd. Doç. Dr. Turgut Yılmaz'a çok teşekkür ederim. Ayrıca bugünkü konumuma gelmemde bana daima yardımcı olan aileme, yüksek lisans eğitimim sırasında destek olan arkadaşlarıma, hocalarıma teşekkürü bir borç bilirim.

Haziran 2011

Deniz TAYDAŞ
Makine Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	iii
İÇİNDEKİLER	v
KISALTMALAR	vii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	ix
ŞEKİL LİSTESİ.....	xi
SEMBOL LİSTESİ.....	xv
ÖZET.....	xvii
SUMMARY	xix
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	3
2.1 Doğal Isı Taşınımı	3
2.2 Dikey Paralel Levhalı Kanallarda Laminer Doğal Taşınım	4
2.3 Dikey Paralel Levhalı Kanallarda Türbülans Doğal Taşınım	10
3. PROBLEMİN TANIMI VE FORMÜLASYON	13
3.1 Problemin Tanımı.....	13
3.2 Kanal Geometrisi.....	13
3.3 Belirleyici Denklemler	16
3.4 Doğal Isı Taşınımında Boyutsuz Parametreler.....	21
4. SAYISAL ÇÖZÜM YÖNTEMİ VE YÖNETİCİ DENKLEMLER.....	25
4.1 Sayısal Yöntemlerin Temeli	27
4.1.1 Çözüm ağının oluşturulması	27
4.1.2 Sayısal çözüm metodolojisi	29
4.1.3 Yönetici denklemlerin ayrıklaştırılması.....	29
4.1.4 Sonlu hacimler metodu	30
4.1.5 Lineer denklemler takımının çözülmesi	32
4.1.5.1 Direkt yöntemler	32
4.1.5.2 İteratif yöntemler.....	33
5. SAYISAL ÇÖZÜMLEME	37
5.1 Grid Bağımsızlığının İncelenmesi	37
5.2 Problemin Gambit Modeli.....	40

5.3 Problemin Fluent Modeli	41
5.4 İncelenen Durumlar	44
5.5 Çözüm Sonuçları	45
5.5.1 Hız ve sıcaklık profilleri	53
5.5.2 Çözüm sonuçlarının değerlendirilmesi	63
6. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	71
KAYNAKLAR.....	75
EKLER.....	79
ÖZGEÇMİŞ	111

KISALTMALAR

CFD	: Computational Fluid Dynamics
SAD	: Sayısal Akışkanlar Dinamiği
LDA	: Laser-Doppler Anemometry
LRN	: Low Reynolds Number
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
DA	: Davidson
TH	: To and Humphrey
UHF	: Uniform Wall Heat Flux
UWT	: Uniform Wall Temperature
PHOENICS	: Parabolic Hyperbolic Or Elliptic Numerical Integrated Code Series

ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 4.1 : Çözüm yöntemlerinin karşılaştırılması.....	26
Çizelge 5.1 : Çeşitli Grid Tiplerindeki Isı Transferi ve Kütle Akısı Değerleri.....	39
Çizelge 5.2 : Problemin Sınır Şartları.....	41
Çizelge 5.3 : Modeldeki hücre, yüzey ve nokta sayıları.....	42
Çizelge 5.4 : Havanın termofiziksel özellikleri.....	43
Çizelge 5.5 : Sınır koşullar.....	43
Çizelge 5.6 : 30x30x600mm kanalda (tek duvarında yarık olan), $T_w=60^\circ\text{C}$ 'de birim alandan gerçekleşen ısı transferi miktarları.....	45
Çizelge 5.7 : 30x30x600mm kanalda, çeşitli durumlarda $T_w=60^\circ\text{C}$ 'de birim alandan gerçekleşen ısı transferi miktarları.....	45
Çizelge 5.8 : 30x30x400mm kanalda (tek duvarında yarık olan), $T_w=60^\circ\text{C}$ 'de birim alandan gerçekleşen ısı transferi miktarları.....	46
Çizelge 5.9 : 30x30x400mm kanalda, çeşitli durumlarda $T_w=60^\circ\text{C}$ 'de birim alandan gerçekleşen ısı transferi miktarları.....	46
Çizelge 5.10 : 30x30x200mm kanalda (tek duvarında yarık olan), $T_w=60^\circ\text{C}$ 'de birim alandan gerçekleşen ısı transferi miktarları.....	47
Çizelge 5.11 : 30x30x200mm kanalda, çeşitli durumlarda $T_w=60^\circ\text{C}$ 'de birim alandan gerçekleşen ısı transferi miktarları.....	47
Çizelge 5.12 : Tek duvarında yarık olan kanalda; Inlet1=Wall, $T_{\text{wall}}=60^\circ\text{C}$ 'de birim alandan gerçekleşen ısı transferi miktarları (Çeşitli yarık genişliği (b) ve kanal yüksekliği (H) değerlerinde).....	48
Çizelge 5.13 : Çeşitli durumlarda; Inlet1=Wall, $T_{\text{wall}}=60^\circ\text{C}$ 'de birim alandan gerçekleşen ısı transferi miktarları.....	48
Çizelge 5.14 : Tek duvarında yarık olan kanalda; Inlet1=Press. Inlet, $T_{\text{wall}}=80^\circ\text{C}$ 'de birim alandan gerçekleşen ısı transferi miktarları (Çeşitli yarık genişliği (b) ve kanal yüksekliği (H) değerlerinde).....	49
Çizelge 5.15 : Çeşitli durumlarda; Inlet1=Press. Inlet, $T_{\text{wall}}=80^\circ\text{C}$ 'de birim alandan gerçekleşen ısı transferi miktarları.....	49
Çizelge 5.16 : Tek duvarında yarık olan kanalda; Inlet1=Press. Inlet, $T_{\text{wall}}=40^\circ\text{C}$ 'de birim alandan gerçekleşen ısı transferi miktarları (Çeşitli yarık genişliği (b) ve kanal yüksekliği (H) değerlerinde).....	50
Çizelge 5.17 : Çeşitli durumlarda; Inlet1=Press. Inlet, $T_{\text{wall}}=40^\circ\text{C}$ 'de birim alandan gerçekleşen ısı transferi miktarları.....	50
Çizelge 6.1 : Çeşitli Grid Tiplerindeki Isı Transferi ve Kütle Akısı Değerleri.....	72
Çizelge A.1 Ek A.1: İncelenen durumlar.....	80
Çizelge A.1 : 30x30x600 mm boyutlarındaki kanalda Inlet1=Press Inlet, $T_{\text{wall}}=60^\circ\text{C}$ iken tüm durumlardaki ısı transferi miktarı ve kütle akısı sonuçları.....	96

Çizelge A.2 : 30x30x600 mm boyutlarındaki kanalda Inlet1=Wall, $T_{wall}=60^{\circ}\text{C}$ iken tüm durumlardaki ısı transfer miktarı ve kütle akısı sonuçları.....	97
Çizelge A.3 : 30x30x600 mm boyutlarındaki kanalda Inlet1=Press Inlet, $T_{wall}=80^{\circ}\text{C}$ iken tüm durumlardaki ısı transfer miktarı ve kütle akısı sonuçları.....	98
Çizelge A.4 : 30x30x600 mm boyutlarındaki kanalda Inlet1=Press Inlet, $T_{wall}=40^{\circ}\text{C}$ iken tüm durumlardaki ısı transfer miktarı ve kütle akısı sonuçları.....	99
Çizelge A.5 : 30x30x400 mm boyutlarındaki kanalda Inlet1=Press Inlet, $T_{wall}=60^{\circ}\text{C}$ iken tüm durumlardaki ısı transfer miktarı ve kütle akısı sonuçları.....	100
Çizelge A.6 : 30x30x400 mm boyutlarındaki kanalda Inlet1=Wall, $T_{wall}=60^{\circ}\text{C}$ iken tüm durumlardaki ısı transfer miktarı ve kütle akısı sonuçları.....	101
Çizelge A.7 : 30x30x400 mm boyutlarındaki kanalda Inlet1=Press Inlet, $T_{wall}=80^{\circ}\text{C}$ iken tüm durumlardaki ısı transfer miktarı ve kütle akısı sonuçları.....	102
Çizelge A.8 : 30x30x400 mm boyutlarındaki kanalda Inlet1=Press Inlet, $T_{wall}=40^{\circ}\text{C}$ iken tüm durumlardaki ısı transfer miktarı ve kütle akısı sonuçları.....	103
Çizelge A.9 : 30x30x200 mm boyutlarındaki kanalda Inlet1=Press Inlet, $T_{wall}=60^{\circ}\text{C}$ iken tüm durumlardaki ısı transfer miktarı ve kütle akısı sonuçları.....	104
Çizelge A.10 : 30x30x200 mm boyutlarındaki kanalda Inlet1=Wall, $T_{wall}=60^{\circ}\text{C}$ iken tüm durumlardaki ısı transfer miktarı ve kütle akısı sonuçları.....	105
Çizelge A.11 : 30x30x200 mm boyutlarındaki kanalda Inlet1=Press Inlet, $T_{wall}=80^{\circ}\text{C}$ iken tüm durumlardaki ısı transfer miktarı ve kütle akısı sonuçları.....	106
Çizelge A.12 : 30x30x200 mm boyutlarındaki kanalda Inlet1=Press Inlet, $T_{wall}=40^{\circ}\text{C}$ iken tüm durumlardaki ısı transfer miktarı ve kütle akısı sonuçları.....	107
Çizelge A.13 : Çeşitli boyutlardaki kanallarda Inlet1=Press Inlet, $T_{wall}=60^{\circ}\text{C}$ iken tüm durumlardaki ısı transfer miktarı ve kütle akısı sonuçları.....	108

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Şekil 3.1 : Kanalin bir kenarında yarık bulunan model.....	14
Şekil 3.2 : Kanalin karşılıklı iki kenarında yarık bulunan model.....	14
Şekil 3.3 : Yarıkların; kanal yüksekliğinin yarısına kadar bir duvarda, diğer yarısında da karşısındaki duvarda bulunduğu model.....	15
Şekil 3.4 : Yarıkların; kanal yüksekliğinin $\frac{1}{4}$ ü kadarı bir duvarda, $\frac{1}{4}$ ü kadarı diğer duvarlarda bulunduğu model.....	15
Şekil 3.5: Durgun çevrede yoğunluk değişimine bağlı kaldırma kuvveti.....	18
Şekil 4.1 :a) Düzenli yapısal,b) Bünye uyumlu yapısal,c) Yapısal olmayan meshleme.....	28
Şekil 4.2 : Tek boyutlu basit mesh yapısı.....	31
Şekil 5.1 : Problem çözümünde ilk uygulanan grid (Hücre sayısı: 45600).....	37
Şekil 5.2 : Problem çözümünde ikinci uygulanan grid (Hücre sayısı: 182400).....	38
Şekil 5.3 : Problem çözümünde en son uygulanan grid (Hücre sayısı: 729600).....	38
Şekil 5.4: Oluşturulan grid içindeki hücre sayısına bağlı olarak ısı transferindeki değişim.....	39
Şekil 5.5: Oluşturulan grid içindeki hücre sayısına bağlı olarak kütle akısındaki değişim.....	39
Şekil 5.6 : Mesh görüntüsü.....	40
Şekil 5.7 : 3 Boyutlu kanalın mesh görüntüsü.....	41
Şekil 5.8 : Çözücü menüsü.....	42
Şekil 5.9 : İşletme şartları.....	43
Şekil 5.10 : Çözüm ekranı.....	44
Şekil 5.11 : Yakınsama ayarları.....	44
Şekil 5.12 : Yarık olmayan (kapalı) durum için eşsıcaklık eğrileri, $z=1/6$ H (H=600mm).....	53
Şekil 5.13 : Yarık olmayan (kapalı) durum için eşsıcaklık eğrileri, $z=1/2$ H (H=600mm).....	53
Şekil 5.14 : Yarık olmayan (kapalı) durum için eşsıcaklık eğrileri, $z=5/6$ H (H=600mm).....	53
Şekil 5.15 : Yarık olmayan (kapalı) durum için hız vektörleri, $z=1/6$ H (H=600mm).....	54
Şekil 5.16 : Yarık olmayan (kapalı) durum için hız vektörleri, $z=1/2$ H (H=600mm).....	54
Şekil 5.17 : Yarık olmayan (kapalı) durum için hız vektörleri, $z=5/6$ H (H=600mm).....	54
Şekil 5.18 : Tek duvarında yarık olan (3mm) durum için eşsıcaklık eğrileri, $z=1/6$ H (H=600mm).....	55
Şekil 5.19 : Tek duvarında yarık olan (3mm) durum için eşsıcaklık eğrileri, $z=1/2$ H (H=600mm).....	55
Şekil 5.20: Tek duvarında yarık olan (3mm) durum için eşsıcaklık eğrileri, $z=5/6$ H (H=600mm).....	55

Şekil 5.21: Tek duvarında yarık olan (3mm) durum için hız vektörleri, $z=1/6 H$ ($H=600\text{mm}$).....	56
Şekil 5.22 : Tek duvarında yarık olan (3mm) durum için hız vektörleri, $z=1/2 H$ ($H=600\text{mm}$).....	56
Şekil 5.23 : Tek duvarında yarık olan (3mm) durum için hız vektörleri, $z=5/6 H$ ($H=600\text{mm}$).....	56
Şekil 5.24 : Karşılıklı duvarında yarık olan (3mm) durum için eşsıcaklık eğrileri, $z=1/6 H$ ($H=600\text{mm}$).....	57
Şekil 5.25 : Karşılıklı duvarında yarık olan (3mm) durum için eşsıcaklık eğrileri, $z=1/2 H$ ($H=600\text{mm}$).....	57
Şekil 5.26 : Karşılıklı duvarında yarık olan (3mm) durum için eşsıcaklık eğrileri, $z=5/6 H$ ($H=600\text{mm}$).....	57
Şekil 5.27 : Karşılıklı duvarında yarık olan (3mm) durum için hız vektörleri, $z=1/6 H$ ($H=600\text{mm}$).....	58
Şekil 5.28 : Karşılıklı duvarında yarık olan (3mm) durum için hız vektörleri, $z=1/2 H$ ($H=600\text{mm}$).....	58
Şekil 5.29 : Karşılıklı duvarında yarık olan (3mm) durum için hız vektörleri, $z=5/6 H$ ($H=600\text{mm}$).....	58
Şekil 5.30: Tek duvarında yarık olan (3mm) durum için eşsıcaklık eğrileri, $z=1/6 H$ ($H=600\text{mm}$).....	59
Şekil 5.31: Tek duvarında yarık olan (3mm) durum için eşsıcaklık eğrileri, $z=1/2 H$ ($H=600\text{mm}$).....	59
Şekil 5.32: Tek duvarında yarık olan (3mm) durum için eşsıcaklık eğrileri, $z=5/6 H$ ($H=600\text{mm}$).....	59
Şekil 5.33: Tek duvarında yarık olan (3mm) durum için hız vektörleri, $z=1/6 H$ ($H=600\text{mm}$).....	60
Şekil 5.34 : Tek duvarında yarık olan (3mm) durum için hız vektörleri, $z=1/2 H$ ($H=600\text{mm}$).....	60
Şekil 5.35 : Tek duvarında yarık olan (3mm) durum için hız vektörleri, $z=5/6 H$ ($H=600\text{mm}$).....	60
Şekil 5.36 : Karşılıklı duvarında yarık olan (3mm) durum için eşsıcaklık eğrileri, $z=1/6 H$ ($H=600\text{mm}$).....	61
Şekil 5.37 : Karşılıklı duvarında yarık olan (3mm) durum için eşsıcaklık eğrileri, $z=1/2 H$ ($H=600\text{mm}$).....	61
Şekil 5.38 : Karşılıklı duvarında yarık olan (3mm) durum için eşsıcaklık eğrileri, $z=5/6 H$ ($H=600\text{mm}$).....	61
Şekil 5.39 : Karşılıklı duvarında yarık olan (3mm) durum için hız vektörleri, $z=1/6 H$ ($H=600\text{mm}$).....	62
Şekil 5.40 : Karşılıklı duvarında yarık olan (3mm) durum için hız vektörleri, $z=1/2 H$ ($H=600\text{mm}$).....	62
Şekil 5.41 : Karşılıklı duvarında yarık olan (3mm) durum için hız vektörleri, $z=5/6 H$ ($H=600\text{mm}$).....	62
Şekil 5.42 : Tek duvarında yarık olan modelde yarık genişliğine bağlı olarak birim alandan gerçekleşen ısı geçişindeki değişim.....	63
Şekil 5.43 : Isı geçişinin yarık yerine ve sayısına bağlı değişimi.....	64
Şekil 5.44: Yarıksız modelde Nu değerinin $Ra(a/H)$ değeri ile değişimi.....	65
Şekil 5.45: Tüm modellerde Nu değerinin $Ra(a/H)$ değeri ile değişimi.....	66

Şekil 5.46: 3mm, 6mm, 7.5mm yarıklı ve yarıksız durumlarda Nu değerinin Ra(a/H) değeri ile değişimi	66
Şekil 5.47: Çift duvarda tam boy, çift duvarda yarım boy ve dört duvarda çeyrek boy 3mm yarık olması durumlarında Nu değerinin Ra(a/H) değeri ile değişimi	67
Şekil 5.48: Tek duvarında yarık olan modelde ve yarık olmayan modelde kanal genişliği değişiminin Nu sayısına etkisi	67
Şekil 5.49: Tek duvarında yarık olan modelde (b/a=1/10) ve yarık olmayan modelde Nu sayısı formülasyonu	68
Şekil 5.50: Yarıksız modelde Re/Gr değerinin Ra(a/H) değeri ile değişimi	69
Şekil 5.51: Tüm modellerde Re/Gr değerinin Ra(a/H) değeri ile değişimi	69
Şekil 5.52: Tek duvarında yarık olan modelde ve yarık olmayan modelde kanal genişliği değişiminin Re/Gr değerine etkisi	70
Şekil 5.53: Tek duvarında yarık olan modelde (b/a=1/10) ve yarık olmayan modelde Re/Gr değeri formülasyonu	70
Şekil 6.1: Yarıklı ve yarıksız modelde Ra(a/H) değerine karşılık Nu grafiği	72
Şekil 6.2: Yarıklı ve yarıksız modelde Ra(a/H) değerine karşılık Re/Gr grafiği	73
Şekil A.1: Tek kanal duvarı üzerinde 4mm yarık olması durumunda a) 0.1m, b) 0.3m ve c) 0.5m yüksekliklerindeki sıcaklık kontürleri (K) ve hız vektörleri (m/s)	82
Şekil A.2: Tek kanal duvarı üzerinde 5mm yarık olması durumunda a) 0.1m, b) 0.3m ve c) 0.5m yüksekliklerindeki sıcaklık kontürleri (K) ve hız vektörleri (m/s)	83
Şekil A.3: Tek kanal duvarı üzerinde 6mm yarık olması durumunda a) 0.1m, b) 0.3m ve c) 0.5m yüksekliklerindeki sıcaklık kontürleri (K) ve hız vektörleri (m/s)	84
Şekil A.4: Tek kanal duvarı üzerinde 7.5mm yarık olması durumunda a) 0.1m, b) 0.3m ve c) 0.5m yüksekliklerindeki sıcaklık kontürleri (K) ve hız vektörleri (m/s)	85
Şekil A.5: Karşılıklı çift kanal duvarı üzerinde 3mm genişliğinde 300 mm yüksekliğinde yarık olması durumunda a) 0.1m, b) 0.3m ve c) 0.5m yüksekliklerindeki sıcaklık kontürleri (K) ve hız vektörleri (m/s)	86
Şekil A.6: Dört kanal duvarı üzerinde de 3mm genişliğinde 150 mm yüksekliğinde yarık olması durumunda a) 0.1m, b) 0.3m ve c) 0.5m yüksekliklerindeki sıcaklık kontürleri (K) ve hız vektörleri (m/s)	87
Şekil A.7: Tek kanal duvarı üzerinde (girişi kapalı) 4mm yarık olması durumunda a) 0.1m, b) 0.3m ve c) 0.5m yüksekliklerindeki sıcaklık kontürleri (K) ve hız vektörleri (m/s)	88
Şekil A.8: Tek kanal duvarı üzerinde (girişi kapalı) 4mm yarık olması durumunda d) 0.005m ve e) 0.595m yüksekliklerindeki sıcaklık kontürleri (K) ve hız vektörleri (m/s)	89
Şekil A.9: Karşılıklı çift kanal duvarı üzerinde (girişi kapalı) 3mm genişliğinde 300 mm yüksekliğinde yarık olması durumunda a) 0.1m, b) 0.3m ve c) 0.5m yüksekliklerindeki sıcaklık kontürleri (K) ve hız vektörleri (m/s)	90

Şekil A.10: Karşılıklı çift kanal duvarı üzerinde (girişi kapalı) 3mm genişliğinde 300 mm yüksekliğinde yarık olması durumunda d) 0.005m ve e) 0.595m yüksekliklerindeki sıcaklık kontürleri (K) ve hız vektörleri (m/s).....	91
Şekil A.11: Dört kanal duvarı üzerinde de (girişi kapalı) 3mm genişliğinde 150 mm yüksekliğinde yarık olması durumunda a) 0.1m, b) 0.3m ve c) 0.5m yüksekliklerindeki sıcaklık kontürleri (K) ve hız vektörleri (m/s).....	92
Şekil A.12: Dört kanal duvarı üzerinde de (girişi kapalı) 3mm genişliğinde 150 mm yüksekliğinde yarık olması durumunda d) 0.005m ve e) 0.595m yüksekliklerindeki sıcaklık kontürleri (K) ve hız vektörleri (m/s).....	93
Şekil A.13: Tek kanal duvarı üzerinde 3mm yarık olması durumunda a) 0.1m, b) 0.2m ve c) 0.3m yüksekliklerindeki sıcaklık kontürleri (K) ve hız vektörleri (m/s).....	94
Şekil A.14: Tek kanal duvarı üzerinde 3mm yarık olması durumunda a) 0.05m, b) 0.1m ve c) 0.15m yüksekliklerindeki sıcaklık kontürleri (K) ve hız vektörleri (m/s).....	95

SEMBOL LİSTESİ

a	: Kanal genişliği
b	: Kanal yarık genişliği
H	: Kanal yüksekliği
h	: Isı taşınım katsayısı
k	: Isı iletim katsayısı
Gr	: Grashof sayısı
Nu	: Nusselt sayısı
g	: Yerçekimi ivmesi
Pr	: Prandtl sayısı
Ra	: Rayleigh sayısı
Re	: Reynolds sayısı
ω	: Vortisite
ψ	: Akım fonksiyonu
U₀	: Referans hız
L	: Karakteristik uzunluk
β	: Isıl genleşme katsayısı
T_w	: Duvar yüzey sıcaklığı
T_∞	: Akışkan sıcaklığı
v	: Kinematik viskozite
A_V, A_H	: Boyutsuz yön oranları

ÜÇ BOYUTLU DÜŞEY KANALLARDA DOĞAL TAŞINIM VE KANALA AÇILAN YARIĞIN ETKİSİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

ÖZET

Bu çalışmada açık profilli düşey kanallarda üç boyutlu doğal taşınım sayısal olarak incelenmiştir. Çalışma ticari SAD yazılımı FLUENT kullanılarak laminar akış varsayımı altında sayısal olarak yapılmıştır. Çalışmanın amacı düşey kanallarda, kanalın bir kenarına açılan yarığın ısı geçişine olan etkisinin belirlenmesidir. İncelenen kanal modeli 30x30mm boyutlarında kare kanal modelidir. Kanal yüksekliği olarak 600, 400 ve 200mm gibi farklı değerler uygulanmıştır. Kanal duvar sıcaklığı olarak 40, 60 ve 80°C uygulanmıştır. Kanalın bir kenarına belirli uzunluklarda (3mm, 4mm, 5mm, 6mm, 7,5mm gibi) yarıklar açılmıştır ve bu yarıkların ısı geçişine etkisi yarıksız kanal modeli referans alınarak karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. 3mm yarıklı olan modelde ısı geçişinin en yüksek olduğu görülmüştür. Bu çalışmadan sonra kanalın bir kenarına açılan 3mm'lik yarığın, kanalın karşılıklı iki kenarına tam boy ve yarım boy veya dört kenarına da çeyrek boy uygulanması durumunda ısı geçişindeki değişimler incelenmiştir. Ayrıca kanalın giriş kısmındaki kesitin tamamen kapatılması durumunda ısı geçişine olan etki araştırılmıştır. Sonuçlar karşılaştırmalı olarak verilmiş olup, açık profilin çapraz akış oluşturarak ısı geçişini artırdığı gözlenmiştir. İncelenen durumlar arasında en yüksek ısı geçişi, karşılıklı iki kenarında kanal boyunca 3mm yarık bulunan ve girişi açık haldeki açık profilli kanalda oluşmaktadır.

NATURAL CONVECTION IN 3-D VERTICAL CHANNELS AND NUMERICAL INVESTIGATION ON VERTICAL SIDE VENT

SUMMARY

In this study, natural convection in 3-D vertical channels with vertical side vent was analyzed numerically. The study was performed numerically using the commercial CFD code FLUENT under laminar flow assumption. The main objective of this study was to investigate the effect of vertical side vent along the surface exposed to ambient on heat transfer from the channel. Channel model, which was examined in this study, was 30x30mm size square channel model. As the height of the channel 600, 400 and 200mm was applied. Temperature of the channel surface was 40, 60 and 80°C. Such as 3mm, 4mm, 5mm, 6mm and 7.5mm slits were opened on one side of the channel and the effect of slits on heat transfer was analyzed comparatively with channel with no side vent. 3mm slotted model showed the highest heat transfer. After this study, 3mm slot was applied to two sides or four sides of the channel and changes in heat transfer was investigated. Cases with flow restriction at the inlet of the channel was also considered to determine the effect of flow restriction. The results were presented comparatively and side vent improved heat transfer considerably by way of creating secondary flows along the channel. The highest heat transfer rate was obtained for the channel with 3mm vent on the two sides of the channel and opened inlet.

1. GİRİŞ

Yakınımızda ve uzak çevremizde meydana gelen çoğu akışkan akışı ve taşınım prosesi kaldırma kuvvetleri etkisiyle olur. Yoğunluk farkından doğan ve bir akışkana etki eden kaldırma kuvveti, dengenin yeniden kurulabileceği yönde bir akışa sebep olur. Kaldırma etkisiyle akışkan akışı ve taşınım prosesi için oldukça yaygın olarak doğal taşınım terimi kullanılır. Ayrıca serbest taşınım terimi de sıklıkla kullanılır. Farklı geometrik şekiller, farklı sınır şartlar ve diğer etkiler nedeniyle birçok çeşit doğal taşınım akışı bulunabilir. Tüm doğal taşınım akışlarında, hız ve sıcaklık denklemleri akupledir ve birlikte ele alınması şarttır. Zorlanmış taşınım ile karşılaştırılırsa, hızlar küçük değerlerdedir ve momentum ve viskoz etkiler genellikle benzer mertebededir.

Doğal taşınım basitlik, bakım ve işletme maliyetinin çok düşük olması gibi değişik nedenlerle ısı geçişi uygulamalarında yaygın bir kullanıma sahiptir. Düşey kanallarda doğal taşınım, elektronik ekipman soğutması, güneş enerjisi kollektörleri, trombe duvarı uygulamaları, nükleer reaktörler, radyatörler vb. bir çok uygulamada yer bulmaktadır. Uygulamadaki yaygınlığı nedeniyle düşey kanallarda doğal taşınım gerek teorik gerekse deneysel olarak ayrıntılı çalışılmıştır. Literatürde düşey kanallarda üç boyutlu doğal taşınımın incelendiği çalışmalar sınırlı olmakla birlikte, iki boyutlu doğal taşınımın oldukça geniş bir geometrik ve ısı parametre aralığı için yaygın olarak incelendiği görülebilir. Detaylı deneysel çalışmalar, öncüsü Elenbaas [1] tarafından yapılmıştır. Ostrach [2] düşey kanallarda gelişmekte olan doğal taşınımı analitik olarak incelemiş, Bodoia ve Osterle [3] düşey kanallarda doğal taşınımı sayısal olarak inceleyen ilk çalışmayı yayınlamıştır. Aung ve diğ. [4] duvarlarda sabit sıcaklık ve sabit ısı akısı şartlarında düşey kanallardaki doğal taşınımı hem deneysel hem de sayısal olarak incelemiş tam gelişmiş ve gelişmekte olan akış hallerini de göz önüne alarak ayrıntılı bir çalışma yapmıştır. Deneysel ve sayısal sonuçlarında oldukça iyi bir uyum elde etmişlerdir. Düşey kanallarda doğal taşınım için ayrıntılı bir literatür araştırması Yılmaz [5] tarafından verilmektedir.

Bu çalışmada açık profilli düşey kanallarda üç boyutlu doğal taşınım sayısal olarak incelenmiştir. Çalışma ticari SAD yazılımı FLUENT kullanılarak laminar akış

varsayımı altında sayısal olarak yapılmıştır. Çalışmanın amacı düşey kanallarda, kanalın bir kenarına açılan yarığın ısı geçişine olan etkisinin belirlenmesidir. İncelenen kanal modeli 30x30mm boyutlarında kare kanal modelidir. Kanal yüksekliği olarak 600, 400 ve 200mm gibi farklı değerler uygulanmıştır. Kanal duvar sıcaklığı olarak 40, 60 ve 80°C uygulanmıştır. Kanalın bir kenarına belirli uzunluklarda (3mm, 4mm, 5mm, 6mm, 7,5mm gibi) yarıklar açılmıştır ve bu yarıkların ısı geçişine etkisi yarıksız kanal modeli referans alınarak karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Ayrıca kanal genişliği 40, 50 ve 60mm alınarak kanal genişliğinin ısı geçişi üzerine etkisi incelenmiştir. 3mm yarıklı olan modelde ısı geçişinin en yüksek olduğu görülmüştür. Bu çalışmadan sonra kanalın bir kenarına açılan 3mm'lik yarığın, kanalın karşılıklı iki kenarına tam boy ve yarım boy veya dört kenarına da çeyrek boy uygulanması durumunda ısı geçişindeki değişimler incelenmiştir. Ayrıca kanalın giriş kısmındaki kesitin tamamen kapatılması durumunda ısı geçişine olan etki araştırılmıştır. Sonuçlar karşılaştırmalı olarak verilmiş olup, açık profilin çapraz akış oluşturarak ısı geçişini artırdığı gözlenmiştir. İncelenen durumlar arasında en yüksek ısı geçişi, karşılıklı iki kenarında kanal boyunca 3mm yarık bulunan ve girişi açık haldeki açık profilli kanalda oluşmaktadır.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

2.1 Doğal Isı Taşınımı

Zorlanmış taşınım bir fan, üfleyici veya pompa yardımıyla akışkan hareketinin sağlanması sonucu ortaya çıkar. Bazı durumlarda ise; taşınım hareketi dışarıdan bir etkenle hız verilmeden sağlanabilir. Örneğin; akış ortamına sıcak bir dikey levha yerleştirirsek ve uniform sıcaklıktaki bu akış levha sıcaklığından düşük olursa doğal ortamda ısı geçişi gerçekleşir. Bu durumda; akışkanda bir sıcaklık gradyeni oluşur. Akışkandaki sıcaklık değişimleri yerçekimi etkisinin sebep olduğu bir yoğunluk gradyeni oluşturur ve bu yoğunluk kaldırma kuvvetinin etkisiyle kaldırma kuvvetlerinin etkisinde taşınım hareketine dönüşür. Kaldırma kuvvetlerinin sonucu olan akışkan hareketi ‘Doğal Taşınım’ olarak adlandırılır.

Doğal taşınımdaki akış hızı zorlanmış taşınımdaki akış hızına kıyasla çok daha küçüktür. Bu yüzden; doğal taşınımda ısı geçişi zorlanmış taşınıma göre çok azdır.

Doğal taşınım ile enerji taşınımı, oda ısıtmasında sıcak buhar radyatörleri, fan coiller, iletim hatları, elektrik transformatörleri ve ısıtma elemanları gibi birçok mühendislik uygulamalarında kullanılmaktadır. Doğal taşınım, merkezkaç kuvvetlerin etkisindeki yoğunluğu değiştiren sıcaklık gradyenlerindeki yüksek hızlı dönmelerde de oluşabilir. Bunun sebebi; merkezci etkilere bağlı kuvvetlerin büyüklüğünün akışkan yoğunluğuyla orantılı olmasıdır.

Sudaki kaldırma kuvveti gibi indirgenmiş akışlar doğada da vardır. Örneğin; suyun, güneş ısıtmasına veya göllerin, mevsimsel termal değişimlere bağlı olarak kısa süreli sirkülasyonu sonucunda kaldırma kuvveti ile indirgenmiş doğal taşınım hareketleri oluşur.

Doğal taşınımda akışkan hareketi akışkan içindeki kaldırma kuvvetleri etkisiyle oluşur. Kaldırma, akışkan içindeki yoğunluk gradyanı ile, yoğunlukla orantılı bir gövde kuvvetinin birlikte olmalarının sonucunda doğar. Gövde kuvveti genellikle yer çekimi kuvvetidir, ancak dönen bir turbo makinede merkezkaç kuvveti veya atmosfer ve okyanusla ilgili dönel hareketlerde Coriolis kuvveti olarak ortaya çıkabilir. Bir akışkan içinde yoğunluk gradyanını ortaya çıkarabilecek farklı durumlar olmakla

birlikte en genel olanı bir sıcaklık gradyanına bağlı yoğunluk farklılığıdır. Gazların ve sıvıların yoğunluklarının sıcaklığa bağlı olduğu bilinmektedir. Yoğunluk genellikle artan sıcaklıkla birlikte, akışkanın genleşmesinden dolayı azalır.

2.2 Dikey Paralel Levhalı Kanallarda Laminer Doğal Taşınım

Dikey paralel levhalı kanallarda laminer doğal taşınım, ısı geçişi ve akışkan akışı deneysel, analitik ve nümerik yöntemlerle kapsamlı bir şekilde incelenmiştir. Bu araştırmalar, problemin geniş bir geometrik ve termo-fiziksel aralıkta incelendiğini kapsamaktadır. Bunlar açık ve kapalı kenarlı kanallar, taşınım-radyasyon etkileşimi, kanalın giriş ve çıkışı yakınlarında engel etkisi, kanal eğim açısı etkisi, kanal en-boy oranı etkisi, kanal duvarında delik etkisi, kanal duvarı iletkenlik etkisi şeklinde özetlenebilir.

İlk ve en geniş detaylı çalışma Elenbaas [1] tarafından yapılmıştır. İzotermal kare dikey paralel levhalardan oluşan deneysel sistem üzerinde ısı geçişi ölçümlerini raporlamıştır. Levhalar arasındaki bölge için bir değiştirilmiş parabolik hız profili ve bir değiştirilmiş üstel sıcaklık profili uydurarak basitleştirilmiş yaklaşık bir matematik model geliştirmiştir. Levhaların sonlu boyutları için modeli düzelttiğinde, ölçüm sonuçları matematik model ile uyumuştur. Ostrach [2] uniform duvar sıcaklıklarında paralel levhalar arasındaki doğal taşınım ilk detaylı analitik çalışmayı yapmıştır. Ostrach [2] tam gelişmiş akış durumuna özel ilgi göstermiş fakat indüklenmiş debi ve ısı geçiş değeri için korelasyon sunmamıştır. Bodoia ve Osterle [3] simetrik ısıtılan izotermal paralel levhalar arasındaki doğal taşınım gelişmesi konusunda ilk nümerik çalışmayı yapmış ve başarılı bir şekilde Elenbaas'ın [1] çalışmasıyla sonuçları karşılaştırmıştır. Taşınım denklemlerini ayırklaştırmak için sonlu farklar yöntemini kullanmışlardır ve kanal girişinde uniform hız profili elde etmişlerdir. Engel ve Mueller [6] dikey kanallarda doğal taşınım yönetici denklemleri analitik olarak çözmek için bir integral tekniği kullanmışlardır. Sonuçlar kanal girişindeki hız ve sıcaklık profilleri dışında Bodoia ve Osterle'nin [3] sonuçlarıyla uyumuştur. Engel ve Mueller [6] çalışmalarının, Gr sayısının yeterince büyük olması şartıyla $0 < Ra < \infty$ için uygun olduğunu iddia etmişlerdir.

Aung ve diğ. [4] hem uniform ısı akısı hem de uniform duvar sıcaklığı ısıtma şekilleri için dikey paralel levhalı kanallarda doğal taşınım gelişimi üzerine deneysel

ve nümerik bir çalışma yapmışlardır. Gelişen akışın nümerik sonuçları, Aung'un [7] yaptığı tam gelişmiş akış için kapalı form çözüm ile asimptotik yaklaşım gösterdiği bulunmuştur. Ancak girişte, akışkanın durgun halden indüklenmiş hıza ivmelenmesi ile ilgili Bernoulli basınç eksikliğini ihmal etmişlerdir. Yüksek Rayleigh sayıları haricinde onların nümerik çözümleri ve deneysel sonuçları mantıklı uyum göstermişlerdir. Carpenter ve diğ. [8] ve Sparrow ve diğ. [9] dikey paralel levhali kanallarda radyasyon ve laminar doğal taşınım etkileşimi üzerine sayısal araştırma gerçekleştirmişlerdir. Elde ettikleri sonuçlar, radyasyon olmayan durum ile karşılaştırıldığında radyasyonun tüm ısı geçiş değerini %50-75 seviyesinde artırabildiği ve duvar sıcaklığını %50 seviyesinde düşürebiliyor olduğunu göstermektedir. Dalbert ve diğ. [10] uniform ısı akısı şartında dikey paralel levhalar arasında gelişen laminar doğal taşınımı nümerik olarak çalışmışlardır. Kanal girişinde Bernoulli basınç eksikliği sınır şartını kullanarak duvar sıcaklıkları ve ısı transferi parametrelerini hesaplamışlardır. Wirtz ve Stutzman [11] uniform ve simetrik duvar ısı akılarıyla paralel levhalar arasındaki havanın doğal taşınımı üzerine deneysel çalışmalar yapmışlardır. Verilen ısı akısı ve kanal geometrisi için levhalardaki maksimum sıcaklık değişimini hesaplayan bir korelasyon sunmuşlardır. Bu korelasyon denklemi $\pm\%5$ hata payı göstermektedir.

Dikey paralel levhali kanallarda, kanal çıkışı yakınlarında ters akış Sparrow ve diğ. [12] tarafından incelenmiştir. Bir izotermal levha ve bir ısıtılmayan karşı levha ile kanal oluşturulmuş ve deneyler yapılmıştır ve ilk kez aşağı akış bölgesi varlığı ve kanalın üst tarafında ısıtılmayan duvara bitişik resirkülasyon ortaya çıkmıştır. Ters akışı dikkate almayan bundan önceki yaklaşımların, kanal çıkışı yakınlarında ters akış olmasına rağmen hala kullanılmakta olduğunu belirlemişlerdir. Aung ve Worku [13,14] asimetrik izotermal paralel levhalarda ters akış üzerine detaylı bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Tam gelişmiş akışta bir analitik çözüme dayanan ters akış görülmesi için kriter sunmuşlardır.

O'Meara ve Poulikakos [15] dikey ısı levhaları dizisinde doğal taşınımı incelemişlerdir. Onların ilgileri, bu çoklu kanal tasarımında levhalardaki sıcaklık dağılımı üzerinedir.

Dikey paralel levhali kanallarda laminar doğal taşınım üzerine bazı diğer durumları içeren son deneysel çalışmalar Sparrow ve Bahrami [16], Sparrow ve Azevedo [17],

Azevedo ve Sparrow [18,19], Papple ve Tarasuk [20], Guo ve diğ. [21], Li ve diğ. [22] ve Webb ve Hill [23] tarafından sunulmuştur.

Sparrow ve Bahrami [16], radyasyonu, iletimi ve değişken madde etkilerini ortadan kaldırmak için bir kütle transfer ölçme tekniği kullanarak deneyler yapmışlardır. Deneyler, Elenbaas'ın [1] çalışmasının detaylı araştırmasıdır. Açık, bir tarafı açık ve kapalı kanalları ve kanal en-boy oranının etkisini incelemişlerdir. Oldukça yüksek kanal en-boy oranları için %15-20 limiti içinde sonuçlar uyuşmaktadır fakat düşük kanal en-boy oranları için farklılıklar azımsanmayacak değerdedir.

Sparrow ve Azevedo [17] tam gelişmiş kanal akışından etkin tek levha şartına değişen, kanal en-boy oranının etkisi üzerine deneysel ve hesaplamalı araştırmayı yayınlamışlardır. Deneyler suda gerçekleştirilmiştir ve kanal, bir izotermal levha ve bir paralel ısıtılmayan levhadan oluşmaktadır. Hesaplamalı çalışma levhadaki iletimi hesaba katmıştır. Sonuçlar; kanal ısı geçişi için, etkin tek levhanın bir üst sınır oluşturmadığını belirtmektedir ve kanal ısı geçişi düşük en-boy oranlarında ve düşük sıcaklık farklılıklarında kanal genişliğine duyarlıdır.

Paralel levhalı kanallardaki doğal taşınımında kanal eğim açısının etkisi Azevedo ve Sparrow [18] ve Papple ve Tarasuk [20] tarafından incelenmiştir. Azevedo ve Sparrow [18] sudaki eğimli kanalda, kanal en-boy oranını eğim açısını ve ısıtma şartlarını değiştirerek deneyler yapmışlardır. Burada ele alınan ısıtma şartları; simetrik izotermal duvarlar, izotermal üst duvar ve izotermal alt duvar şartlarıdır. Tek taraflı ısıtma şartları için ısıtılmayan duvar üzerinde resirkülasyon bölgeleri ve alt izotermal duvar şartları için boylamasına vorteks formunda ikincil akışlar gözlemlemişlerdir. Bütün sonuçları $\pm\%10$ hata payı içinde sunan, Nusselt sayısı için bir korelasyon verilmiştir. Papple ve Tarasuk [20], Mach-Zehnder interferometresi kullanarak eğimli kare kesitli izotermal kanallarda deneyler yapmışlardır. Eğim açısı olarak 0° ve 45° 'yi göz önüne almışlardır. Sonuçlar, eğimli kanal durumunda ortalama ısı geçişinde %5 bir artış olduğunu göstermektedir. Eğim açısının en önemli etkisi alt duvardan ısı geçişini artırması ve üst duvardan ısı geçişini azaltmasıdır.

Azevedo ve Sparrow [19] ve Moutsoglou ve diğ. [24] delikli (havalandırılmalı) dikey kanalları incelemişlerdir. Azevedo ve Sparrow'un [19] çalışmasında bir izotermal duvar ve karşısında delikli ısıtılmayan duvar ile şekillendirilmiş bir kanal deneysel ve nümerik olarak incelenmiştir. Hem deneysel hem de nümerik sonuçlar, ortalama ısı

geçiş değeri delik yeri ve boyutundan etkilenmediğini göstermiştir. Kanal girişindeki indüklenmiş debinin delik varlığı ile azaldığı bulunmuştur fakat toplam debi pek az etkilenmiştir. Moutsoglou ve diğ. [24] çalışmasında benzer bir kanal, doğal taşınım-radyasyon ile soğutulmasında uniform ısı akısı şartı için nümerik olarak incelenmiştir. Moutsoglou ve diğ. [24] deliksiz kanal durumu ile karşılaştırılınca; deliğin kanalın üst kısmına yakın olduğu durumda ısıtılan duvarın sıcaklığının arttığını ve deliğin kanalın alt kısımlarında olduğu durumda azaldığını belirtmişlerdir.

Guo ve diğ. [21] lazer nokta fotoğrafı yöntemini kullanarak izotermal paralel levhalar arasındaki doğal taşınım ısı geçişini ve akışkan akışını incelemişlerdir. Lokal ısı geçiş değeri hesaplamaya yarayacak deneysel dataların bir korelasyonunu yayınlamışlardır. Li ve diğ. [22], Guo ve diğ.'nin [21] çalışmasındakine benzer bir deney düzeneğinde kenar etkisini araştırmışlardır. Kenarlardan havanın sürüklenmesini akış görselleştirmesi yöntemiyle kaliteli olarak incelemişlerdir. Ayrıca levhalar arasındaki hız profillerini LDA kullanarak ölçmüşler fakat korelasyon üretmemişlerdir.

Webb ve Hill [23], asimetric ısıtılan bir dikey paralel levhalı kanalda doğal taşınım deneysel çalışmasının sonuçlarını raporlamışlardır. Bu çalışmanın önemi, yüksek Ra sayılarını ve girişte ısıtılmayan bir kanal bölümünü içermesidir. Ortalama Nu sayıları gibi lokal Nu sayılarından da korelasyonlar sunmuşlardır.

Aihara ve Maruyama [25] simetrik uniform ısı akısı ve duvar sıcaklığı şartları için değişken akışkan özelliklerinin etkilerini sayısal olarak incelemişlerdir. Hava ve yağ, taşınım akışkanları olarak ele alınmıştır. Sonuçlar, sabit özellik çözümlerine kıyasla hava için lokal ısı geçiş değeri bir azalma ve yağ için bir artış olduğunu belirtmektedir. Sabit özellik ve değişken özellik çözümü arasında, ısı geçiş karakteristiğindeki farklılıkların, uniform ısı akısı şartında uniform duvar sıcaklığı şartından daha az olduğu bulunmuştur.

İletken duvarların etkisi Sparrow ve Tao [26], Burch ve diğ. [27] ve Kim ve diğ.[28] tarafından nümerik olarak incelenmiştir. Sparrow ve Tao [26], iki asimetric ısıtılan izotermal levha ve bunların arasında bir iletken duvar ile oluşturulan bir kanalı incelemiştir. Boyutsuz kanal yüksekliği değişimi, iki dış duvardaki boyutsuz sıcaklık farkı ve içteki duvarın boyutsuz konumu dikkate alınmıştır. Sonuçlar, yeterince uzun

kanallar için tam gelişmiş akış rejimine ulaşıldığını göstermektedir. Orta duvardaki yüzey sıcaklığı için, gelişen kanal akışı ile artış görüldüğü ve tam gelişmiş şartlara erişildiğinde sabit kaldığı görülmüştür. Burch ve diğ. [27] sonlu iletken izotermal paralel dikey levhalar arasında laminar doğal taşınımı incelemek için nümerik bir çalışma yapmıştır. Farklı kanal en-boy oranları, levha kalınlığının kanal genişliğine oranı ve levha iletkenliğinin akışkan iletkenliğine oranı göz önüne alınmıştır. Çalışma sonuçları; uniform olmayan bir arayüz sıcaklığı, ısı geçişinde bir artış ve artan levha iletkenliği ile indüklenen debide bir artış olduğunu göstermektedir. Kim ve diğ. [28] asimetrik uniform ısı akısı şartına ve akışkan olarak havaya önem vererek Burch ve diğ. [27] yaptığı çalışmaya benzer bir çalışma yapmıştır. Simetrik ısıtma için duvar iletimi sebebiyle maksimum debide %30 bir artış ve yüksek Gr sayıları yerine düşük Gr sayılarında duvar iletkenliğinde önemli bir etki gözlemlenmiştir.

Nümerik çözümlerde, kanal giriş sınır şartı davranışının etkisi Chappidi ve Eno [29] ve Naylor ve diğ. [30] tarafından incelenmiştir. Chappidi ve Eno [29] girişte, uniform ve parabolik hız profilleri etkilerini ve uniform ısı akısı ve duvar sıcaklığı şartı için gelişen laminar doğal taşınım kanal akışlarında Bernoulli basınç eksikliği sınır şartını incelemişlerdir. Sonuçlar; düşük Ra sayılarında kanalın termal performansı üzerine giriş şartının düşük etkisi olduğunu ve yüksek Ra sayılarında orta etkisi olduğunu göstermektedir. Bernoulli basınç eksikliği sınır şartı, düşük Nu sayılarında meydana gelmektedir. Yazarlar, farklı sınır şartı sonuçlarını deneysel veri ile karşılaştırarak tek bir en iyi giriş sınır şartı olmadığını belirtmişlerdir.

Bir duvarı ısıtılmış kısmi açık hacimlerden doğal taşınım ile ısı geçişinin sayısal analizi Doğan ve diğ. [51] tarafından yapılmıştır. Bu çalışmada uniform ısı akısı altındaki boşluk içerisinde, sürekli şartlarda, farklı açıklık oranları, eğim açıları ve geometrik oranlarda üstten ve merkezden açık konumlar için doğal taşınım ile ısı transferi incelenmiştir. Kütle, momentum ve enerji korunum denklemleri uygun sınır şartları kullanılarak PHOENICS kodu ile çözülmüştür. Sonuçlara göre açıklık oranının artması ve eğim açısının azalmasıyla ortalama ısı geçiş katsayısının artmakta ve ortalama duvar sıcaklığının azalmakta olduğunu belirtmişlerdir.

İki boyutlu kısmi açık boşluklarda laminar doğal taşınım ile ısı geçişinin sayısal analizi Bilgen ve Oztop [52] tarafından yapılmıştır. Çeşitli parametreler kullanarak parametrik bir çalışma yapmışlardır. Ra sayısını 10^3 - 10^6 arasında, açıklık oranını

0.25-0.75 arasında, açıklık eğim açısını 0-120° arasında incelemişlerdir. Kütle, momentum ve enerji korunum denklemleri uygun sınır şartları kullanılarak SIMPLER algoritması ile çözülmüştür. Sonuçta Nu sayısı ve debi, artan Ra sayısı ile birlikte artış göstermiştir. Diğer parametreler sabit olmakla birlikte Nu sayısının, eğim açısının non-lineer bir fonksiyonu olduğunu belirtmişlerdir.

Elsayed ve Chakroun [53] eğik, kısmi açık kavitelere açıklığın ısı geçişine etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Farklı geometrik düzenlemeleri, farklı açıklık oranlarını ve eğim açılarını incelemişlerdir.

Kapalı bir kavite içindeki üç boyutlu akış için yönetici denklemler, literatürde vektör formunda verilen genel denklemlerden elde edilirler. Bu denklemler iki boyutlu akış için vortisite (ω) ve akım fonksiyonu (ψ) cinsinden yazılabilirler. Benzer şekilde, Mallinson ve De Vahl Davis'in [31] üç boyutlu akışlar için işlemleri takip edilirse yönetici denklemlerin vortisite vektörü (ω) ve solenoidal vektör potansiyeli (ψ) cinsinden yazıldığı görülür.

Ra sayısı d 'ye ve t_h-t_c sıcaklık farkına bağlıdır. Yerçekimi yönünde birim büyüklükteki bir vektör $\mathbf{g}$ ile ifade edilir. Tüm duvarlar rijit kabul edilmiştir.

ψ ve ω için sınır şartlar hız sınır şartlarından bulunur.

$\psi_1 \psi_2 \psi_3$ ve $\omega_1 \omega_2 \omega_3$ ψ ve ω 'nın sırasıyla bileşenleridir. Diğer akış çeşitleri ve sınır şartları için yönetici denklemler ayrıca elde edilebilir.

Bu denklemleri çözmek için çeşitli nümerik yöntemler bulunmaktadır. Sürekli olmayan başlangıç çözümleri, belirlenen yakınsama şartı dahilinde kararlı duruma ilerlemektedir. Mallinson ve De Vahl Davis'in [32] hatalı geçici metodu U 'nun bir geçici değişimini denkleme eklemektedir. Böylece bu denklem içinde zamanda ilerleme kullanılabilir. Kararlı hale ulaşıldıkça ek geçici terim sıfıra yaklaşmaktadır, böylece denklem sağlanmaktadır. Bu, kararlı hal sonuçlarına hızlıca ulaşmak için kullanılan bir nümerik tekniktir. Bu konu üzerine daha detaylı bilgiler edinmek ve üç boyutlu doğal taşınım akışları için diğer nümerik yaklaşımlar konusunda Guceri ve Farouk [33], Jaluria ve Torrance'a [34] bakılabilir.

Üç boyutlu taşınım; Ra, Pr, A_v ve A_H (A_v ve A_H iki boyutsuz yön oranları $A_v=H/d$, $A_H=W/d$) parametreleri ile yönetilir. Boyutlardan biri, H veya W, iki boyutlu

yaklaşımına ulaşmak için büyük seçilir. Üç boyutlu akış şekilleri iki boyutlu olanlardan daha zor sunulmaktadır.

2.3 Dikey Paralel Levhalı Kanallarda Türbülans Doğal Taşınım

Dikey paralel levhalı kanallarda türbülans doğal taşınım çalışmaları oldukça sınırlıdır. Kanal duvarlarındaki sınır tabakaların benzerliği sebebiyle tek dikey levhalardaki türbülans doğal taşınım çalışmalarının bazılarında bahsetmek faydalı olacaktır. Tek dikey levha üzerindeki türbülans doğal taşınım konusunda öncülük eden çalışma Griffith ve Davies [35] tarafından yapılmıştır. Bu çalışmada hız ve sıcaklık profilleri ve lokal ısı transferi değerleri ölçülmüştür. Bundan sonraki iki çalışmada, Warner ve Arpacı [36] ortalama sıcaklığı, ve Cheesewright [37] ortalama hız ve sıcaklık profillerini ölçmüştür. Cheesewright'in [37] ölçümleri, Griffith ve Davies'in [35] ölçümleriyle önemli ölçüde iyi bir uyum göstermiştir. Bu çalışmaların hepsinde izotermal levhalar kullanılmıştır. Vliet ve Liu [38] suda, uniform olarak ısıtılan levha üzerinde türbülans doğal taşınım sınır tabakasının gelişimini incelemek için deneyler yapmıştır. Yüzey sıcaklık dağılımı yanı sıra, ortalama sıcaklık ve hız profillerini ölçmüşler ve laminar, geçiş ve türbülanslı akış bölgeleri için veriler yayınlamıştır. Smith [39], sıcaklık ve hızın olasılık yoğunluk dağılımını ve bu verilerin güç spektrumunu ölçerek, türbülans doğal taşınım sınır tabakaları üzerine kapsamlı bir deneysel çalışma yapmıştır. Zorlanmış taşınımında olduğu gibi, tam gelişmiş akış spektral bir yapıya sahiptir, bunlar; moleküler taşınım şartlarının hakim olduğu bir viskoz alt tabaka, ortalama hız profilinin maksimumunu içeren bir tampon bölge ve türbülans tabakadır. George ve Capp [40] önceki çalışmalara [41,42] atıfta bulunarak duvar kesme gerilmesinin değil ısı akısının, duvar yakınlarındaki akış rejimini tanımladığını iddia etmişlerdir. Ortalama taşınım terimlerinin ihmal edilebilir olduğu bir iç akış bölgesi ve viskoz ve iletim terimlerinin ihmal edilebilir olduğu bir dış akış bölgesinden oluşan bir sınır tabaka önermişlerdir. Sabit ısı akılı bölge olarak adlandırılan iç bölge; ayrıca bir viskoz alt tabakaya, bir hareketli alt tabakaya ve bunların arasında bir tampon bölgeye bölünmüştür. George ve Capp [40] kendi önerdikleri sınır tabaka yapısı ile bağlantılı olarak, var olan verilerle uygunluk sağlamışlar ve iç ve dış tabakalar için evrensel hız ve sıcaklık profillerini yayınlamışlardır. Cheesewright [43], George ve Capp'in [40] doğal taşınım sınır tabakalarının korelasyonunda duvar kesme gerilmesi ana parametre değildir yaklaşımına karşı çıkmıştır. Cheesewright ve Mirzai [44], George ve Capp'in [40]

iddialarını kendi ölçümleriyle kontrol etmişler ve 10^{13} üzerindeki Gr sayılarında, sıcaklık profillerinin korelasyonunda duvar kesme gerilmesinin bir parametre olarak alındığı zaman hız profilleri ile bir uygunluk sağlandığı sonucuna varmışlardır. Doğal taşınım sınır tabakalarında türbülansa geçiş ve kararlılık üzerine çeşitli çalışmalar yapılmıştır. Doğal taşınımın bu ve diğer durumları Gebhart ve diğ. [45] kitabında iyi anlatılmıştır.

Miyamoto ve diğ. [46] yaptığı, deneysel çalışmaların öncüsü olan araştırma, dikey paralel levhalı kanallarda türbülans doğal taşınım olayının anlaşılmasına büyük bir katkı sağlamıştır. Kanal duvarları üzerinde yüzey sıcaklık dağılımını ve akışın türbülans özelliklerini ölçmek için uniform olarak ısıtılan bir levha ve karşı adyabatik bir levha ile oluşturulan bir kanalda hava ile deneyler yapmıştır. Kanalda, tam gelişmiş türbülanslı akış bölgesindeki ısı geçiş katsayısını tahmin etmede kullanılan bir korelasyon sunmuştur.

Al Azzawi [47], Miyamoto ve diğ. [46]'nin çalışmasındaki kanala benzer fakat küçük ölçekteki bir kanalda, hava ile, uniform ısı akısı ve duvar sıcaklığı durumları için ortalama hız ve sıcaklık profillerini ölçerek deneyler yapmıştır. PHOENICS kullanarak laminar akış kabulüyle bir nümerik çalışma yapmıştır. Deneysel ve nümerik sonuçlar iyi bir uyum içinde değildir. Al Azzawi [47] indüklenmiş debi ve ısı geçiş katsayısı için korelasyonlar sunmuştur.

Pederson ve diğ. [48], ısıtılmayan giriş ve yalıtımlı çıkış bölümleriyle bir asimetric ısıtılan kanal üzerinde deneyler gerçekleştirmiştir. İndüklenmiş debi ve duvar sıcaklık dağılımını ölçmüştür. Dikkate alınan ısı akıları Al Azzawi [47] ve Miyamoto ve diğ. [46]'nin çalışmasından daha yüksektir.

Dikey levhalı kanallarda türbülans doğal taşınım konusunda en güncel deneysel çalışmalar La Pica ve diğ. [49] tarafından yapılmıştır. Al Azzawi [47] ve Miyamoto ve diğ. [46]'nin kanalına benzer fakat yatay giriş ve çıkış bölümleri olan bir kanal üzerine çalışmıştır. Duvar sıcaklık dağılımı ölçümleri yapılmış, kanalın farklı kesitlerinde ortalama sıcaklık profilleri ve kanal girişindeki hız profili çıkarılmıştır. La Pica ve diğ. [49] ortalama Nu sayısı ve ortalama giriş hızına ve kanal genişliğine bağlı Re sayısı için aşağıda verilen korelasyonları çıkarmıştır.

$$Nu = \frac{h.a}{k} = 0.9282 Ra^{0.2035} \left(\frac{a}{H} \right)^{0.8972} \quad (2.1)$$

$$Re = \frac{U_0 \cdot a}{\nu} = 0.5014 Ra^{0.3148} \left(\frac{a}{H} \right)^{0.418} \quad (2.2)$$

Sohn [50] uniform ısı akısı durumu için asimetrik ısıtılan bir dikey paralel levhali kanallarda türbülans doğal taşınımı için kapsamlı bir nümerik çalışma yapmıştır. Düşük Reynolds sayısı k-ε türbülans modelini kullanmış ve yüzey radyasyonuna ve çevre sıcaklık katmanlaşmasına önem vermiştir. Sonuçları deneysel veriler ile karşılaştırmıştır. Sohn [50] bir parametrik çalışma gerçekleştirmiş ve çeşitli parametrelerle ilintili denklemler sunmuştur.

3. PROBLEMİN TANIMI VE FORMÜLASYON

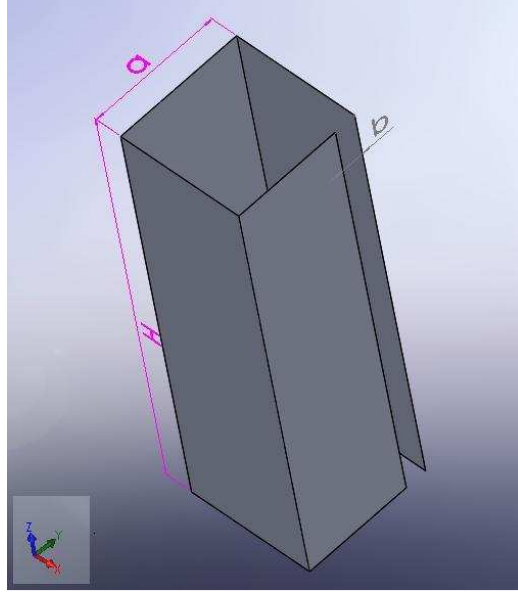
3.1 Problemin Tanımı

Bu çalışma, ısı geçişi olayının uygulama alanlarından biri olan radyatörler göz önüne alınarak yapılmıştır. Çalışmanın esasını, aynı boyutlardaki bir radyatörden iletim ve radyasyonla olan ısı geçişini göz önüne almadan sadece taşınımı göz önüne alarak radyatörün birim alanından gerçekleşen ısı geçişi miktarını artırma fikri oluşturmaktadır. Çalışmada açık profilli düşey kanallarda üç boyutlu doğal taşınım sayısal olarak incelenmiştir. Çalışma ticari SAD yazılımı FLUENT kullanılarak laminar akış varsayımı altında sayısal olarak yapılmıştır. Çalışmanın amacı düşey kanallarda, kanalın bir kenarına açılan yarığın ısı geçişine olan etkisinin belirlenmesidir. İncelenen kanal modeli 30x30mm boyutlarında kare kanal modelidir. Kanal yüksekliği olarak 600, 400 ve 200mm gibi farklı değerler uygulanmıştır. Kanal duvar sıcaklığı olarak 40, 60 ve 80°C uygulanmıştır. Kanalın bir kenarına belirli uzunluklarda (3mm, 4mm, 5mm, 6mm, 7,5mm gibi) yarıklar açılmıştır ve bu yarıkların ısı geçişine etkisi yarıksız kanal modeli referans alınarak karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. 3mm yarıklı olan modelde ısı transferinin en yüksek olduğu görülmüştür. Bu çalışmadan sonra kanalın bir kenarına açılan 3mm'lik yarığın, kanalın karşılıklı iki kenarına tam boy ve yarım boy veya dört kenarına da çeyrek boy uygulanması durumunda ısı geçişindeki değişimler incelenmiştir. Ayrıca kanalın giriş kısmındaki kesitin tamamen kapatılması durumunda ısı geçişine olan etki araştırılmıştır. Sonuçlar karşılaştırmalı olarak verilmiş olup, açık profilin çapraz akış oluşturarak ısı geçişini artırdığı gözlenmiştir. İncelenen durumlar arasında en yüksek ısı geçişi, karşılıklı iki kenarında kanal boyunca 3mm yarık bulunan ve girişi açık haldeki açık profilli kanalda oluşmaktadır.

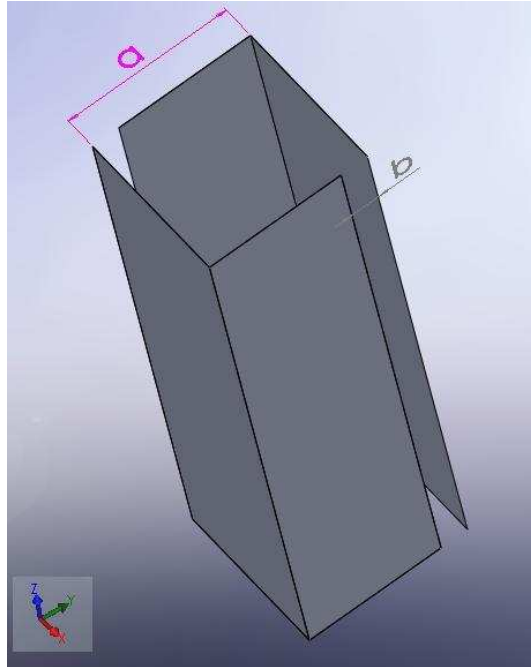
3.2 Kanal Geometrisi

Bu çalışmada incelenen kanalların geometrileri şekil 3.1, 3.2, 3.3 ve 3.4'de şematik olarak verilmektedir. Üç boyutlu kanal olarak 30x30x600mm, 30x30x400mm, 30x30x200mm boyutlarında üç kanal modeli ele alınmıştır. Kanalın kenarı **a**,

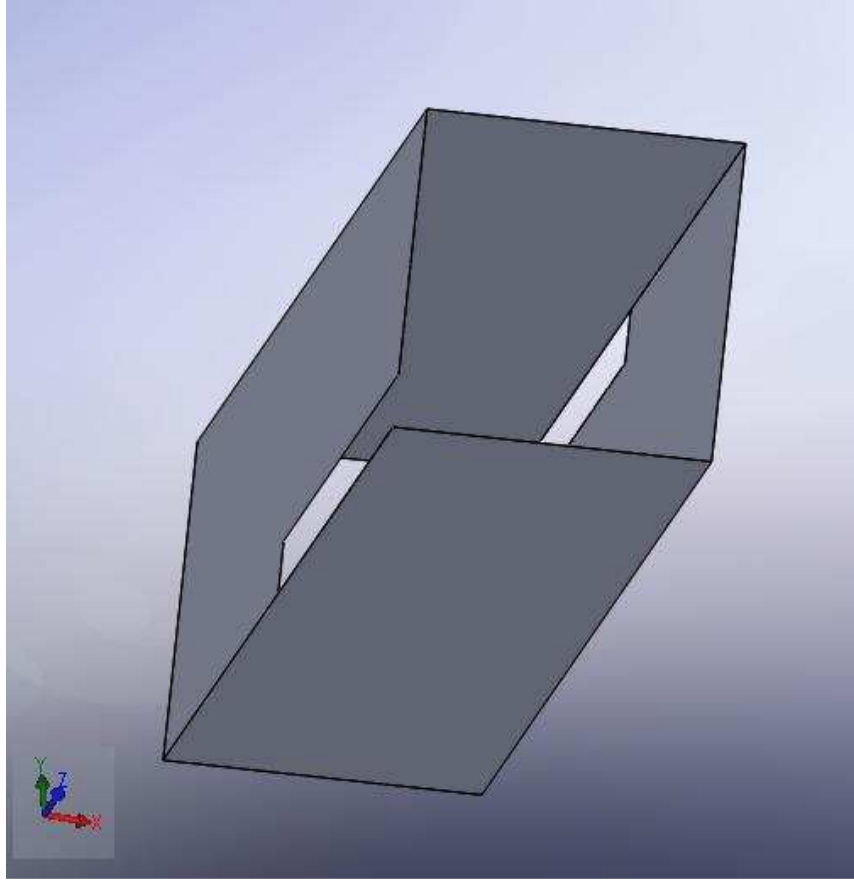
yüksekliği **H**, yarığ genişliği **b** ile gösterilmiştir. Bu kanalların bir kenarına çeşitli genişliklerde ($b=3, 4, 5, 6, 7,5\text{mm}$ gibi) yarığlar açılmış ve yarığın ısı geçişine etkisi Fluent yazılımı kullanılarak sayısal olarak hesaplanmıştır. İş gören akışkan hava olup yoğunluk hariç özellikleri sabittir. Havanın yoğunluğu sadece sıcaklıkla değişmekte olup mükemmel gaz kanununa uymaktadır.



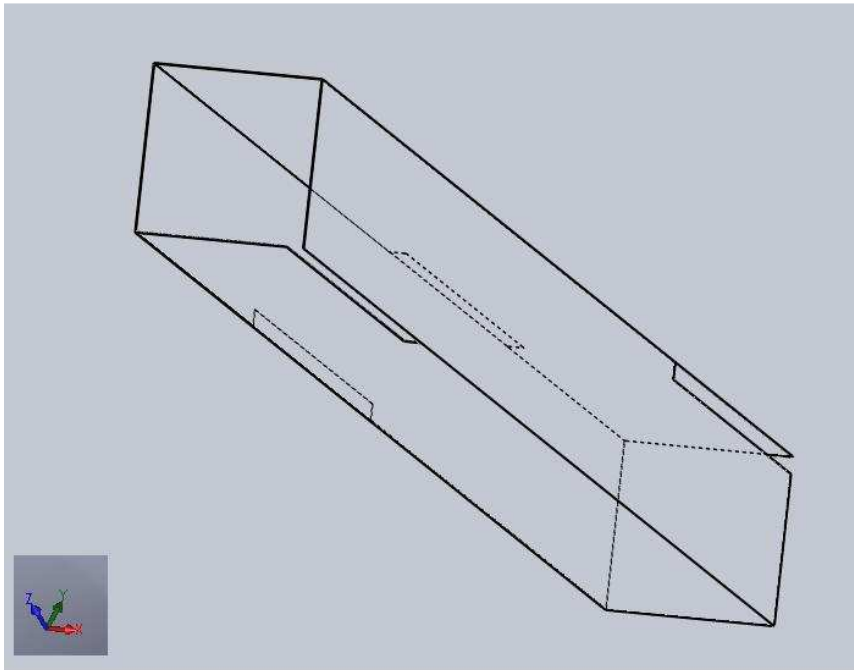
Şekil 3.1 : Kanalın bir kenarında yarığ bulunan model.



Şekil 3.2 : Kanalın karşılıklı iki kenarında yarığ bulunan model.



Şekil 3.3 : Yarıkların; kanal yüksekliğinin yarısına kadar bir duvarda, diğer yarısında da karşısındaki duvarda bulunduğu model.



Şekil 3.4 : Yarıkların; kanal yüksekliğinin $\frac{1}{4}$ ü kadarı bir duvarda, $\frac{1}{4}$ ü kadarı diğer duvarlarda bulunduğu model.

İlk olarak Şekil 3.1’de görülen, kanalın yalnızca bir duvarında yarık bulunan model üzerinde çalışmalar yapılmıştır. Yarık genişliği, $b=3, 4, 5, 6, 7,5\text{mm}$ değerlerinde alınarak gerçekleşen ısı geçişi miktarları hesaplanmıştır. Bu değerler yarıksız model referans alınarak karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. Sonuçlar incelendiğinde $b=3\text{ mm}$ yarık değerinde kanaldan havaya olan ısı geçişinin en yüksek olduğu görülmektedir.

Şekil 3.2’de karşılıklı iki kenarında yarık bulunan model, Şekil 3.3 ve Şekil 3.4’deki modellerde yarık genişliği 3mm olarak belirlenmiştir

Kanal duvarlarına $T=40^{\circ}\text{C}, 60^{\circ}\text{C}, 80^{\circ}\text{C}$ olmak üzere değişik sabit sıcaklıklar uygulanmaktadır. Kanal duvarından havaya ısı geçişi taşınım ile olmaktadır. Isıl ışıma önemli bir etkiye sahip olmakla birlikte bu çalışmada amaç geometrik asimetrisinin etkisini görmek olduğu için ihmal edilmiştir. Hava, kanala incelenen duruma bağlı olarak alttan veya öndeki yarıktan atmosferik şartlarda emilmekte ve üstten gene durgun atmosfere atılmaktadır. Yer çekimi ivmesi, g , z eksenine doğrultusunda etkilenebilir. Bütün işlemler sürekli rejimde gerçekleşmektedir.

3.3 Belirleyici Denklemler

Zorlanmış taşınım olduğu gibi doğal taşınım da momentum ve enerji geçişini tanımlayan denklemler korunum ilkelerinden elde edilirler. Ayrıca, doğal taşınımı etkileyen süreçler zorlanmış taşınımdakine benzerdir. Atalet ve sürtünme kuvvetleri yine etkilidir; enerji geçişi kütle hareketi ve yayılımlardır. İki akış türü arasındaki temel fark, doğal taşınım ana rolün kaldırma kuvvetleri tarafından üstleniliyor olmasıdır. Bu kuvvetler gerçekte akışa destek olur, onu sürdürür.

Kütlenin Korunumu:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0 \quad (3.1)$$

Momentumun Korunumu:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_j) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \rho g_i + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right] + \left(\mu' - \frac{2}{3} \mu \right) \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \quad (3.2)$$

Enerjinin Korunumu:

$$\frac{\partial}{\partial t}(c_p \rho T) + \frac{\partial}{\partial x_j}(c_p u_j \rho T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + \left(\frac{\partial p}{\partial t} + u_j \frac{\partial p}{\partial x_j} \right) + \Phi + \ddot{q} \quad (3.3)$$

$$\Phi = \left\{ \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right] \right) \left(\mu' - \frac{2}{3} \mu \right) \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right\} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (3.4)$$

Denklem (3.1)'de ilk terim kontrol hacmindeki net kütle artış oranını, ikinci terim kontrol hacmine giren net kütle akısını belirtir.

Denklem (3.2)'de soldan sağa ilk terim kontrol hacmindeki net depolanan momentum oranını, ikinci terim taşınım sebebiyle kontrol hacmine giren momentum akısını, üçüncü terim kontrol hacmindeki statik basınç sebebiyle olan kuvvet, dördüncü terim gövde kuvveti, beşinci terim viskoz kuvvetleri belirtir. Viskoz kuvvetler terimindeki ikinci kısım normal gerilmeler ve dilatasyon sebebiyle olan sıkıştırılabilirlik etkilerini belirtir. Sıkıştırılamaz akışlar için bu kısım sıfırdır. Doğal taşınım akışlarında yoğunluk değişiminin oldukça küçük olmasından dolayı viskoz kuvvetler teriminin ikinci kısmı ihmal edilebilir.

Denklem (3.3)'de eşitliğin sol tarafındaki ilk terim kontrol hacmindeki net depolanan enerji oranını, ikinci terim taşınım sebebiyle kontrol hacmine giren enerji akısını belirtir. Eşitliğin sağ tarafındaki ilk terim moleküler difüzyon sebebiyle kontrol hacmindeki net ısı transferini, ikinci terim kontrol hacmindeki basınç işini, üçüncü ve dördüncü terimler ise sırasıyla viskoz yayılım ve volümetrik ısı kaynağını belirtir.

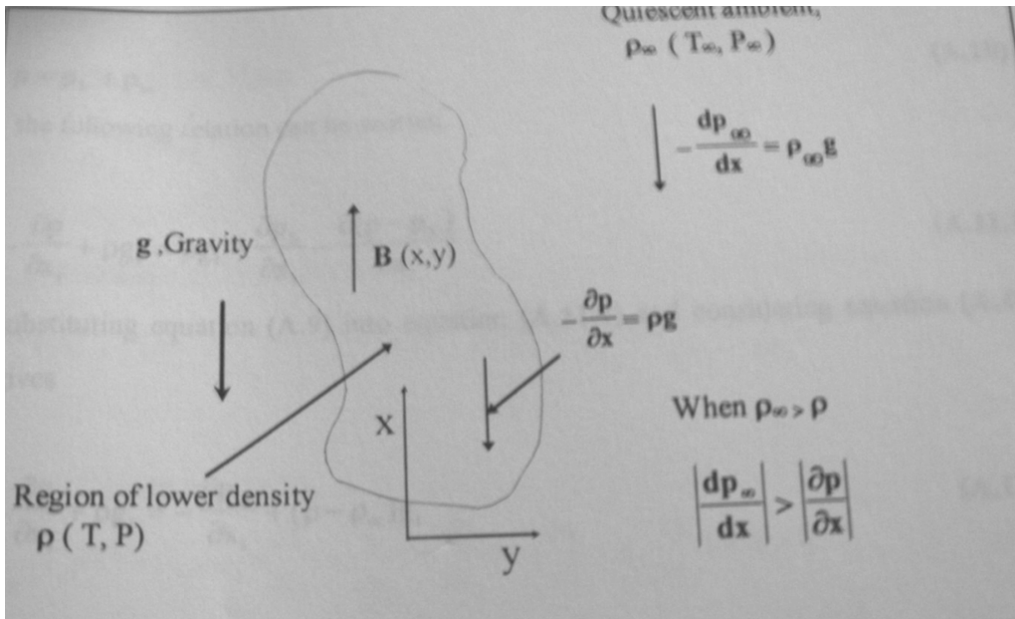
Denklem (3.1), (3.2) ve (3.3) zorlanmış taşınımında uygulandığı gibi doğal taşınımında da kullanılır. Zorlanmış taşınım ile doğal taşınım arasındaki temel fark tahrik mekanizmasıdır. Zorlanmış taşınım akışları basınç ve hız seviyeleri etkisiyle oluşur. Ancak doğal taşınım akışları tümüyle kaldırma kuvveti veya değişen gövde kuvveti etkisiyle oluşur. Karışık taşınım akışları, basınç kuvveti etkisi ve kaldırma kuvveti etkisi benzer ise meydana gelir. Gövde kuvveti yerine kaldırma kuvveti kullanımı sayısal hassasiyet açısından avantajlıdır. Aşağıda ρ_∞ yoğunluğunda geniş durgun çevre ile kuşatılmış ρ yoğunluğundaki akışkana etki eden kaldırma kuvveti açıklanmıştır.

T_∞ sıcaklık ve P_∞ statik basınç fonksiyonu olan ρ_∞ akışkan yoğunluğu göz önüne alınsın. $\rho_\infty(T_\infty, P_\infty)$. Durgun çevre şartları içinde yerçekimi alanında bulunan bir

akışkana, düşük yoğunluk bölgesi, harekete neden olan yukarı yönde bir kaldırma kuvveti uygular. Bu durum şekil 3.5'te tarif edilmiştir. Şekilde görülebildiği gibi çevredeki basınç gradyanının mutlak değeri, düşük yoğunluk bölgesinde olandan daha büyüktür. Bu olay yukarı yönlü bir akış ile sonuçlanır. Eğer ρ_∞ çevre yoğunluğu ρ lokal yoğunluğundan küçük olsaydı, akış aşağı yönlü olacaktı.

$$\frac{dp_\infty}{dx} = -\rho_\infty g \quad (3.5)$$

$$\frac{\partial p}{\partial x} = -\rho g \quad (3.6)$$



Şekil 3.5: Durgun çevrede yoğunluk değişimine bağlı kaldırma kuvveti.

Şekildeki tüm kuvvetler tek bir kuvvet olarak yazılırsa,

$$B(x, y) = (\rho_\infty - \rho)g \quad (3.7)$$

Genelde kaldırma kuvveti $B_i = (\rho - \rho_\infty)g_i$ şeklinde yazılır. (3.8)

(3.2) momentum denkleminde kaldırma kuvveti açıkça yazılacak olursa, momentum denklemindeki basınç ve gövde kuvveti terimleri ele alınsın.

$$-\frac{\partial p}{\partial x_i} + \rho g_i \quad (3.9)$$

g, yerçekimi ivmesi ve p, akışkan ile birlikte hareket eden bir cihaz yardımıyla ölçülen statik basınçtır. Durgun haldeki akışkanda hidrostatik basınç meydana gelir. Hidrostatik basınçtaki değişim şöyle yazılabilir.

$$\frac{\partial p_h}{\partial x_i} = \rho_\infty g_i \quad (3.10)$$

Hız sıfır alınırsa momentum denkleminin sonucu budur. Eğer statik basınç denklem (3.11)'deki gibi p_h , hidrostatik basınç ve p_m , hareket basıncı diye ikiye ayrılırsa,

$$p = p_h + p_m \quad (3.11)$$

aşağıdaki bağıntı yazılabilir.

$$-\frac{\partial p}{\partial x_i} + \rho g_i = \rho g_i - \frac{\partial p_h}{\partial x_i} - \frac{\partial (p - p_h)}{\partial x_i} \quad (3.12)$$

Denklem (3.10)'u denklem (3.12)'de yazarsak ve denklem (3.11)'i göz önünde bulundurursak denklem (3.13) bulunur.

$$-\frac{\partial p}{\partial x_i} + \rho g_i = -\frac{\partial p_m}{\partial x_i} + (\rho - \rho_\infty) g_i \quad (3.13)$$

Denklem (3.13)'ün sağ tarafındaki ikinci terim, denklem (3.8)'deki kaldırma kuvveti ile aynıdır. Denklem (3.13) kullanılırsa, denklem (3.2) momentumun korunumu aşağıdaki hali alır.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i) = -\frac{\partial p_m}{\partial x_i} + (\rho - \rho_\infty) g_i + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right] + \left(\mu' - \frac{2}{3} \mu \right) \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \quad (3.14)$$

μ' ihmal edilerek (3.1), (3.3) ve (3.14) denklemleri düzenlenirse,

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0 \quad (3.15)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + (\rho u_j) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p_m}{\partial x_i} + (\rho - \rho_\infty) g_i + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right] - \frac{2}{3} \mu \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \quad (3.16)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(c_p \rho T) + (c_p u_j \rho) \frac{\partial T}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + \left(\frac{\partial p}{\partial t} + u_j \frac{\partial p}{\partial x_j} \right) + \Phi + \ddot{q} \quad (3.17)$$

$$\Phi = \left\{ \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right] \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right\} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (3.18)$$

Kütlenin korunumu, momentumun korunumu ve enerjinin korunumu denklemleri elde edilir. Bu denklemleri 3 boyutlu laminar doğal taşınım akışı için aşağıdaki gibi ifade edebiliriz. Yerçekimi z doğrultusunda alınmıştır.

Süreklilik Denklemi:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (3.19)$$

X Momentum Denklemi:

$$\begin{aligned} \rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial y} + \rho w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{\partial p_m}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[2\mu \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3} \mu \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right] + \\ \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] \end{aligned} \quad (3.20)$$

Y Momentum Denklemi:

$$\begin{aligned} \rho u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho v \frac{\partial v}{\partial y} + \rho w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{\partial p_m}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] + \\ \frac{\partial}{\partial y} \left[2\mu \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3} \mu \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] \end{aligned} \quad (3.21)$$

Z Momentum Denklemi:

$$\begin{aligned} \rho u \frac{\partial w}{\partial x} + \rho v \frac{\partial w}{\partial y} + \rho w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{\partial p_m}{\partial z} + (\rho - \rho_\infty)g + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] + \\ \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[2\mu \frac{\partial w}{\partial z} - \frac{2}{3} \mu \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right] \end{aligned} \quad (3.22)$$

Enerji Denklemi:

$$\begin{aligned} c_p u \rho \frac{\partial T}{\partial x} + c_p v \rho \frac{\partial T}{\partial y} + c_p w \rho \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \\ \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \left(u \frac{\partial p}{\partial x} + v \frac{\partial p}{\partial y} + w \frac{\partial p}{\partial z} \right) + \Phi + \ddot{q} \end{aligned} \quad (3.23)$$

$$\Phi = 2\mu \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \mu \left[\left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 \right] - \frac{2}{3} \mu \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \quad (3.24)$$

3.4 Doğal Isı Taşınımında Boyutsuz Parametreler

Doğal taşınımın analizi zordur. Bu yüzden doğal taşınımdan etkilenen fiziksel faktörlere bağlı ısı geçişi olaylarının açıklanması için boyutsuz parametreler tanımlanmıştır.

Eğer β ; hacimsel termal genleşme katsayısı ise, sıcaklıkla yoğunluk değişimi β 'ya bağlıdır.

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (3.25)$$

Akışkanın ideal gaz olması durumunda:

$$\rho = \frac{P}{R T} \quad (3.26)$$

olur. Bu durumda β genleşme katsayısı:

$$\beta = \frac{\left(\frac{\rho_\infty}{\rho} \right)^{-1}}{T - T_\infty} = \frac{\left(\frac{T}{T_\infty} \right)^{-1}}{T - T_\infty} = \frac{1}{T_\infty} \quad (3.27)$$

olarak ifade edilir.

Reynolds ve Prandtl sayıları;

$$\text{Re} = \frac{U_0 a}{\nu} \quad \text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha}$$

momentum denklemindeki boyutsuz gruplar aşağıdaki gibi düzenlenebilir.

$$\frac{g \beta (T_w - T_\infty) a}{U_0^2} = \frac{g \beta a^3 (T_w - T_\infty) / \nu^2}{(a U_0 / \nu)^2} = \frac{Gr}{\text{Re}^2} \quad (3.28)$$

Bu denklemde de ;

$$Gr = \frac{g\beta a^3(T_w - T_\infty)}{\nu^2} \quad (3.29)$$

şeklinde tanımlanmıştır.

Grashof sayısı; akışkana etkiyen viskoz kuvvetlerin kaldırma kuvveti üzerindeki etkisini gösterir. Zorlanmış taşınım; Reynolds sayısını akışkana etkiyen atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranı olarak tanımlayabiliriz. Bu yüzden doğal taşınım Grashof sayısı zorlanmış taşınımdaki Reynolds sayısının vazifesini görür. Örneğin zorlanmış taşınım laminar akıştan türbülanslı akışa geçiş Reynolds sayısının kritik değeri ile tanımlanırken benzer olarak doğal taşınım bu konudaki kritik değer Grashof sayısı ile belirlenir. Denklemlerinde görüldüğü gibi doğal ve zorlanmış taşınımın etkileri büyüklükle kıyaslanabilir. Nusselt sayısı ise Re, Pr ve Gr sayılarına bağlıdır.

$$Nu = f(Re, Gr, Pr) \quad (3.30)$$

Denklem (3.28)'de tanımlanan Gr/Re^2 parametresi zorlanmış taşınım, doğal taşınımın bağıl öneminin arasındaki ilişkiyi gösterir. $Gr/Re^2 \sim 1$ olduğu zaman, doğal ve zorlanmış taşınım aynı büyüklük boyutundadır ve ikisi de dikkate alınmalıdır.

Eğer $Gr/Re^2 \leq 1$ ise akış zorlanmış taşınım etkisindedir. $Gr/Re^2 > 1$ ise doğal taşınım baskın olur ve Nusselt sayısı yalnızca Gr ve Pr sayılarına bağlıdır.

$$Nu = f(Gr, Pr) \quad (3.31)$$

Doğal taşınım hızları yalnızca kaldırma kuvvetleri etkisinde ortaya çıkar. Bu yüzden dış olarak akış hızları yoktur. Sonuçta Nusselt sayısı Reynolds sayısına bağlı değildir. Gazlarda yaklaşık $Pr=1$ olur. Bu yüzden doğal taşınım için Nusselt sayısı sadece Grashof sayısının bir fonksiyonudur.

$$Nu = f(Gr) \quad (3.32)$$

Bazen Rayleigh (Ra) sayısı adı verilen bir başka boyutsuz sayı kullanılmaktadır. Bu sayı şu şekilde tanımlanmıştır.

$$Ra = Gr \cdot Pr = \frac{g\beta a^3(T_w - T_\infty)}{\nu^2} \cdot Pr = \frac{g\beta a^3(T_w - T_\infty)}{\nu\alpha} \quad (3.33)$$

Bu sayı Grashof sayısının yerine doğal taşınımda ısı taşınımının korelasyonunu sağlamak için kullanılır. Bu sayının hesaplarda kullanılması durumunda (3.31) denkleminin,

$$Nu = f (Ra, Pr) \quad (3.34)$$

şeklini aldığı açıkça görülmektedir.

4. SAYISAL ÇÖZÜM YÖNTEMİ VE YÖNETİCİ DENKLEMLER

Yüksek kapasiteli bilgisayar sistemlerinin geliştirilmesiyle birlikte, deneysel ve teorik akışkanlar mekaniği-ısı transferi, yerini büyük oranda hesaplamalı akışkanlar dinamiği (Computational Fluid Dynamics) ve ısı transferi (Computational Heat Transfer) çözüm yöntemlerine bırakmıştır. Deneysel yöntemlerle çözümü aylar hatta yıllar alabilen mühendislik problemleri, artık günümüzde saatler hatta dakikalarla ölçülebilecek zaman dilimlerinde güvenilir şekilde çözümlenebilmektedir. Son birkaç on yıldan beri kullanılan bu yöntemler, günümüzde rekabet ortamının da artmasıyla, hızı, düşük maliyeti, güvenilir sonuçlar vermesi gibi nedenlerle bilimsel araştırmaların yanı sıra ticari uygulamalarda da yerini sağlamlaştırmıştır. Sayısal yöntemler, akışkan hareketinin yanı sıra enerjinin konjuge (iletim+taşıma) akışı, kimyasal reaksiyonlarda enerji üretimi, faz değişimleri, gözenekli ortamlarda akış gibi sayılabilecek daha birçok mühendislik problemlerinde başarıyla kullanılmaktadır.

Günümüzde bu amaçlarla üretilmiş olan birçok ticari hesaplamalı akışkanlar dinamiği ve ısı transferi çözüm kodları geliştirilip paket programlar olarak piyasaya sürülmüştür. Bu çalışmada kullanılmış olan FLUENT ve ön işlemcisi GAMBIT günümüzde en yaygın kullanılan paket programlar arasındadır. Sayısal yöntemlerin diğer çözüm yöntemleri içindeki yerini açıkça anlamak açısından ANDERSON Çizelge 4.1'deki gibi bir değerlendirme yapmıştır.

Çizelge 4.1 : Çözüm yöntemlerinin karşılaştırılması.

Yaklaşım		Avantajları		Dezavantajları
Deneysel	1	Çok gerçekçi ve güvenilir	1	Ekipman gereksinimleri
		sonuçlar verebilme	2	Ölçekleme problemleri
			3	Tünel düzeltme katsayısı belirsizliği
			4	Ölçüm güçlükleri
			5	İşletme maliyetleri
Teorik	1	Az zahmetli, hazır	1	Basit geometrik, fiziksel koşullar
		formüllere dayalı olması	2	Genellikle lineer problemlerle sınırlı
Sayısal	1	Lineerlik sınırlaması yok	1	Ayrıklaştırma hataları
	2	Karmaşık fiziksel durum-	2	Sınır koşulları problemleri
		lar için uygulanabilme	3	Güçlü bilgisayar gereksinimi
	3	Akışın zamana bağlı geli-		
		şimi elde edilebilir.		

Çizelgede de belirtildiği gibi sayısal yöntemler özellikle karmaşık problem çözümü ve daha kısa sürede çözüm eldesi açısından diğer yöntemlerden önde olmasına rağmen, deneysel yöntemlerin teyit edici rolü de görmezden gelinememektedir. Her ne kadar hızlı ve karmaşık problemlerin çözümünde önde olsa da, sayısal çözümün her zaman doğru sonucu garanti edemeyeceği de göz önünde bulundurulmalıdır. Uygulamada, genelde HAD ve deneysel yöntemler belirli bir noktaya kadar beraber götürülür. Deneysel çözümlerle güvenilirliği teyit edildikten sonra, benzer problemler sayısal olarak çözülmeye devam edilir. Böylece hızlı, güvenilir seri çözümlere ulaşılmış olur. Genel olarak sayısal yöntemlerin doğruluğu açısından çözüm elemanının seçimi, akış alanının ve denklemlerin ayrıklaştırılması, sınır koşulların atanması gibi işlem parametrelerinin doğru uygulanması ve grid bağımlılığı testlerinin yeterince uygulanması mevcut hata oranını düşürüp güvenilirliği artırır.

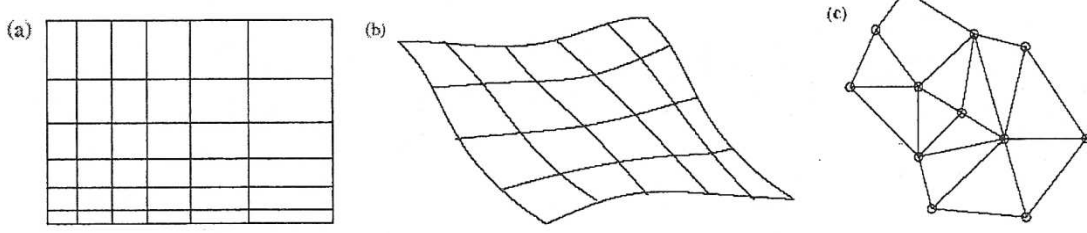
4.1 Sayısal Yöntemlerin Temeli

Sayısal çözüm yöntemlerinde temel prensip, çözüm bölgesinin alt bölgelere ayrılarak (Ağ oluşturularak) ilgili diferansiyel formdaki korunum denklemlerinin bu çözüm ağı boyunca ayrıklaştırılıp lineer denklem sistemlerine dönüştürülerek çözülmesidir. Herhangi bir sayısal çözüm yönteminin temel aşamaları aşağıdaki gibi sıralanabilir.

- Modelin oluşturulması; Çözülme istenen probleme bağlı olarak, çözüm işleminin en doğru ve az bilgisayar kaynağı kullanılarak yapılabilmesi açısından optimum katı geometrinin seçilmesi.
- Ağ oluşturma; Seçilen katı modelin sonlu sayıda hücreye bölünmesi.
- Ayrıklaştırma; Çözülme istenen diferansiyel denklemlerin lineerleştirilmesi.
- Ayrıklaştırılmış cebirsel denklemlerin çözülmesi.
- Sonuçların fiziksel anlam taşıyıp taşımadığının kontrol edilerek sonuca ulaşılması.

4.1.1 Çözüm ağının oluşturulması

Bir sayısal çözüm yönteminde en önemli adımlardan birisi geometrinin meshlenmesi yani sonlu sayıda çok kenarlı yüzeylere (hacimlere) ayrılmasıdır. Böylece korunum denklemleri ayrıklaştırılan bu her çözüm elemanı için ayrı ayrı çözülecek ve toplam akım alanı için genel çözüme ulaşılabilecektir. Elde edilen meshin (grid) en küçük elemanı hücre, hücreyi çeviren bölge yüzey, yüzeylerin ortak birleşim noktaları ise düğüm (nod) adını alırlar. Meshleme tipi genel olarak yapısal ve yapısal olmayan meshleme şeklinde ikiye ayrılabilir. Yapısal yüzey meshlemede yüzeyler düzlemsel ve dört kenarlıdır, hacim meshlemede ise altı kenar bulunur. Yapısal meshlemede hücrelerin her biri i,j,k gibi indislerle tanımlanabilir, ayrıca sınır üzerinde olmayan her düğüm aynı sayıda düğüm ile bağlantılıdır. Yapısal olmayan meshlemede ise hücreler genelde üç kenarlı, dört kenarlı veya altı kenarlı olup, indislerle tanımlanmazlar ve düzensiz bir bağlantı söz konusudur. Yapısal mesh her ne kadar modellemede ve çözüm esnasında kolaylık sağlasa da, özellikle karmaşık geometrilerde yapısal olmayan mesh bir gereklilik olabilir. GAMBIT programında yüzey meshleme için Quad (dörtgen), Tri (üçgen), Quad/Tri (dörtgen/üçgen) element seçenekleriyle, Map (düzenli yapısal meshleme), Submap (bir yüzeyi map seçeneğiyle meshlenebilir hale getirme), Pave (yapısal olmayan mesh oluşturma) ve bunlar gibi daha birçok meshleme tipi seçenekleri mevcuttur.



Şekil 4.1 : a) Düzenli yapısal, b) Bünye uyumlu yapısal, c) Yapısal olmayan meshleme

Sayısal çözümün sağlıklı olarak kurulması, belirtildiği gibi meshlemenin kalitesiyle doğrudan alakalıdır. Aksi takdirde ayrıntılandırılmış denklemlerin çözümü aşamasında çözümün yakınsaması gerçekleşmeyebilir veya çözüm süresi gereksiz yere uzatılabilir. Tüm bunları göz önünde bulundurarak GAMBIT programında Examine Mesh seçeneği altında bir kontrol paneli oluşturulmuştur. Burada Equiangle Skew, Equisize Skew, Aspect Ratio gibi mesh kontrol seçeneği bulunmaktadır. Equiangle Skew komutu mesh içerisindeki hücreleri simetriklikten uzaklık prensibine göre kontrol eder. En yaygın kullanılan seçenektir, bu çalışmada da mesh kalitesinin kontrolü için bu seçenek kullanılmıştır. Basitçe, iki boyutlu mesh yapısı için şu şekilde tanımlanır:

Equiangle Skewness:

$$Q_{EAS} = MAX \left(\frac{\theta_{max} - \theta_{eq}}{180^\circ - \theta_{eq}}; \frac{\theta_{eq} - \theta_{min}}{\theta_{eq}} \right) \quad (4.1)$$

Burada, θ_{max} hücre içindeki en büyük açı, θ_{min} hücre içindeki en küçük açı, θ_{eq} ise ilgili çok kenarlıının düzgün eşkenar olması durumundaki köşe açısıdır. Daima $0 < Q_{EAS} < 1$ ’ dir ve değerinin 0 olması meshin mükemmel olduğunu, 0-0,25 arasında olması çok iyi olduğunu, 0,25-0,5 arasında olması iyi olduğunu, 0,5-0,75 arasında olması zayıf olduğunu, 0,75-1 arasında olması ise kötü ve kabul edilemez olduğunu gösterir. İyi denilebilecek bir çözüm ağı kurulumu için bu değer en fazla 0,5 civarında olması tavsiye edilir. Mesh kalitesini etkileyen başka parametreler de vardır. Örneğin mesh içerisindeki ani boyut farklılıkları çözüm ağının kalitesini bozarak çözüm esnasında yakınsamama problemlerine yol açabilir.

Ağ oluşturma işleminde karşılaşılabilecek bir başka durum ise incelenecek olan geometrilerin karmaşık olmasından dolayı çözüm alanlarının direkt olarak meshlenememesidir. Bu durumun üstesinden gelmek için çözüm elemanları geometri oluşturma aşamasında split komutuyla yapısal olarak meshlenebilecek parçalara

ayrılabilir. Daha sonra bu parçalar ayrı ayrı meshlenir. Bunun yanında, meshlemedeki hücre sayısının artması çözümün doğruluğunu arttırmasına rağmen belli bir noktadan sonra çözüm süresinin kabul edilemez derecede uzamasına da neden olabilir. Çözüm elemanı içinde, mesh elemanı kenar boyutunun yarıya düşürülmesi, iki boyutlu çözümlerde mesh elemanı sayısını dörde katlarken üç boyutlu çözümlerde ise sekize katlamaktadır. Bu da yaklaşık aynı oranda çözüm süresini etkilemektedir. Bu açıdan yüksek hız gradyanlerinin beklendiği bölgeler (Örneğin duvara yakın bölgeler) yoğun meshlenerek diğer bölgeler görece daha kaba meshlenebilir. Böylece çözüm süresi azaltılmış ve bilgisayar kaynakları daha az kullanılmış olur.

4.1.2 Sayısal çözüm metodolojisi

Bu çalışmada süreklilik, momentum, enerji korunum denklemlerinin akış alanı boyunca çözdürülüp fiziksel olarak doğru sonuçlar alabilmek için FLUENT paket programı kullanılmıştır. Program, süreklilik ve korunum denklemlerini lineerleştirerek sonlu hacimler yöntemine göre çözen bir metodoloji kullanmaktadır.

FLUENT, C programlama dilinde yazılmış olup, akışkan akışını ve ısı transferini kompleks geometrilerde, esnek ve çoklu mesh yapısıyla başarıyla modelleyebilen bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği ve ısı transferi programıdır. Program, ayrıca daimi ve zamana bağlı rejim akışları, sıkıştırılabilir-sıkıştırılamaz akışlar, sürtünmesiz, laminar, türbülanslı akışlar, kimyasal reaksiyonlar, doğal-cebri konveksiyon, radyasyon ve konjuge ısı transferi modellemeleri yanı sıra, malzeme özellikleri veri tabanı gibi daha sayılabilecek birçok üstün özelliğe sahiptir. Mesh dosyasının bir başka programda oluşturularak kullanılmasına rağmen, FLUENT aldığı mesh dosyasındaki ağ yapısını grid adaptasyonu seçeneğiyle değiştirip düzeltebilir ama belirtildiği gibi ilk mesh dosyasının başka bir programda oluşturulması gerekmektedir. Bu program ise GAMBIT' tir ve yine FLUENT Inc. ailesinin bir üyesidir.

4.1.3 Yönetici denklemlerin ayrıklaştırılması

Diferansiyel formdaki korunum denklemlerinin ayrıklaştırılması için en çok kullanılan yöntemler sonlu fark, sonlu eleman ve sonlu hacimler yöntemleridir. Bu yöntemler bazı kabul ve yaklaşımlar vasıtasıyla, diferansiyel denklemleri direkt olarak cebirsel denklem takımları haline getirirler. Bunlardan farklı başka bir yöntem

olarak özellikle iletim problemlerinde kullanılan sınır elemanı yöntemi (BEM) ise denklemleri sadece yüzey niceliklerini içeren integral formlara dönüştürdükten sonra ayırklaştırır.

Sonlu fark yöntemlerinde diferansiyel denklemler kısaltılmış Taylor serisi açılımıyla yaklaşık olarak ayırklaştırılır. Sonlu fark yöntemi herhangi bir diferansiyel denklemin ayırklaştırılmasında net olarak korunum prensiplerini sağlamaz. Yani özellikle kaba meshler için enerji dengesi sağlanmaz, gerçekçi çözümler için ince mesh yapılarına ihtiyaç duyulur.

Sonlu elemanlar yöntemi tüm lineer ve nonlinear diferansiyel denklem çözümleri için uygulanabilir. Çözüm elemanı yerel değerlerin (hız, sıcaklık..vs) hesaplanacağı küçük alanlara bölündükten sonra her hücredeki çözüm bu değerlerin cebirsel olarak tahmini ile başlar. Daha sonra bu tahmin değerleri ile integrasyon yapılarak hata azaltılır.

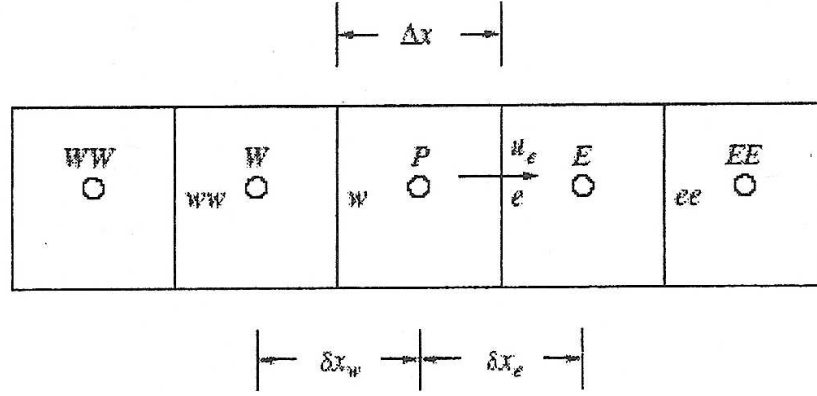
FLUENT, denklem ayırklaştırmalarını sonlu hacimler yöntemine göre gerçekleştiren bir programdır. Bu nedenle bu bölümde özellikle sonlu hacimler yönteminden bahsedilmiştir.

4.1.4 Sonlu hacimler metodu

Kontrol hacmi metodu olarak da bilinen sonlu hacimler metodunda, çözüm alanı sonlu sayıda hücreye bölünür. Anlaşılır kılmak açısından Şekil 4.2'deki basit mesh yapısı ele alınsın. Burada Denklem 4.2'de verilen ve belirlenmek istenen ϕ 'nin her hücre içerisinde korunumlu olduğu kabul edilir.

$$\frac{d}{dx} \left(\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right) + S_{\phi} = 0 \quad (4.2)$$

Başlangıç noktası bu skaler denklemin ilk hücre için korunumudur. ϕ 'nin ayırık değerleri hücre merkezinde depolanmıştır. Hücre yüzey alanları birim olarak kabul edilmektedir.



Şekil 4.2 : Tek boyutlu basit mesh yapısı.

Denklem 4.2'nin P hücresi boyunca integre edilmesiyle çözüm başlar.

$$\int_w^e \frac{d}{dx} \left(\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right) dx + \int_w^e S dx = 0 \quad (4.3)$$

Bu denklemin integrasyonu sonucunda ise:

$$\left(\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right)_e - \left(\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right)_w + \int_w^e S dx = 0 \quad (4.4)$$

denklemini elde edilir. Bu denklem P hücresi boyunca bir difüzyon akısı dengesi yazılarak da elde edilebilirdi, dolayısıyla bu noktaya kadar herhangi bir yaklaşık çözüm kabulü yapılmamıştır. Yöntemdeki kabul, ϕ 'nin hücre merkezleri arasında düzgün değiştiği varsayımıyla yapılacaktır. Böylece,

$$\frac{\Gamma_e (\phi_E - \phi_P)}{\delta x_e} - \frac{\Gamma_w (\phi_P - \phi_W)}{\delta x_w} + \bar{S} \Delta x = 0 \quad (4.5)$$

yazılabilir. Burada $\bar{S}$, S'nin kontrol hacmi içerisindeki ortalama değeridir. Bu yöntemin kesinlik derecesi ϕ 'nin hücre merkezleri arasında düzgün değiştiği kabulüyle kısmen de olsa azalmaktadır. Bir önceki denklemdeki terimler yardımıyla:

$$\alpha_P \phi_P = \alpha_E \phi_E + \alpha_W \phi_W + b \quad (4.6)$$

yazılır, buradaki kısaltmalar ise aşağıdaki gibidir;

$$\alpha_E = \frac{\Gamma_e}{\delta x_e} \quad (4.7)$$

$$\alpha_w = \frac{\Gamma_w}{\delta x_w} \quad (4.8)$$

$$\alpha_p = \alpha_E + \alpha_w \quad (4.9)$$

$$b = \bar{S} \Delta x \quad (4.10)$$

Çözüm ağı boyunca her mesh hücresi için Denklem 4.6'ya benzer formda lineer bağıntılar takımı elde edilebilir. Bu lineerleştirilmiş denklemler takımı daha sonra lineer denklem çözüm yöntemleriyle çözülerek, her bir hücre için ϕ' nin bilinmeyen yerel değerleri belirlenmiş olur. Sonlu fark ve sonlu eleman yöntemlerinden farklı olarak, sonlu hacim metodu prosesi hücre üzerinden korunumun sağlanmasıyla başlatılır. ϕ' nin bu korunumu sağlayan yerel değerleri ise daha sonra belirlenir. Böylece korunum mesh boyutundan bağımsız olarak sağlanmış olur, fakat bu durum yöntemin her halükarda kesin sonuçlar verdiği anlamına gelmez. Yapılan profil kabullerine bağlı olarak sonucun doğruluk derecesi azalabilir.

4.1.5 Lineer denklemler takımının çözülmesi

Ayrıklaştırma aşamasında hangi yöntem kullanılırsa kullanılsın sonuç olarak ϕ' nin yerel değerlerinden oluşan denklemler takımı oluşmaktadır. Bu denklemler lineer (ϕ' den bağımsız katsayılardan oluşan) olabildikleri gibi nonlinear de (ϕ' nin fonksiyonu) olabilirler. Bu denklemlerin çözüm yöntemleri ilk ayrıklaştırma yönteminden bağımsızdır. Eğer ayrıklaştırılmış olan denklemler lineerse, iyi konumlanmış bir problem için bütün çözücüler aynı çözüme ulaşacaklardır. Burada doğabilecek hafif farklılıklar sadece ayrıklaştırma metodunda kullanılan kabullerin farklılığından kaynaklanır. Denklem sistemlerinin çözüm yöntemleri direkt ve iteratif yöntemler olmak üzere ikiye ayrılabilir.

4.1.5.1 Direkt yöntemler

Ayrıklaştırma ile elde edilen denklemler genel formda aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$A\phi = B \quad (4.11)$$

Burada, A katsayı matrisi, $\phi = [(\phi_1, \phi_2, \dots)]^T$ ϕ' nin yerel değerlerinden oluşan vektör, B ise kaynak terimlerden oluşan bir vektördür. Direkt metotlar Denklem 4.11'i standart lineer cebir metodunu kullanarak çözerler. Burada belirlenmek istenen ϕ değerleri aşağıdaki şekilde bulunur.

$$\phi = A^{-1}B \quad (4.12)$$

Eğer A^{-1} bulunabilirse bir çözüm garantilenir, fakat $N \times N$ matrisinin tersini almak uygulamalardaki problemler için oldukça güçtür. Uygulamalarda bu yöntemin daha kullanışlı metotları mevcuttur.

4.1.5.2 İteratif yöntemler

İteratif yöntemler hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde oldukça yaygın kullanılmaktadırlar. Yöntemin temeli deneme ve yanılma ilkesine dayalıdır. Ayrık denklemlere uygulanan ilk tahmin değerleri ile iterasyon ilerledikçe gerçek sonuca yaklaşılr. En basit hali olan Gauss - Seidel metodunda mesh içerisindeki her grid noktası ardışık olarak güncellenir.

$$\phi_p = \frac{(\alpha_E \phi_E + \alpha_W \phi_W + b)}{\alpha_P} \quad (4.13)$$

Komşu değerler ϕ_E ve ϕ_W çözüm için gerekli olan değerlerdir ve bilindikleri farz edilir. Ziyaret edilen her nokta ϕ' nin güncellenmiş değerlerini taşır ve çözüm ağı defalarca üzerinden geçilerek iterasyon uygulanır. Başka bir teknik olan Jacobi iterasyonunda ise süpürme boyunca güncel olmayan değerler uygulanarak grid noktalarının güncellenmesi süpürme sonunda eş zamanlı olarak yapılır.

Eğer aşağıdaki Scarborough kriteri sağlanabilirse yakınsama gerçekleşir.

$$\frac{|\alpha_E| + \alpha_W}{|\alpha_P|} \leq 1 \quad \text{bütün grid noktaları için} \quad (4.14)$$

$$< 1 \quad \text{en azından bir nokta için}$$

Direkt metotlar bu kriteri gerektirmezler.

FLUENT iterasyon yöntemiyle bu denklemleri çözerken, ϕ' nin her iterasyon boyunca değişimini lineer olmama durumunda ortaya çıkabilecek hataları kontrol etmek amacıyla, Under Relaxation Factor düzeltme katsayısıyla kontrol eder. İterasyon sırasında ϕ değişkeni için Denklem 4.6'daki eşitliğin iki tarafı arasındaki farkların tüm P hücreleri boyunca toplam değeri R^ϕ ile gösterilir.

$$R^\phi = \sum_P \left| \sum_E \alpha_E \phi_E + \sum_W \alpha_W \phi_W + b - \alpha_P \phi_P \right| \quad (4.15)$$

Yakınsama kriteri olarak bu değer FLUENT tarafından aşağıdaki denkleme göre boyutsuzlaştırılır.

$$R^\phi = \frac{\sum_P \left| \sum_E \alpha_E \phi_E + \sum_W \alpha_W \phi_W + b - \alpha_P \phi_P \right|}{\sum_P |\alpha_P \phi_P|} \quad (4.16)$$

Sayısal çözümde yakınsama olup olmadığı ayarlanmış yakınsama kriterine göre karşılaştırma yapılarak belirlenir.

$$\frac{R_{n.}^\phi}{R_{m.}^\phi} \leq 10^{-3} \quad (4.17)$$

Denklem 4.17'deki R_n^ϕ değeri ϕ' nin n. iterasyon sonundaki artık değeridir. R_m^ϕ değeri ise ϕ' nin ilk 5 iterasyon sonundaki artık değeri olarak ayarlanmıştır. İşlem anında Denklem 4.17'deki kriter sağlanırsa yakınsama vardır ve iterasyon durdurulur. Buradaki -3 değeri programda enerji denklemi hariç diğer denklemler için default değerdir. Enerji denklemi için ise bu değer -6 olup, tüm bu değerler kullanıcı tarafından değiştirilebilirler.

Bunlara ek olarak sayısal çözüm yöntemlerindeki bazı terimler aşağıdaki gibi tanımlanır.

- Doğruluk: Çözümün gerçek değere yakınlık derecesidir. Bir çözümün doğruluğunu etkileyen sapmalar; modelleme hataları, çok az da olsa iterasyon aşamalarındaki ırsaklıklar ve ayırıklaştırma aşamasındaki kırpma hataları şeklindedir.

$$\Gamma \left(\frac{d^2 \phi}{dx^2} \right)_2 = \Gamma \frac{\phi_1 - 2\phi_2 + \phi_3}{\Delta x^2} \quad (4.18)$$

Örneğin $d^2\phi/dx^2$ türevi için yazılan yukarıdaki ayırıklaştırmada kırpma hatası $O(\Delta x^2)$ şeklinde temsil edilir.

- Kararlılık: Eğer Δx sıfıra giderken çözümdeki hata da sıfıra gidiyorsa ayırıklaştırma şeması kararlıdır denir. Kırpma hatası $O(\Delta x^n)$ formundaysa kararlılık sağlanır. Zamana bağlı problemler için kırpma hatası $O(\Delta x/\Delta t)$ formundadır, dolayısıyla x teriminin zamana göre türevi sıfıra gitmedikçe

kararlılık sağlanamaz. Kararlılık, mesh veya zaman adımı modifikasyonlarının doğruluğu arttırmasını garantilemesi açısından ayrıklaştırmanın önemli bir özelliğidir.

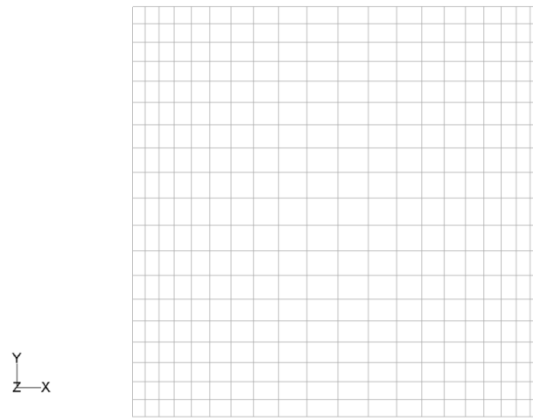
- Denge: Kararlı bir problemde dengeli bir sayısal şema, ayrık denklemler takımının bir çözüme yakınsayacağını gösterir. Kararsız problemler için eğer fiziksel problem sınırlı çözüme sahipse, zaman adımlı şema sınırlandırılmış bir çözüme ulaşmalıdır.
- Yakınsama: Çözümün meshlemeden veya zamanadımından bağımsız olarak aynı bir değere yaklaşması şeklinde tanımlanabilir.

5. SAYISAL ÇÖZÜMLEME

5.1 Grid Bağımsızlığının İncelenmesi

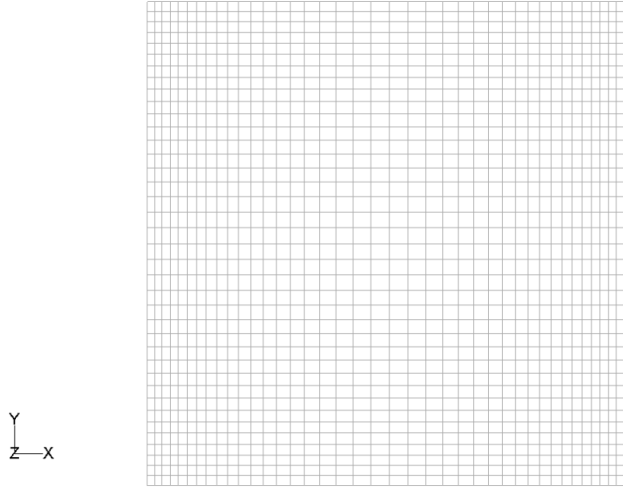
Kanal geometrileri kısmında açıklanan kanallar, Gambit programında oluşturulur. Burada oluşturulan her bir kanal sonlu hacimlere bölünerek .msh dosyaları oluşturulur. Burada önemli noktalardan biri kanalın kaç elemana bölüneceğidir. Buda grid bağımsızlığı olarak karşımıza çıkmaktadır. Sayısal analizlerde grid bağımsızlığı büyük önem teşkil etmektedir. Grid bağımsızlığının anlamı; hesaplanan sonuçların, kanala uygulanan gridin sık veya aralıklı olması ile çok az değişmesidir. Gridin sık veya aralıklı olması ise hücre sayısını etkilemektedir. Hücre sayısının artması ise problemin sayısal çözümünün süre olarak uzamasına sebep olmaktadır. Bu yüzden bu konuda optimizasyona gidilmektedir ve sonuçların belli bir yerden sonra değişmediği hücre sayısı optimum olarak kabul edilmektedir. Grid bağımsızlığı incelenerek optimum hücre sayısı belirlenmekte ve bilgisayarda sayısal çözüm optimum sürede elde edilmektedir.

Problemde kanal için 3 değişik grid uygulanmıştır. İlk olarak aralıkları fazla olan, bu nedenle hücre sayısı az olan grid uygulanmış ve problem çözdürülmüştür. Bu grid için x eksenindeki eleman sayısı 20, y eksenindeki eleman sayısı 19 ve z eksenindeki eleman sayısı 120 olarak seçilmiştir. Toplam hücre sayısı 45600 olmaktadır.



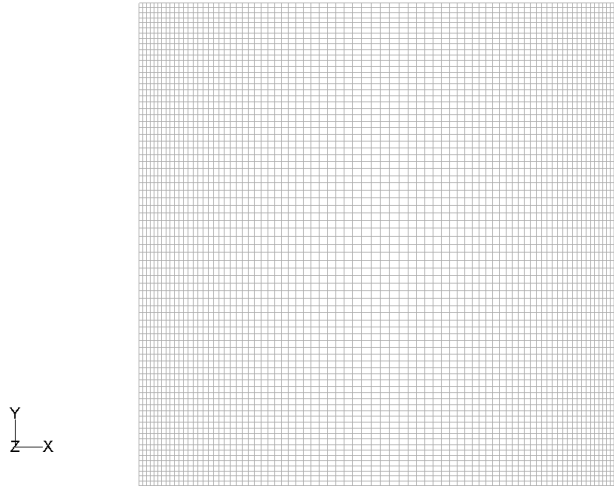
Şekil 5.1 : Problem çözümünde ilk uygulanan grid. (Hücre sayısı: 45600)

İkinci uygulanan grid daha sık aralıklıdır. Bu grid için x eksenindeki eleman sayısı 40, y eksenindeki eleman sayısı 38 ve z eksenindeki eleman sayısı 120 olarak seçilmiştir. Toplam hücre sayısı 182400 olmaktadır.



Şekil 5.2 : Problem çözümünde ikinci uygulanan grid. (Hücre sayısı: 182400)

En son uygulanan grid en sık aralıklıdır. Bu grid için x eksenindeki eleman sayısı 80, y eksenindeki eleman sayısı 76 ve z eksenindeki eleman sayısı 120 olarak seçilmiştir. Toplam hücre sayısı 729600 olmaktadır.

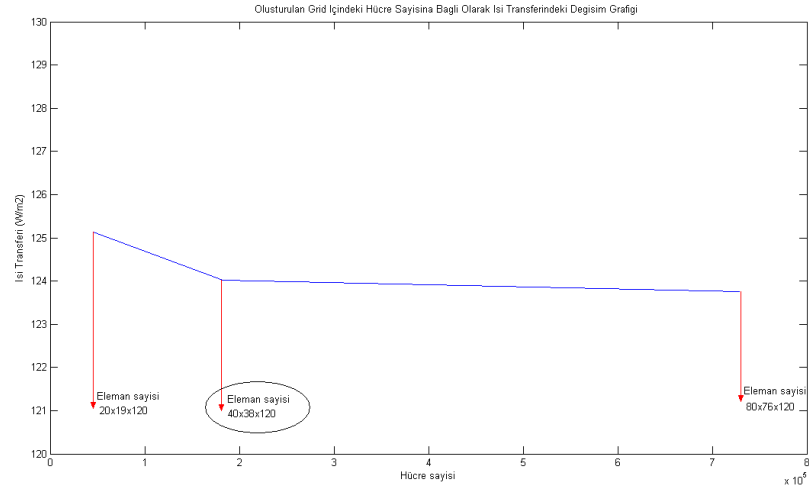


Şekil 5.3 : Problem çözümünde en son uygulanan grid. (Hücre sayısı: 729600)

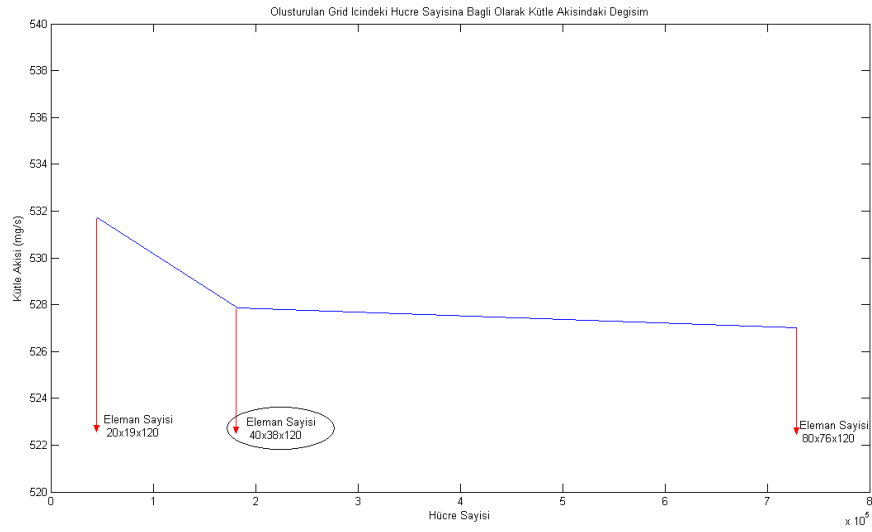
30x30x600 mm boyutlarındaki kanalda, yarık olmayan durumda, $T_{wall} = 60$ °C’de, Inlet1=Press. Inlet iken yukarıda açıklanan üç grid için birim alandan gerçekleşen ısı geçişi miktarları ve kütle akıları çizelge 5.1’de verilmiştir. Sonuçlarda gözlenen, eleman sayısı 40x38x120’den 80x76x120’ye geçişte birim alandan gerçekleşen ısı geçişi miktarında ve kütle akısında önemli bir değişiklik olmamıştır. Ayrıca hücre sayısının daha düşük olmasından dolayı problemin çözümü için gereken süre daha kısadır. Tüm bu sebeplerden dolayı eleman sayısı 40x38x120 olan model problemin çözümü için uygun grid olarak belirlenmiştir.

Çizelge 5.1 : Çeşitli Grid Tiplerindeki Isı Transferi ve Kütle Akısı Değerleri.

Eleman Sayısı	Isı Geçişi (W/m ²)	Kütle Akısı (mg/s)
20x19x120	125.13	531.7
40x38x120	124.02	527.85
80x76x120	123.75	527.03



Şekil 5.4: Oluşturulan grid içindeki hücre sayısına bağlı olarak ısı transferindeki değişim.

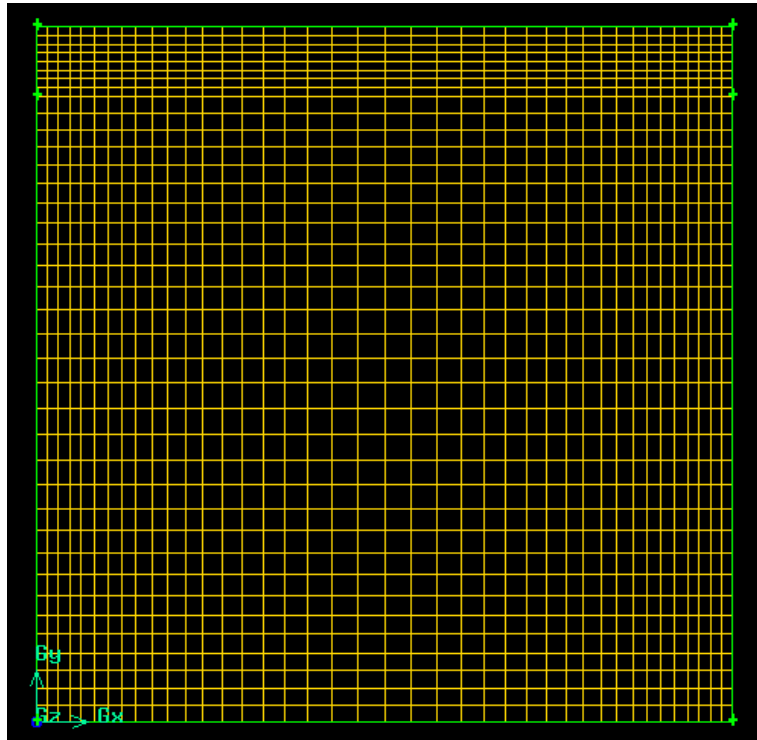


Şekil 5.5: Oluşturulan grid içindeki hücre sayısına bağlı olarak kütle akısındaki değişim.

5.2 Problemin Gambit Modeli

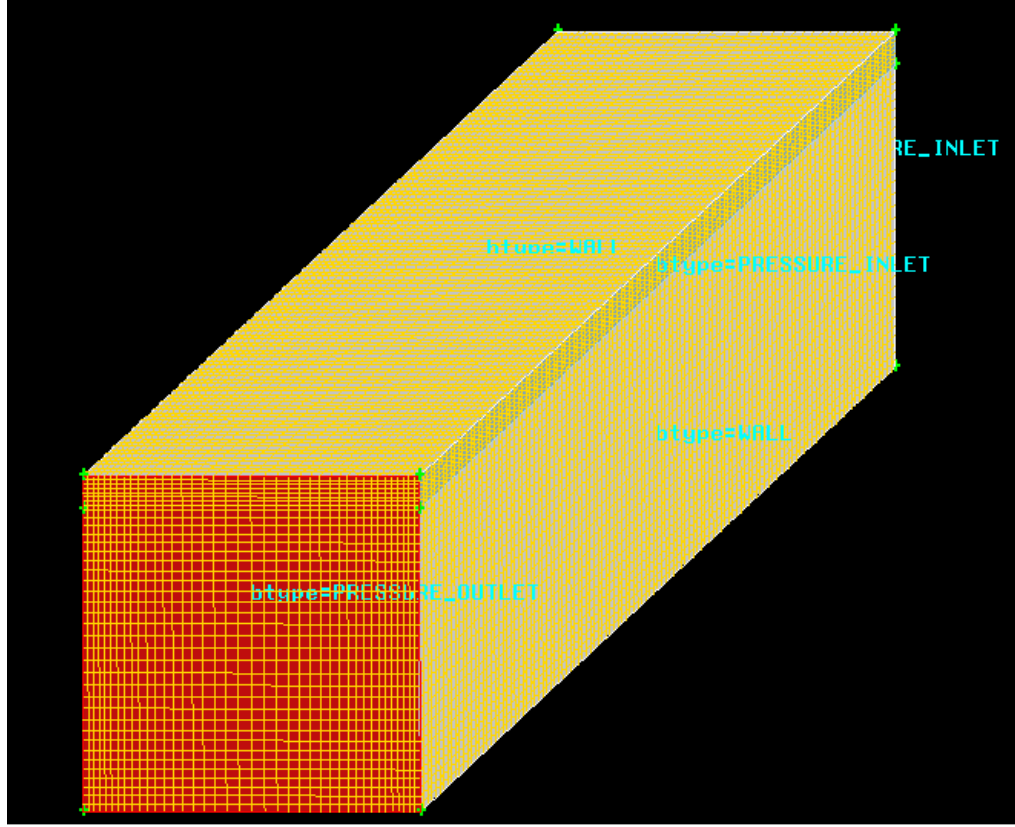
Kanal boyutları=30x30x600mm ve b=3mm (yarık genişliği) olan modelin Gambit'te mesh oluşturulması aşağıda detaylı olarak açıklanmıştır.

1. Operation sekmesi altında Geometry Command Button > Vertex Command Button > Create Vertex kullanılarak kanala ait noktalar girilir.
2. Geometry sekmesi altında Edge Command Button > Create Edge kullanılarak girilen noktalar çizgi olarak birleştirilir.
3. Geometry sekmesi altında Face Command Button > Form Face kullanılarak yüzey oluşturulmuş olur.
4. Operation sekmesi altında Mesh Command Button > Edge Command Button kullanılarak kenarlar uygun değerlerde bölünür.
5. Mesh sekmesi altında Face Command Button > Mesh Faces kullanılarak oluşturulan yüzeye aşağıdaki şekildeki mesh atılmış olur.



Şekil 5.6 : Mesh görüntüsü.

6. Operation sekmesi altında Geometry Command Button > Volume Command Button > Form Volume sağ tıklanarak Sweep Face seçilir. Oluşturulan meshli yüzey ve referans yükseklik doğrusu seçilerek 3 boyutlu geometri oluşması sağlanır.



Şekil 5.7 : 3 Boyutlu kanalın mesh görüntüsü.

7. Operation sekmesi altında Zones Command Button > Specify Boundary Types Command Button kullanılarak problemin sınır şartları Çizelge 5.2’de görüldüğü gibi girilir.

Çizelge 5.2 : Problemin Sınır Şartları.

Name	Type
Inlet1	Pressure Inlet
Outlet1	Pressure Outlet
Hot1	Wall
Yarik	Pressure Inlet

8. Tüm bunlar yapıldıktan sonra File > Export > Mesh kullanılarak Fluent çözücü için .msh dosyası hazırlanmış olur.

5.3 Problemin Fluent Modeli

Kanal boyutları=30x30x600mm ve b=3mm (yarık genişliği) olan modelin T=60 °C duvar sıcaklığında Fluent çözümü aşağıda detaylı olarak açıklanmıştır.

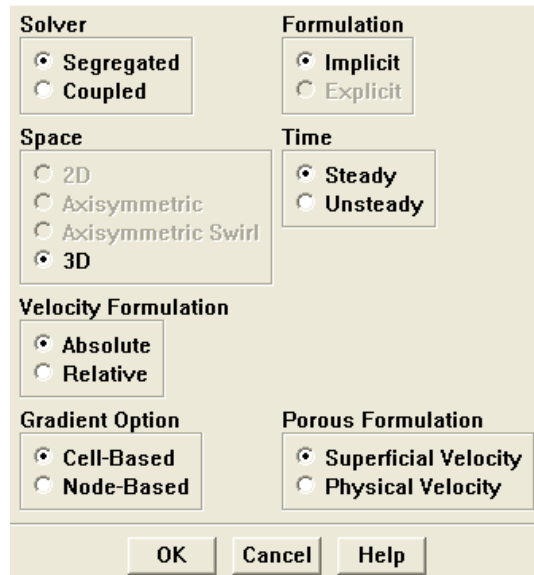
1. Gambit’te oluşturulan mesh dosyası ilk olarak Fluent’e yüklenir.
File > Read > Case

2. Grid kontrol edilir. Burda bir hata varsa program kullanıcıyı uyarır. Minimum, maksimum hacim ve yüzey alanı sonuçlarına buradan ulaşılır.
Grid > Check
3. Grid boyutlarına; hücre, yüzey, nokta, bölüm sayılarına buradan ulaşılır.
Grid>Info>Size

Çizelge 5.3 : Modeldeki hücre, yüzey ve nokta sayıları.

Hücre Sayısı	Yüzey Sayısı	Nokta Sayısı	Bölme Sayısı
182400	558080	193479	1

4. Gambit'te oluşturulan modele ölçek uygulanmak istenirse;
Grid > Scale kullanılır.
5. Fluent'e mesh dosyası tanıtılmıştır ve çözüm adımlarına geçilebilir.
Define > Models > Solver kullanılarak çözücü ayarlamaları yapılır.



Şekil 5.8 : Çözücü menüsü.

6. Define > Models > Energy kullanılarak Enerji denklemi seçilir.
7. Define > Models > Viscous kullanılarak akış için Laminer akış seçilir.
8. Define > Materials kısmından akışkan olarak hava seçilir. Termofiziksel özellikler aşağıda Çizelge 5.4'te verilmiştir.

Çizelge 5.4 : Havanın termofiziksel özellikleri.

Yoğunluk	kg/m ³	İdeal gaz
Isıl İletkenlik	W/mK	0,0242
Dinamik Viskozite	kg/ms	1,7894.10 ⁻⁵
Moleküler Ağırlık	kg/kmol	28,966
C _p	J/kgK	1006,43

9. Define > Operating Conditions kullanılarak işletme şartları girilir.

Pressure

Operating Pressure (pascal)
101325

Reference Pressure Location

X (m) 0
Y (m) 0
Z (m) 0

Gravity

☒ Gravity

Gravitational Acceleration

X (m/s²) 0
Y (m/s²) 0
Z (m/s²) -9.81

Boussinesq Parameters

Operating Temperature (K)
288.16

Variable-Density Parameters

☒ Specified Operating Density

Operating Density (kg/m³)
1.225

OK Cancel Help

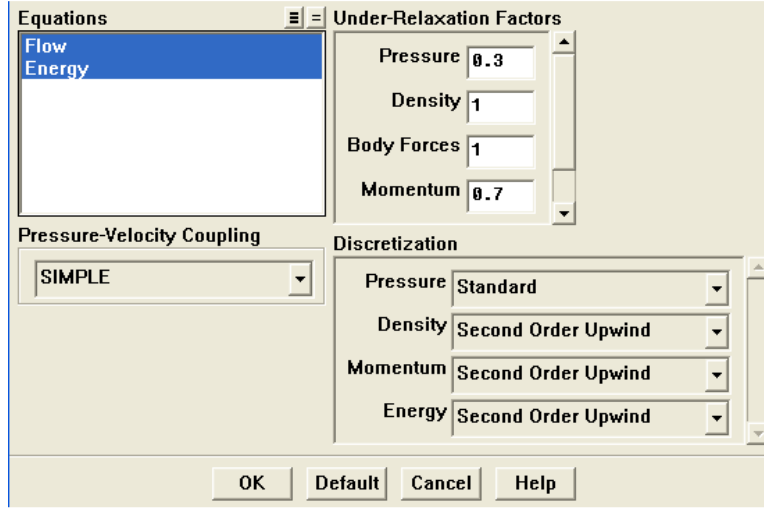
Şekil 5.9 : İşletme şartları.

10. Define > Boundary Conditions kullanılarak probleme ait sınır koşullar girilir.

Çizelge 5.5 : Sınır koşullar.

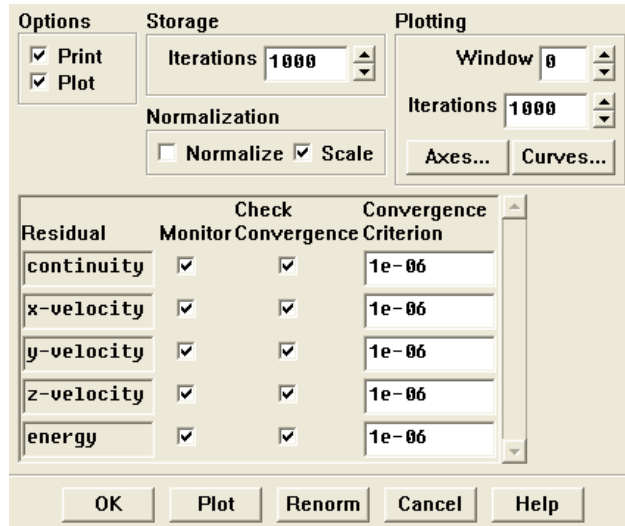
Zone	Type	Value
Fluid	Fluid	-
Hot1	Wall	Temperature (333.15 K)
Inlet1	Pressure Inlet	298.15 K
Outlet1	Pressure Inlet	298.15 K
Yarık	Pressure Inlet	298.15 K

11. Solve > Controls > Solution kullanılarak problem çözülmeye başlanır.



Şekil 5.10 : Çözüm ekranı.

12. Solve > Initialize > Initialize kullanılarak z doğrultusundaki hız için 0,1 m/s ilk değeri atanır.
13. Solve > Monitors > Residuals sekmesinde yakınsama ayarları yapılır.



Şekil 5.11 : Yakınsama ayarları.

14. Solve > Iterate komutu yardımıyla iterasyon sayısı girilir ve sonuç yakınsayana kadar çözüme devam edilir.
15. Display > Grid, Contours, Vectors kullanılarak hız dağılımı, sıcaklık dağılımı gibi problemin sonuçlarına ulaşılabilir.
16. Report > Fluxes kullanılarak ısı ve kütle akıları görüntülenebilir.

5.4 İncelenen Durumlar

Bu tez çalışması kapsamında EK A.3'te detayları verilen 122 farklı durum incelenmiştir. Bu durumları oluşturan değişkenler; kanal genişliği, kanal yüksekliği,

kanalda yarık olup olmaması, kanaldaki yarık genişliği, yarığın kanal duvarındaki yeri ve sayısı, kanal girişinin açık veya kapalı olması, kanal duvar sıcaklığı olarak verilebilir.

5.5 Çözüm Sonuçları

Bulunan sonuçlar incelendiğinde 30x30x600mm boyutlarındaki, $T_w=60^\circ\text{C}$ duvar sıcaklığında, girişin açık olduğu, tek duvarında yarık olan kanalda yarıksız modele göre birim alandaki ısı transferinde en fazla artış 3mm yarığa sahip olan modelde olduğu görülmüştür.

Çizelge 5.6 : 30x30x600mm kanalda (tek duvarında yarık olan), $T_w=60^\circ\text{C}$ 'de birim alandan gerçekleşen ısı transferi miktarları.

Yarık Boyutu	Yarık yok	3mm	4mm	5mm	6mm	7.5mm
Isı Transferi (W/m^2)	124.02	159.54	154.45	151.01	149.41	145.03

Tek duvarında yarık olan (Şekil 3.1), karşılıklı iki duvarında yarık olan (Şekil 3.2), yarıkların; kanal yüksekliğinin yarısına kadar bir duvarda, diğer yarısında da karşısındaki duvarda bulunduğu (Şekil 3.3), yarıkların; kanal yüksekliğinin $\frac{1}{4}$ ü kadarı bir duvarda, $\frac{1}{4}$ ü kadarı diğer duvarlarda bulunduğu model (Şekil 3.4) aynı şartlarda incelenmiş ve ısı transferi sonuçları çizelge 5.7'de verilmiştir.

Çizelge 5.7 : 30x30x600mm kanalda, çeşitli durumlarda $T_w=60^\circ\text{C}$ 'de birim alandan gerçekleşen ısı transferi miktarları.

Yarık Boyutu	Yarık yok	3mm(Tek Duvarda) (Şekil 3.1)	3mm(Çift Duvarda-yarım boy) (Şekil 3.3)	3mm(Dört Duvarda-çeyrek boy) (Şekil 3.4)	3mm(Çift Duvarda-tüm boy) (Şekil 3.2)
Isı Transferi (W/m^2)	124.02	159.54	162.67	166.09	187.57

Görüldüğü üzere ısı transferindeki en fazla artış, yarığın kanalın karşılıklı iki kenarında boydan boya olduğu modelde gerçekleşmiştir (Şekil 3.2). Yarık olmayan model referans alındığında, kanalın karşılıklı iki kenarında boydan boya 3mm yarık olan modelde, birim alandan olan ısı transferindeki artış % 51.2, kanalın tek duvarında 3mm yarık olan modelde birim alandan olan ısı transferindeki artış ise % 28.6 seviyelerindedir.

30x30x400 mm boyutlarındaki kanal incelenirse,

$T_w=60^\circ\text{C}$ duvar sıcaklığında, girişi açık, tek duvarında yarık olan kanalda yarıksız modele göre birim alandaki ısı transferinde en fazla artış 3mm yarığa sahip olan modelde olduğu görülmüştür.

Çizelge 5.8 : 30x30x400mm kanalda (tek duvarında yarık olan), $T_w=60^\circ\text{C}$ 'de birim alandan gerçekleşen ısı transferi miktarları.

Yarık Boyutu	Yarık yok	3mm	4mm	5mm	6mm	7.5mm
Isı Transferi (W/m^2)	141.66	182.26	175.64	171.08	167.65	163.77

Tek duvarında yarık olan (Şekil 3.1), karşılıklı iki duvarında yarık olan (Şekil 3.2), yarıkların; kanal yüksekliğinin yarısına kadar bir duvarda, diğer yarısında da karşısındaki duvarda bulunduğu (Şekil 3.3), yarıkların; kanal yüksekliğinin $\frac{1}{4}$ ü kadarı bir duvarda, $\frac{1}{4}$ ü kadarı diğer duvarlarda bulunduğu model (Şekil 3.4) aynı şartlarda incelenmiş ve ısı transfer sonuçları çizelge 5.9'da verilmiştir.

Çizelge 5.9 : 30x30x400mm kanalda, çeşitli durumlarda $T_w=60^\circ\text{C}$ 'de birim alandan gerçekleşen ısı transferi miktarları.

Yarık Boyutu	Yarık yok	3mm(Tek Duvarda) (Şekil 3.1)	3mm(Çift Duvarda-yarım boy) (Şekil 3.3)	3mm(Dört Duvarda-çeyrek boy) (Şekil 3.4)	3mm(Çift Duvarda-tüm boy) (Şekil 3.2)
Isı Transferi (W/m^2)	141.66	182.26	185.04	185.94	209.43

Görüldüğü üzere ısı transferindeki en fazla artış, yarığın kanalın karşılıklı iki kenarında boydan boya olduğu modelde gerçekleşmiştir (Şekil 3.2). Yarık olmayan model referans alındığında, kanalın karşılıklı iki kenarında boydan boya 3mm yarık olan modelde, birim alandan olan ısı transferindeki artış % 47.8, kanalın tek duvarında 3mm yarık olan modelde birim alandan olan ısı transferindeki artış ise % 28.6 seviyelerindedir.

30x30x200 mm boyutlarındaki kanal incelenirse,

$T_w=60^\circ\text{C}$ duvar sıcaklığında, girişi açık, tek duvarında yarık olan kanalda yarıksız modele göre birim alandaki ısı transferinde en fazla artış 3mm yarığa sahip olan modelde olduğu görülmüştür.

Çizelge 5.10 : 30x30x200mm kanalda (tek duvarında yarık olan), $T_w=60^\circ\text{C}$ 'de birim alandan gerçekleşen ısı transferi miktarları.

Yarık Boyutu	Yarık yok	3mm	4mm	5mm	6mm	7.5mm
Isı Transferi (W/m^2)	176.66	220.51	215.08	209.56	205.26	200.44

Aşağıdaki çizelgede ise tek duvarında yarık olan (Şekil 3.1), karşılıklı iki duvarında yarık olan (Şekil 3.2), yarıkların; kanal yüksekliğinin yarısına kadar bir duvarda, diğer yarısında da karşısındaki duvarda bulunduğu (Şekil 3.3), yarıkların; kanal yüksekliğinin $\frac{1}{4}$ ü kadarı bir duvarda, $\frac{1}{4}$ ü kadarı diğer duvarlarda bulunduğu model (Şekil 3.4) aynı şartlarda incelenmiş ve ısı transfer sonuçları çizelge 5.11'de verilmiştir.

Çizelge 5.11 : 30x30x200mm kanalda, çeşitli durumlarda $T_w=60^\circ\text{C}$ 'de birim alandan gerçekleşen ısı transferi miktarları.

Yarık Boyutu	Yarık yok	3mm(Tek Duvarda) (Şekil 3.1)	3mm(Çift Duvarda-yarım boy) (Şekil 3.3)	3mm(Dört Duvarda-çeyrek boy) (Şekil 3.4)	3mm(Çift Duvarda-tüm boy) (Şekil 3.2)
Isı Transferi (W/m^2)	176.66	220.51	220	217.52	250.87

Görüldüğü üzere ısı transferindeki en fazla artış, yarığın kanalın karşılıklı iki kenarında boydan boya olduğu modelde gerçekleşmiştir (Şekil 3.2). Yarık olmayan model referans alındığında, kanalın karşılıklı iki kenarında boydan boya 3mm yarık olan modelde, birim alandan olan ısı transferindeki artış % 42, kanalın tek duvarında 3mm yarık olan modelde birim alandan olan ısı transferindeki artış ise % 24.8 seviyelerindedir.

Aşağıdaki çizelgede $T_{\text{wall}}=60^\circ\text{C}$, Inlet1=Wall olan çeşitli yarık genişliklerinde, $z=600, 400$ ve 200mm yüksekliklerinde, tek duvarında yarık olan modelde (Şekil 3.1) birim alandan gerçekleşen ısı transfer miktarları verilmiştir.

Çizelge 5.12 : Tek duvarında yarık olan kanalda; Inlet1=Wall, $T_{\text{wall}}=60^{\circ}\text{C}$ 'de birim alandan gerçekleşen ısı transferi miktarları. (Çeşitli yarık genişliği (b) ve kanal yüksekliği (H) değerlerinde)

Isı Transferi (W/m^2)	3mm	4mm	5mm	6mm	7.5mm
H=600mm	155.27	152.24	149.56	147.51	144.44
H=400mm	169.87	168.1	166	164.14	162.11
H=200mm	173.67	185.9	189.7	190.7	190.84

Diğerlerinden farklı olarak, H=200 mm'de birim alandan gerçekleşen en yüksek ısı transferi 7.5 mm yarık bulunan modelde gerçekleşmiştir.

Aşağıdaki çizelgede ise tek duvarında yarık olan (Şekil 3.1), karşılıklı iki duvarında yarık olan (Şekil 3.2), yarıkların; kanal yüksekliğinin yarısına kadar bir duvarda, diğer yarısında da karşısındaki duvarda bulunduğu (Şekil 3.3), yarıkların; kanal yüksekliğinin $\frac{1}{4}$ ü kadarı bir duvarda, $\frac{1}{4}$ ü kadarı diğer duvarlarda bulunduğu model (Şekil 3.4) aynı şartlarda incelenmiş ve ısı transfer sonuçları verilmiştir.

Çizelge 5.13 : Çeşitli durumlarda; Inlet1=Wall, $T_{\text{wall}}=60^{\circ}\text{C}$ 'de birim alandan gerçekleşen ısı transferi miktarları.

Isı Transferi (W/m^2)	3mm(Tek Duvarda) (Şekil 3.1)	3mm(Çift Duvarda-yarım boy) (Şekil 3.3)	3mm(Dört Duvarda-çeyrek boy) (Şekil 3.4)	3mm(Çift Duvarda-tüm boy) (Şekil 3.2)
H=600mm	155.27	156.89	156.52	189.76
H=400mm	169.87	170.72	170.72	208.26
H=200mm	173.67	175.64	180.34	235.39

Görüldüğü üzere H=600, 400 ve 200 mm yüksekliklerindeki kanallarda ısı transferindeki en fazla artış, yarığın kanalın karşılıklı iki kenarında boydan boya olduğu modelde gerçekleşmiştir (Şekil 3.2). Tek duvarında 3mm yarık bulunan model referans alındığında artış H=600mm'de % 22.2, H=400mm'de %22.6, H=200mm'de %35.53 seviyelerindedir.

Aşağıdaki çizelgede $T_{\text{wall}}=80^{\circ}\text{C}$, Inlet1=Press. Inlet olan çeşitli yarık genişliklerinde, H=600, 400 ve 200mm yüksekliklerinde, tek duvarında yarık olan modelden (Şekil 3.1) birim alandan gerçekleşen ısı transfer miktarları verilmiştir.

Çizelge 5.14 : Tek duvarında yarık olan kanalda; Inlet1=Press. Inlet, $T_{wall} = 80^{\circ}\text{C}$ 'de birim alandan gerçekleşen ısı transferi miktarları. (Çeşitli yarık genişliği (b) ve kanal yüksekliği (H) değerlerinde)

Isı Transferi (W/m^2)	Yarık yok	3mm	4mm	5mm	6mm	7.5mm
H=600mm	208.94	268.37	259.48	253.3	247.95	245.77
H=400mm	237.91	305.34	294.09	285.87	280.04	273.64
H=200mm	295.7	366.92	357.45	348.34	341.09	332.88

Aşağıdaki çizelgede ise tek duvarında yarık olan (Şekil 3.1), karşılıklı iki duvarında yarık olan (Şekil 3.2), yarıkların; kanal yüksekliğinin yarısına kadar bir duvarda, diğer yarısında da karşısındaki duvarda bulunduğu (Şekil 3.3), yarıkların; kanal yüksekliğinin $\frac{1}{4}$ ü kadarı bir duvarda, $\frac{1}{4}$ ü kadarı diğer duvarlarda bulunduğu model (Şekil 3.4) aynı şartlarda incelenmiş ve ısı transfer sonuçları verilmiştir.

Çizelge 5.15 : Çeşitli durumlarda; Inlet1=Press. Inlet, $T_{wall} = 80^{\circ}\text{C}$ 'de birim alandan gerçekleşen ısı transferi miktarları.

Isı Transferi (W/m^2)	Yarık yok	3mm(Tek Duvarda) (Şekil 3.1)	3mm(Çift Duvarda-yarım boy) (Şekil 3.3)	3mm(Dört Duvarda-çeyrek boy) (Şekil 3.4)	3mm(Çift Duvarda-tüm boy) (Şekil 3.2)
H=600mm	208.94	268.37	273.79	279.91	313.81
H=400mm	237.91	305.34	310.04	313.03	349.34
H=200mm	295.7	366.92	366.53	363.03	415.52

Görüldüğü üzere H=600, 400 ve 200 mm yüksekliklerindeki kanallarda ısı transferindeki en fazla artış, yarığın kanalın karşılıklı iki kenarında boydan boya olduğu modelde gerçekleşmiştir (Şekil 3.2). Tek duvarında 3mm yarık bulunan model referans alındığında artış H=600mm'de % 16.93, H=400mm'de %14.4, H=200mm'de %13.25 seviyelerindedir. Yarık olmayan model referans alındığında artış H=600mm'de % 50.19, H=400mm'de %46.83, H=200mm'de %40.52 seviyelerindedir.

Aşağıdaki çizelgede $T_{wall}=40^{\circ}\text{C}$, Inlet1=Press. Inlet olan çeşitli yarık genişliklerinde, H=600, 400 ve 200mm yüksekliklerinde, tek duvarında yarık olan modelden (Şekil 3.1) birim alandan gerçekleşen ısı transfer miktarları verilmiştir.

Çizelge 5.16 : Tek duvarında yarık olan kanalda; Inlet1=Press. Inlet, $T_{wall}=40^{\circ}\text{C}$ 'de birim alandan gerçekleşen ısı transferi miktarları. (Çeşitli yarık genişliği (b) ve kanal yüksekliği (H) değerlerinde)

Isı Transferi (W/m^2)	Yarık yok	3mm	4mm	5mm	6mm	7.5mm
H=600mm	47.08	60.91	59.26	57.97	56.53	56.17
H=400mm	54.16	70.08	67.88	66.21	64.97	63.57
H=200mm	68.2	85.89	84.05	82.17	80.52	78.57

Aşağıdaki çizelgede ise tek duvarında yarık olan (Şekil 3.1), karşılıklı iki duvarında yarık olan (Şekil 3.2), yarıkların; kanal yüksekliğinin yarısına kadar bir duvarda, diğer yarısında da karşısındaki duvarda bulunduğu (Şekil 3.3), yarıkların; kanal yüksekliğinin $\frac{1}{4}$ ü kadarı bir duvarda, $\frac{1}{4}$ ü kadarı diğer duvarlarda bulunduğu model (Şekil 3.4) aynı şartlarda incelenmiş ve ısı transfer sonuçları verilmiştir.

Çizelge 5.17 : Çeşitli durumlarda; Inlet1=Press. Inlet, $T_{wall}=40^{\circ}\text{C}$ 'de birim alandan gerçekleşen ısı transferi miktarları.

Isı Transferi (W/m^2)	Yarık yok	3mm(Tek Duvarda) (Şekil 3.1)	3mm(Çift Duvarda-yarım boy) (Şekil 3.3)	3mm(Dört Duvarda-çeyrek boy) (Şekil 3.4)	3mm(Çift Duvarda-tüm boy) (Şekil 3.2)
H=600mm	47.08	60.91	61.86	63.06	72.31
H=400mm	54.16	70.08	70.94	70.87	81.07
H=200mm	68.2	85.89	85.38	84.27	98.07

Görüldüğü üzere H=600, 400 ve 200 mm yüksekliklerindeki kanallarda ısı transferindeki en fazla artış yarığın, kanalın karşılıklı iki kenarında boydan boyya olduğu modelde gerçekleşmiştir (Şekil 3.2). Tek duvarında 3mm yarık bulunan model referans alındığında artış H=600mm'de % 18.71, H=400mm'de %15.68, H=200mm'de %14.18 seviyelerindedir. Yarık olmayan model referans alındığında artış H=600mm'de % 53.59, H=400mm'de %49.68, H=200mm'de %43.8 seviyelerindedir.

Ek A.1'de verilen tüm durumlar incelendiğinde;

1. 30x30x600 mm boyutlarında, $T_w=60^{\circ}\text{C}$, giriş kapalı iken ısı transferindeki en fazla artış, yarığın kanalın karşılıklı iki kenarında boydan boyya olduğu modelde gerçekleşmiştir (Şekil 3.2). Kanalın tek duvarında 3mm yarık olan model referans alındığında, kanalın karşılıklı iki kenarında boydan boyya 3mm

yarık olan modelde, birim alandan olan ısı transferindeki artış % 22.2'dir. (Bknz. Çizelge A.2)

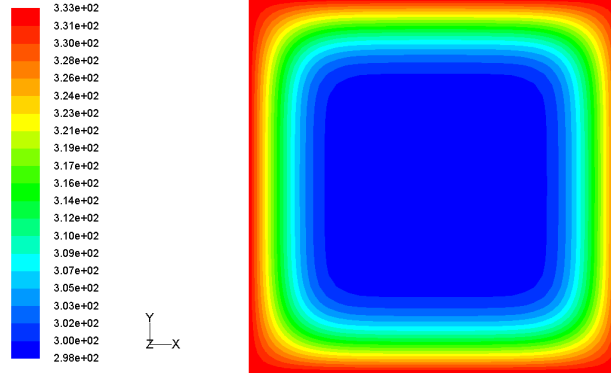
2. 30x30x600 mm boyutlarında, $T_w=80^\circ\text{C}$, giriş açık iken ısı transferindeki en fazla artış, yarığın kanalın karşılıklı iki kenarında boydan boyya olduğu modelde gerçekleşmiştir (Şekil 3.2). Yarık olmayan model referans alındığında, kanalın karşılıklı iki kenarında boydan boyya 3mm yarık olan modelde, birim alandan olan ısı transferindeki artış % 50.19, kanalın tek duvarında 3mm yarık olan modelde birim alandan olan ısı transferindeki artış ise % 28.44 seviyelerindedir. (Bknz. Çizelge A.3)
3. 30x30x600 mm boyutlarında, $T_w=40^\circ\text{C}$, giriş açık iken ısı transferindeki en fazla artış, yarığın kanalın karşılıklı iki kenarında boydan boyya olduğu modelde gerçekleşmiştir (Şekil 3.2). Yarık olmayan model referans alındığında, kanalın karşılıklı iki kenarında boydan boyya 3mm yarık olan modelde, birim alandan olan ısı transferindeki artış % 53.59, kanalın tek duvarında 3mm yarık olan modelde birim alandan olan ısı transferindeki artış ise % 29.37 seviyelerindedir. (Bknz. Çizelge A.4)
4. 30x30x400 mm boyutlarında, $T_w=60^\circ\text{C}$, giriş kapalı iken ısı transferindeki en fazla artış, yarığın kanalın karşılıklı iki kenarında boydan boyya olduğu modelde gerçekleşmiştir (Şekil 3.2). Kanalın tek duvarında 3mm yarık olan model referans alındığında, kanalın karşılıklı iki kenarında boydan boyya 3mm yarık olan modelde, birim alandan olan ısı transferindeki artış % 22.6'dır. (Bknz. Çizelge A.6)
5. 30x30x400 mm boyutlarında, $T_w=80^\circ\text{C}$, giriş açık iken ısı transferindeki en fazla artış, yarığın kanalın karşılıklı iki kenarında boydan boyya olduğu modelde gerçekleşmiştir (Şekil 3.2). Yarık olmayan model referans alındığında, kanalın karşılıklı iki kenarında boydan boyya 3mm yarık olan modelde, birim alandan olan ısı transferindeki artış % 46.83, kanalın tek duvarında 3mm yarık olan modelde birim alandan olan ısı transferindeki artış ise % 28.34 seviyelerindedir. (Bknz. Çizelge A.7)
6. 30x30x400 mm boyutlarında, $T_w=40^\circ\text{C}$, giriş açık iken ısı transferindeki en fazla artış, yarığın kanalın karşılıklı iki kenarında boydan boyya olduğu modelde gerçekleşmiştir (Şekil 3.2). Yarık olmayan model referans alındığında, kanalın karşılıklı iki kenarında boydan boyya 3mm yarık olan modelde, birim alandan olan ısı transferindeki artış % 49.68, kanalın tek

duvarında 3mm yarık olan modelde birim alandan olan ısı transferindeki artış ise % 29.39 seviyelerindedir. (Bknz. Çizelge A.8)

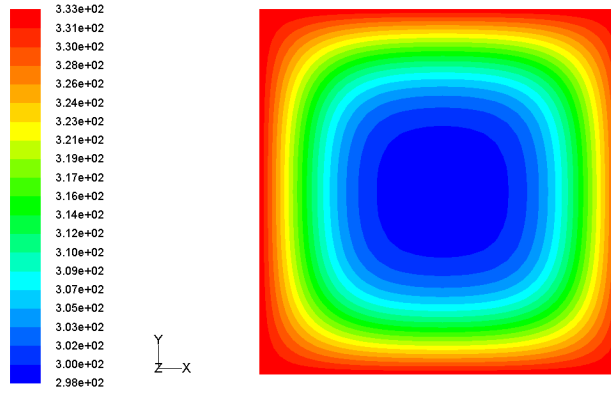
7. 30x30x200 mm boyutlarında, $T_w=60^{\circ}\text{C}$, giriş kapalı iken ısı transferindeki en fazla artış, yarığın kanalın karşılıklı iki kenarında boydan boya olduğu modelde gerçekleşmiştir (Şekil 3.2). Kanalın tek duvarında 3mm yarık olan model referans alındığında, kanalın karşılıklı iki kenarında boydan boya 3mm yarık olan modelde, birim alandan olan ısı transferindeki artış % 35.53'tür. Kanalın tek duvarında 7.5mm yarık olan model referans alındığında, kanalın karşılıklı iki kenarında boydan boya 3mm yarık olan modelde, birim alandan olan ısı transferindeki artış % 23.34'tür. (Bknz. Çizelge A.10)
8. 30x30x200 mm boyutlarında, $T_w=80^{\circ}\text{C}$, giriş açık iken ısı transferindeki en fazla artış, yarığın kanalın karşılıklı iki kenarında boydan boya olduğu modelde gerçekleşmiştir (Şekil 3.2). Yarık olmayan model referans alındığında, kanalın karşılıklı iki kenarında boydan boya 3mm yarık olan modelde, birim alandan olan ısı transferindeki artış % 40.52, kanalın tek duvarında 3mm yarık olan modelde birim alandan olan ısı transferindeki artış ise % 24.08 seviyelerindedir. (Bknz. Çizelge A.11)
9. 30x30x200 mm boyutlarında, $T_w=40^{\circ}\text{C}$, giriş açık iken ısı transferindeki en fazla artış, yarığın kanalın karşılıklı iki kenarında boydan boya olduğu modelde gerçekleşmiştir (Şekil 3.2). Yarık olmayan model referans alındığında, kanalın karşılıklı iki kenarında boydan boya 3mm yarık olan modelde, birim alandan olan ısı transferindeki artış % 43.8, kanalın tek duvarında 3mm yarık olan modelde birim alandan olan ısı transferindeki artış ise % 25.94 seviyelerindedir. (Bknz. Çizelge A.12)

5.5.1 Hız ve sıcaklık profilleri

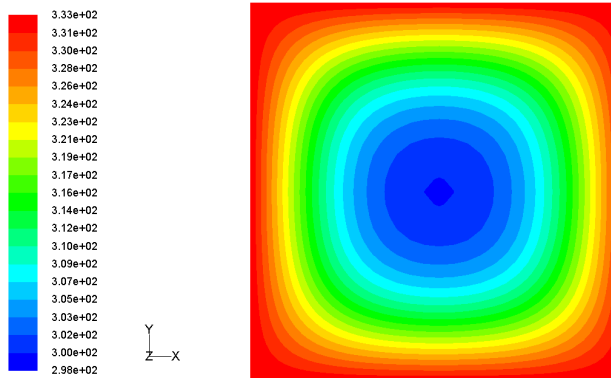
1) 30x30x600 mm'lik kanalda, $T_{\text{wall}} = 60^{\circ}\text{C}$ 'de, duvarında yarık olmayan, girişin açık olduğu durumda $z=1/6 H$, $1/2 H$ ve $5/6 H$ yüksekliklerdeki sıcaklık gradyanı ve hız vektörleri aşağıda sunulmuştur.



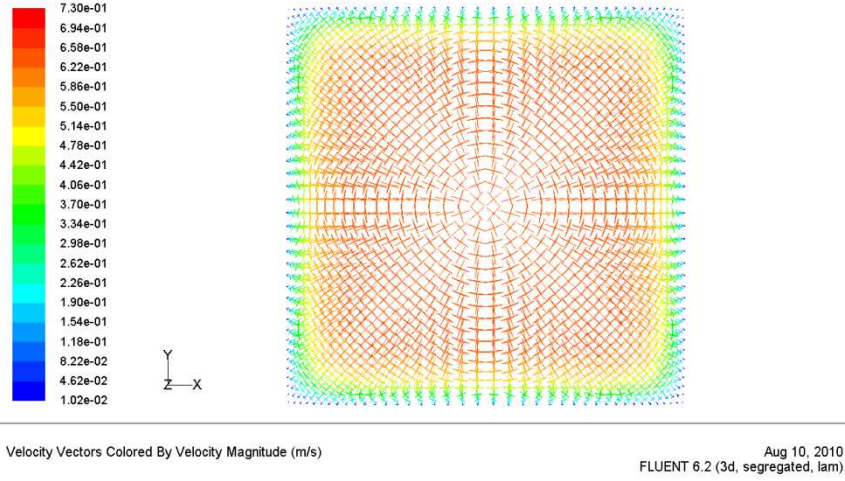
Şekil 5.12 : Yarık olmayan (kapalı) durum için eşsıcaklık eğrileri, $z=1/6 H$ (H=600mm).



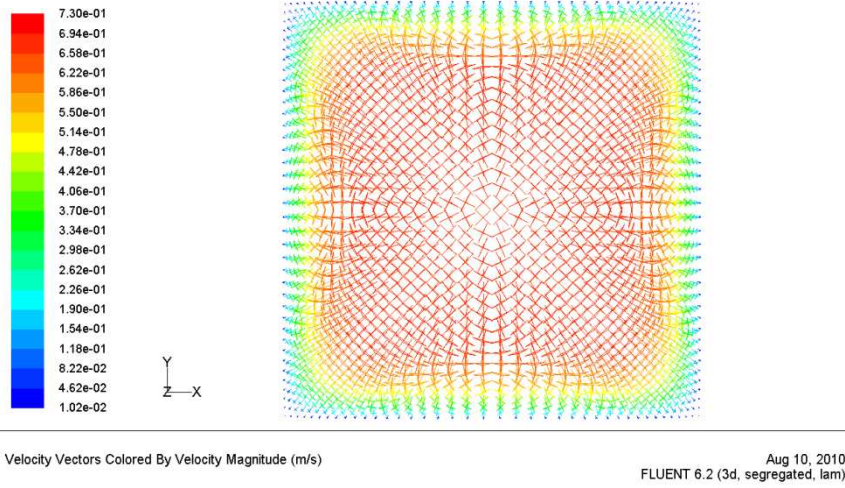
Şekil 5.13 : Yarık olmayan (kapalı) durum için eşsıcaklık eğrileri, $z=1/2 H$ (H=600mm).



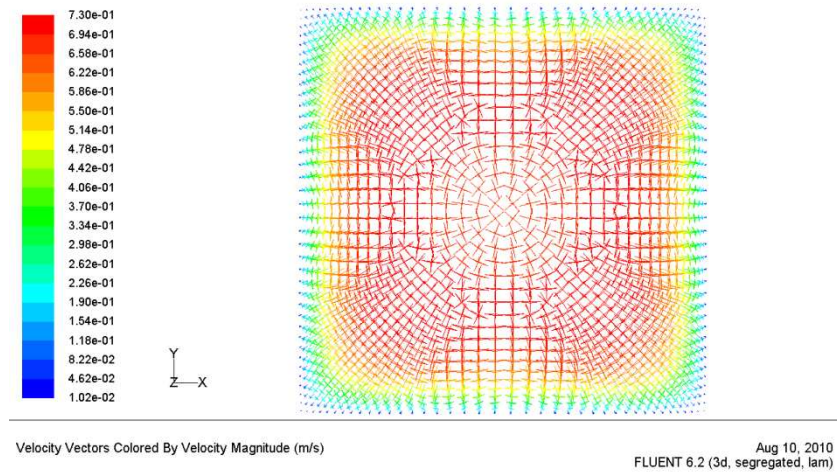
Şekil 5.14 : Yarık olmayan (kapalı) durum için eşsıcaklık eğrileri, $z=5/6 H$ (H=600mm).



Şekil 5.15 : Yarık olmayan (kapalı) durum için hız vektörleri, $z=1/6$ H (H=600mm).

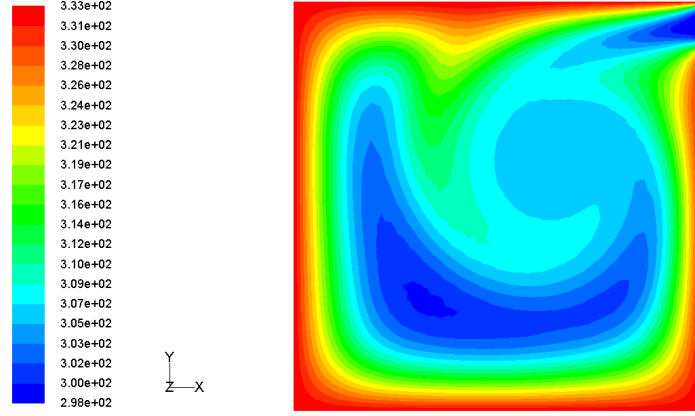


Şekil 5.16 : Yarık olmayan (kapalı) durum için hız vektörleri, $z=1/2$ H (H=600mm).

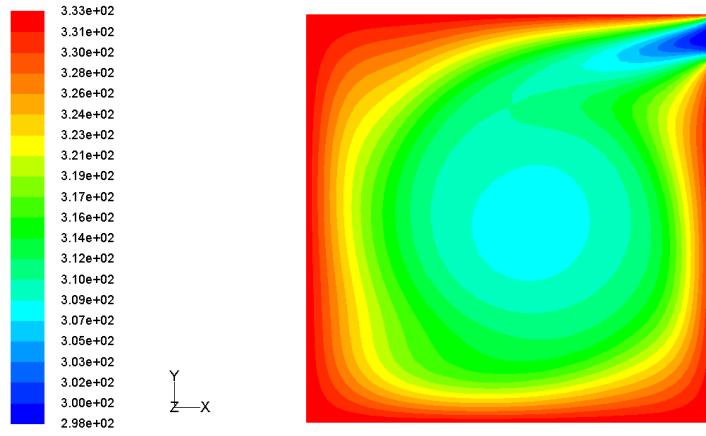


Şekil 5.17 : Yarık olmayan (kapalı) durum için hız vektörleri, $z=5/6$ H (H=600mm).

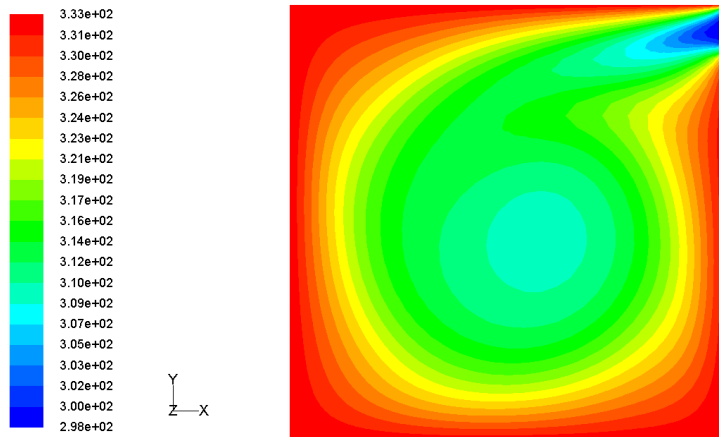
2) 30x30x600 mm'lik kanalda, $T_{\text{wall}} = 60^\circ\text{C}$ 'de, tek duvarında 3mm yarık olan, girişin açık olduğu durumda $z=1/6 H$, $1/2 H$ ve $5/6 H$ yüksekliklerdeki sıcaklık gradyanı ve hız vektörleri aşağıda sunulmuştur.



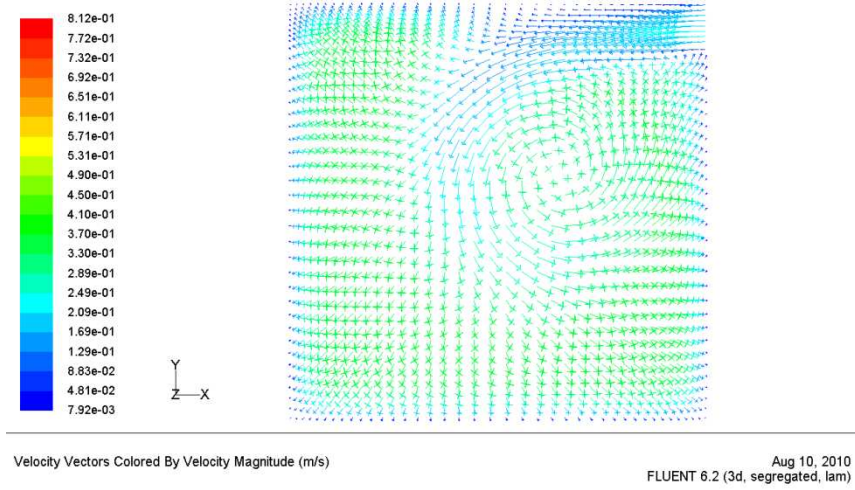
Şekil 5.18 : Tek duvarında yarık olan (3mm) durum için eşsıcaklık eğrileri, $z=1/6 H$ ($H=600\text{mm}$).



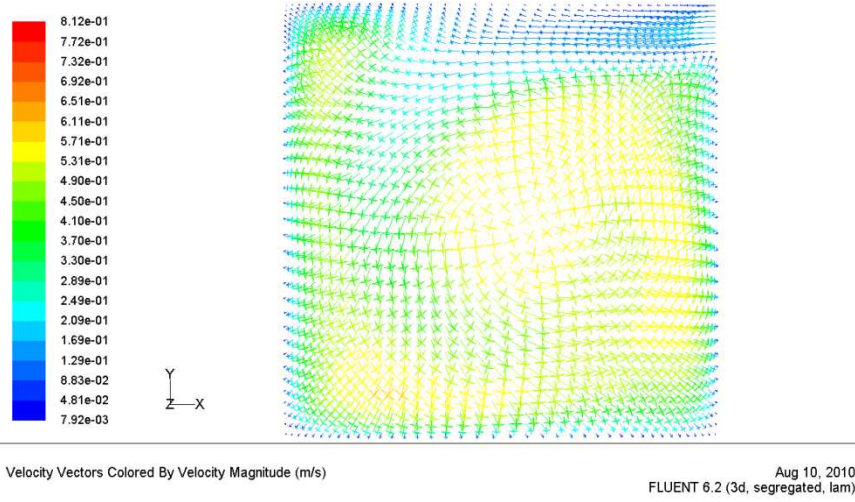
Şekil 5.19 : Tek duvarında yarık olan (3mm) durum için eşsıcaklık eğrileri, $z=1/2 H$ ($H=600\text{mm}$).



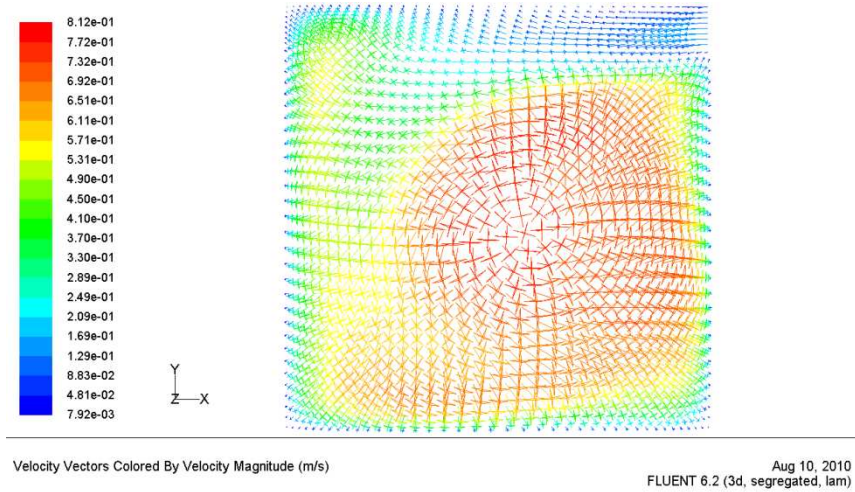
Şekil 5.20: Tek duvarında yarık olan (3mm) durum için eşsıcaklık eğrileri, $z=5/6 H$ ($H=600\text{mm}$).



Şekil 5.21: Tek duvarında yarık olan (3mm) durum için hız vektörleri, $z=1/6 H$ ($H=600\text{mm}$).

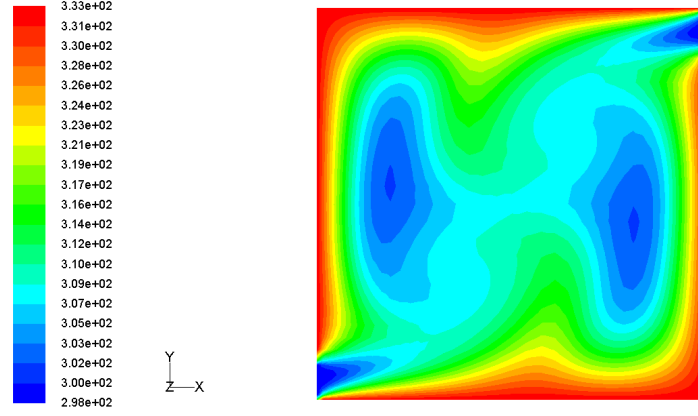


Şekil 5.22 : Tek duvarında yarık olan (3mm) durum için hız vektörleri, $z=1/2 H$ ($H=600\text{mm}$).

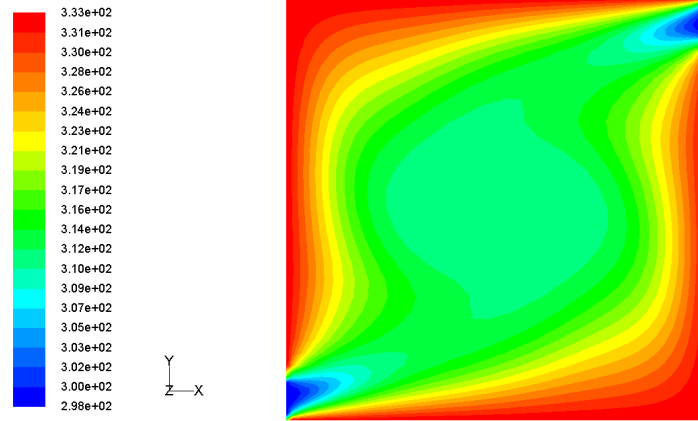


Şekil 5.23 : Tek duvarında yarık olan (3mm) durum için hız vektörleri, $z=5/6 H$ ($H=600\text{mm}$).

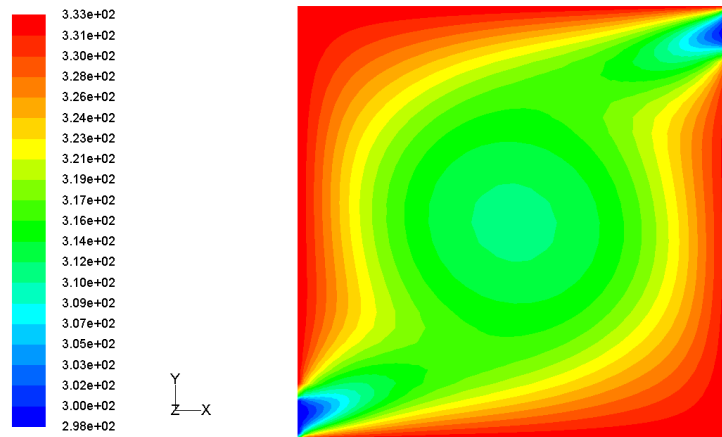
3) 30x30x600 mm'lik kanalda, $T_{\text{wall}} = 60^\circ\text{C}$ 'de, karşılıklı iki duvarında tam boy 3mm yarık olan, girişin açık olduğu durumda $z=1/6 H$, $1/2 H$ ve $5/6 H$ yüksekliklerdeki sıcaklık gradyanı ve hız vektörleri aşağıda sunulmuştur.



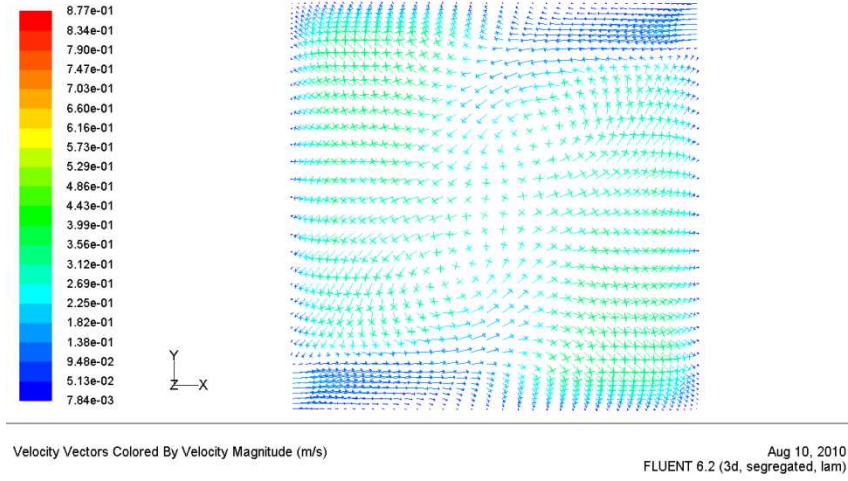
Şekil 5.24 : Karşılıklı duvarında yarık olan (3mm) durum için eşsıcaklık eğrileri, $z=1/6 H$ ($H=600\text{mm}$).



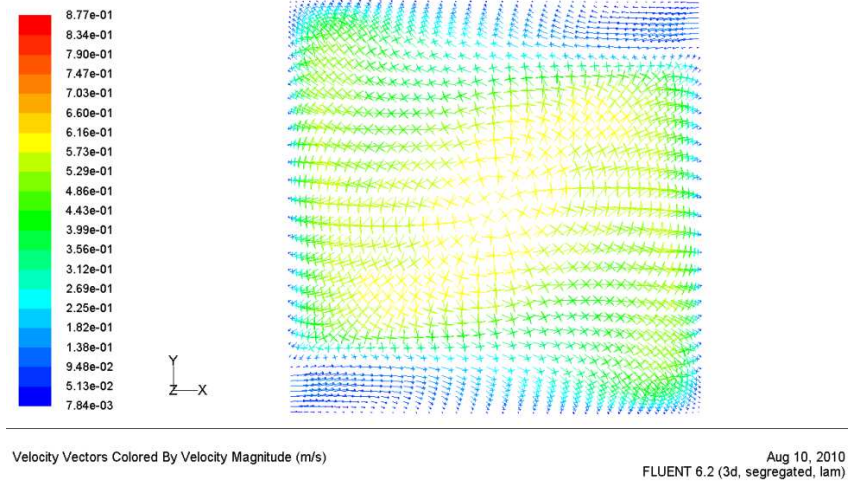
Şekil 5.25 : Karşılıklı duvarında yarık olan (3mm) durum için eşsıcaklık eğrileri, $z=1/2 H$ ($H=600\text{mm}$).



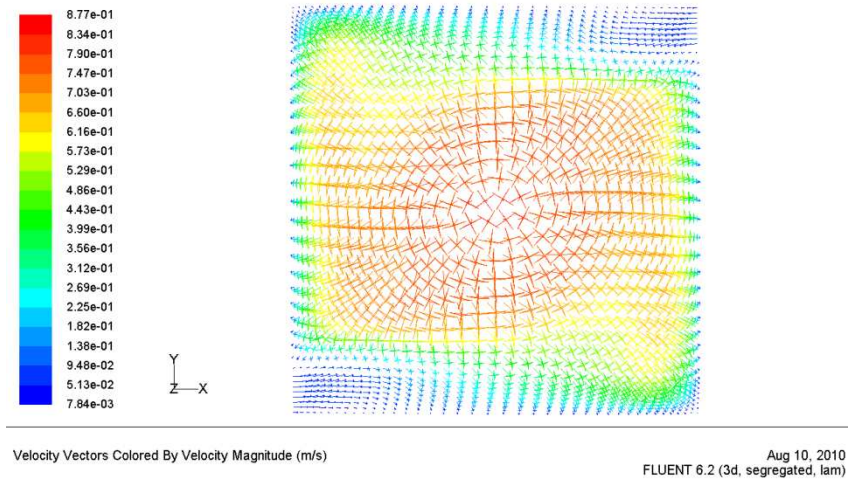
Şekil 5.26 : Karşılıklı duvarında yarık olan (3mm) durum için eşsıcaklık eğrileri, $z=5/6 H$ ($H=600\text{mm}$).



Şekil 5.27 : Karşılıklı duvarında yarık olan (3mm) durum için hız vektörleri, $z=1/6 H$ ($H=600\text{mm}$).

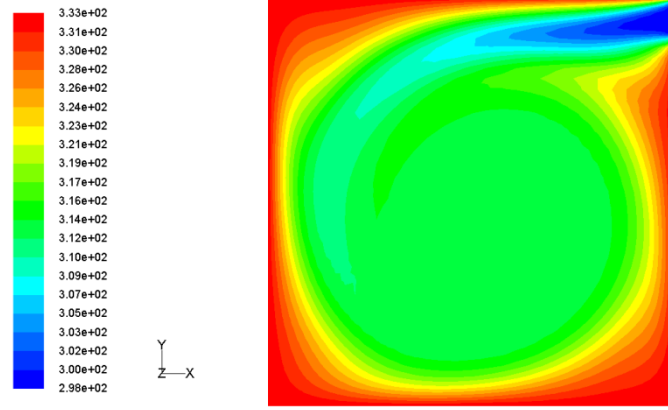


Şekil 5.28 : Karşılıklı duvarında yarık olan (3mm) durum için hız vektörleri, $z=1/2 H$ ($H=600\text{mm}$).

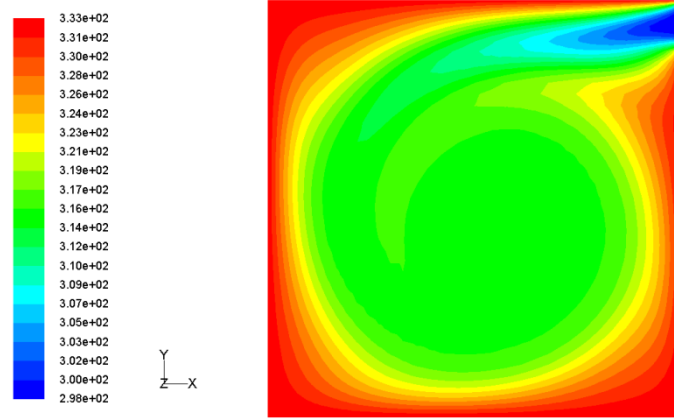


Şekil 5.29 : Karşılıklı duvarında yarık olan (3mm) durum için hız vektörleri, $z=5/6 H$ ($H=600\text{mm}$).

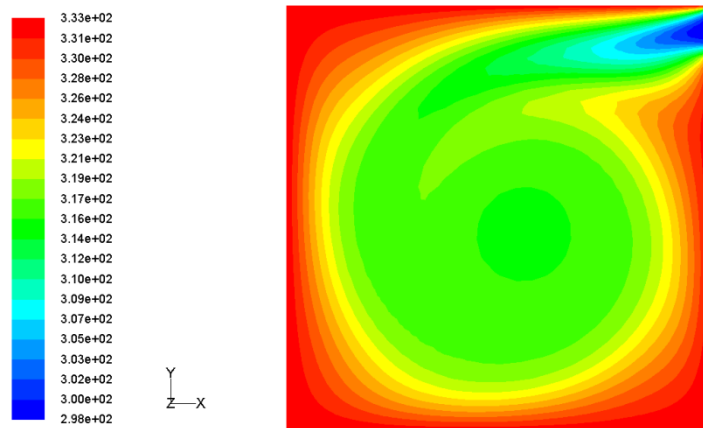
4) 30x30x600 mm'lik kanalda, $T_{\text{wall}} = 60^\circ\text{C}$ 'de, tek duvarında 3mm yarık olan, girişin kapalı olduğu durumda $z=1/6 H$, $1/2 H$ ve $5/6 H$ yüksekliklerdeki sıcaklık gradyanı ve hız vektörleri aşağıda sunulmuştur.



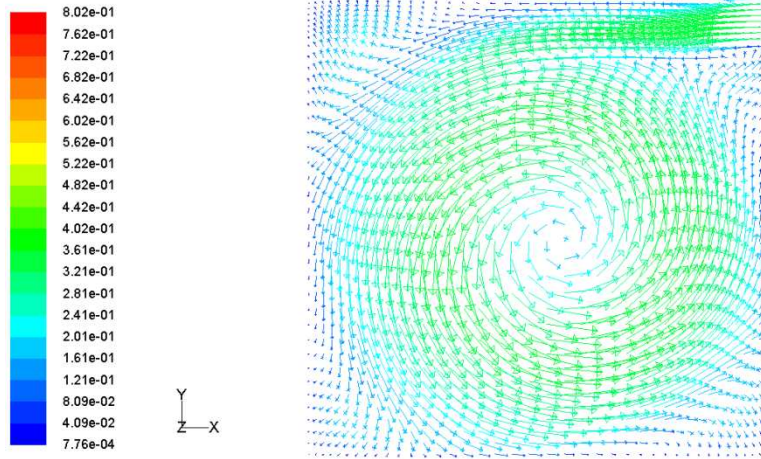
Şekil 5.30: Tek duvarında yarık olan (3mm) durum için eşsıcaklık eğrileri, $z=1/6 H$ ($H=600\text{mm}$).



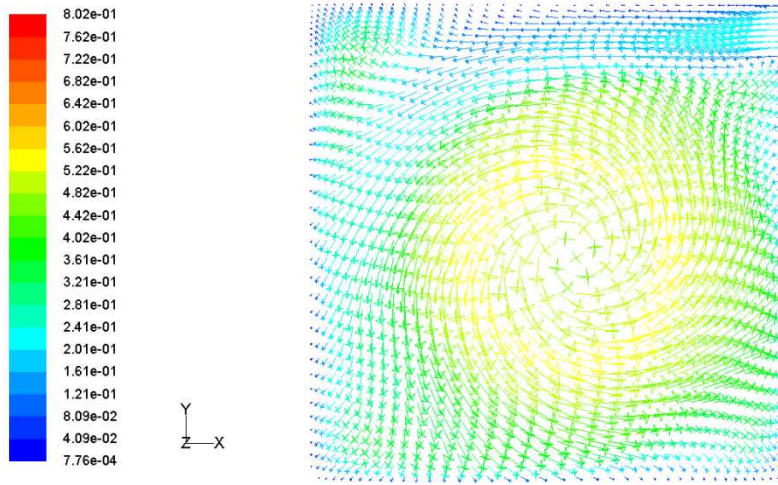
Şekil 5.31: Tek duvarında yarık olan (3mm) durum için eşsıcaklık eğrileri, $z=1/2 H$ ($H=600\text{mm}$).



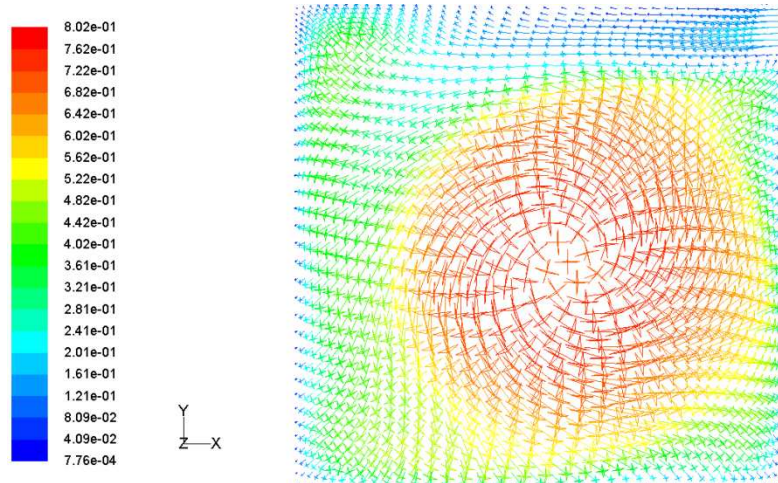
Şekil 5.32: Tek duvarında yarık olan (3mm) durum için eşsıcaklık eğrileri, $z=5/6 H$ ($H=600\text{mm}$).



Şekil 5.33: Tek duvarında yarık olan (3mm) durum için hız vektörleri, $z=1/6$ H (H=600mm).

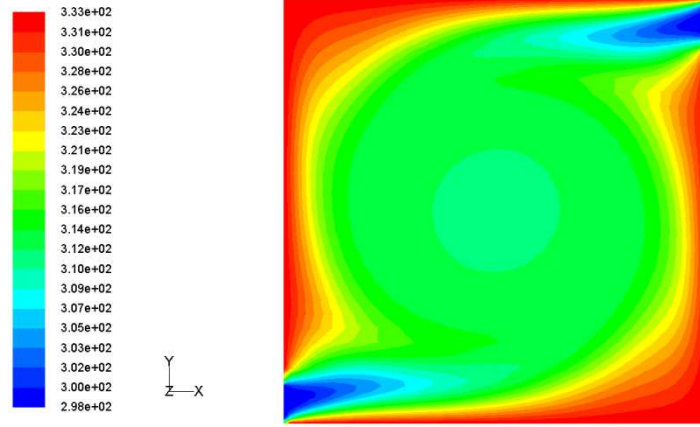


Şekil 5.34 : Tek duvarında yarık olan (3mm) durum için hız vektörleri, $z=1/2$ H (H=600mm).

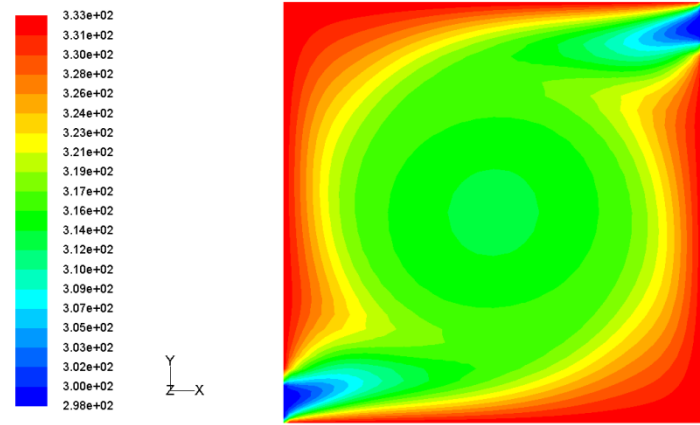


Şekil 5.35 : Tek duvarında yarık olan (3mm) durum için hız vektörleri, $z=5/6$ H (H=600mm).

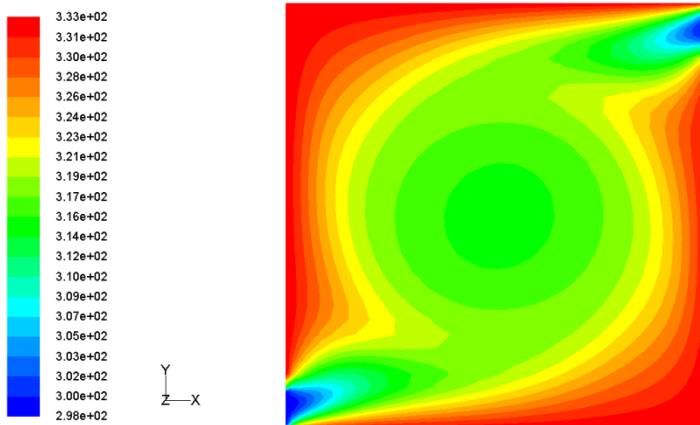
5) 30x30x600 mm'lik kanalda, $T_{\text{wall}} = 60^\circ\text{C}$ 'de, karşılıklı iki duvarında tam boy 3mm yarık olan, girişin kapalı olduğu durumda $z=1/6 H$, $1/2 H$ ve $5/6 H$ yüksekliklerdeki sıcaklık gradyanı ve hız vektörleri aşağıda sunulmuştur.



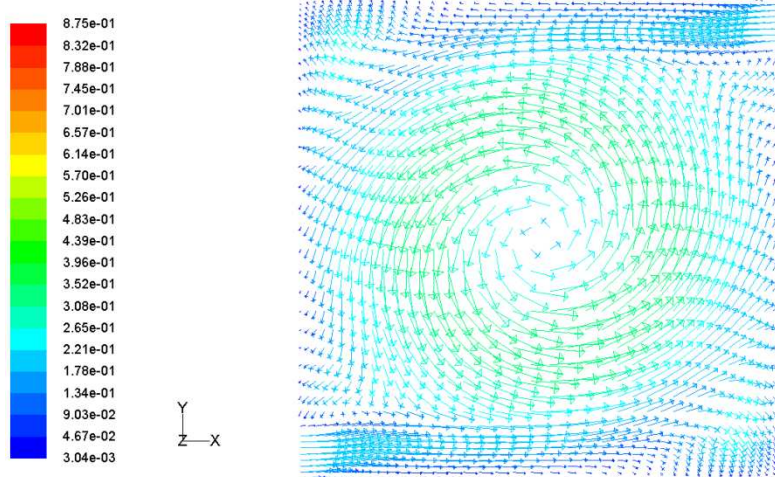
Şekil 5.36 : Karşılıklı duvarında yarık olan (3mm) durum için eşsıcaklık eğrileri, $z=1/6 H$ ($H=600\text{mm}$).



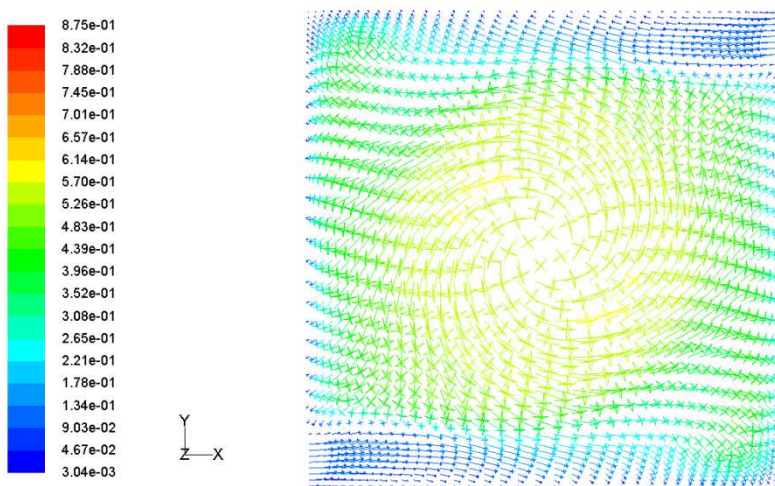
Şekil 5.37 : Karşılıklı duvarında yarık olan (3mm) durum için eşsıcaklık eğrileri, $z=1/2 H$ ($H=600\text{mm}$).



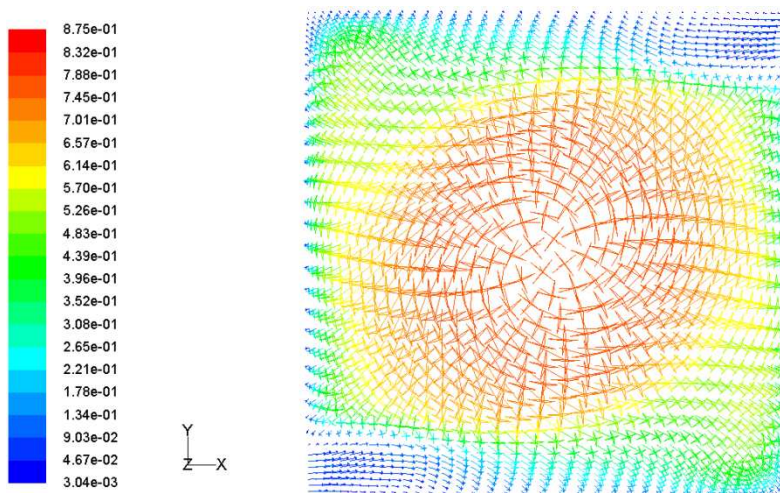
Şekil 5.38 : Karşılıklı duvarında yarık olan (3mm) durum için eşsıcaklık eğrileri, $z=5/6 H$ ($H=600\text{mm}$).



Şekil 5.39 : Karşılıklı duvarında yarık olan (3mm) durum için hız vektörleri, $z=1/6 H$ ($H=600\text{mm}$).



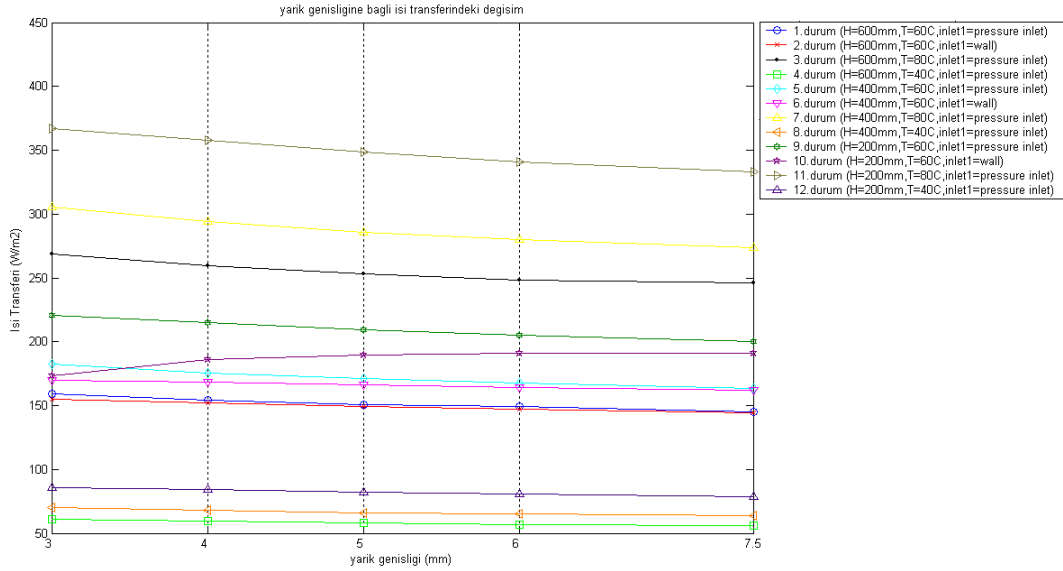
Şekil 5.40 : Karşılıklı duvarında yarık olan (3mm) durum için hız vektörleri, $z=1/2 H$ ($H=600\text{mm}$).



Şekil 5.41 : Karşılıklı duvarında yarık olan (3mm) durum için hız vektörleri, $z=5/6 H$ ($H=600\text{mm}$).

5.5.2 Çözüm sonuçlarının değerlendirilmesi

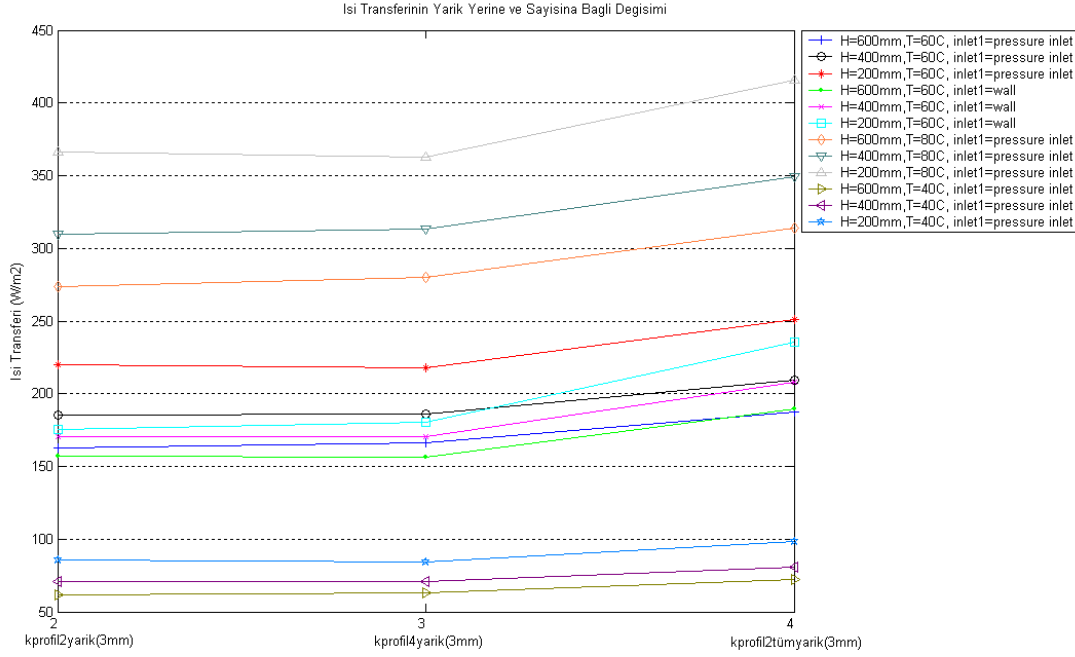
İncelenen tüm durumların sonuçları tek bir grafikte sunulacak olursa sonuçlar hakkında karşılaştırma yapmak daha kolay olacaktır. Şekil 5.42’de tek duvarında yarık olan modelde yarık genişliğine bağlı olarak ısı geçişindeki değişim sunulmuştur.



Şekil 5.42 : Tek duvarında yarık olan modelde yarık genişliğine bağlı olarak birim alandan gerçekleşen ısı geçişindeki değişim.

Bu şekilde kanal yüksekliği, T_{wall} sıcaklık değeri, kanalın girişinin açık yada kapalı olması durumları incelenmiştir. Şekilden de görüldüğü üzere birim alandan gerçekleşen ısı geçişindeki en fazla artış 3mm yarığa sahip olan modelde gerçekleşmiştir. Kanalın atmosferi gören yüzeyine boydan boya açılan bir yarığın ısı geçişini kapalı profilli kanaldakine oranla % 24.08-29.4 mertebelerinde artırdığı görülmüştür.

Şekil 5.43’de ise 3mm’lik yarığın kanalın tek duvarında (Şekil 3.1), karşılıklı iki duvarında yarım boy (Şekil 3.3), karşılıklı iki duvarında tam boy (Şekil 3.2) ve dört duvarında çeyrek boy (Şekil 3.4) olması durumunda birim alandan gerçekleşen ısı geçişindeki değişim sunulmuştur.



Şekil 5.43 : Isı geçişinin yarık yerine ve sayısına bağlı değişimi.

Bu şekilden de görüldüğü üzere yarığın, kanalın karşılıklı iki kenarında boydan boya olduğu durumda birim alandan gerçekleşen ısı geçişi en yüksek değerine ulaşmıştır. Kanalın atmosferi gören karşılıklı iki yüzeyine boydan boya açılan yarığın ısı geçişini kapalı profilli kanaldakine oranla % 40.5-53.5 mertebelerinde artırdığı görülmüştür.

İncelenen bütün durumlar, açık profilli kanaldan olan ısı geçişinin kapalı profilli kanaldakinden yüksek olduğunu göstermektedir. Bunun temel nedeni kanala boylamasına açılan yarıktır. Kapalı profilli kanalda girişten itibaren duvarlarda gelişen ısıl sınır tabakaların, kanal çıkışına yakın bir düşey konumda hala birleşmemiş oldukları görülmektedir (Şekil 5.12 - 5.14). Kapalı profilli kanalda hız vektörleri, bekleneneği gibi, hemen hemen tek doğrultulu bir akışa işaret etmektedir (Şekil 5.15 - 5.17). Oysa açık profilli kanalda yarık, çapraz (ikincil) akışa neden olmakta, havayı karıştırarak daha soğuk havayı kanal yüzeylerine doğru taşıyarak ısı geçişini artırıcı yönde çalışmaktadır. Eklerde Şekil A.1'den Şekil A.6'ya üç farklı düşey konumda yatay kesitteki eş sıcaklık eğrileri açık profilli kanalda giriş ve çıkışın açık olduğu durumlar için sunulmaktadır. Bu grafiklerden, açık profilli kanalda ikincil akışın neden olduğu karıştırma etkisi kolayca görülmektedir. Aynı şekiller üzerinde sunulan hız vektörü grafikleri de çapraz akışı çarpıcı bir şekilde göstermektedir. Gene bu grafiklerden görüleceği üzere kanal çıkışına doğru ikincil akış zayıflamakta ve döngüler belirsizleşmektedir.

Şekil 5.44'te yarıksız modelde, kanal genişliği $a=30\text{mm}$ değerinde, kanal yüksekliği $H=200, 400$ ve 600mm için $T_w=40, 60$ ve 80°C değerlerinde $Ra(a/H)$ boyutsuz değerine karşılık Nu değeri çeşitli yaklaşımlar kullanılarak logaritmik olarak çizdirilmiştir.

$$Nu_{(DA)} = 0.5584(Gr Pr(a/H))^{0.2806} \quad (5.1)$$

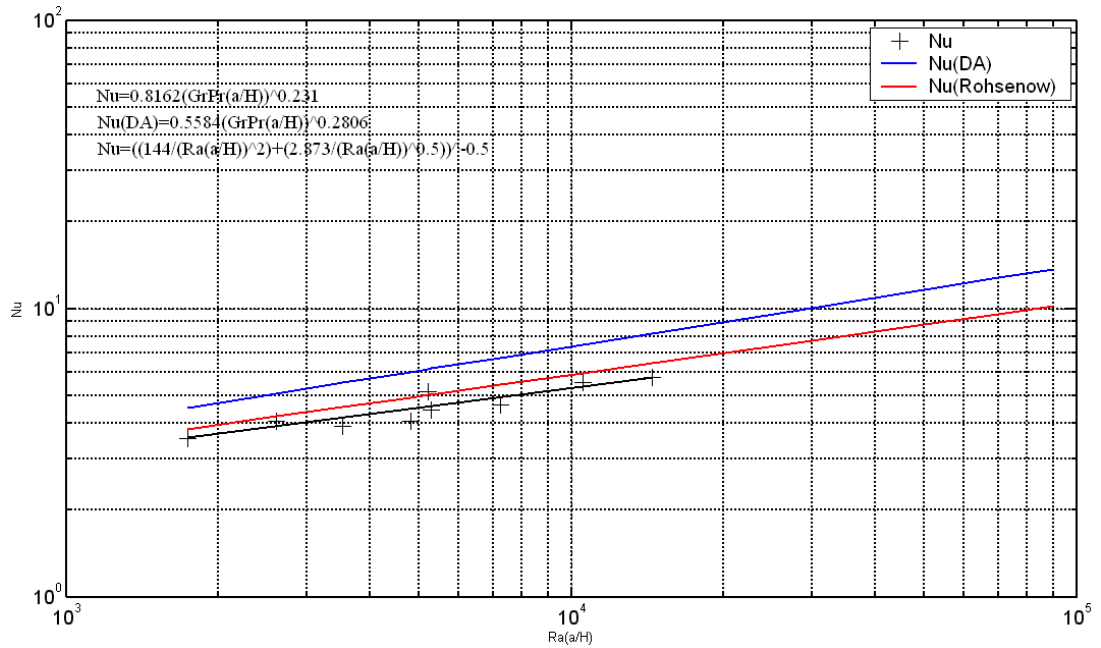
Ayrıca Rohsenow ve Cohen'in [54] iki boyutlu, paralel dikey izotermal levhalar üzerinde yaptığı çalışma sonucunda buldukları bağıntı da karşılaştırma amacıyla kullanılmıştır.

$$Nu_{(Rohsenow-Cohen)} = \left[\frac{144}{(Ra(a/H))^2} + \frac{2.873}{\sqrt{Ra(a/H)}} \right]^{-0.5} \quad (5.2)$$

Bu çalışma sonucunda ise 9 farklı $Ra(a/H)$ değerine karşılık Nu değerleri denklem (5.3)'ten hesaplanıp, logaritmik olarak işaretlenmiş ve en iyi temsil eden doğru çizdirilmiştir. Denklem, (5.4)'teki gibi bulunmuştur.

$$Nu = \frac{q.a}{(T_w - T_0).k} \quad (5.3)$$

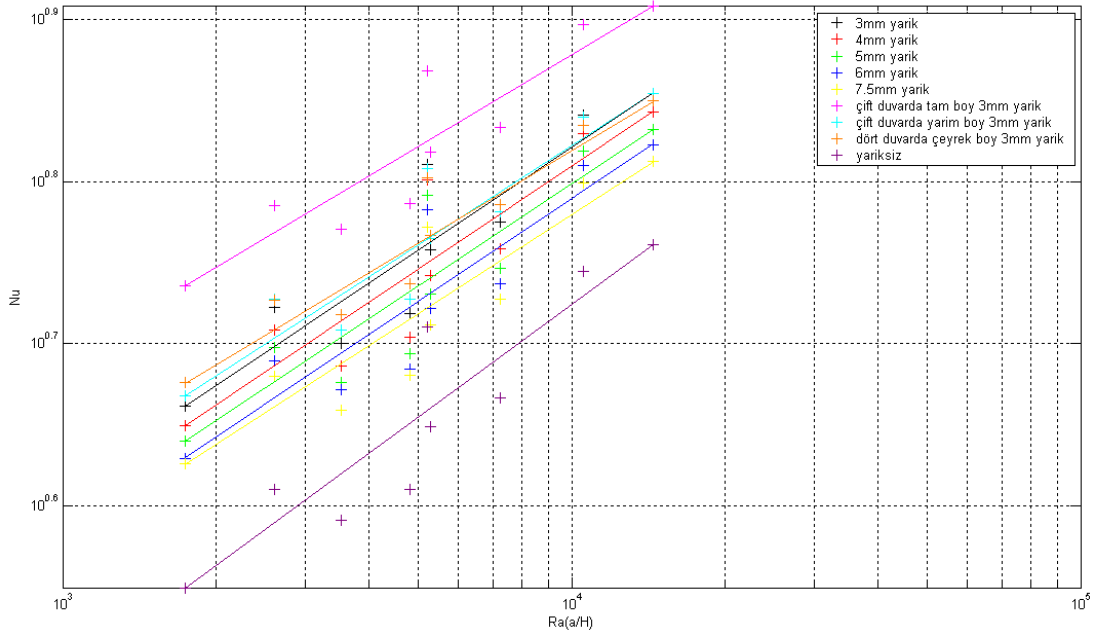
$$Nu = 0.8162(Gr Pr(a/H))^{0.231} \quad (5.4)$$



Şekil 5.44: Yarıksız modelde Nu değerinin $Ra(a/H)$ değeri ile değişimi.

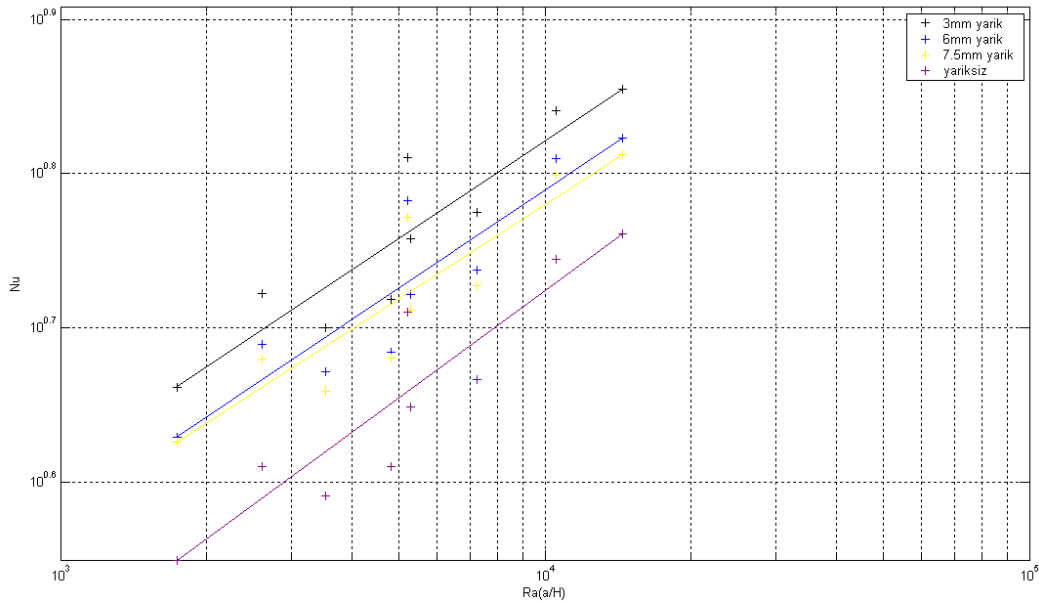
Şekil 5.45'te yarıksız model referans alınarak, tek duvarında çeşitli değerlerde yarık olan modeller, çift duvarında tam boy veya yarım boy yarık olan modeller ve dört

duvarında çeyrek boy yarık olan model için $Ra(a/H)$ boyutsuz değerine karşılık gelen Nu değerleri verilmiştir.

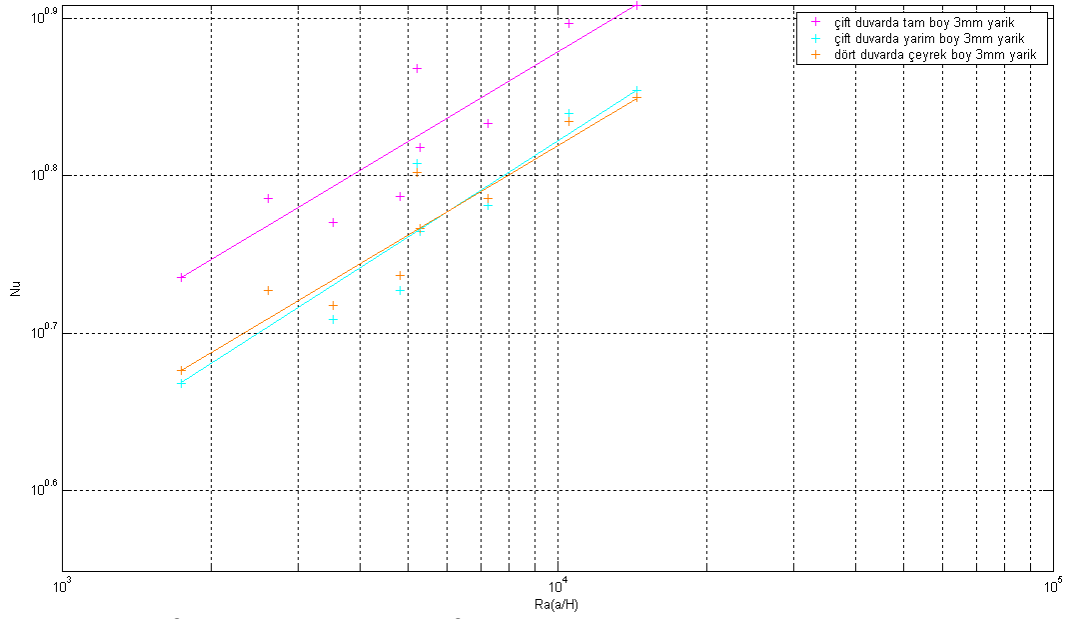


Şekil 5.45: Tüm modellerde Nu değerinin $Ra(a/H)$ değeri ile değişimi.

Sonuçta, tek duvarında yarık olan modeller içinde, 3mm yarık olan model yarıksız duruma göre en yüksek Nu değerini vermiştir. Karşılıklı iki duvarında boydan boy 3mm yarık olan model, tek duvarında 3mm yarık olan modelden daha yüksek Nu değeri vermiştir.

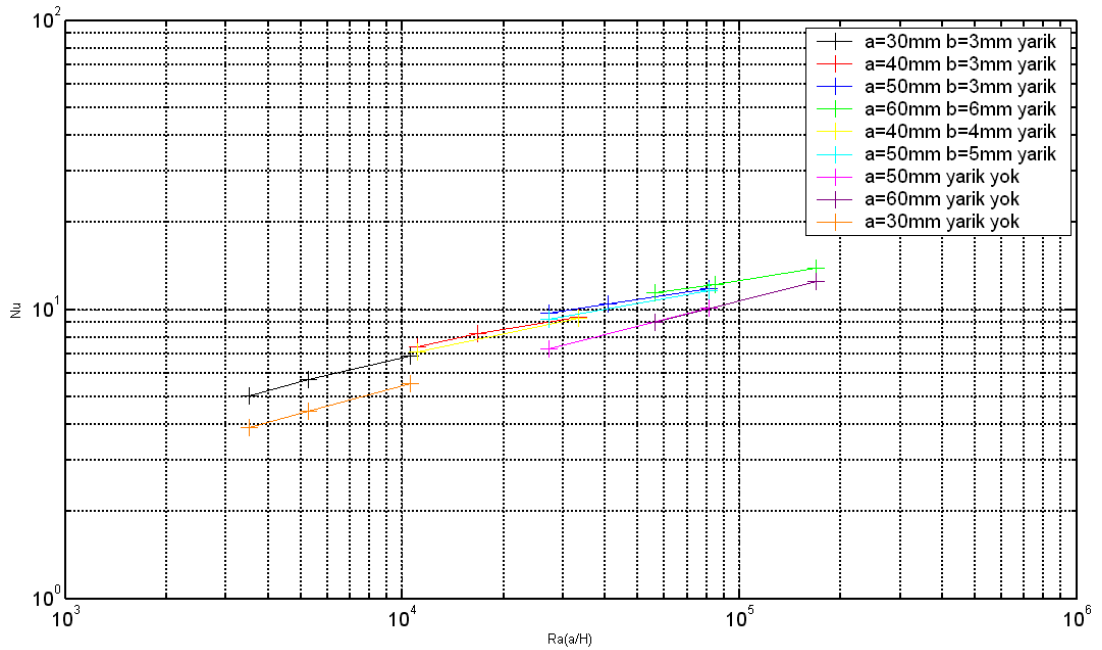


Şekil 5.46: 3mm, 6mm, 7.5mm yarıklı ve yarıksız durumlarda Nu değerinin $Ra(a/H)$ değeri ile değişimi.

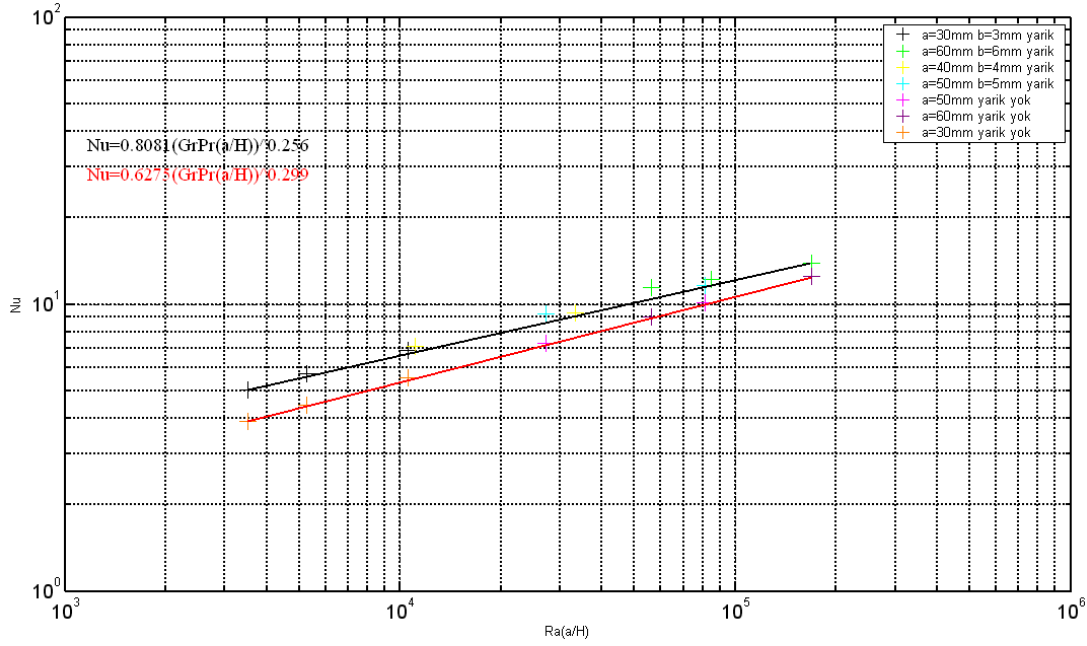


Şekil 5.47: Çift duvarda tam boy, çift duvarda yarım boy ve dört duvarda çeyrek boy 3mm yarık olması durumlarında Nu değerinin $Ra(a/H)$ değeri ile değişimi.

Şekil 5.48’de ise tek duvarında yarık olan modelde ve yarık olmayan modelde a, kanal genişliği değişiminin Nu sayısına etkisi gösterilmiştir. Önceki modelde 30 mm olan kanal genişliği değeri 40, 50 ve 60 mm alınmış; ve b/a (yarık genişliği/kanal genişliği) değerinin 1/10 olduğu durumlar ve duvarında yarık olmayan durumlar incelenmiştir. Şekil 5.49’da tek duvarında yarık olan modellerde ($b/a=1/10$) ve yarık olmayan modellerde hesaplanan Nu değerlerini en iyi ifade eden doğrular çizdirilip, Nu formülasyonları verilmiştir.



Şekil 5.48: Tek duvarında yarık olan modelde ve yarık olmayan modelde kanal genişliği değişiminin Nu sayısına etkisi.



Şekil 5.49: Tek duvarında yarik olan modelde (b/a=1/10) ve yarik olmayan modelde Nu sayısı formülasyonu.

Şekil 5.50’de ise yarıksız modelde, kanal genişliği a=30mm değerinde, kanal yüksekliği H=200, 400 ve 600mm için T_w=40, 60 ve 80°C değerlerinde Ra(a/H) boyutsuz değerine karşılık Re/Gr değeri çeşitli yaklaşımlar kullanılarak logaritmik olarak çizdirilmiştir.

$$(Re/Gr)_{(DA)} = 0.4775(Gr Pr(a/H))^{-0.5595} \quad (5.5)$$

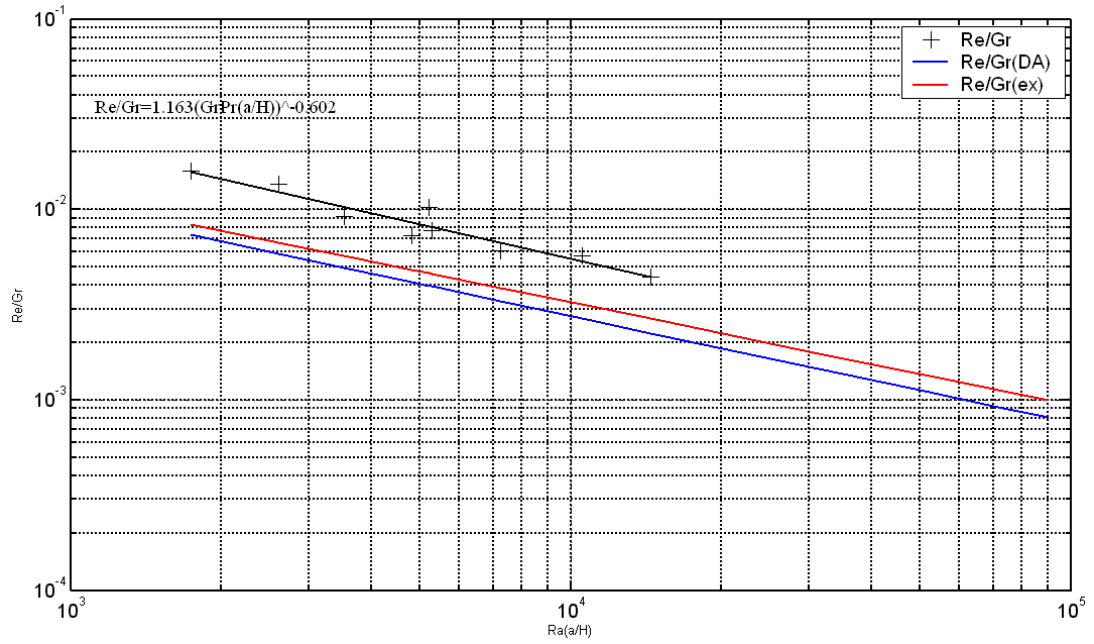
$$(Re/Gr)_{(ex)} = 0.4691(Gr Pr(a/H))^{-0.5396} \quad (5.6)$$

Bu çalışma sonucunda ise 9 farklı Ra(a/H) değerine karşılık Re/Gr değerleri hesaplanıp, logaritmik olarak işaretlenmiş ve en iyi temsil eden doğru çizdirilmiştir. Denklem, (5.9)’daki gibi bulunmuştur.

$$Re = \frac{v_{ort} \cdot a}{\nu} \quad (5.7)$$

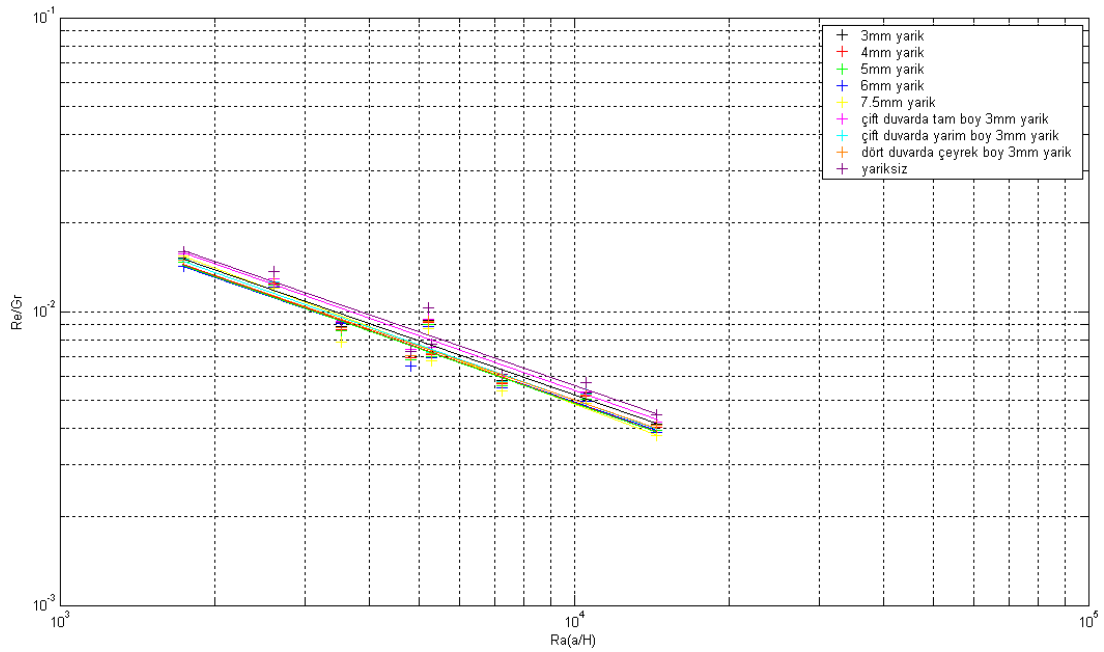
$$Gr = \frac{g \beta (T_w - T_0) a^3}{\nu^2} \quad (5.8)$$

$$(Re/Gr) = 1.163(Gr Pr(a/H))^{-0.602} \quad (5.9)$$



Şekil 5.50: Yarıksız modelde Re/Gr değerinin $Ra(a/H)$ değeri ile değişimi.

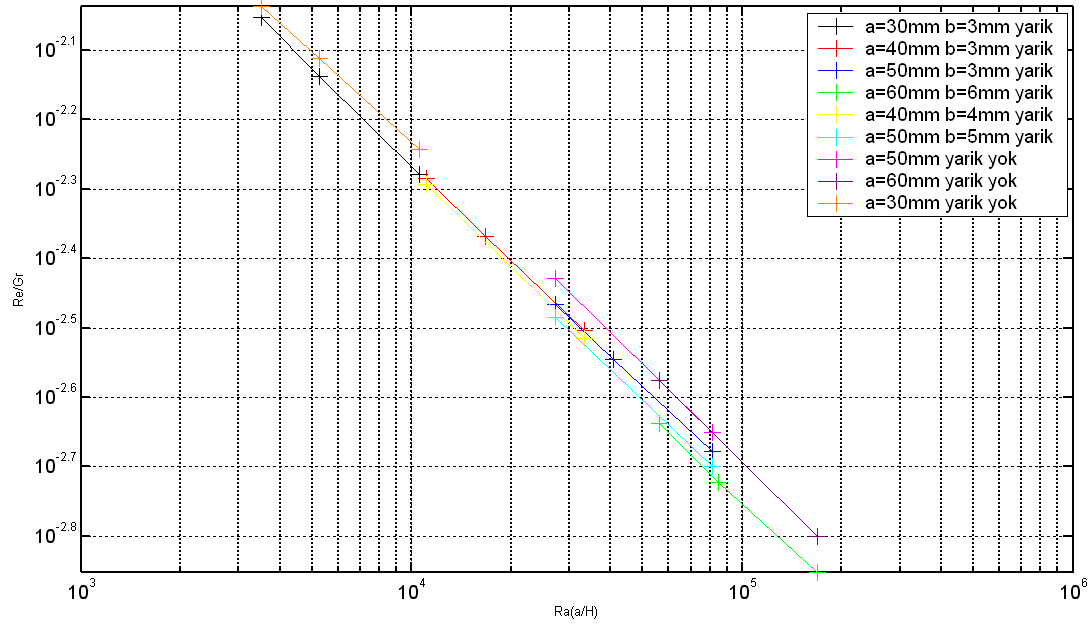
Şekil 5.51’de yarıksız model referans alınarak, tek duvarında çeşitli değerlerde yarık olan modeller, çift duvarında tam boy veya yarım boy yarık olan modeller ve dört duvarında çeyrek boy yarık olan model için $Ra(a/H)$ boyutsuz değerine karşılık gelen Re/Gr değerleri verilmiştir.



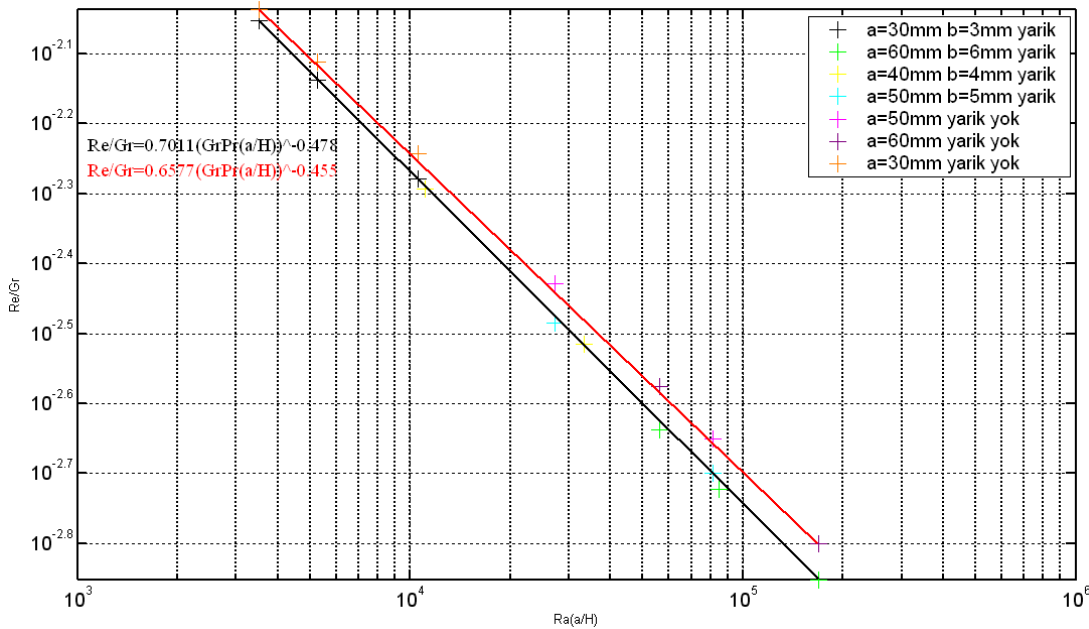
Şekil 5.51: Tüm modellerde Re/Gr değerinin $Ra(a/H)$ değeri ile değişimi.

Şekil 5.52’de ise tek duvarında yarık olan modelde ve yarık olmayan modelde a , kanal genişliği değişiminin Re/Gr sayısına etkisi gösterilmiştir. Önceki modelde 30 mm olan kanal genişliği değeri 40, 50 ve 60 mm alınmış; ve b/a (yarık

genişliği/kanal genişliği) değerinin 1/10 olduğu durumlar ve duvarında yarık olmayan durumlar incelenmiştir. şekil 5.53’de tek duvarında yarık olan modellerde ($b/a=1/10$) ve yarık olmayan modellerde hesaplanan Re/Gr değerlerini en iyi ifade eden doğrular çizdirilip, Re/Gr formülasyonları verilmiştir.



Şekil 5.52: Tek duvarında yarık olan modelde ve yarık olmayan modelde kanal genişliği değişiminin Re/Gr değerine etkisi.



Şekil 5.53: Tek duvarında yarık olan modelde ($b/a=1/10$) ve yarık olmayan modelde Re/Gr değeri formülasyonu.

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

122 farklı durumdan elde edilen sonuçlara göre; açık profilli kanaldan olan ısı geçişinin kapalı profilli kanaldakinden yüksek olduğu görülmektedir. Açık profilli kanalda yarık, çapraz (ikincil) akışa neden olmakta havayı karıştırarak daha soğuk havayı kanal yüzeylerine doğru taşıyarak ısı geçişini artırıcı yönde çalışmaktadır. Yarık genişliği değerlerine bakıldığında kanalın bir kenarında bulunan 3, 4, 5, 6, 7.5mm gibi değerler içerisinde birim alandan gerçekleşen ısı geçişini en fazla artıran durum kanalın bir kenarında 3mm'lik yarık olması durumudur. Kanalın bir kenarına açılan 3mm'lik yarık, birim alandan gerçekleşen ısı geçişini kapalı profilli kanala göre % 24.08 - 29.4 mertebelerinde artırmıştır. Kanalın karşılıklı iki kenarında kanal boyunca 3mm'lik yarık olması durumunda birim alandan gerçekleşen ısı geçişi kapalı profilli kanala göre % 40.5 - 53.5 mertebelerinde artmıştır. Kanalın karşılıklı iki kenarında yarım kanal boyunca 3mm'lik yarık olması durumunda birim alandan gerçekleşen ısı geçişi kapalı profilli kanala göre % 23.95 - 31.39 mertebelerinde artmıştır. Kanalın dört kenarında çeyrek kanal boyunca 3mm'lik yarık olması durumunda birim alandan gerçekleşen ısı geçişi kapalı profilli kanala göre % 22.76-33.96 mertebelerinde artmıştır.

Kanal duvar sıcaklığının 60°C olduğu durumlar arasında birim alandan gerçekleşen en yüksek ısı geçişi, karşılıklı iki kenarında kanal boyunca 3mm yarık bulunan kanal yüksekliğinin 200mm olduğu ve girişi açık haldeki açık profilli kanalda gerçekleşmiştir.

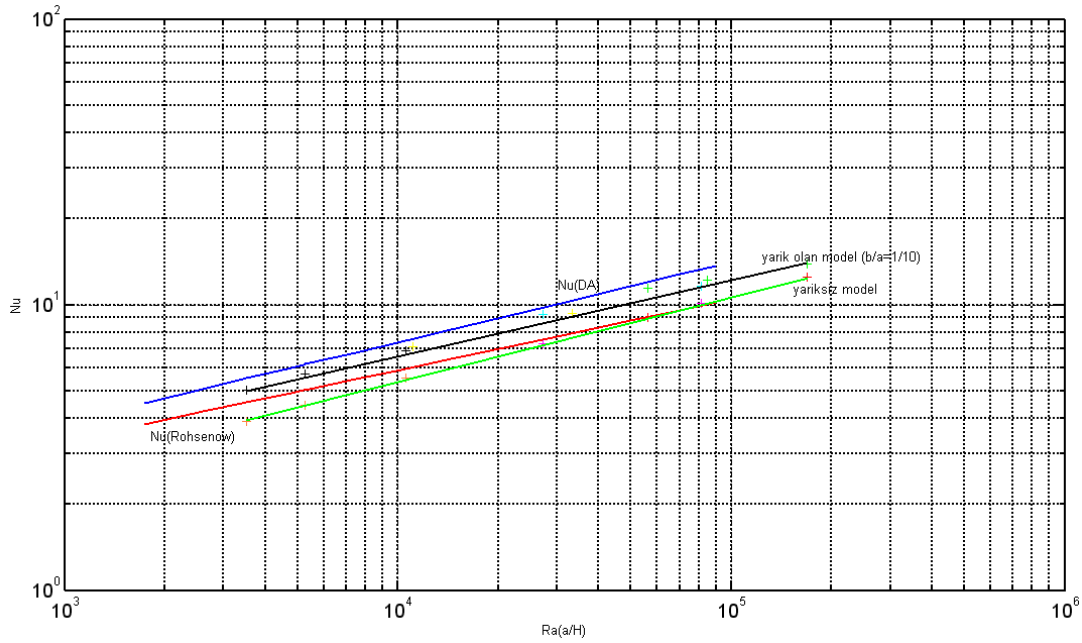
Kanal girişinin açık veya kapalı olmasının, birim alandan gerçekleşen ısı geçişini etkilediği gözlenmiştir. Örneğin kanalın tek kenarında kanal boyunca 3mm yarık olması durumunda, kanalın karşılıklı iki kenarında yarım kanal boyunca yarık olması durumunda ve kanalın karşılıklı iki kenarında kanal boyunca yarık olması durumunda kanal girişinin açık olması birim alandan gerçekleşen ısı geçişini artırmıştır.

Çizelge 6.1'den görüldüğü üzere b/a değeri 1/10 olarak alındığında; kanal genişliği değeri arttıkça birim alandan gerçekleşen ısı geçişi de artmaktadır.

Çizelge 6.1 : Çeşitli Grid Tiplerindeki Isı Transferi ve Kütle Akısı Değerleri.

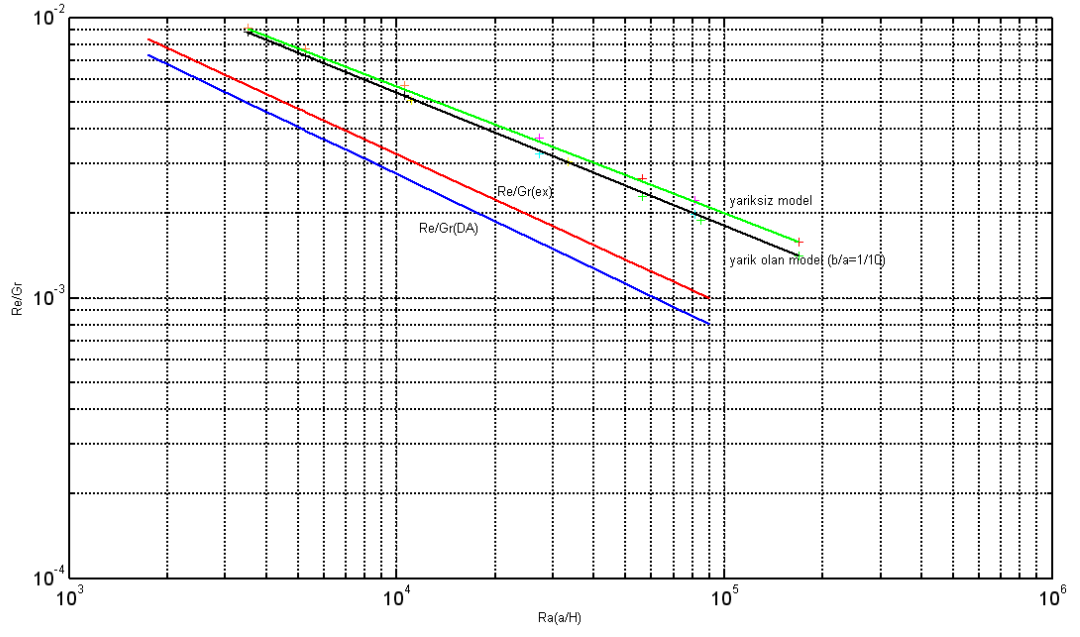
Kanal Boyutu	Yarık Genişliği (mm)	Isı Geçişi (W/m ²)
30x30x600	3	159.54
40x40x600	4	170.85
50x50x600	5	177.32
60x60x600	6	182.34

Şekil 6.1’de $Ra(a/H)$ değerine karşılık; yarıksız modelde, b/a değerinin 1/10 olduğu tek duvarında yarık olan modelde Nu değerleri logaritmik olarak verilmiştir. Mertebe açısından karşılaştırmak için Davidson modeli ve Rohsenow modeli grafiğe eklenmiştir.



Şekil 6.1: Yarıklı ve yarıksız modelde $Ra(a/H)$ değerine karşılık Nu grafiği.

Şekil 6.2’de $Ra(a/H)$ değerine karşılık; yarıksız modelde, b/a değerinin 1/10 olduğu tek duvarında yarık olan modelde Re/Gr değerleri logaritmik olarak verilmiştir. Mertebe açısından karşılaştırmak için Davidson modeli ve deneysel model grafiğe eklenmiştir.



Şekil 6.2: Yarıklı ve yarıksız modelde $Ra(a/H)$ değerine karşılık Re/Gr grafiği.

KAYNAKLAR

- [1] **Elenbaas, W.** , 1942. Heat Dissipation of Parallel Plates by Free Convection, *Physica*, **9**, 1-28.
- [2] **Ostrach, S.**, 1952. Laminar Natural Convection Flow Heat Transfer of Fluids with and without Heat Sources in Channels with Constant Wall Temperatures, *NACA Technical Note*, 2863.
- [3] **Bodoia, J.R., and Osterle, J.F.**, 1962. The Development of Free Convection Between Heated Vertical Plates, *Journal of Heat Transfer*, **84**, 40-44.
- [4] **Aung, W., Fletcher, L.S, Sernas, V.**, 1972. Developing Laminar Free Convection Between Vertical Flat Plates with Asymmetric Heating, *Int. Journal of Heat & Mass Transfer*, **15**, 2293-2308.
- [5] **Yilmaz, T.**, 1997. An Experimental and Numerical Investigation of Laminar and Turbulent Natural Convection in Vertical Parallel-Plate Channels, Ph.D. Thesis, Dept. of Mechanical Engineering, University of Strathclyde, Glasgow, UK.
- [6] **Engel, R.K., Mueller, W.K.**, 1967. An Analytical Investigation of Natural Convection in Vertical Channels, *ASME Paper No.* 67-ht-16.
- [7] **Aung W.**, 1972. Fully Developed Laminar Free Convection Between Vertical Flat Plates Heated Asymmetrically, *Int. Journal of Heat & Mass Transfer*, **15**, 1577-1580.
- [8] **Briggs, D.G., Carpenter, J.R, Sernas, V.**, 1976. Combined Radiation and Developing Laminar Free Convection Between Vertical Flat Plates with Asymmetric Heating, *Journal of Heat Transfer*, **98**, 95-100.
- [9] **Sernas, V., Shah, S., and Sparrow, E.M.**, 1980. Natural Convection in a Vertical Channel: 1. Interacting Convection and Radiation, 2. The Vertical Plate with and without Shrouding, *Numerical Heat Transfer*, **3**, 297-314.
- [10] **Dalbert, A.M., Penot, F., and Puebe, J.L.**, 1981. Convection Naturelle Laminaire dans un Canal Chauffe a Flux Constant, *Int. Journal of Heat & MassTransfer*, **24**, 1463-1473.
- [11] **Stutzman, R.J., and Wirtz, R.A.**, 1982. Experiments on Free Convection Between Vertical Plates with Symmetric Heating, *Journal of Heat Transfer*, **104**, 501-507.
- [12] **Azevedo, L.F., Chrysler, G.M., and Sparrow, E.M.**, 1984. Observed Flow Reversals and Measured-Predicted Nusselt Number for Natural Convection in a One-Sided Heated Vertical Channel, *Journal of Heat Transfer*, **106**, 325-332.
- [13] **Aung, W., and Worku, G.**, 1986. Developing Flow and Flow Reversal in a Vertical Channel with Asymmetric Wall Temperatures, *Journal of Heat Transfer*, **108**, 299-304.

- [14] **Aung, W., and Worku, G.,** 1986. Theory of Fully Developed Combined Convection Including Flow Reversal, *Journal of Heat Transfer*, **108**, 485-488.
- [15] **O'Meara, T., and Poulikakos, D.,** 1987. Experiments on the Cooling by Natural Convection of an Array of Vertical Heated Plates with Constant Heat Flux, *Int. Journal of Heat and Fluid Flow*, **8**, 313-319.
- [16] **Bahrami, P.A., and Sparrow, E.M.,** 1980. Experiments on Natural Convection from Vertical Parallel Plates with Either Open or Closed Edges, *Journal of Heat Transfer*, **102**, 221-227.
- [17] **Azevedo, L.F.A., and Sparrow, E.M.,** 1985. Vertical Channel Natural Convection Spanning Between the Fully Developed Limit and Single-plate Boundary Layer Limit, *Int. Journal of Heat & MassTransfer*, **28**, 1847-1857.
- [18] **Azevedo, L.F.A., and Sparrow, E.M.,** 1985. Natural Convection in Open Ended Inclined Channels, *Journal of Heat Transfer*, **107**, 893-901.
- [19] **Azevedo, L.F.A., and Sparrow, E.M.,** 1986. Natural Convection in a Vertical Channel Vented to the Ambient through an Aperture in the Channel Wall, *Int. Journal of Heat & MassTransfer*, **29**, 819-830.
- [20] **Papple, M.L.C., and Tarasuk, J.D.,** 1988. Developing Natural Convective Flow in Vertical and Inclined Ducts, *Proc. of the 1st Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*, 433-440, Dubrovnik.
- [21] **Guo, Z., Song, Y.Z., and Zhao, X.W.,** 1988. Experimental Investigation on Natural Convection in Channel by Laser Speckle Photography, *Proc. of the 1st Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*, 412-418, Dubrovnik.
- [22] **Li, Z., Gui, Y., and Guo, Z.,** 1988. Experimental Investigation on the Edge Effect of Natural Convection Between Two Vertical Plates, *Proc. of the 1st Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*, 419-424, Dubrovnik.
- [23] **Hill, D.P, and Webb, B.W.,** 1989. High Rayleigh Number Laminar Natural Convection in an Asymmetrically Heated Vertical Channel, *Journal of Heat Transfer*, **111**, 649-656.
- [24] **Moutsoglou, A., Rhee, J.H., and Won, J.K.,** 1992. Natural Convection-Radiation Cooling of a Vented Channel, *Int. Journal of Heat & MassTransfer*, **35**, 2855-2863.
- [25] **Aihara, T., and Maruyama, S.,** 1986. Laminar Free Convective Heat Transfer in Vertical Uniform Heat Flux Ducts (Numerical Solution with Constant Temperature Dependent Fluid Properties), *Heat Transfer Japanese Res.*, **15**, 69-86.
- [26] **Sparrow, E.M., and Tao, W.Q.,** 1982. Buoyancy Driven Fluid Flow and Heat Transfer in a Pair of Interacting Vertical Parallel Channels, *Numerical Heat Transfer*, **5**, 39-58.

- [27] **Acharya, S., Burch, T., and Rhodes, T.,** 1985. Laminar Natural Convection Between Finitely Conducting Vertical Plates, *Int. Journal of Heat & Mass Transfer*, **28**, 1173-1186.
- [28] **Anand, N.K., Aung, W., and Kim, S.,** 1990. Effect of Wall Conduction on Free Convection Between Asymmetrically Heated Vertical Plates: Uniform Wall Heat Flux, *Int. Journal of Heat & Mass Transfer*, **33**, 1013-1023.
- [29] **Chappidi, P.R., and Eno, B.E.,** 1988. Natural Convection in a Heated Parallel Plate Vertical Channel; Influence of Inlet Conditions, *Proceedings of the 1988 National Heat Transfer Conference*, **2**, 135-143, ASME, New York.
- [30] **Naylor, D., Floryan, J.M., and Tarasuk, J.D.,** 1991. A Numerical Study of Developing Free Convection Between Isothermal Vertical Plates, *Journal of Heat Transfer*, **113**, 620-626.
- [31] **De Vahl Davis, G., Mallinson, G.D.,** 1977. *Journal of Fluid Mechanics*, **83**.
- [32] **De Vahl Davis, G., Mallinson, G.D.,** 1973. *Journal of Comp. Physics*, **12**.
- [33] **Farouk, B., and Guceri, S.,** 1985. In *Natural Convection Fundamentals and Applications*, Hemisphere, Washington, D.C.
- [34] **Jaluria, Y., and Torrance, K.E.,** 1986. *Computational Heat Transfer*, Hemisphere, Washington, D.C.
- [35] **Davies, A.H., and Griffith, E.,** 1922,1931. The Transmission of Heat by Radiation and Convection, DSIR-Br.Food Invest. Board, Special Report 9.
- [36] **Arpaci, V.S., and Warner, C.Y.,** 1968. An Experimental Investigation of Turbulent Natural Convection in Air along a Vertical Heated Flat Plate, *Int. Journal of Heat & Mass Transfer*, **11**, 397-406.
- [37] **Cheesewright, R.,** 1968. Turbulent Natural Convection from a Vertical Plane Surface, *Journal of Heat Transfer*, **90**, 1-8.
- [38] **Liu, C.K., and Vliet, G.C.,** 1969. An Experimental Study of Turbulent Natural Convection Boundary Layers, *Journal of Heat Transfer*, **91**, 517-531.
- [39] **Smith, R.R.,** 1972. Characteristics of Turbulence in Free Convection Flow Past a Vertical Plate, Ph.D. Thesis, Queen Mary College, University of London, UK.
- [40] **Capp, S.P., and George, W.K.,** 1979. A Theory for Natural Convection Turbulent Boundary Layers Next to Heated Vertical Surfaces, *Int. Journal of Heat & Mass Transfer*, **22**, 813-826.
- [41] **Priestly, C.B.H.,** 1959. *Turbulent Transfer in the Lower Atmosphere*, Chicago University Press.
- [42] **Elder, J.W.,** 1965. Turbulent Free Convection in a Vertical Slot, *Journal of Fluid Mechanics*, **23**, 99-111.
- [43] **Cheesewright, R.,** 1987. Faculty of Engineering, Queen Mary College, University of London, Research Report.

- [44] **Cheesewright, R., and Mirzai, M.H.**, 1988. The Correlation of Experimental Velocity and Temperature Data for a Turbulent Natural Convection Boundary Layer, *Proc. of the 2nd National Heat Transfer Conference*, Glasgow, UK.
- [45] **Gebhart, B., Jaluria, Y., Mahajan, R.L., and Sammakia, B.**, 1988. Buoyancy Induced Flows and Transport, Hemisphere Publishing.
- [46] **Kato, Y., Kurima, J., Miyamoto, M., and Sasaki, H.**, 1986. Turbulent Free Convection Heat Transfer From Vertical Parallel Plates, *Proc. of the 8th International Heat Transfer Conference*, **4**, 1593-1598.
- [47] **Al-Azzawi, A.R.H.**, 1987. Natural Convection in a Vertical Channel Related to Passive Solar Systems, Ph.D. Thesis, University of Strathclyde, Glasgow, UK.
- [48] **Pederson, D.R., Stewart, R.R., Tessier, J.H., Heineman, J.B., Lottes, P.A.**, 1987. Experimental and Analytical Studies of Passive Shutdown Heat Removal Systems.
- [49] **La Pica, A., Rodono, G., and Volpes, R.**, 1993. An Experimental Investigation on Natural Convection of Air in a Vertical Channel, *Int. Journal of Heat & Mass Transfer*, **36**, 611-616.
- [50] **Sohn, D.**, 1989. A Numerical Study of Turbulent Natural Convection in a Vertical Parallel Plate Channel with Symmetric and Asymmetric Heating, Ph.D. Thesis, Dept. of Mechanical Engineering, The Pennsylvania State University, USA.
- [51] **Dogan, A., Baysal, S., and Baskaya, S.**, 2009. Numerical Analysis of Natural Convection Heat Transfer From Partially Open Cavities Heated At One Wall, *Journal of Thermal Science and Technology*, **29**, 1, 79-90.
- [52] **Bilgen, E., Oztop, H.**, 2004. Natural Convection Heat Transfer in Partially Open Inclined Square Cavities, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, **48**, 1470-1479.
- [53] **Elsayed, M., Chakraborty, M. W.**, 1989. Effect of aperture geometry on heat Transfer in Tilted Partially Open Cavities, *Journal of Heat Transfer*, **121**, 819-827.
- [54] **Bar-Cohen, A., Rohsenow, W.M.**, 1984. Thermally Optimum Spacing of Vertical, Natural Convection Cooled, Parallel Plates, *ASME*, **106**, 116-123.
- [55] **FLUENT 6.2 User's Guide**, 2005. Fluent Incorporated, Lebanon, NH-USA, January.
- [56] **Gambit 2.2 User's Guide**, 2004. Fluent Incorporated, Lebanon, NH-USA, September.

Url-1 < <http://www.cfd-online.com/> > alındığı tarih 12.11.2010.

Url-2 < <http://www.anova.com.tr/> > alındığı tarih 18.11.2010.

EKLER

EK A.1 : İncelenen durumlar

EK A.2 : Bazı durumların sıcaklık kontürleri (K) ve hız vektörleri (m/s)

EK A.3 : Tüm durumların birim alandan gerçekleşen ısı transferi miktarları ve kütle akıları

EK A.1**Çizelge A.1:** İncelenen durumlar.

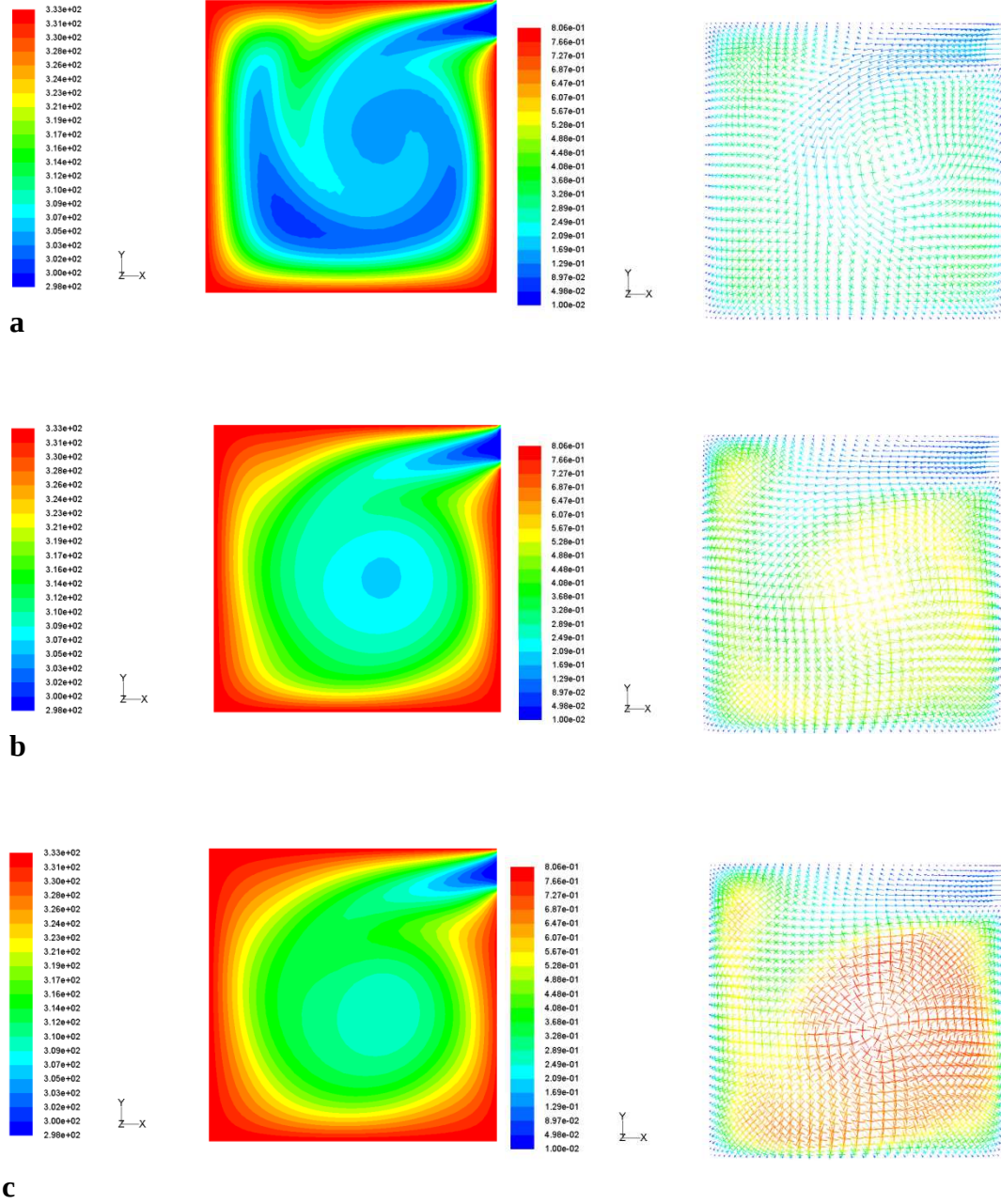
Durum	Kanal Boyutu (mm)	T _w (°C)	Yarık (mm)	Giriş (Açık-Kapalı)
1	30x30x600	60	yok	Açık
2	30x30x600	60	3,4,5,6,7.5 mm (tek duvarda) 3mm (çift duvar-tam boy) 3mm (çift duvar-yarım boy) 3mm (dört duvar-çeyrek boy)	Açık
3	30x30x600	60	3,4,5,6,7.5 mm (tek duvarda) 3mm (çift duvar-tam boy) 3mm (çift duvar-yarım boy) 3mm (dört duvar-çeyrek boy)	Kapalı
4	30x30x600	80	yok	Açık
5	30x30x600	80	3,4,5,6,7.5 mm (tek duvarda) 3mm (çift duvar-tam boy) 3mm (çift duvar-yarım boy) 3mm (dört duvar-çeyrek boy)	Açık
6	30x30x600	40	yok	Açık
7	30x30x600	40	3,4,5,6,7.5 mm (tek duvarda) 3mm (çift duvar-tam boy) 3mm (çift duvar-yarım boy) 3mm (dört duvar-çeyrek boy)	Açık
8	30x30x400	60	yok	Açık
9	30x30x400	60	3,4,5,6,7.5 mm (tek duvarda) 3mm (çift duvar-tam boy) 3mm (çift duvar-yarım boy) 3mm (dört duvar-çeyrek boy)	Açık
10	30x30x400	60	3,4,5,6,7.5 mm (tek duvarda) 3mm (çift duvar-tam boy) 3mm (çift duvar-yarım boy) 3mm (dört duvar-çeyrek boy)	Kapalı
11	30x30x400	80	yok	Açık
12	30x30x400	80	3,4,5,6,7.5 mm (tek duvarda) 3mm (çift duvar-tam boy) 3mm (çift duvar-yarım boy) 3mm (dört duvar-çeyrek boy)	Açık
13	30x30x400	40	yok	Açık
14	30x30x400	40	3,4,5,6,7.5 mm (tek duvarda) 3mm (çift duvar-tam boy) 3mm (çift duvar-yarım boy) 3mm (dört duvar-çeyrek boy)	Açık

Çizelge A.1: İncelenen durumlar. (devamı)

Durum	Kanal Boyutu (mm)	T _w (°C)	Yarık (mm)	Giriş (Açık-Kapalı)
15	30x30x200	60	yok	Açık
16	30x30x200	60	3,4,5,6,7.5 mm (tek duvarda) 3mm (çift duvar-tam boy) 3mm (çift duvar-yarım boy) 3mm (dört duvar-çeyrek boy)	Açık
17	30x30x200	60	3,4,5,6,7.5 mm (tek duvarda) 3mm (çift duvar-tam boy) 3mm (çift duvar-yarım boy) 3mm (dört duvar-çeyrek boy)	Kapalı
18	30x30x200	80	yok	Açık
19	30x30x200	80	3,4,5,6,7.5 mm (tek duvarda) 3mm (çift duvar-tam boy) 3mm (çift duvar-yarım boy) 3mm (dört duvar-çeyrek boy)	Açık
20	30x30x200	40	yok	Açık
21	30x30x200	40	3,4,5,6,7.5 mm (tek duvarda) 3mm (çift duvar-tam boy) 3mm (çift duvar-yarım boy) 3mm (dört duvar-çeyrek boy)	Açık
22	40x40x600	60	3mm (tek duvarda)	Açık
23	40x40x400	60	3mm (tek duvarda)	Açık
24	40x40x200	60	3mm (tek duvarda)	Açık
25	50x50x600	60	3mm (tek duvarda)	Açık
26	50x50x400	60	3mm (tek duvarda)	Açık
27	50x50x200	60	3mm (tek duvarda)	Açık
28	60x60x600	60	6mm (tek duvarda)	Açık
29	60x60x400	60	6mm (tek duvarda)	Açık
30	60x60x200	60	6mm (tek duvarda)	Açık
31	40x40x200	60	4mm (tek duvarda)	Açık
32	40x40x600	60	4mm (tek duvarda)	Açık
33	50x50x200	60	5mm (tek duvarda)	Açık
34	50x50x600	60	5mm (tek duvarda)	Açık
35	50x50x200	60	yarık yok	Açık
36	50x50x600	60	yarık yok	Açık
37	60x60x200	60	yarık yok	Açık
38	60x60x600	60	yarık yok	Açık

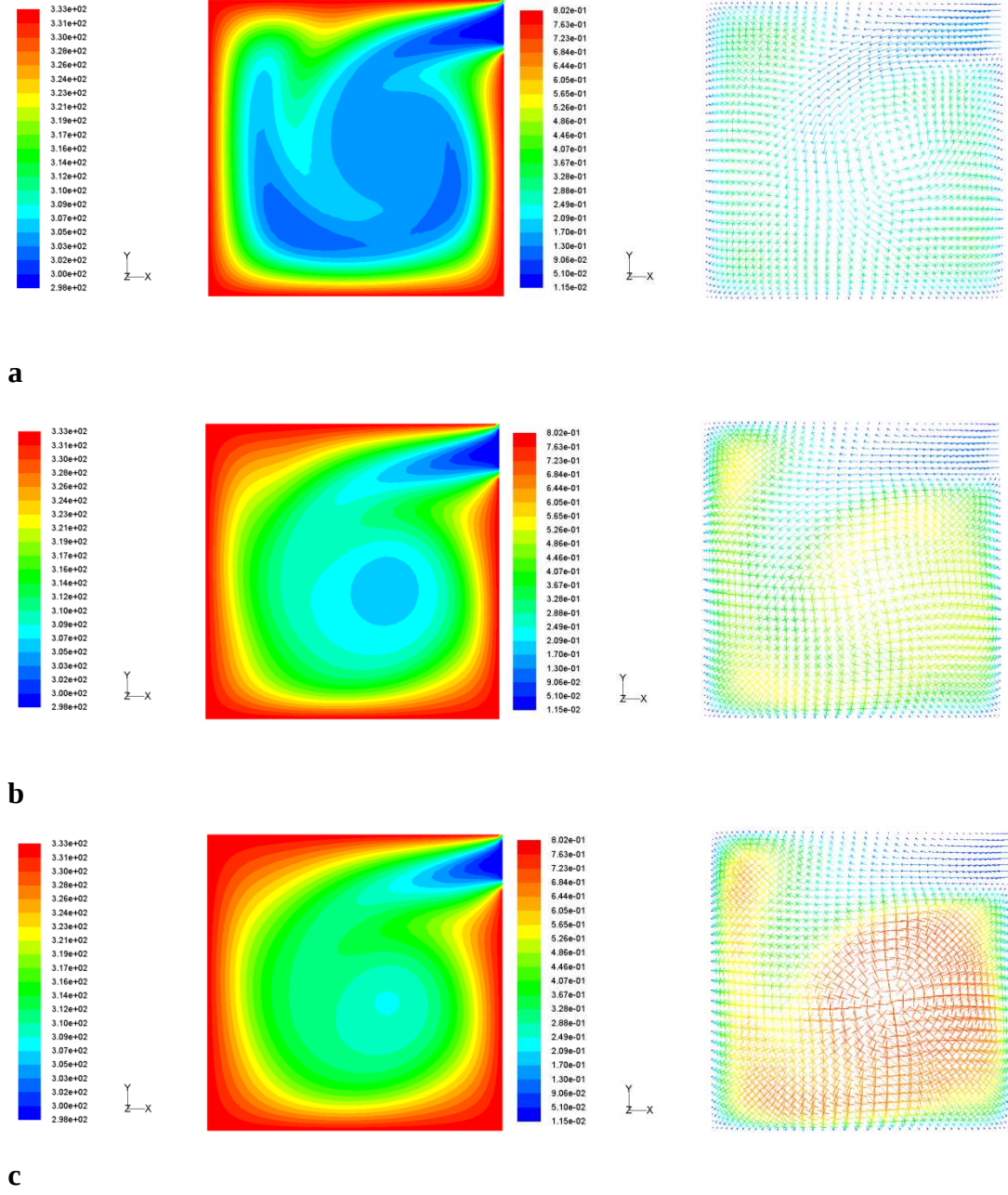
EK A.2 (30x30x600mm, Girişi Açık Durumlar Inlet1=Pressure Inlet, $T_w=60^\circ\text{C}$)

Tek kanal duvarı üzerinde 4 mm yarık olması durumu sonuçları (kprofil_3_1)



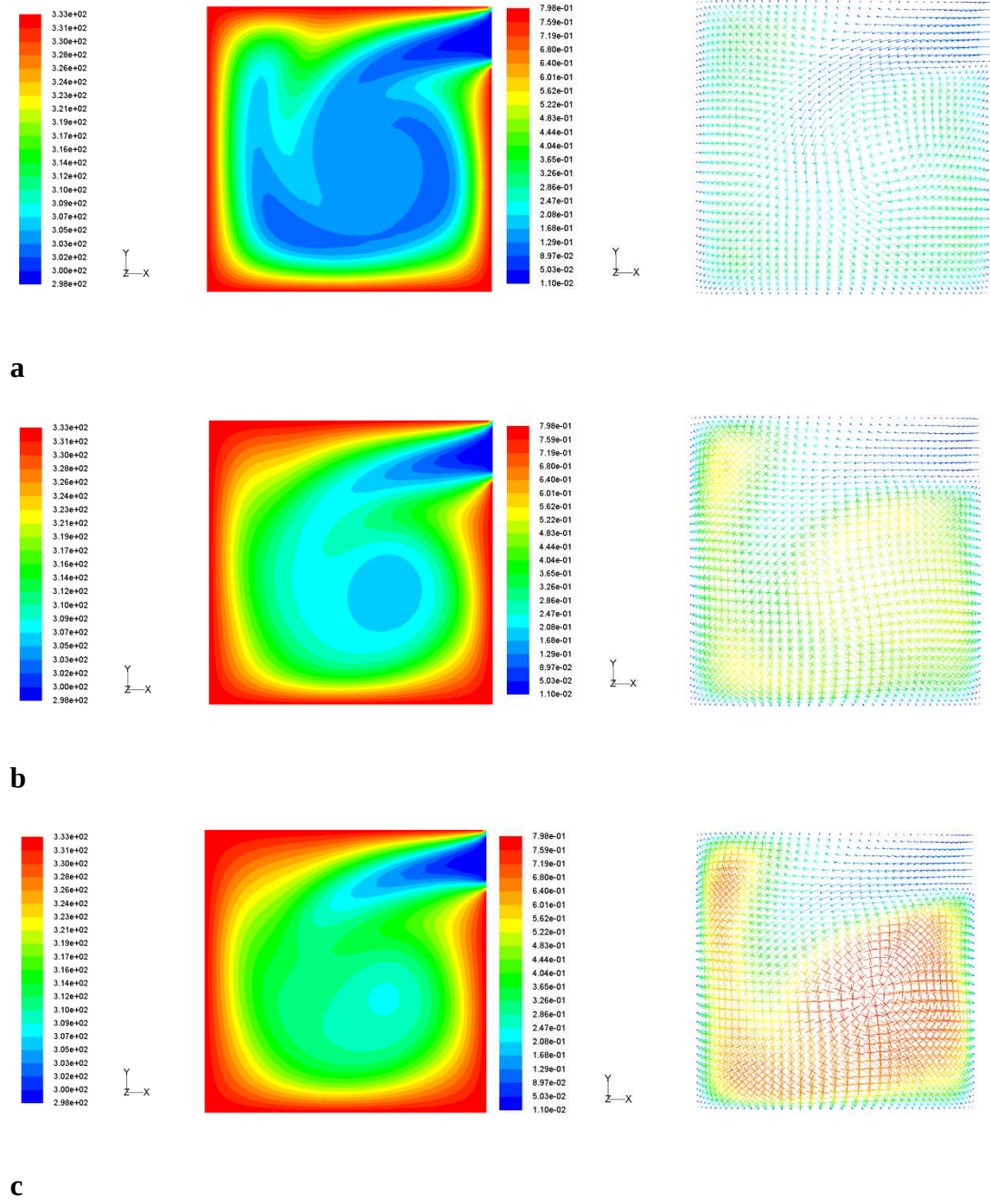
Şekil A.1: Tek kanal duvarı üzerinde 4mm yarık olması durumunda a) 0.1m, b) 0.3m ve c) 0.5m yüksekliklerindeki sıcaklık kontürleri (K) ve hız vektörleri. (m/s)

Tek kanal duvarı üzerinde 5 mm yarık olması durumu sonuçları (kprofil_2_1)



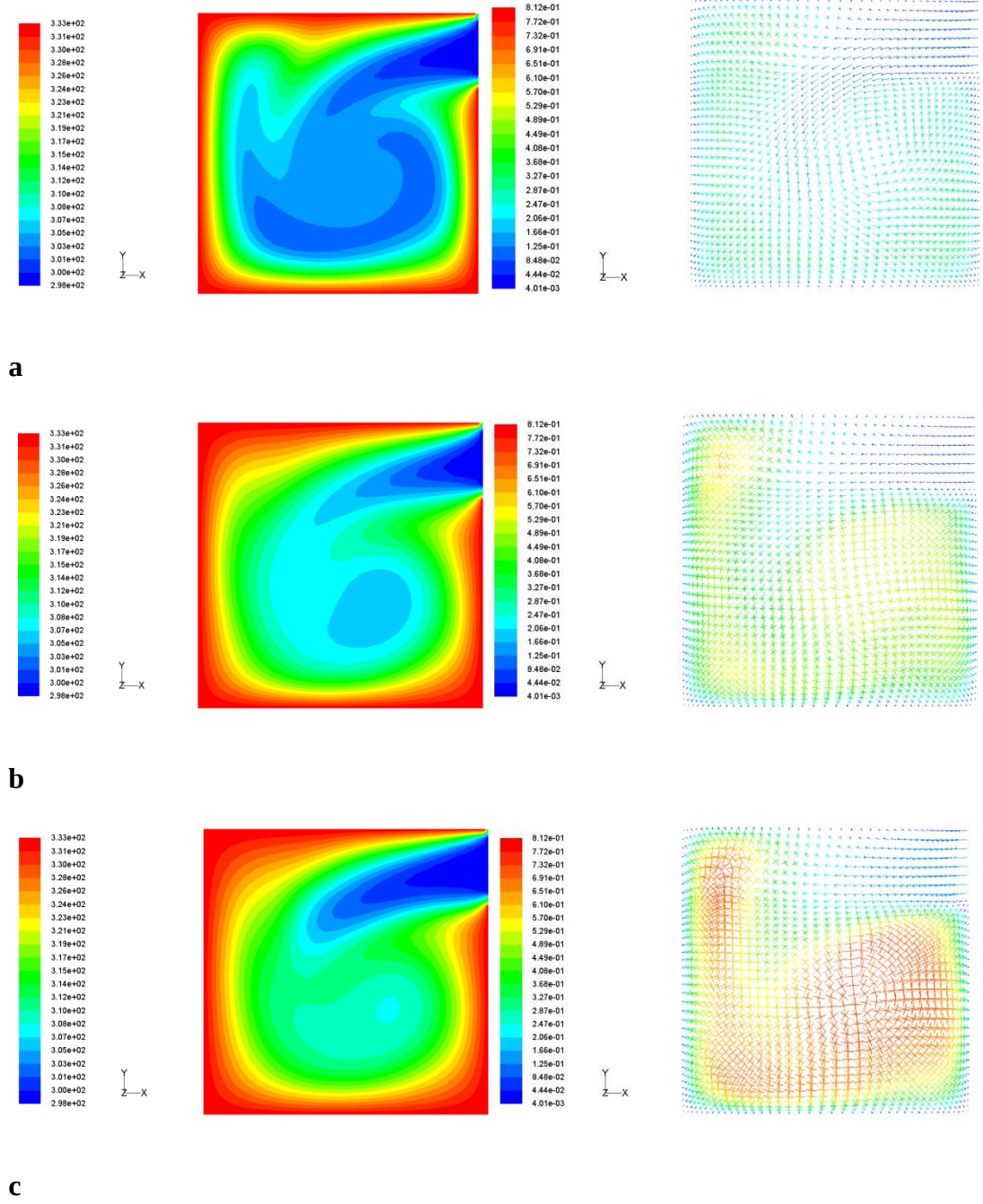
Şekil A.2: Tek kanal duvarı üzerinde 5mm yarık olması durumunda a) 0.1m, b) 0.3m ve c) 0.5m yüksekliklerdeki sıcaklık kontürleri (K) ve hız vektörleri. (m/s)

Tek kanal duvarı üzerinde 6 mm yarık olması durumu sonuçları (kprofil_14_1)



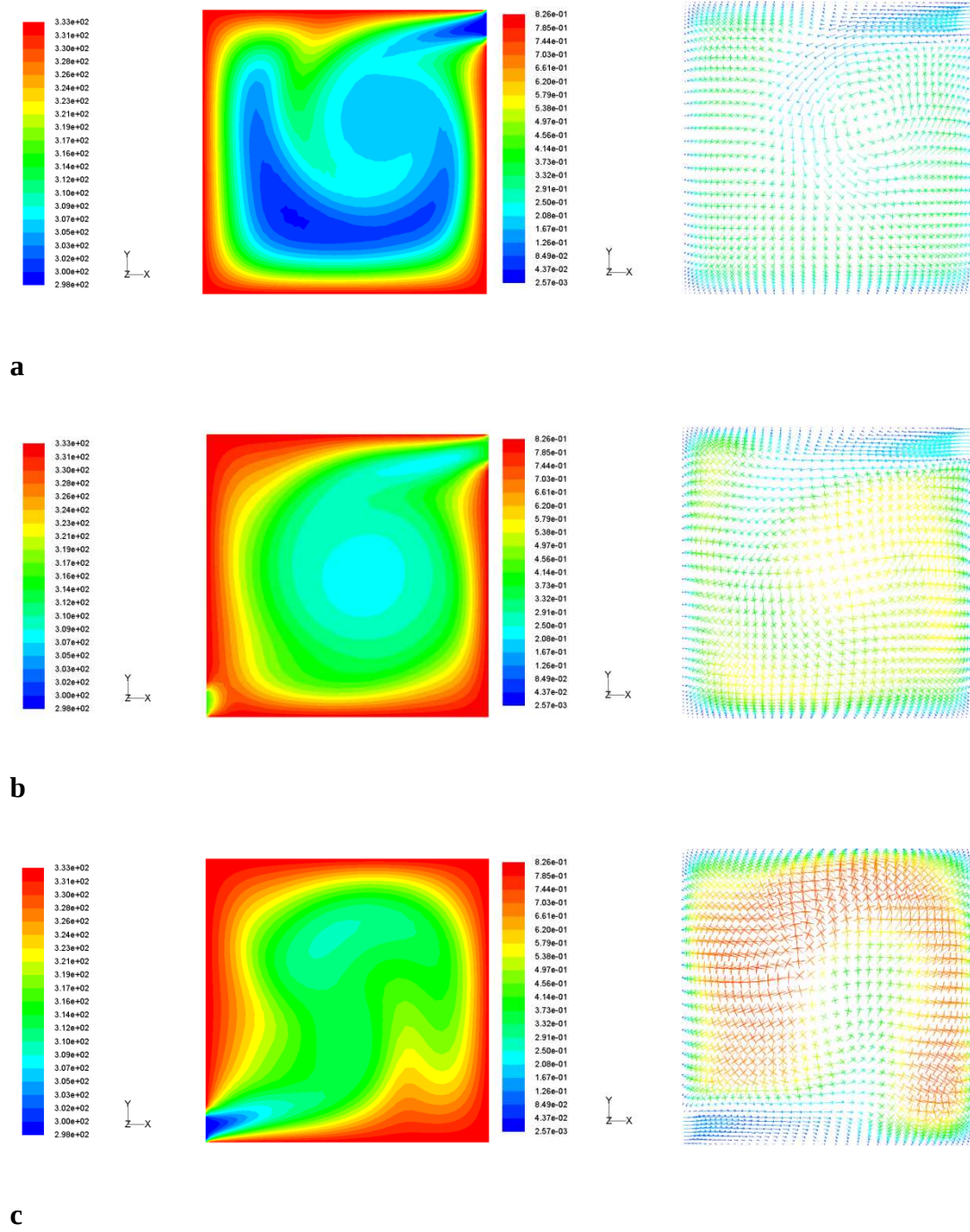
Şekil A.3: Tek kanal duvarı üzerinde 6mm yarık olması durumunda a) 0.1m, b) 0.3m ve c) 0.5m yüksekliklerdeki sıcaklık kontürleri (K) ve hız vektörleri. (m/s)

Tek kanal duvarı üzerinde 7.5mm yarık olması durumu sonuçları (kprofil_4_1)



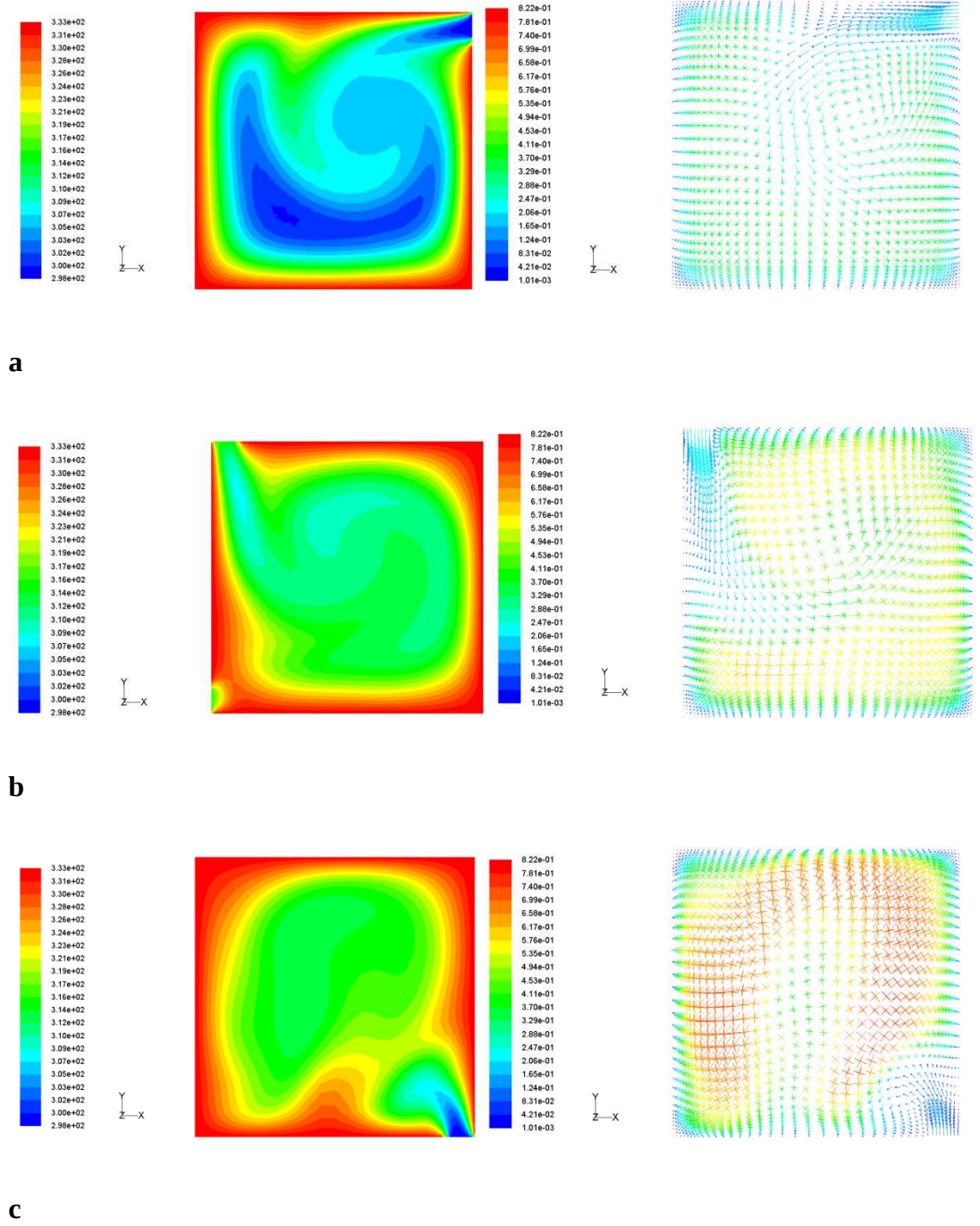
Şekil A.4: Tek kanal duvarı üzerinde 7.5mm yarık olması durumunda a) 0.1m, b) 0.3m ve c) 0.5m yüksekliklerindeki sıcaklık kontürleri (K) ve hız vektörleri. (m/s)

Karşılıklı çift kanal duvarı üzerinde 3mm genişliğinde 300mm yüksekliğinde (Şekil 3.3) yarık olması durumu sonuçları (kprofil_2yarik_1_1)



Şekil A.5: Karşılıklı çift kanal duvarı üzerinde 3mm genişliğinde 300 mm yüksekliğinde yarık olması durumunda a) 0.1m, b) 0.3m ve c) 0.5m yüksekliklerindeki sıcaklık kontürleri (K) ve hız vektörleri. (m/s)

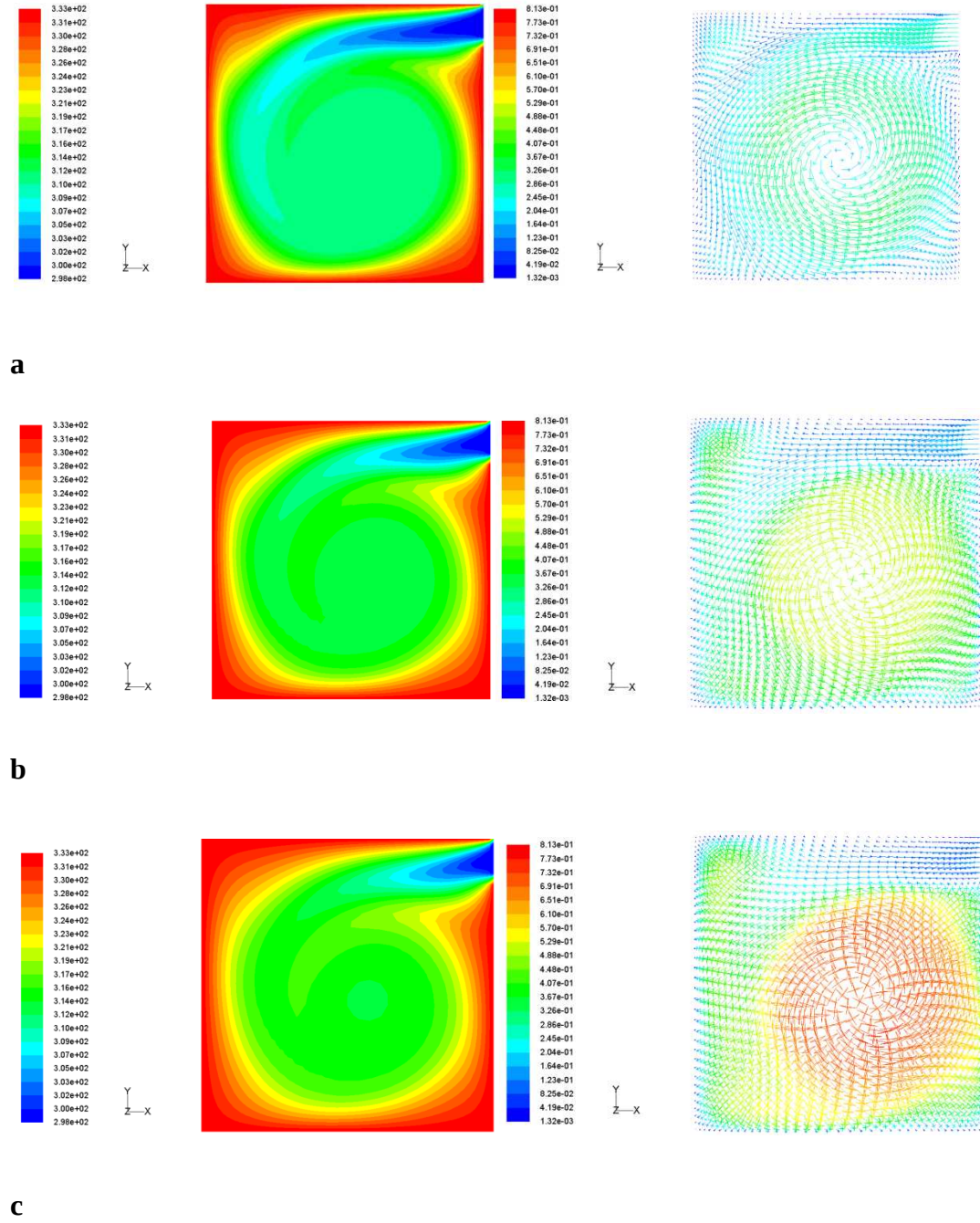
Dört kanal duvarı üzerinde de 3mm genişliğinde 150mm yüksekliğinde (Şekil 3.4) yarık olması durumu sonuçları (kprofil_4yarik_1_1)



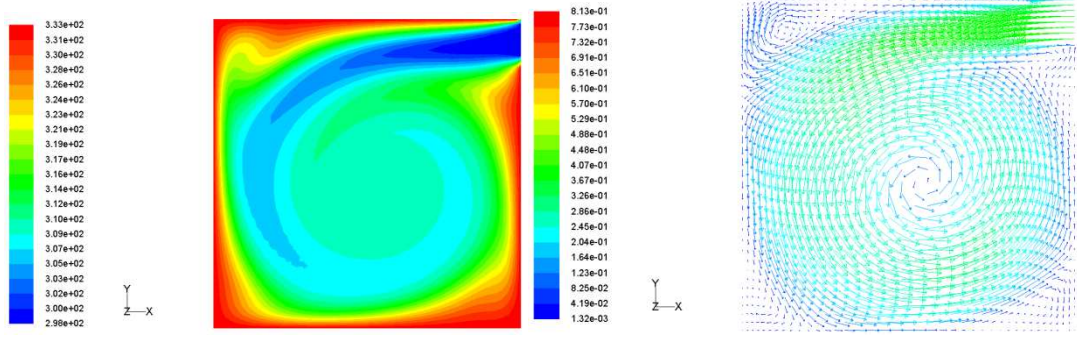
Şekil A.6: Dört kanal duvarı üzerinde de 3mm genişliğinde 150 mm yüksekliğinde yarık olması durumunda a) 0.1m, b) 0.3m ve c) 0.5m yüksekliklerdeki sıcaklık kontürleri (K) ve hız vektörleri. (m/s)

Giriş Kapalı Durumlar (30x30x600mm, Inlet1=Wall, $T_w=60^\circ\text{C}$)

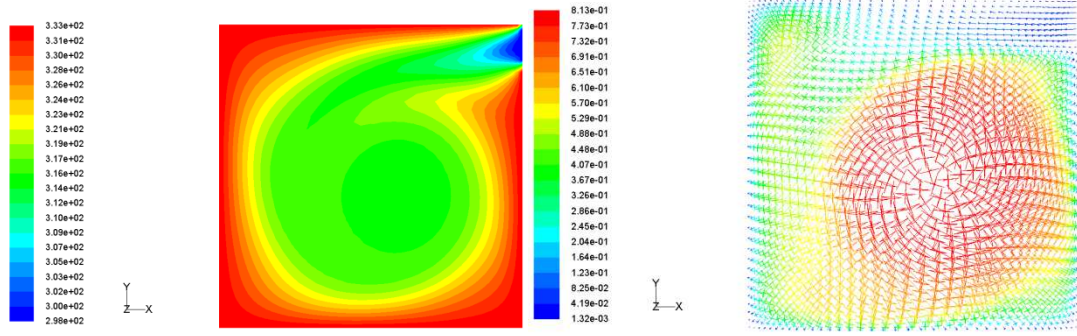
Tek kanal duvarı üzerinde 4 mm yarık olması durumu sonuçları (kprofil_3_4)



Şekil A.7: Tek kanal duvarı üzerinde (giriş kapalı) 4mm yarık olması durumunda a) 0.1m, b) 0.3m ve c) 0.5m yüksekliklerdeki sıcaklık kontürleri (K) ve hız vektörleri. (m/s)



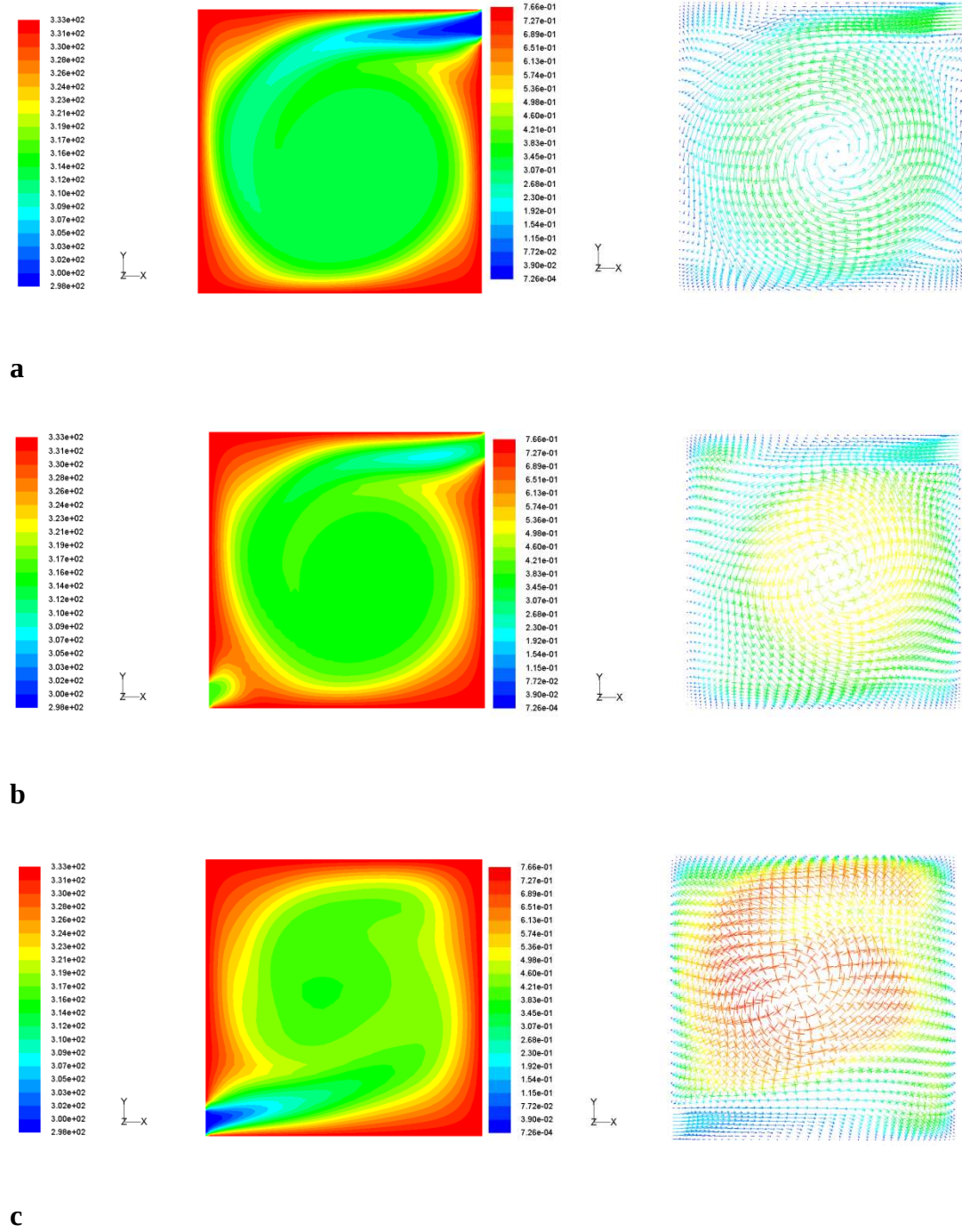
d



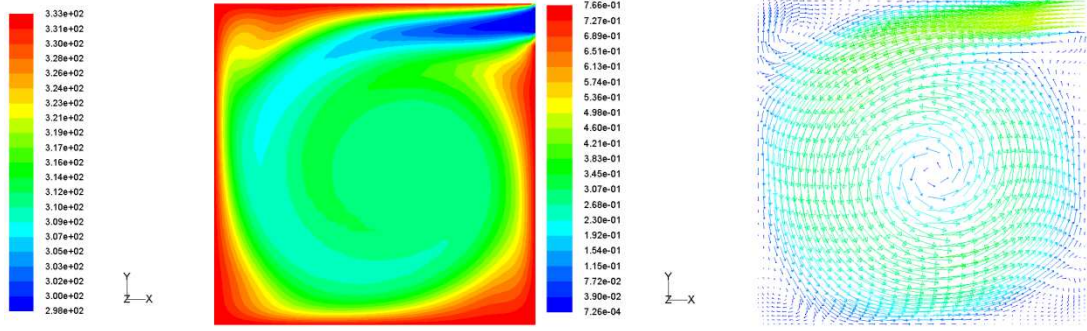
e

Şekil A.8: Tek kanal duvarı üzerinde (girişi kapalı) 4mm yarık olması durumunda d) 0.005m ve e) 0.595m yüksekliklerindeki sıcaklık kontürleri (K) ve hız vektörleri. (m/s)

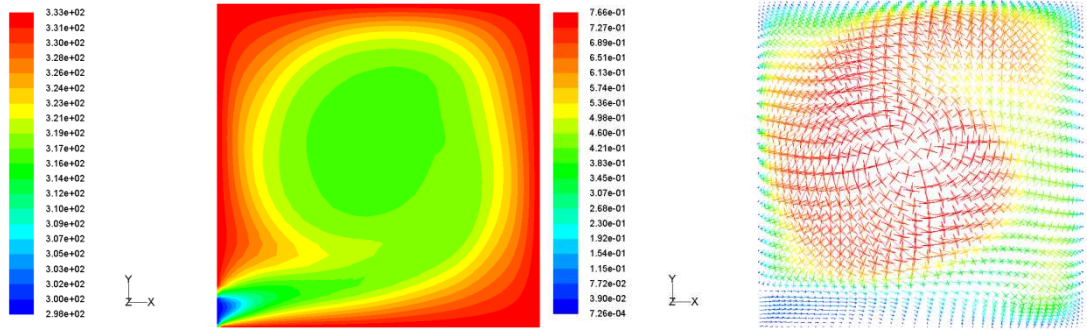
Karşılıklı çift kanal duvarı üzerinde 3mm genişliğinde 300mm yüksekliğinde (Şekil 3.3) yarık olması durumu sonuçları (kprofil_2yarik_1_4)



Şekil A.9: Karşılıklı çift kanal duvarı üzerinde (girişi kapalı) 3mm genişliğinde 300 mm yüksekliğinde yarık olması durumunda a) 0.1m, b) 0.3m ve c) 0.5m yüksekliklerindeki sıcaklık kontürleri (K) ve hız vektörleri. (m/s)



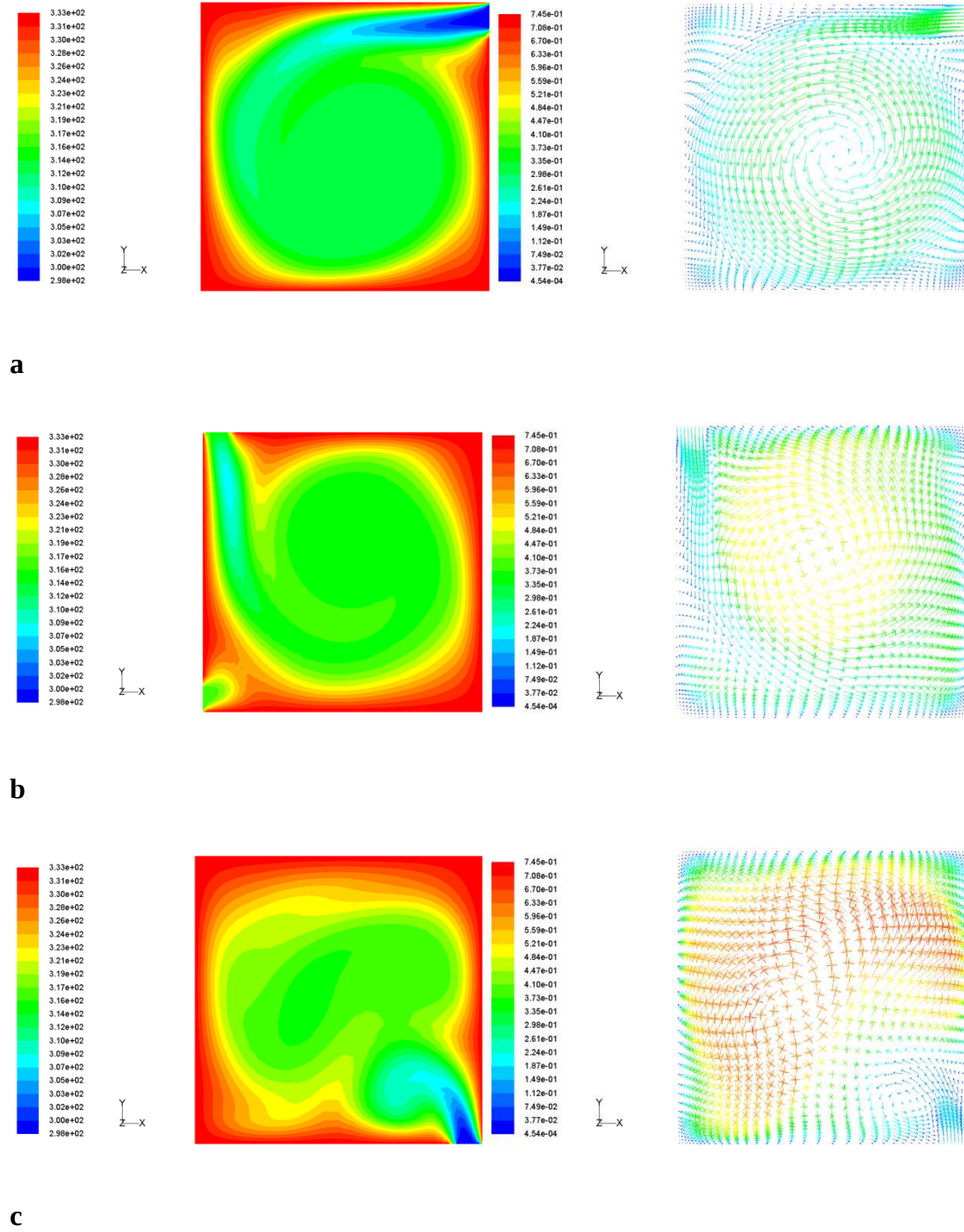
d



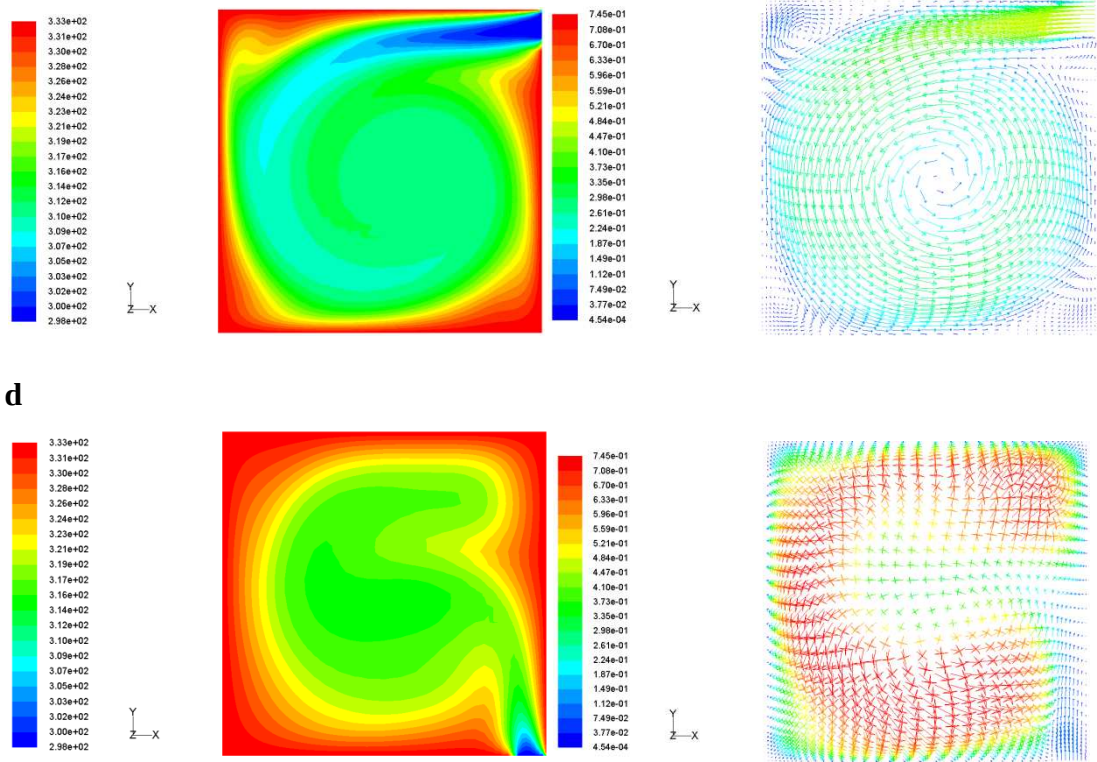
e

Şekil A.10: Karşılıklı çift kanal duvarı üzerinde (girişi kapalı) 3mm genişliğinde 300 mm yüksekliğinde yarık olması durumunda d) 0.005m ve e) 0.595m yüksekliklerindeki sıcaklık kontürleri (K) ve hız vektörleri. (m/s)

Dört kanal duvarı üzerinde de 3mm genişliğinde 150mm yüksekliğinde (Şekil 3.4) yarık olması durumu sonuçları (kprofil_4yarik_1_4)



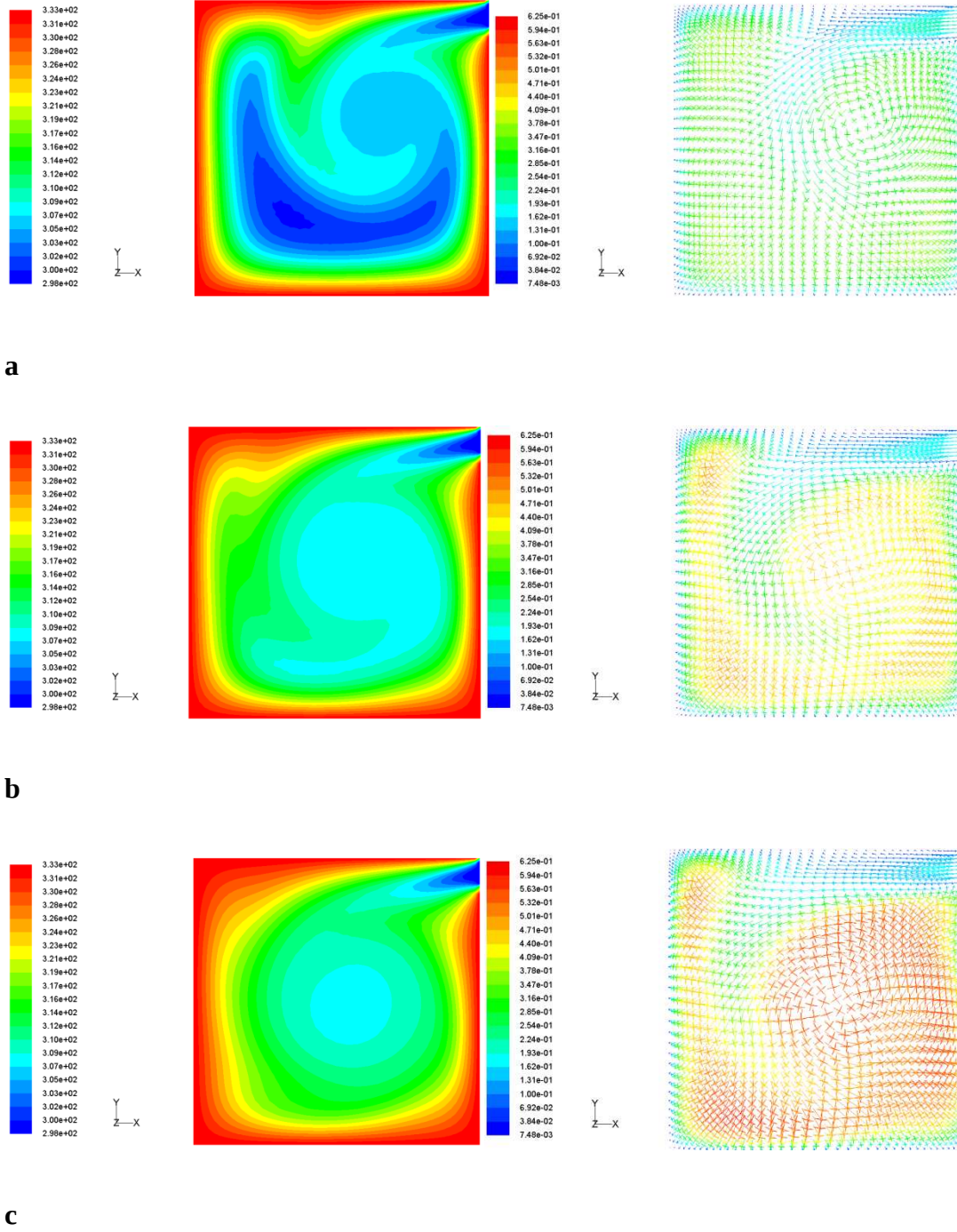
Şekil A.11: Dört kanal duvarı üzerinde de (girişi kapalı) 3mm genişliğinde 150 mm yüksekliğinde yarık olması durumunda a) 0.1m, b) 0.3m ve c) 0.5m yüksekliklerdeki sıcaklık kontürleri (K) ve hız vektörleri. (m/s)



Şekil A.12: Dört kanal duvarı üzerinde de (girişi kapalı) 3mm genişliğinde 150 mm yüksekliğinde yarık olması durumunda d) 0.005m ve e) 0.595m yüksekliklerindeki sıcaklık kontürleri (K) ve hız vektörleri. (m/s)

(30x30x400mm, Girişi Açık Durumlar Inlet1=Pressure Inlet, $T_w=60^\circ\text{C}$)

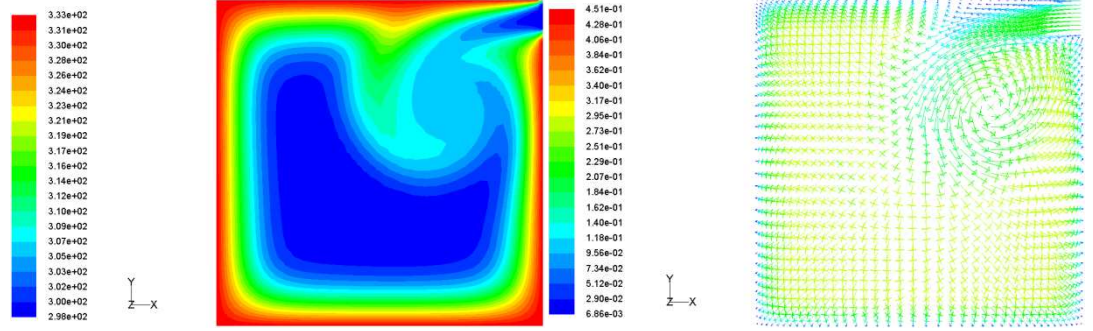
Tek kanal duvarı üzerinde 3 mm yarık olması durumu sonuçları (kprofil_15_1)



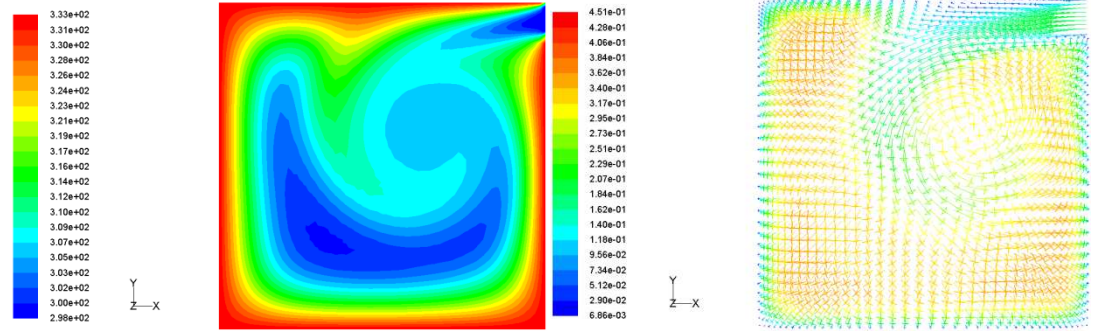
Şekil A.13: Tek kanal duvarı üzerinde 3mm yarık olması durumunda a) 0.1m, b) 0.2m ve c) 0.3m yüksekliklerindeki sıcaklık kontürleri (K) ve hız vektörleri. (m/s)

(30x30x200mm, Girişı Açık Durumlar Inlet1=Pressure Inlet, $T_w=60^\circ\text{C}$)

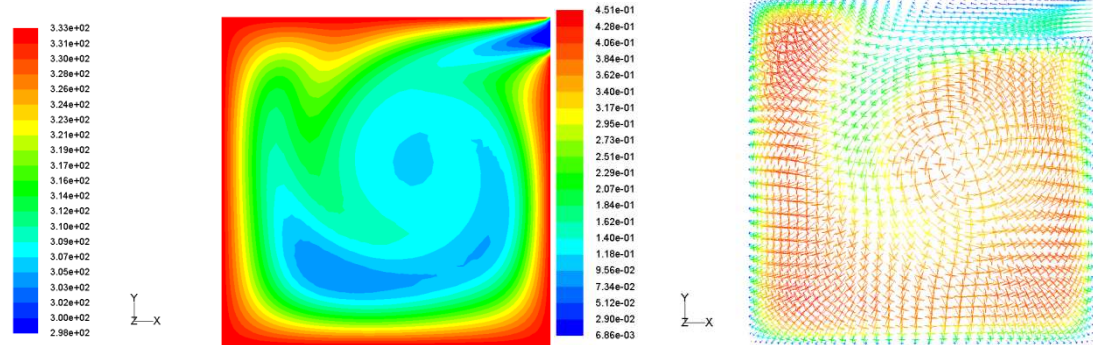
Tek kanal duvarı üzerinde 3 mm yarık olması durumu sonuçları (kprofil_17_1)



a



b



c

Şekil A.14: Tek kanal duvarı üzerinde 3mm yarık olması durumunda a) 0.05m, b) 0.1m ve c) 0.15m yüksekliklerdeki sıcaklık kontürleri (K) ve hız vektörleri. (m/s)

EK A.3

Çizelge A.1 : 30x30x600 mm boyutlarındaki kanalda Inlet1=Press Inlet, $T_{wall}=60\text{ }^{\circ}\text{C}$ iken tüm durumlardaki ısı transferi miktarı ve kütle akısı sonuçları.

Case	Ayırıcı Özellik	Isı Transferi (W/m2)	Kütle Girişi (Inlet1) (mg/s)	Kütle Girişi (Yarık) (mg/s)	Kütle Çıkışı (mg/s)
1_y_1	z=600mm	124,027	527,85	0	527,85
	yarık yok				
	inlet1=press.inlet				
	Twall=60C				
13_1	z=600mm	159,54	193,06	315,21	508,27
	3 mm yarık				
	inlet1=press.inlet				
	Twall=60C				
3_1	z=600mm	154,45	165,9	333,24	499,15
	4 mm yarık				
	inlet1=press.inlet				
	Twall=60C				
2_1	z=600mm	151,014	148,24	343,26	491,51
	5 mm yarık				
	inlet1=press.inlet				
	Twall=60C				
14_1	z=600mm	149,415	135,94	386,27	521,67
	6 mm yarık				
	inlet1=press.inlet				
	Twall=60C				
4_1	z=600mm	145,037	123,44	326,91	451,01
	7.5 mm yarık				
	inlet1=press.inlet				
	Twall=60C				
2yarık_1_1	z=600mm	162,678	192,83	313,48	506,32
	3 mm genişliği, 2 karşıt köşede z=300 mmlik yarık				
	inlet1=press.inlet				
	Twall=60C				
4yarık_1_1	z=600mm	166,096	192,71	311,44	504,17
	3 mm genişliği, 4 karşıt köşede z=150 mmlik yarık				
	inlet1=press.inlet				
	Twall=60C				
2tüm yarık_1_1	z=600mm	187,573	145,48	385,22	530,72
	3 mm genişliği, 2 karşıt köşede z=600 mmlik yarık				
	inlet1=press.inlet				
	Twall=60C				

Çizelge A.2 : 30x30x600 mm boyutlarındaki kanalda Inlet1=Wall, $T_{\text{wall}}=60^{\circ}\text{C}$ iken tüm durumlardaki ısı transfer miktarı ve kütle akısı sonuçları.

Case	Ayrıncı Özellik	Isı Transferi (W/m ²)	Kütle Girişi (İnlet1) (mg/s)	Kütle Girişi (Yarık) (mg/s)	Kütle Çıkışı (mg/s)
13_4	z=600mm	155,27	0	466,88	466,88
	3mm yarık				
	inlet1=wall				
	Twall=60C				
3_4	z=600mm	152,24	0	472,03	472,04
	4 mm yarık				
	inlet1=wall				
	Twall=60C				
2_4	z=600mm	149,56	0	472,21	472,21
	5 mm yarık				
	inlet1=wall				
	Twall=60C				
14_4	z=600mm	147,51	0	470,85	470,85
	6 mm yarık				
	inlet1=wall				
	Twall=60C				
4_4	z=600mm	144,44	0	455,36	455,9
	7.5 mm yarık				
	inlet1=wall				
	Twall=60C				
2yarik_1_4	z=600mm	156,89	0	464,32	464,33
	3 mm genişliği, 2 karşıt köşede z=300 mmlik yarık				
	inlet1=wall				
	Twall=60C				
4yarik_1_4	z=600mm	156,52	0	462,39	462,4
	3 mm genişliği, 4 karşıt köşede z=150 mmlik yarık				
	inlet1=wall				
	Twall=60C				
2tümyarik_1_4	z=600mm	189,76	0	518,01	518,01
	3 mm genişliği, 2 karşıt köşede z=600 mmlik yarık				
	inlet1=wall				
	Twall=60C				

Çizelge A.3 : 30x30x600 mm boyutlarındaki kanalda Inlet1=Press Inlet, $T_{wall}=80^{\circ}\text{C}$ iken tüm durumlardaki ısı transfer miktarı ve kütle akısı sonuçları.

Case	Ayrıcı Özellik	Isı Transferi (W/m ²)	Kütle Girişi (Inlet1) (mg/s)	Kütle Girişi (Yarık) (mg/s)	Kütle Çıkışı (mg/s)
1_y_2	z=600mm	208,94	587,78	0	587,78
	yarık yok				
	inlet1=press.inlet				
	$T_{wall}=80^{\circ}\text{C}$				
13_2	z=600mm	268,37	211,43	360,91	572,35
	3 mm yarık				
	inlet1=press.inlet				
	$T_{wall}=80^{\circ}\text{C}$				
3_2	z=600mm	259,48	180,49	380,44	560,93
	4 mm yarık				
	inlet1=press.inlet				
	$T_{wall}=80^{\circ}\text{C}$				
2_2	z=600mm	253,3	160,32	391,09	551,42
	5 mm yarık				
	inlet1=press.inlet				
	$T_{wall}=80^{\circ}\text{C}$				
14_2	z=600mm	247,95	146,19	379,4	526,01
	6 mm yarık				
	inlet1=press.inlet				
	$T_{wall}=80^{\circ}\text{C}$				
4_2	z=600mm	245,78	131,66	442,2	572,32
	7.5 mm yarık				
	inlet1=press.inlet				
	$T_{wall}=80^{\circ}\text{C}$				
2yarık_1_2	z=600mm	273,79	211,16	358,63	569,8
	3 mm genişliği, 2 karşıt köşede z=300 mmlik yarık				
	inlet1=press.inlet				
	$T_{wall}=80^{\circ}\text{C}$				
4yarık_1_2	z=600mm	279,91	211,13	357,06	568,2
	3 mm genişliği, 4 karşıt köşede z=150 mmlik yarık				
	inlet1=press.inlet				
	$T_{wall}=80^{\circ}\text{C}$				
2tümyarık_1_2	z=600mm	313,81	158,14	440,74	598,9
	3 mm genişliği, 2 karşıt köşede z=600 mmlik yarık				
	inlet1=press.inlet				
	$T_{wall}=80^{\circ}\text{C}$				

Çizelge A.4 : 30x30x600 mm boyutlarındaki kanalda Inlet1=Press Inlet, $T_{wall}=40^{\circ}\text{C}$ iken tüm durumlardaki ısı transfer miktarı ve kütle akısı sonuçları.

Case	Ayrıcı Özellik	Isı Transferi (W/m ²)	Kütle Girişi (İnlet1) (mg/s)	Kütle Girişi (Yarık) (mg/s)	Kütle Çıkışı (mg/s)
1_y_3	z=600mm	47,08	440,8	0	440,8
	yarık yok				
	inlet1=press.inlet				
	Twall=40C				
13_3	z=600mm	60,91	167,81	249,08	416,9
	3 mm yarık				
	inlet1=press.inlet				
	Twall=40C				
3_3	z=600mm	59,26	146,05	265,29	411,34
	4 mm yarık				
	inlet1=press.inlet				
	Twall=40C				
2_3	z=600mm	57,97	131,89	274,76	406,65
	5 mm yarık				
	inlet1=press.inlet				
	Twall=40C				
14_3	z=600mm	56,53	122,1	268,14	390,64
	6 mm yarık				
	inlet1=press.inlet				
	Twall=40C				
4_3	z=600mm	56,17	112,34	312,55	424,91
	7.5 mm yarık				
	inlet1=press.inlet				
	Twall=40C				
2yarık_1_3	z=600mm	61,86	167,66	247,82	415,5
	3 mm genişliği, 2 karşıt köşede z=300 mmlik yarık				
	inlet1=press.inlet				
	Twall=40C				
4yarık_1_3	z=600mm	63,06	167,47	245,95	413,45
	3 mm genişliği, 4 karşıt köşede z=150 mmlik yarık				
	inlet1=press.inlet				
	Twall=40C				
2tümyarık_1_3	z=600mm	72,31	128,38	304,42	432,81
	3 mm genişliği, 2 karşıt köşede z=600 mmlik yarık				
	inlet1=press.inlet				
	Twall=40C				

Çizelge A.5 : 30x30x400 mm boyutlarındaki kanalda Inlet1=Press Inlet, $T_{wall}=60^{\circ}\text{C}$ iken tüm durumlardaki ısı transfer miktarı ve kütle akısı sonuçları.

Case	Ayrıncı Özellik	Isı Transferi (W/m ²)	Kütle Girişi (İnlet1) (mg/s)	Kütle Girişi (Yarık) (mg/s)	Kütle Çıkışı (mg/s)
5_1	z=400mm	141,66	443,77	0	443,77
	yarık yok				
	inlet1=press.inlet				
	Twall=60C				
15_1	z=400mm	182,26	193,07	225,25	418,32
	3 mm yarık				
	inlet1=press.inlet				
	Twall=60C				
7_1	z=400mm	175,64	165,9	244,22	410,13
	4 mm yarık				
	inlet1=press.inlet				
	Twall=60C				
6_1	z=400mm	171,08	148,2	255,11	403,32
	5 mm yarık				
	inlet1=press.inlet				
	Twall=60C				
16_1	z=400mm	167,65	135,84	261,87	397,72
	6 mm yarık				
	inlet1=press.inlet				
	Twall=60C				
8_1	z=400mm	163,77	123,23	267,64	390,88
	7.5 mm yarık				
	inlet1=press.inlet				
	Twall=60C				
2yarık_2_1	z=400mm	185,04	193,03	223,37	416,4
	3 mm genişliği, 2 karşıt köşede z=200 mmlik yarık				
	inlet1=press.inlet				
	Twall=60C				
4yarık_2_1	z=400mm	185,94	192,27	221,17	413,46
	3 mm genişliği, 4 karşıt köşede z=100 mmlik yarık				
	inlet1=press.inlet				
	Twall=60C				
2tümyarık_2_1	z=400mm	209,43	145,49	287,42	432,91
	3 mm genişliği, 2 karşıt köşede z=400 mmlik yarık				
	inlet1=press.inlet				
	Twall=60C				

Çizelge A.6 : 30x30x400 mm boyutlarındaki kanalda Inlet1=Wall, $T_{\text{wall}}=60^{\circ}\text{C}$ iken tüm durumlardaki ısı transfer miktarı ve kütle akısı sonuçları.

Case	Ayrıcı Özellik	Isı Transferi (W/m ²)	Kütle Girişi (İnlet1) (mg/s)	Kütle Girişi (Yarık) (mg/s)	Kütle Çıkışı (mg/s)
15_4	z=400mm	169,87	0	353,11	353,11
	3mm yarık				
	inlet1=wall				
	Twall=60C				
7_4	z=400mm	168,1	0	367,11	367,11
	4 mm yarık				
	inlet1=wall				
	Twall=60C				
6_4	z=400mm	166,01	0	372,26	372,26
	5 mm yarık				
	inlet1=wall				
	Twall=60C				
16_4	z=400mm	164,14	0	374,2	374,2
	6 mm yarık				
	inlet1=wall				
	Twall=60C				
8_4	z=400mm	162,11	0	374,74	374,74
	7.5 mm yarık				
	inlet1=wall				
	Twall=60C				
2yarık_2_4	z=400mm	170,72	0	351,32	351,32
	3 mm genişliği, 2 karşıt köşede z=200 mmlık yarık				
	inlet1=wall				
	Twall=60C				
4yarık_2_4	z=400mm	170,72	0	351,88	351,89
	3 mm genişliği, 4 karşıt köşede z=100 mmlık yarık				
	inlet1=wall				
	Twall=60C				
2tümyarık_2_4	z=400mm	208,26	0	408,06	408,07
	3 mm genişliği, 2 karşıt köşede z=400 mmlık yarık				
	inlet1=wall				
	Twall=60C				

Çizelge A.7 : 30x30x400 mm boyutlarındaki kanalda Inlet1=Press Inlet, $T_{wall}=80^{\circ}\text{C}$ iken tüm durumlardaki ısı transfer miktarı ve kütle akısı sonuçları.

Case	Ayrılcı Özellik	Isı Transferi (W/m ²)	Kütle Girişi (İnlet1) (mg/s)	Kütle Girişi (Yarık) (mg/s)	Kütle Çıkışı (mg/s)
5_2	z=400mm	237,91	490,59	0	490,59
	yarık yok				
	inlet1=press.inlet				
	Twall=80C				
15_2	z=400mm	305,34	211,43	256,92	468,35
	3 mm yarık				
	inlet1=press.inlet				
	Twall=80C				
7_2	z=400mm	294,09	180,47	277,74	458,22
	4 mm yarık				
	inlet1=press.inlet				
	Twall=80C				
6_2	z=400mm	285,87	160,26	289,5	449,76
	5 mm yarık				
	inlet1=press.inlet				
	Twall=80C				
16_2	z=400mm	280,04	146,06	296,67	442,74
	6 mm yarık				
	inlet1=press.inlet				
	Twall=80C				
8_2	z=400mm	273,64	131,41	302,58	434,01
	7.5 mm yarık				
	inlet1=press.inlet				
	Twall=80C				
2yarık_2_2	z=400mm	310,04	211,41	254,34	465,77
	3 mm genişliği, 2 karşıt köşede z=200 mmlık yarık				
	inlet1=press.inlet				
	Twall=80C				
4yarık_2_2	z=400mm	313,03	210,69	252,19	462,9
	3 mm genişliği, 4 karşıt köşede z=100 mmlık yarık				
	inlet1=press.inlet				
	Twall=80C				
2tümyarık_2_2	z=400mm	349,34	158,12	328,06	486,18
	3 mm genişliği, 2 karşıt köşede z=400 mmlık yarık				
	inlet1=press.inlet				
	Twall=80C				

Çizelge A.8 : 30x30x400 mm boyutlarındaki kanalda Inlet1=Press Inlet, $T_{wall}=40^{\circ}\text{C}$ iken tüm durumlardaki ısı transfer miktarı ve kütle akısı sonuçları.

Case	Ayrıcı Özellik	Isı Transferi (W/m2)	Kütle Girişi (İnlet1) (mg/s)	Kütle Girişi (Yarık) (mg/s)	Kütle Çıkışı (mg/s)
5_3	z=400mm	54,16	375,42	0	375,42
	yarık yok				
	inlet1=press.inlet				
	$T_{wall}=40\text{C}$				
15_3	z=400mm	70,08	167,82	179,87	347,7
	3 mm yarık				
	inlet1=press.inlet				
	$T_{wall}=40\text{C}$				
7_3	z=400mm	67,88	146,04	196,31	342,36
	4 mm yarık				
	inlet1=press.inlet				
	$T_{wall}=40\text{C}$				
6_3	z=400mm	66,21	131,84	206,21	338,06
	5 mm yarık				
	inlet1=press.inlet				
	$T_{wall}=40\text{C}$				
16_3	z=400mm	64,97	122,01	212,64	334,65
	6 mm yarık				
	inlet1=press.inlet				
	$T_{wall}=40\text{C}$				
8_3	z=400mm	63,57	112,13	218,54	330,68
	7.5 mm yarık				
	inlet1=press.inlet				
	$T_{wall}=40\text{C}$				
2yarık_2_3	z=400mm	70,94	167,78	178,46	346,26
	3 mm genişliği, 2 karşıt köşede z=200 mmlik yarık				
	inlet1=press.inlet				
	$T_{wall}=40\text{C}$				
4yarık_2_3	z=400mm	70,87	167,05	176,93	344,01
	3 mm genişliği, 4 karşıt köşede z=100 mmlik yarık				
	inlet1=press.inlet				
	$T_{wall}=40\text{C}$				
2tümyarık_2_3	z=400mm	81,07	128,38	228,74	357,12
	3 mm genişliği, 2 karşıt köşede z=400 mmlik yarık				
	inlet1=press.inlet				
	$T_{wall}=40\text{C}$				

Çizelge A.9 : 30x30x200 mm boyutlarındaki kanalda Inlet1=Press Inlet, $T_{wall}=60^{\circ}\text{C}$ iken tüm durumlardaki ısı transfer miktarı ve kütle akısı sonuçları.

Case	Ayrılcı Özellik	Isı Transferi (W/m ²)	Kütle Girişi (İnlet1) (mg/s)	Kütle Girişi (Yarık) (mg/s)	Kütle Çıkışı (mg/s)
9_1	z=200mm	176,66	327,37	0	327,37
	yarık yok				
	inlet1=press.inlet				
	Twall=60C				
17_1	z=200mm	220,51	191,01	111,07	302,09
	3 mm yarık				
	inlet1=press.inlet				
	Twall=60C				
11_1	z=200mm	215,08	165,57	129,04	294,61
	4 mm yarık				
	inlet1=press.inlet				
	Twall=60C				
10_1	z=200mm	209,56	148,1	140,52	288,62
	5 mm yarık				
	inlet1=press.inlet				
	Twall=60C				
18_1	z=200mm	205,26	135,74	148,04	283,78
	6 mm yarık				
	inlet1=press.inlet				
	Twall=60C				
12_1	z=200mm	200,44	123,06	155,02	278,08
	7.5 mm yarık				
	inlet1=press.inlet				
	Twall=60C				
2yarık_3_1	z=200mm	220,01	190,27	109,11	299,39
	3 mm genişliği, 2 karşıt köşede z=100 mmlik yarık				
	inlet1=press.inlet				
	Twall=60C				
4yarık_3_1	z=200mm	217,52	189,45	108,74	298,2
	3 mm genişliği, 4 karşıt köşede z=50 mmlik yarık				
	inlet1=press.inlet				
	Twall=60C				
2tümyarık_3_1	z=200mm	250,87	145,46	159,54	305,01
	3 mm genişliği, 2 karşıt köşede z=200 mmlik yarık				
	inlet1=press.inlet				
	Twall=60C				

Çizelge A.10 : 30x30x200 mm boyutlarındaki kanalda Inlet1=Wall, $T_{wall}=60^{\circ}\text{C}$ iken tüm durumlardaki ısı transfer miktarı ve kütle akısı sonuçları.

Case	Ayrıcı Özellik	Isı Transferi (W/m ²)	Kütle Girişi (İnlet1) (mg/s)	Kütle Girişi (Yarık) (mg/s)	Kütle Çıkışı (mg/s)
17_4	z=200mm	173,67	0	169,8	169,79
	3mm yarık				
	inlet1=wall				
	Twall=60C				
11_4	z=200mm	185,9	0	205,29	205,29
	4 mm yarık				
	inlet1=wall				
	Twall=60C				
10_4	z=200mm	189,69	0	224,12	224,12
	5 mm yarık				
	inlet1=wall				
	Twall=60C				
18_4	z=200mm	190,7	0	234,57	234,57
	6 mm yarık				
	inlet1=wall				
	Twall=60C				
12_4	z=200mm	190,84	0	242,93	242,93
	7.5 mm yarık				
	inlet1=wall				
	Twall=60C				
2yarık_3_4	z=200mm	175,64	0	174,43	174,41
	3 mm genişliği, 2 karşıt köşede z=100 mmlık yarık				
	inlet1=wall				
	Twall=60C				
4yarık_3_4	z=200mm	180,34	0	183,56	183,59
	3 mm genişliği, 4 karşıt köşede z=50 mmlık yarık				
	inlet1=wall				
	Twall=60C				
2tümyarık_3_4	z=200mm	235,39	0	248,18	248,19
	3 mm genişliği, 2 karşıt köşede z=200 mmlık yarık				
	inlet1=wall				
	Twall=60C				

Çizelge A.11 : 30x30x200 mm boyutlarındaki kanalda Inlet1=Press Inlet, $T_{\text{wall}}=80^{\circ}\text{C}$ iken tüm durumlardaki ısı transfer miktarı ve kütle akısı sonuçları.

Case	Ayrılcı Özellik	Isı Transferi (W/m ²)	Kütle Girişi (İnlet1) (mg/s)	Kütle Girişi (Yarık) (mg/s)	Kütle Çıkışı (mg/s)
9_2	z=200mm	295,7	357,63	0	357,63
	yarık yok				
	inlet1=press.inlet				
	$T_{\text{wall}}=80^{\circ}\text{C}$				
17_2	z=200mm	366,92	208,93	125,12	334,06
	3 mm yarık				
	inlet1=press.inlet				
	$T_{\text{wall}}=80^{\circ}\text{C}$				
11_2	z=200mm	357,45	180,06	145,21	325,28
	4 mm yarık				
	inlet1=press.inlet				
	$T_{\text{wall}}=80^{\circ}\text{C}$				
10_2	z=200mm	348,34	160,13	157,91	318,05
	5 mm yarık				
	inlet1=press.inlet				
	$T_{\text{wall}}=80^{\circ}\text{C}$				
18_2	z=200mm	341,09	145,94	166,07	312,01
	6 mm yarık				
	inlet1=press.inlet				
	$T_{\text{wall}}=80^{\circ}\text{C}$				
12_2	z=200mm	332,88	131,22	173,49	304,72
	7.5 mm yarık				
	inlet1=press.inlet				
	$T_{\text{wall}}=80^{\circ}\text{C}$				
2yarık_3_2	z=200mm	366,53	208,11	122,95	331,06
	3 mm genişliği, 2 karşıt köşede z=100 mmlik yarık				
	inlet1=press.inlet				
	$T_{\text{wall}}=80^{\circ}\text{C}$				
4yarık_3_2	z=200mm	363,03	207,11	122,23	329,37
	3 mm genişliği, 4 karşıt köşede z=50 mmlik yarık				
	inlet1=press.inlet				
	$T_{\text{wall}}=80^{\circ}\text{C}$				
2tümyarık_3_2	z=200mm	415,52	158,08	180,22	338,3
	3 mm genişliği, 2 karşıt köşede z=200 mmlik yarık				
	inlet1=press.inlet				
	$T_{\text{wall}}=80^{\circ}\text{C}$				

Çizelge A.12 : 30x30x200 mm boyutlarındaki kanalda Inlet1=Press Inlet, $T_{wall}=40^{\circ}\text{C}$ iken tüm durumlardaki ısı transfer miktarı ve kütle akısı sonuçları.

Case	Ayrıcı Özellik	Isı Transferi (W/m ²)	Kütle Girişi (İnlet1) (mg/s)	Kütle Girişi (Yarık) (mg/s)	Kütle Çıkışı (mg/s)
9_3	z=200mm	68,2	282,75	0	282,75
	yarık yok				
	inlet1=press.inlet				
	$T_{wall}=40\text{C}$				
17_3	z=200mm	85,89	166,35	91,26	257,61
	3 mm yarık				
	inlet1=press.inlet				
	$T_{wall}=40\text{C}$				
11_3	z=200mm	84,05	145,79	106,37	252,17
	4 mm yarık				
	inlet1=press.inlet				
	$T_{wall}=40\text{C}$				
10_3	z=200mm	82,17	131,74	116,29	248,03
	5 mm yarık				
	inlet1=press.inlet				
	$T_{wall}=40\text{C}$				
18_3	z=200mm	80,52	121,88	122,99	244,88
	6 mm yarık				
	inlet1=press.inlet				
	$T_{wall}=40\text{C}$				
12_3	z=200mm	78,57	111,95	129,44	241,4
	7.5 mm yarık				
	inlet1=press.inlet				
	$T_{wall}=40\text{C}$				
2yarık_3_3	z=200mm	85,38	165,8	89,64	255,44
	3 mm genişliği, 2 karşıt köşede z=100 mmlik yarık				
	inlet1=press.inlet				
	$T_{wall}=40\text{C}$				
4yarık_3_3	z=200mm	84,27	165,21	89,54	254,77
	3 mm genişliği, 4 karşıt köşede z=50 mmlik yarık				
	inlet1=press.inlet				
	$T_{wall}=40\text{C}$				
2tümyarık_3_3	z=200mm	98,07	128,34	130,12	258,47
	3 mm genişliği, 2 karşıt köşede z=200 mmlik yarık				
	inlet1=press.inlet				
	$T_{wall}=40\text{C}$				

Çizelge A.13 : Çeşitli boyutlardaki kanallarda Inlet1=Press Inlet, $T_{wall}=60^{\circ}\text{C}$ iken tüm durumlardaki ısı transfer miktarı ve kütle akısı sonuçları.

Case	Ayrıncı Özellik	Isı Transferi (W/m ²)	Kütle Girişi (Inlet1) (mg/s)	Kütle Girişi (Yarık) (mg/s)	Kütle Çıkışı (mg/s)
kprofil	z=600mm	176,86	470,59	469,51	940,1
40_600	b=3mm yarık				
	a=40mm kanal genişliği				
	$T_{wall}=60^{\circ}\text{C}$				
kprofil	z=400mm	196,6	467,49	309,15	776,64
40_400	b=3mm yarık				
	a=40mm kanal genişliği				
	$T_{wall}=60^{\circ}\text{C}$				
kprofil	z=200mm	224,65	436,33	132,33	568,66
40_200	b=3mm yarık				
	a=40mm kanal genişliği				
	$T_{wall}=60^{\circ}\text{C}$				
kprofil	z=600mm	185,47	929,6	581,48	1511,08
50_600	b=3mm yarık				
	a=50mm kanal genişliği				
	$T_{wall}=60^{\circ}\text{C}$				
kprofil	z=400mm	199,73	899,64	359,6	1259,24
50_400	b=3mm yarık				
	a=50mm kanal genişliği				
	$T_{wall}=60^{\circ}\text{C}$				
kprofil	z=200mm	225,08	785,44	142,91	928,35
50_200	b=3mm yarık				
	a=50mm kanal genişliği				
	$T_{wall}=60^{\circ}\text{C}$				
kprofil	z=600mm	182,34	1123,99	986,28	2110,27
60_600	b=6mm yarık				
	a=60mm kanal genişliği				
	$T_{wall}=60^{\circ}\text{C}$				
kprofil	z=400mm	193,87	1109,02	631,47	1740,49
60_400	b=6mm yarık				
	a=60mm kanal genişliği				
	$T_{wall}=60^{\circ}\text{C}$				
kprofil	z=200mm	222,09	1021,48	269,74	1291,22
60_200	b=6mm yarık				
	a=60mm kanal genişliği				
	$T_{wall}=60^{\circ}\text{C}$				

Çizelge A.13 (Devamı) : Çeşitli boyutlardaki kanallarda Inlet1=Press Inlet, $T_{wall}=60^{\circ}\text{C}$ iken tüm durumlardaki ısı transfer miktarı ve kütle akısı sonuçları.

Case	Ayrıcı Özellik	Isı Transferi (W/m ²)	Kütle Girişi (Inlet1) (mg/s)	Kütle Girişi (Yarik) (mg/s)	Kütle Çıkışı (mg/s)
kprofil	z=200mm	222,275	389,15	163,59	552,74
40_4_200	b=4mm yarik				
	a=40mm kanal genişliği				
	$T_{wall}=60^{\circ}\text{C}$				
kprofil	z=200mm	222,05	665,82	216,53	882,35
50_5_200	b=5mm yarik				
	a=50mm kanal genişliği				
	$T_{wall}=60^{\circ}\text{C}$				
kprofil	z=200mm	193,425	988,79	0	988,79
50_0_200	b= yarik yok				
	a=50mm kanal genişliği				
	$T_{wall}=60^{\circ}\text{C}$				
kprofil	z=200mm	198,2	1452,27	0	1452,27
60_0_200	b= yarik yok				
	a=60mm kanal genişliği				
	$T_{wall}=60^{\circ}\text{C}$				
kprofil	z=600mm	170,85	402,27	519,86	922,13
40_4_600	b=4mm yarik				
	a=40mm kanal genişliği				
	$T_{wall}=60^{\circ}\text{C}$				
kprofil	z=600mm	177,32	708,53	741,55	1450,08
50_5_600	b=5mm yarik				
	a=50mm kanal genişliği				
	$T_{wall}=60^{\circ}\text{C}$				
kprofil	z=600mm	139,75	1646,42	0	1646,42
50_600_0	b= yarik yok				
	a=50mm kanal genişliği				
	$T_{wall}=60^{\circ}\text{C}$				
kprofil	z=600mm	144,18	2436,65	0	2436,65
60_0_600	b= yarik yok				
	a=60mm kanal genişliği				
	$T_{wall}=60^{\circ}\text{C}$				

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Deniz Taydaş

Doğum Yeri ve Tarihi: Kars / 15.09.1986

Adres: Haznedar Mah. Kınalı Cad. Park Sok. No: 18/1
Güngören- İstanbul

Lisans Üniversite: Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği