

**ALT LEVHASI DAHA SICAK OLAN YATAY İKİ LEVHA ARASINDAKİ
DOĞAL KONVEKSİYON İLE ISI TRANSFERİNİN
SAYISAL OLARAK ANALİZİ**

Muhittin KİRAZLI

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**MART 2006
ANKARA**

Muhittin KIRAZLI tarafından hazırlanan ALT LEVHASI DAHA SICAK OLAN YATAY İKİ LEVHA ARASINDAKİ DOĞAL KONVEKSİYON İLE ISI TRANSFERİNİN SAYISAL OLARAK ANALİZİ adlı bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.



Prof. Dr. Nevzat ONUR

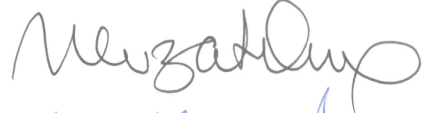
Tez Yöneticisi

Bu çalışma, jürimiz tarafından Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan : Prof. Dr. Haşmet TÜRKOĞLU



Üye : Prof. Dr. Nevzat ONUR



Üye : Prof. Dr. Nuri YÜCEL



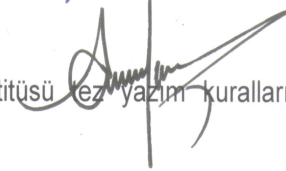
Üye : Doç. Dr. İrfan AR



Üye : Yrd. Doç. Dr. İbrahim ATILGAN



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



**ALT LEVHASI DAHA SICAK OLAN YATAY İKİ LEVHA ARASINDAKİ
DOĞAL KONVEKSİYON İLE ISI TRANSFERİNİN
SAYISAL OLARAK ANALİZİ
(Yüksek Lisans Tezi)**

Muhittin KİRAZLI

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
Mart 2006**

ÖZET

Bu çalışmada, yatay konumda bulunan sonlu iki paralel levhadan oluşan bir sistemde levhalar arası mesafenin, levhalar ile ortam arası sıcaklık farkının ve levha boyutlarının doğal konveksiyon ile ısı transferi üzerine etkisi sayısal olarak irdelenmiştir. Bu çalışmalardan levhalar arası mesafenin etkisinin incelenmesi amacıyla literatürde bulunan ve deneysel olarak çalışılmış bir sistem incelenmiştir. Literatürdeki deneysel sonuçlar bu sayısal çalışmada tekrar ele alınarak üç boyutta irdelenmiş ve elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Çalışmada sistemdeki alt levha ile ortam arası sıcaklık farkı değerleri değiştirilerek bu parametrenin de etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Yine bu çalışma ile levha merkezinden levha kenarlarına doğru doğal konveksiyonun değişimi de izlenmiştir. Ayrıca sayısal olarak çalışılan sistemin levha boyutları değiştirilerek levha boyutlarındaki değişimin doğal konveksiyona etkisi sayısal olarak irdelenmiştir. Çalışmanın sayısal olarak çözümünde enerji, momentum ve korunum denklemlerinin çözümünü yapabilen, sonlu hacimler metodunu kullanan FLUENT programı kullanılmıştır. Deney düzeneğinin çizilmesi, modellenmesi aşamasında ise GAMBIT paket programından yararlanılmıştır. Çalışmaların tamamında daha sıcak olan alt levha ile üst levha sabit

sıcaklıkta tutulmuş, levhalar arası mesafe 10mm ile 45mm arasında değiştirilmiştir. Yapılan sayısal çözümler ile sıcak olan alt levha yüzeyindeki Nusselt (Nu) sayıları elde edilmiş, sonuçlar grafikler, çizelgeler, hız vektörleri ve sıcaklık konturları ile gösterilmiştir.

Sonuçlardan görüleceği gibi levhalar arası mesafenin artışı, sıcaklık farkının artışı ve levha boyutlarının küçülmesi doğal konveksiyon ile ısı transferinin artmasını beraberinde getirmiştir.

Bilim Kodu : 914.1.065
Anahtar Kelimeler : Yatay paralel levha, doğal konveksiyon, sabit yüzey sıcaklığı, Fluent, sayısal analiz
Sayfa Adedi : 80
Tez Yöneticisi : Prof.Dr.Nevzat ONUR

**NUMERICAL ANALYSIS OF NATURAL CONVECTION HEAT TRANSFER
BETWEEN HOT BOTTOM AND A HORIZONTAL TOP PLATE**

(M.Sc.Thesis)

Muhittin KIRAZLI

**GAZİ UNIVERSITY
INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY**

March 2006

ABSTRACT

In this study, a system of a two finite sized horizontally parallel plate was examined to see the change on natural convection by distance between the parallel plates, the temperature difference and the plate dimensions. To see the effect of distance between plates an experimental study in the literature was examined. Experimental results in literature were re-analyzed numerically in 3D by this study and a comparison between results was done. By this study, also, the temperature difference values between bottom plate and surrounding were changed and the effect of this parameter was investigated numerically. In addition, change on natural convection from bottom plate's center to the sides was examined by this study. Later on, experimental system's plate dimensions were changed and effect of plate dimension on natural convection was analyzed numerically. To analyze the study numerically, a CFD program that can solve energy, momentum and continuity equations called FLUENT, using finite volume method was used. The CAD model of the experimental apparatus were constructed by another program, called GAMBIT. In the whole study, both the hotter bottom plate and the top plate were kept under constant temperatures and the distance between the plates was varied between 10mm to 45mm. By the numerical analysis,

corresponding to these distances, Nusselt numbers for the hotter bottom plate were calculated and results were plotted by graphs, velocity vectors and temperature profiles.

From the results, it can be seen that an increase in plate separation, an increase in temperature difference and a decrease in plate dimensions results with an increase in natural convection heat transfer.

Science code	: 914.1.065
Key words	: Horizontal parallel plate, natural convection, constant wall temperature, Fluent, numerical analysis
Page numbers	: 80
Adviser	: Prof.Dr.Nevzat ONUR

TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren tez yöneticim Prof.Dr. Nevzat ONUR'a, yine tecrübelerinden yararlandığım Yrd.Doç.Dr. Oğuz TURGUT'a ve ayrıca çalışmalarına her türlü destekte bulunan aileme teşekkürü bir borç bilirim.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iii
ABSTRACT	v
TEŞEKKÜR.....	vii
İÇİNDEKİLER	viii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	x
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	xi
SİMGELER VE KISALTMALAR	xiv
1. GİRİŞ	1
2. TEORİK MODEL VE MATEMATİKSEL FORMÜLASYON	9
2.1. Problemin Tanımı.....	9
2.2. Problemin Şekli.....	9
2.3. Kullanılan Varsayımlar	10
2.4. Matematiksel Formülasyon.....	10
2.5. Hesaplanacak Değerler	13
2.6. Hesaplama Bölgesi.....	13
2.7. Sınır Şartları	14
3. SAYISAL AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ (SAD) YÖNTEMİ	16
3.1 FLUENT Programının Genel Tanıtımı	16
3.2 GAMBIT Programının Genel Tanıtımı.....	18
3.3. Sonlu Hacimler Ayırıştırma (Diskritizasyon) Metodu.....	18
3.4. Deneysel Çalışmanın Sayısal Olarak Modellenme Aşamaları.....	21
3.4.1. GAMBIT aşamaları	21

Sayfa

3.4.2. FLUENT aşamaları	22
4. SONUÇLAR	26
4.1. Sayısal Çalışma Yönteminin Kontrolü	26
4.2. Yakınsama Kriterlerinin Değerlendirilmesi	27
4.3. Nusselt-Rayleigh, Nu_d — Ra_d Grafikleri	30
4.3.1. Sayısal çalışma sonucu elde edilen Nusselt-Rayleigh, Nu_d — Ra_d grafikleri	30
4.3.2. Deneysel ve sayısal çalışmada elde edilen sonuçların karşılaştırılması	33
4.4. Hız Vektörleri	38
4.4.1. x-y yönünde hız vektörleri	38
4.4.2. y-z yönünde hız vektörleri	41
4.5. Sıcaklık Konturları	44
4.5.1. x-y yönünde sıcaklık konturları	44
4.5.2. y-z Yönünde sıcaklık konturları	47
5. SICAKLIK FARKININ VE LEVHA BOYUTLARININ DOĞAL KONVEKSİYON ÜZERİNE ETKİSİ	51
5.1. Alt Levha İle Ortam Arası Sıcaklık Farkının Doğal Konveksiyon İle Isı Transferi Üzerine Etkisi	51
5.2. Levha Boyutlarının Doğal Konveksiyon İle Isı Transferine Etkisi	55
6. SONUÇ VE ÖNERİLER	57
KAYNAKLAR	60
EKLER	62
EK-1 d=25mm için sıcaklık farkının (ΔT) etkisinin incelenmesi	63
EK-2 Fluent aşamaları	73
ÖZGEÇMİŞ	80

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 4.1. Sayısal çalışmada kullanılan veri değerleri	26
Çizelge 4.2. Kalıntı değerlerine göre Nusselt (Nu_d) sayısının değişimi	29
Çizelge 4.3. Deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması.....	37

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. Problemin fiziksel şekli	9
Şekil 2.2. Sayısal çalışmada kullanılan hesaplama bölgesi	14
Şekil 3.1. GAMBIT ve FLUENT programları için akış şeması	18
Şekil 3.2. Sonlu hacimler metodu için çözüm hücreleri	19
Şekil 3.3. Sonlu hacimler metodunu tanımlamak için kullanılan bir hücre	19
Şekil 3.4. GAMBIT ile oluşturulmuş ağ sisteminin çeşitli açılardan görüntüleri.....	22
Şekil 3.5. Yüzeylerde kullanılan sınır şartları	24
Şekil 4.1. Yatay tek plaka durumu için ampirik, deneysel ve sayısal Karşılaştırma.....	27
Şekil 4.2. Hücre sayısındaki değişimin sonuçlara etkisinin İrdelenmesi	28
Şekil 4.3. İterasyon sayısının sayısal sonuçlara etkisinin irdelenmesi	29
Şekil 4.4. Levhalar arası mesafenin 10mm olduğu durumda Nusselt (Nu_d) sayısının Rayleigh (Ra_d) sayısı ile değişimi	31
Şekil 4.5. Levhalar arası mesafenin 15mm olduğu durumda Nusselt (Nu_d) sayısının Rayleigh (Ra_d) sayısı ile değişimi	31
Şekil 4.6. Levhalar arası mesafenin 25mm olduğu durumda Nusselt (Nu_d) sayısının Rayleigh (Ra_d) sayısı ile değişimi.....	32
Şekil 4.7. Levhalar arası mesafenin 35mm olduğu durumda Nusselt (Nu_d) sayısının Rayleigh (Ra_d) sayısı ile değişimi.....	32
Şekil 4.8. Levhalar arası mesafenin 45mm olduğu durumda Nusselt (Nu_d) sayısının Rayleigh (Ra_d) sayısı ile değişimi.....	33
Şekil 4.9. Levhalar arası mesafenin $d=10\text{mm}$ olduğu durum için sayısal ve deneysel çalışmanın karşılaştırılması	34
Şekil 4.10. Levhalar arası mesafenin $d=15\text{mm}$ olduğu durum için sayısal ve deneysel çalışmanın karşılaştırılması	34

Şekil	Sayfa
Şekil 4.11. Levhalar arası mesafenin $d=25\text{mm}$ olduğu durum için sayısal ve deneysel çalışmanın karşılaştırılması	35
Şekil 4.12. Levhalar arası mesafenin $d=35\text{mm}$ olduğu durum için sayısal ve deneysel çalışmanın karşılaştırılması	35
Şekil 4.13. Levhalar arası mesafenin $d=45\text{mm}$ olduğu durum için sayısal ve deneysel çalışmanın karşılaştırılması	36
Şekil 4.14. Tüm mesafeler için sayısal ve deneysel sonuçların Karşılaştırılması	37
Şekil 4.15. $d=10\text{mm}$, $T_h=325,7\text{K}$, $T_c=309,3\text{K}$ ve $T_\infty=289,9\text{K}$ için x-y yönünde hız vektörü	38
Şekil 4.16. $d=15\text{mm}$, $T_h=325,8\text{K}$, $T_c=308,9\text{K}$ ve $T_\infty=289,8\text{K}$ için x-y yönünde hız vektörü	39
Şekil 4.17. $d=25\text{mm}$, $T_h=326,2\text{K}$, $T_c=306,0\text{K}$ ve $T_\infty=289,2\text{K}$ için x-y yönünde hız vektörü	39
Şekil 4.18. $d=35\text{mm}$, $T_h=323,9\text{K}$, $T_c=302,2\text{K}$ ve $T_\infty=290,0\text{K}$ için x-y yönünde hız vektörü	40
Şekil 4.19. $d=45\text{mm}$, $T_h=328,2\text{K}$, $T_c=299,2\text{K}$ ve $T_\infty=287,3\text{K}$ için x-y yönünde hız vektörü	40
Şekil 4.20. $d=10\text{mm}$, $T_h=325,7\text{K}$, $T_c=309,3\text{K}$ ve $T_\infty=289,9\text{K}$ için y-z yönünde hız vektörü	41
Şekil 4.21. $d=15\text{mm}$, $T_h=325,8\text{K}$, $T_c=308,9\text{K}$ ve $T_\infty=289,8\text{K}$ için y-z yönünde hız vektörü	42
Şekil 4.22. $d=25\text{mm}$, $T_h=326,2\text{K}$, $T_c=306,0\text{K}$ ve $T_\infty=289,2\text{K}$ için y-z yönünde hız vektörü	42
Şekil 4.23. $d=35\text{mm}$, $T_h=323,9\text{K}$, $T_c=302,2\text{K}$ ve $T_\infty=290,0\text{K}$ için y-z yönünde hız vektörü	43
Şekil 4.24. $d=45\text{mm}$, $T_h=328,2\text{K}$, $T_c=299,2\text{K}$ ve $T_\infty=287,3\text{K}$ için y-z yönünde hız vektörü	43
Şekil 4.25. $d=10\text{mm}$, $T_h=325,7\text{K}$, $T_c=309,3\text{K}$ ve $T_\infty=289,9\text{K}$ için x-y yönünde sıcaklık konturu	45

Şekil	Sayfa
Şekil 4.26. $d=15\text{mm}$, $T_h=325,8\text{K}$, $T_c=308,9\text{K}$ ve $T_\infty=289,8\text{K}$ için x-y yönünde sıcaklık konturu.....	45
Şekil 4.27. $d=25\text{mm}$, $T_h=326,2\text{K}$, $T_c=306,0\text{K}$ ve $T_\infty=289,2\text{K}$ için x-y yönünde sıcaklık konturu.....	46
Şekil 4.28. $d=35\text{mm}$, $T_h=323,9\text{K}$, $T_c=302,2\text{K}$ ve $T_\infty=290,0\text{K}$ için x-y yönünde sıcaklık konturu.....	46
Şekil 4.29. $d=45\text{mm}$, $T_h=328,2\text{K}$, $T_c=299,2\text{K}$ ve $T_\infty=287,3\text{K}$ için x-y yönünde sıcaklık konturu.....	47
Şekil 4.30. $d=10\text{mm}$, $T_h=325,7\text{K}$, $T_c=309,3\text{K}$ ve $T_\infty=289,9\text{K}$ için y-z yönünde sıcaklık konturu.....	48
Şekil 4.31. $d=15\text{mm}$, $T_h=325,8\text{K}$, $T_c=308,9\text{K}$ ve $T_\infty=289,8\text{K}$ için y-z yönünde sıcaklık konturu.....	48
Şekil 4.32. $d=25\text{mm}$, $T_h=326,2\text{K}$, $T_c=306,0\text{K}$ ve $T_\infty=289,2\text{K}$ için y-z yönünde sıcaklık konturu.....	49
Şekil 4.33. $d=35\text{ mm}$, $T_h=323,9\text{K}$, $T_c=302,2\text{K}$ ve $T_\infty=290,0\text{K}$ için y-z yönünde sıcaklık konturu.....	49
Şekil 4.34. $d=45\text{mm}$, $T_h=328,2\text{K}$, $T_c=299,2\text{K}$ ve $T_\infty=287,3\text{K}$ için y-z yönünde sıcaklık konturu.....	50
Şekil 5.1. Sıcaklık farkının doğal konveksiyona etkisinin incelenmesi.....	52
Şekil 5.2. Levha kenarlarına doğru doğal konveksiyon etkisinin incelenmesi.....	53
Şekil 5.3. Simetri çizgisi üzerinde ($z=0$) tüm levhalar arası mesafeler için doğal konveksiyonun incelenmesi	54
Şekil 5.4. Levha boyutlarının doğal konveksiyona etkisinin incelenmesi.....	56

SİMGELER VE KISALTMALAR

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

Simgeler	Açıklama
a	Lineer denklem katsayısı
b	Kaynak terimi
C	Korelasyon katsayısı
C_p	Özgül ısı, J/kgK
d	Plakalar arası uzaklık, m
g	Yerçekimi ivmesi, m/s ²
h	Isı transfer katsayısı, W/m ² K
k	Isı iletim katsayısı, W/mK
L	Levha uzunluğu, m
L_c	Karakteristik uzunluk (Alan/çevre), m
m	Korelasyon üstel katsayısı
n	Korelasyon üstel katsayısı
nb	P'ye komşu hücreler
Nu	Nusselt sayısı
Nu_d	d' ye göre ortalama Nusselt sayısı
Nu_x	x-yönünde yerel Nusselt sayısı
P	Basınç, N/m ²
P_∞	Ortam basıncı, N/m ² =Pa
Pr	Prandtl sayısı
q''	Alt levha ısı akısı, W/m ² K
Ra	Rayleigh sayısı
Ra_d	d' ye göre Rayleigh sayısı
S_c	Kaynak katsayısı
T	Sıcaklık, K
T_c	Üst levha sıcaklığı, K

Simgeler**Açıklama**

T_h	Alt levha sıcaklığı, K
T_p	P noktasındaki sıcaklık, K
T_v	Sabit bir sıcaklık, K
T_∞	Ortam sıcaklığı, K
u	x-yönündeki hız bileşeni, m/s
v	y-yönündeki hız bileşeni, m/s
$\vec{V}$	Hız vektörü, m/s
w	z-yönündeki hız bileşeni, m/s
W	Levha genişliği, m
ΔT	Alt levha ile ortam arası sıcaklık farkı, K
α	Isıl yayıcılık, m^2/s
β	Isıl genleşme katsayısı, K^{-1}
ρ	Akışkan yoğunluğu, kg/m^3
ρ_∞	Ortam sıcaklığında yoğunluk, kg/m^3
ρ_0	Belirli bir sıcaklıktaki yoğunluk, kg/m^3
ν	Kinematik viskozite, m^2/s
μ	Dinamik viskozite, kg/ms
Φ	Fonksiyonun değeri

Kısaltmalar**Açıklama**

SAD	Sayısal Akışkanlar Mekaniği
CFD	Computational Fluid Dynamics
SE	Sonlu Elemanlar

1. GİRİŞ

Isı transferi; tasarımlar, projeler ve işletme alanlarında günümüzde önemli rol oynamaktadır. Enerjinin verimli şekilde kullanılması, fazla enerji tüketimini minimuma indirmek açısından, ısı iletimi tiplerinin dikkate alınmasında yarar vardır. Isı üç yolla iletilir; kondüksiyon, radyasyon ve konveksiyon. Burada kondüksiyon katı veya sıvılar içerisindeki atomların yer değişimi gerçekleşmeksizin oluşan ısı transferidir. Radyasyon; değişik sıcaklıklarda bulunan cisimlerden elektromanyetik dalgalarla gerçekleşen ısı transferidir. Konveksiyon ise yine farklı sıcaklıklardaki cisim ve akışkan arasında akışkan hareketi ile oluşan taşınım sürecidir.

Konveksiyonla ısı transferi doğal, zorlanmış ve karışık konveksiyon olarak meydana gelmektedir. Bu ısı transferi biçimleri akışın oluşum süreçlerine bağlı olarak değişimler göstermektedirler. Zorlanmış konveksiyonda, dış etkiler rüzgar veya bir fan gibi zorlayıcı bir etken varken doğal konveksiyonda sıcaklık etkisi ile akışkanda oluşan yoğunluk farklılıklarının etkisi gözlenmektedir. Karışık konveksiyon ise bu iki tip konveksiyon ile ısı transferinin birlikte görüldüğü bir konveksiyon tipidir.

Doğal konveksiyon ile ısı transferi, ısı transferi düşük düzeyde gerçekleşse de günümüzde çok fazla dikkat çekmeye başlamıştır. Elektronik sistemler günlük hayatımızda pek çok cihazda kullanılmakta ve bu tür elektronik sistemlerin boyutları giderek küçülmektedir. Bu cihazların kendiliğinden soğuması doğal konveksiyonun önemini artırmıştır. Günümüzde elektronik cihazların tasarımında ve veriminde boyutlandırma, ekonomi ve bakım kolaylığı en önemli tasarım kriterlerini oluşturmaktadır. İşte burada doğal konveksiyonun kullanılması sistemlerde önemli avantajlar sağlamaktadır.

Doğal konveksiyonda akışı oluşturmak için ek bir cihaza gereksinim olmadığından boyutlandırma aşamasında elektronik cihazların daha küçük boyutlandırılması sağlanmaktadır. Ayrıca yine zorlanmış konveksiyonda

olduğu gibi soğutma için ek bir cihazın olmaması maliyet ve ekonomik olarak da ek bir yük getirmeyeceğinden doğal konveksiyon ile ısı transferi bu noktada da tercih sebebi olmaktadır. Buna ek olarak soğutmada doğal konveksiyon bakımı kolay, sessiz ve titreşimsiz sistemlerin oluşturulmasına olanak sağlamaktadır.

Bu çalışma, pratikte kullanılmakta olan elektronik cihaz ve bilgisayarlardaki devre kartları göz önüne alınarak planlanmış ve bu tip elektronik cihazlardaki ısı sorunlara ışık tutacak şekilde çalışılmıştır. Bu sistemlerde kullanılan kartlar arasındaki en uygun mesafenin hesaplanmasında bu sayısal çalışma pratikte kullanılarak levhalar arası uzaklıklar belirlenebilir.

Doğal konveksiyon ile ısı transferi üzerine literatürde çeşitli çalışmalar bulunmaktadır. Bu çalışmaların çoğu deneysel çalışmalar olmakla birlikte günümüzde bilgisayar sistemlerinin hızlanması nedeni ile sayısal çalışmalara yönelim artmıştır. Literatürde levhalar arası ısı transferi çalışmaları genellikle dik ve eğimli plakalar üzerinde yoğunlaşmıştır. Yatay konumlu plakalarda ise çalışmalar tek levha kullanılarak veya kapalı hacimlerde ve kanallar içerisinde yoğunlaşmış, deneysel ve sayısal analizler gerçekleştirilmiştir. Ayrıca yapılan literatür incelemesinde benzer modellerde su, hava, yağ ve cıva gibi akışkanların kullanıldığı görülmüştür. Bu kapsamda, literatürde bulunan bazı çalışmalar sırasıyla aşağıda özetlenmiştir.

Paralel levhalardan birbirine ısı aktarılması ile oluşturulan sistemde ısı transferi Globe ve Dropkin (1) tarafından 1959 yılında yaptıkları deneysel çalışma ile incelenmiştir. Akışkan olarak su, cıva ve yağ kullanılmış olup (birbirine 2 inç uzaklıkta bulunan) paralel iki dairesel bakır levha çevresinin organik cam ile kapatıldığı silindirik kapta yapılmıştır. Düzenekte üst ve alt yüzeyler yalıtılmıştır. Alt yüzeye bir ısıtıcı yardımıyla ısı verilmiş ve plaka sıcaklıkları ısı çiftleri ile ölçülmüştür. Deneysel sonuçlar Nusselt (Nu) ve Rayleigh (Ra) sayılarına bağlı olarak $Nu = C Ra^m Pr^n$ bağıntısı ile tanımlanmış ve C sabiti 0,069, m ve n katsayıları ise $1/3$ ve 0,074 olarak tespit edilmiştir.

Diğer bir çalışma ise teorik olarak Catton (2) tarafından yapılmıştır. Çalışmada 1966 yılında yapılan bu çalışmada doğal konveksiyon paralel iki yatay levha arasında incelenmiş karakteristik Rayleigh (Ra) sayılarını oluşturan özdeğer (eigenvalue) problemi lineer teori kullanılarak çözülmüş ve diğer deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Nusselt (Nu) ve Rayleigh (Ra) sayıları arasında oluşturulan bağıntı Rayleigh sayısının 10^4 'den büyük olduğu durumlarda $Nu=0,157Ra^{0,285}$ şeklinde ifade edilmiş ve konuya teorik bir yaklaşım getirilmiştir.

Bir deneysel çalışma 1969 yılında O'Toole ve Silveston (3) tarafından gerçekleştirilmiş ve yatay iki paralel levha arasındaki akış $1700 < Ra < 3500$, $3500 < Ra < 10^5$ ve $10^5 < Ra < 10^9$ olmak üzere başlangıç, laminar ve türbülanslı olarak üç Rayleigh (Ra) aralığında çalışılmıştır. Çalışma sonucunda sonuçları başlangıç ve laminar akış için $Nu \propto Ra^{1/3}$, türbülanslı akış için ise $Nu \propto Ra^{0,305}$ biçiminde ifade etmişlerdir.

Hollands, Raitby ve Konicek (4), yaptıkları deneysel çalışmada paralel levhalar arasında doğal konveksiyonla ısı transferini inceleyip denklemler oluşturmuşlardır. Kullanılan levha yüzeyi gözenekli olup, çalışma eğimli yüzeyde yapılmıştır. Akışkan olarak hava ve su kullanılmıştır. Nominal levha mesafeleri 1cm, 2,5cm ve 3,8cm alınarak deneyler gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar $Nu=CRa^n$ şeklinde ifade edilmiş ve hava için $n=0,3329 \pm 0,0074$ ve $C=0,058 \pm 0,0063$ değerlerine ulaşılmıştır.

Sparrow vd. (5), yaptıkları deneylerde yerel ve ortalama doğal konveksiyon karakteristiklerini, üniform olarak ısıtılmış bir plaka ve bunu perdeleyen adyabatik bir paralel levha arasında bulmaya çalışmıştır. Deneylerde levhalar arası boşluk, ısı transferi (Rayleigh sayısı) ve çevre sınır şartları (herhangi bir engelin varlığı veya yokluğu ile izolasyon kullanılması) gibi üç değişken parametreye bakılmıştır. Akışkan olarak hava kullanılmıştır. Sonuçlarda yerel Nusselt sayısının ısıtılan plakanın kenarlarında en yüksek değerde olduğu ve

plakanın ortalarına doğru gidildiğinde azaldığı bulunmuş; plakanın merkezinde ise Nusselt sayısının kenardaki değerinin $1/3$ 'ü oranında olduğu hesaplanmıştır. Yerel Nusselt sayıları, ortalama Nusselt sayıları ile normalize edilmiş ve belirli bir plaka arası boşluk değerinin üzerinde evrensel değerler ile uyum gösterdiği gözlemlenmiştir. Yerel ve ortalama Nusselt sayılarının küçük plaka boşluklarında durgun olduğu fakat boşluğun artmasıyla hızlı bir atlama yaptığı belirlenmiştir.

Kitamura ve Kimura (6), doğal konveksiyon akışını yatay plakalarda deneysel olarak incelemişlerdir. 1995 yılında yapılan bu çalışma ile 10^6-10^{15} aralığında değişen Rayleigh sayılarında akış ile yerel ısı transferi incelenmiştir. Yatay levhalar 20-1500mm aralığında kullanılmış ve üniform bir ısı akısı ile ısıtılmıştır. Akışkan olarak suyu kullanmışlardır. Boya ve likit termometre kullanılarak akışın davranışının gözlemlendiği bu deneysel testler sonucunda akışın davranışına göre dört farklı alanın bulunduğu gösterilmiştir.

Diğer bir çalışmada ise Nakano vd. (7), 1998 yılında kapalı hacimler üzerinde nümerik bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmada alttan ısıtılan dar kapalı hacim içerisindeki akışkan üzerinde doğal konveksiyon incelenmiştir. Hacim üç boyutta modellenmiş; kütle, momentum ve enerji denklemlerinin çözümü gerçekleştirilmiştir. Akışın oluşumu nümerik çalışma ile gözlemlenmiş, sıcaklık konturları ve hız vektörleri grafikler halinde çalışmada gösterilmiştir.

1998 yılında Larroude vd. (8), nümerik bir çalışma gerçekleştirmişler ve paralel iki levha arasındaki akışı incelemişlerdir. Plakalardan sıcak olan altta, soğuk olan plaka ise üstte olarak modelleme yapılmış ve iki boyutta inceleme gerçekleştirilmiştir. Çalışmada sonlu hacimler metodu ile SIMPLER algoritması kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlarda sınır tabakadaki Rayleigh (Ra) sayıları ile karakteristik kalınlık göz önüne alınmıştır.

Diğer bir çalışmada ise Pallares vd. (9), küp şeklindeki kapalı bir hacimde doğal konveksiyonu incelemişlerdir. 1999 yılında yapılan bu çalışmada kapalı hacim altı adet adyabatik yan duvar, alttan ısıtılmakta olan alt levha ve izotermal üst plakadan oluşmaktadır. Akışkan özelliklerinde Boussinesq yaklaşımı kullanılmıştır. Çalışma üç boyutta, üç farklı Prandtl (Pr) sayısı (0,71; 10 ve 130) için çözülmüştür. İki paralel levha ve dikdörtgen kapalı hacimler için yapılmış olan Nusselt sayısı bağıntıları ile bu çalışma sonuçlarının uyum içinde olduğunu ifade etmişlerdir.

Aydın vd. (10), tarafından 1999 yılında yapılan nümerik bir çalışmada ise bir tarafından izotermal olarak ısıtılmış ve üst yüzeyinden soğutulmuş, diğer yüzeylerinden ise yalıtılmış kapalı hacim iki boyutta ve sürekli şartlarda modellenmiştir. Çalışma genişlik (L) ve yükseklik (H) olmak üzere beş değişik L/H oranında (0,25; 0,5; 1,0; 2,0 ve 4,0) ve $10^3 \leq Ra \leq 10^7$ Rayleigh (Ra) sayısı aralığında çalışılmıştır. L/H oranı ve Rayleigh sayısının ısı transferi karakteristiklerine ve akışa etkisi incelenmiştir. Sonlu hacimler metodu yardımı ile çözülen modellerde iki sıcak ve soğuk yüzey sıcaklıkları sabit, uzunluk ise sonsuz uzunlukta tanımlanmıştır. L/H oranının az olduğu durumlarda ($L/H < 1$) Rayleigh sayısının etkisinin arttığı gözlemlenmiştir. L/H oranlarında grid sayıları teker teker belirlenmiş ve çözümler bu grid sayılarında gerçekleştirilmiştir. Sıcaklık dağılımı ve ortalama Nusselt sayılarının literatürle uyum içerisinde olduğu görülmüştür.

Kitamura ve Asakava (11), 2000 yılında ısıtılmış plaka ile onu perdeleyen bir izole plaka arasında meydana gelen akışkan davranışı ve doğal konveksiyon ile gerçekleşen ısı transferi deneysel olarak incelemişlerdir. Deneylerde akışkan olarak su kullanılmıştır. Test plakalarının genişliği (W) 50mm ile 250mm, plakalar arası mesafe (H) ise 10mm ile 30mm arası değiştirilmiş, ayrıca perdeleme levhası olmaksızın da deneyler gerçekleştirilmiştir. Boya ve likit kristal termometre ile gerçekleştirilen görüntülemelerde silindir şeklindeki akış dönüşlerinin akışa dik yönde olduğu gözlemlenmiş, ayrıca plakalar arası mesafe azaltıldığında bu akış dönüşlerinin ısınan plaka üzerinde

belirginleştigi gözlenmiştir. Çalışma sonucu ısı transfer katsayılarının perdeleme yüzeyi olduğunda perdeleme yüzeyi olmadığı duruma göre küçük çıktığı görülmüş ayrıca akış ve ısı transferinin plaka kenarlarında perdeleme yüzeyinden etkilenmediği bulunmuştur. Çalışmada alt plaka ısı akısı $q_w=500$ ile 1500 W/m^2 arası değiştirilmiş, Rayleigh (Ra) sayısı ise $7,7 \times 10^7 < Ra_w < 8,5 \times 10^{11}$ ve $1,4 \times 10^5 < Ra_h < 3,1 \times 10^7$ arasında değişmiştir.

Hava ile dolu dikdörtgen bir cisim içerisindeki laminar akış için doğal konveksiyon iki boyutta sayısal olarak 2002 yılında Corcione (12) tarafından gerçekleştirilmiştir. Bu modellemede levhalardan oluşmuş içi hava dolu dikdörtgen alttan ısıtılmış, üstten soğutulmuş ve kenar yüzeyleri çok geniş bir ısı sınır şartları yelpazesinde incelenmiştir. Sayısal yapılan bu modelde SIMPLER algoritması kullanılarak kütle, momentum ve enerji denklemlerinin çözümü yapılmıştır. Simülasyonlar $A=0,66$ ile 8 genişlik-yükseklik oranında değişen değerlerle çözülmüş, plakalar arası mesafeye göre Rayleigh sayıları da 10^3-10^6 arasında değiştirilmiştir. Bu şartların akış şekillerine, sıcaklık dağılımlarına ve ısı transferine etkisi analiz edilmiş ve tartışılmıştır. Çalışmalarda, kenar şartlarının adyabatik alındığı baz modele nazaran alt plakanın ısı transferine etkisinin ısıtılmış veya soğutulmuş kenar yüzeylerde yapılmış hesaplarda arttığı görülmüştür. Yapılan hesaplamalar boyutsuz korelasyon denklemleri ile açıklanmıştır. Örnek olarak alt plakanın sıcak, üst plakanın soğuk, kenar plakaların ise adyabatik olduğu durumda $Nu=0,21A^{0,09}Ra^{0,25}$ korelasyonu elde edilmiştir.

Sharif vd. (13), içi boş dikdörtgen hacimlerde sonlu hacimler metodunu kullanılarak doğal konveksiyonu sayısal olarak incelemişlerdir. Birçok uygulamada alt plakada sabit ısı akısı, kenar yüzeylerde soğuma ve üst yüzeyde adyabatik şartların bulunduğu sistemler bulunmaktadır. Özellikle bu ısı şartlarıdaki elektronik parçaların soğutulması bu çalışma ile modellenmiştir. Bu modelde sabit ısı akısı oluşturan kaynak alt yüzeye kenarlardan simetrik olacak şekilde ortalanarak yerleştirilmiştir. Isı kaynağının uzunluğu alt yüzey uzunluğunun %20 ile 80'i olacak şekilde değiştirilmek

suretiyle modellenmiştir. Alt plakada ısı kaynağı olmayan bölgeler adyabatik olarak düşünülmüştür. Grashof sayısı 10^3 ile 10^6 arası değiştirilmiştir. Çalışma çeşitli hacim oranlarında (0,5–2) ve 0° ile 20° arası değişen eğimlerde gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak hacimdeki bu değişikliğin etkisi, eğimin etkisi, ısı kaynağı uzunluğunun etkisi ve ısı transferi dikdörtgen hacimde incelenmiştir. Sonuçlar izotermeler ve akış vektörleri, Nusselt sayısı ve çeşitli şartlardaki ısı kaynağı yüzeyindeki maksimum ısıların bulunmasıyla tamamlanmıştır.

Tosun (14), tarafından 1999 yılında yüksek lisans tezi olarak yapılan deneysel çalışmada bir sonlu levha ve karşısına perdeleme amacıyla paralel olarak yerleştirilmiş bir diğer levhadan oluşan bir sistem incelenmiştir. Her iki levha boyutu $152,4\text{mm} \times 304,8\text{mm} \times 2\text{mm}$ 'dir. Sistemin elemanları kayıp enerji miktarını minimuma indirmek için yalıtılmıştır. Deneylerde altta bulunan levha bir ısıtıcı vasıtasıyla izotermal olarak ısıtılmış olup, sıcak levha yüzeyi sıcaklığının $24,1-80,6^\circ\text{C}$ ve perdeleme yüzeyinin ise $17,9-52,0^\circ\text{C}$ arasında değiştiği gözlenmiştir. Levhalar arası uzaklık, 10mm ile 45mm arasında değiştirilerek Nusselt sayısı için 1,337 ile 10,367 arasında değişen değerlere ulaşılmıştır.

Yüksek lisans tezi kapsamında yapılan bu sayısal çalışmanın ilk aşamasında, Tosun (14) tarafından gerçekleştirilen deneylerin sonuçları kullanılarak deneysel çalışma sayısal olarak üç boyutta tekrar ele alınarak incelenmiş ve desteklenmiştir. Sayısal çalışmada da, Tosun (14) tarafından yapılan deney düzeneği aynen modellenmiş ve eş boyutlarda bakır levhalar kullanılmıştır. Modelde deneysel çalışmada elde edilen sıcaklıklar kullanılmıştır. Üst plaka, alt plaka ve ortam sıcaklığı için deneylerden ısı çiftleri ile ölçülmüş sonuçlar kullanılmıştır. Levhalar arası doğal konveksiyon sonuçları Nusselt (Nu) ve Rayleigh (Ra) cinsinden $Nu_d = C Ra_d^m$ biçiminde ifade edilmiş, grafiklerle gösterilmiş, sıcaklık ve hız vektörleri çizilmiştir.

Tosun (14) tarafından yapılan çalışmanın sayısal olarak çözümü dışında bu çalışmada değişik sayısal çalışmalar da gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmalar gerçekleştirilirken Tosun (14)'un kullandığı deneysel sistem esas alınmıştır ve böylece sayısal çalışma ve tez içeriği çeşitlendirilmiştir. Bu amaçla deneysel sistemde kullanılan levha boyutları için alt levha ile ortam arası sıcaklık farkının doğal konveksiyon üzerine etkisi incelenmiş, bununla beraber aynı çalışma üzerinde levha merkezinden levha kenarlarına doğru doğal konveksiyonun nasıl değişim gösterdiği izlenmiştir.

Paralel levhalar arası mesafe (d) ve alt levha (T_h) ile ortam (T_∞) arası sıcaklık farkının ($\Delta T = T_h - T_\infty$) etkisinin incelenmesi dışında ayrı bir çalışma ile de paralel levhaların boyutları değiştirilerek çeşitli çalışmalar yapılmış ve böylece levha boyutlarının doğal konveksiyon üzerine etkisi de incelenmiştir.

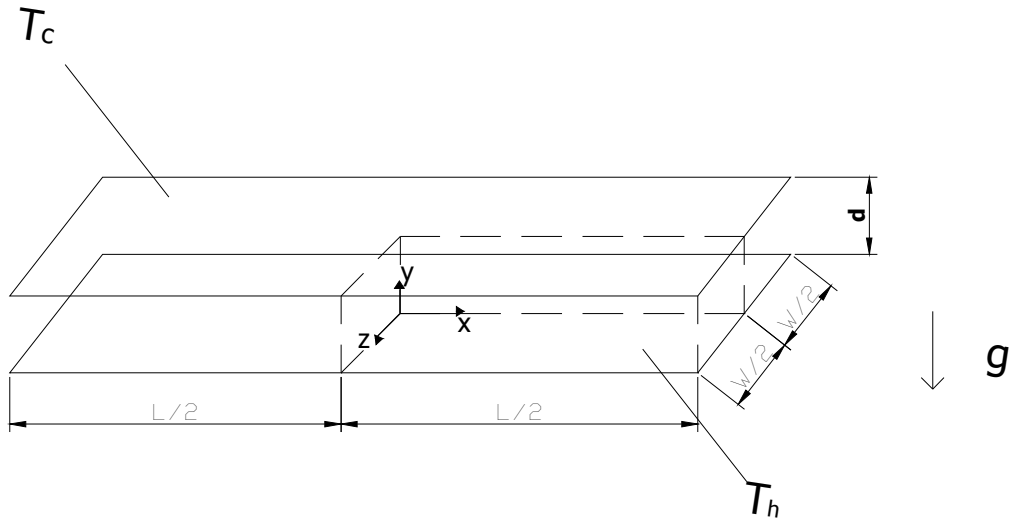
2. TEORİK MODEL VE MATEMATİKSEL FORMÜLASYON

Bu bölümde problemin tanımı, problemin şekli, kullanılan varsayımlar, matematiksel model ve formülasyonlar, kullanılan hesaplama bölgesi ve kullanılan sınır şartları açıklanmıştır.

2.1. Problemin Tanımı

Bu çalışmada, Şekil 2.1’de görülen yatay iki paralel levha arasındaki doğal konveksiyon ile ısı transferi incelenmiştir. Alt levha ile üst levha sabit sıcaklıkta tutulmuş ve levhalar atmosfere açık olacak şekilde modellenmiştir. Levhalar arası uzaklığın (d) doğal konveksiyon üzerine etkisi incelenmiştir.

2.2. Problemin Şekli



Şekil 2.1. Problemin fiziksel şekli

Şekil 2.1’de literatürdeki deneysel çalışmanın (14) gerçekleştirilen bu sayısal çalışmaya uyarlanan koordinat sistemi ve üç boyutlu modeli gösterilmiştir. Şekil 2.1’de de görüleceği gibi x -yönünde levha uzunlukları (L), y -yönünde

levhalar arasındaki mesafe (d), z -yönünde ise levhaların genişliği (W) seçilmiş ve bu yönlerde modellenen problemin şekli üzerinde sayısal çalışma yapılmıştır. Şekil 2.1'den de görüldüğü gibi geometride simetri söz konusudur. Bundan dolayı hesaplamalarda ısı simetri özelliğinden yararlanılmıştır. Şekil 2.1'de kesikli çizgilerle belirtilen kısım simetri yüzeylerinin tanımlandığı kısımlardır ve problemin hesaplama bölgesini belirler. Hesaplama bölgesi ile ilgili ayrıntılı bilgiler ile kullanılan sınır şartları Bölüm 2.6 ve Bölüm 2.7'de ayrıntılı şekilde açıklanmıştır.

2.3. Kullanılan Varsayımlar

Modellenen ısı transferi problemi üzerinde sadece doğal konveksiyon olayı incelendiğinden yatay konumlu paralel levhalardan çevreye olan radyasyon ile ısı transferi ihmal edilmiştir. Alt plaka ve üst plakanın da sabit sıcaklıkta tutulduğu kabul edilmiştir. Kullanılan akışkanın özellikleri sıcak levha yani alt levha sıcaklığı (T_h) ile ortam sıcaklığının (T_∞) aritmetik ortalama değerinde yani $(T_h + T_\infty)/2$ ortalama sıcaklığında alınmış ve sabit kabul edilmiştir. Kullanılan değerlerin tamamı Çengel (15)'den alınmıştır. Yoğunluk ise sadece sıcaklığın etkisinde bir değişken olarak kabul edilmiştir.

2.4. Matematiksel Formülasyon

Akışın ve doğal konveksiyon ile ısı transferinin analizi için gerekli olan kütle, momentum ve enerji korunumu, momentumun korunumu ve enerji denklemleri üç boyutlu olarak ifade edilmişlerdir.

Kütlenin Korunumu: Üç boyutlu, kararlı bir akış için kütle, momentum ve enerji korunumu vektörel formda aşağıdaki gibidir;

$$\vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad [2.1]$$

Burada ;

$$\vec{\nabla} = \frac{\partial}{\partial x} \vec{i} + \frac{\partial}{\partial y} \vec{j} + \frac{\partial}{\partial z} \vec{k} \quad [2.2]$$

$$\vec{V} = u\vec{i} + v\vec{j} + w\vec{k} \quad [2.3]$$

alınırsa kütle korunumu denklemi kararlı rejimde üç boyutlu olarak aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad [2.4]$$

Burada u (m/s) olarak x-yönündeki hızı, v (m/s) olarak y-yönündeki hızı ve w (m/s) ise z-yönündeki hızı göstermektedir. ρ (kg/m^3) ise akışkanın yoğunluğunu göstermektedir.

Momentum denklemleri: Üç boyutta, Newtonian akışkan için momentum denklemlerinin genel ifadesi vektörel formda şu şekildedir;

$$(\vec{\nabla} \cdot \vec{V})(\rho \vec{V}) = -\vec{\nabla} P + \mu(\vec{\nabla}^2 \cdot \vec{V}) + g(\rho - \rho_0)\vec{j} \quad [2.5]$$

Burada, P (pascal) basınç, ρ (kg/m^3) akışa bağlı yoğunluğu, μ (kg/ms) dinamik viskoziteyi, ρ_0 (kg/m^3) belirli sıcaklıktaki yoğunluğu, $\vec{V}$ (m/s) hız vektörlerini ve g (m/s^2) yerçekimi ivmesini simgelemektedir. Bu denklem sürekli şartlarda yazılırsa koordinat eksenlerine göre şu şekilde yazılabilir.

x- yönünde

$$u \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + v \frac{\partial(\rho u)}{\partial y} + w \frac{\partial(\rho u)}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \rho v \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad [2.6]$$

y- yönünde

$$u \frac{\partial(\rho v)}{\partial x} + v \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + w \frac{\partial(\rho v)}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial y} + \rho v \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + g(\rho - \rho_0) \quad [2.7]$$

z- yönünde

$$u \frac{\partial(\rho w)}{\partial x} + v \frac{\partial(\rho w)}{\partial y} + w \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial z} + \rho w \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad [2.8]$$

Eş 2.7’de görülen $g(\rho - \rho_0)\vec{j}$ ifadesi kaldırma kuvveti olarak tanımlanır. Akışkanın sıcaklık farklılıkları nedeni ile yoğunluğunun değişimi nedeniyle hareketlenmesini işaret eder. Yine yukarıdaki ifadelerde yer alan ρ_0 (kg/m³) belirli sıcaklıktaki yoğunluk, ρ (kg/m³) ise sıcaklık değişimi ile değişim gösteren ve akışa bağlı yoğunluğu ve ν (m²/s) ise kinematik viskoziteyi göstermektedir.

Enerji denklemi: Enerji denklemi genel olarak şöyle ifade edilir;

$$(\vec{\nabla} \cdot \vec{V})(\rho \vec{T}) = \rho \alpha (\vec{\nabla}^2 T) \quad [2.9]$$

Yine sürekli, şartlarda bu denklem şu şekilde yazılabilir;

$$C_p \left(u \frac{\partial(\rho T)}{\partial x} + v \frac{\partial(\rho T)}{\partial y} + w \frac{\partial(\rho T)}{\partial z} \right) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad [2.10]$$

Bu denklemde k (W/mK) ısı iletim katsayısı, C_p (J/kgK) sabit basınçtaki özgül ısı, α (m²/s) ısı yayıcılık ve T (K) sıcaklığı simgelemektedir.

Problemde kullanılan matematiksel denklemler belirtilen sınır şartlarında sonlu hacimler metodunu kullanan FLUENT paket programı ile sayısal olarak çözülmüştür.

2.5. Hesaplanacak Değerler

Doğal konveksiyon ile ısı transferi Rayleigh (Ra) sayısı ve Nusselt (Nu) sayısı ile tanımlanabilmektedir. Dolayısı ile doğal konveksiyonun etkisinin incelenebilmesi için bu boyutsuz sayıların hesaplanması gerekmektedir.

Rayleigh sayısı, Ra:

$$Ra = \frac{g\beta\Delta T d^3}{\alpha\nu} \quad [2.11]$$

Burada, g (m/s^2) yerçekimi ivmesini, β ($1/K$) ısı genleşme katsayısı, ΔT (K) sıcaklık farkı ($T_h - T_\infty$), d (m) levhalar arasındaki mesafe, α (m^2/s) ısı yayıcılık ve ν (m^2/s) kinematik viskozitedir.

Nusselt sayısı, Nu:

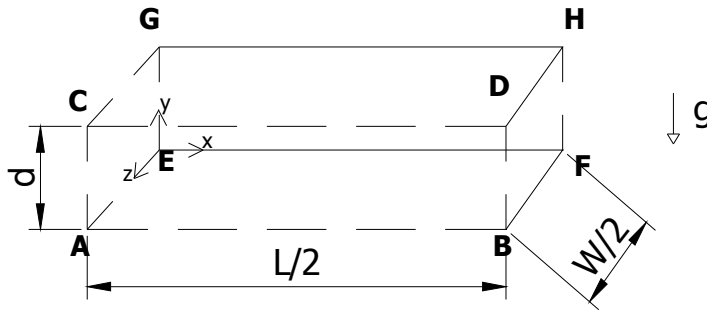
$$Nu = \frac{hd}{k} \quad [2.12]$$

Burada, h (W/m^2K) doğal konveksiyon ısı transfer katsayısı, d (m) levhalar arası mesafe ve k (W/mK) ısı iletim katsayısıdır.

2.6. Hesaplama Bölgesi

Problem fiziksel olarak x- ve z-yönünde simetrik olduğundan hesaplama bölgesi olarak tüm sistemin dörtte biri hesaplama bölgesi olarak ele alınmış ve tüm hesaplamalar bu bölgede gerçekleştirilmiştir. Şekil 2.2'de görülen

AEGC düzlemi ile EFHG düzlemleri simetri düzlemleri, ABDC ve BFHD düzlemleri ise dış ortama açık ve atmosfer etkisindedir.



Şekil 2.2. Sayısal çalışmada kullanılan hesaplama bölgesi

2.7. Sınır Şartları

Matematik formülasyon bölümünde gösterilen kütlenin korunumu, momentum denklemleri ile enerji denkleminin çözümünün sayısal olarak yapılabilmesi için bağımlı değişkenlerin sınırlardaki değerlerinin tanımlanması gerekir. Şekil 2.2'de belirlenen hesaplama bölgesinde üç tip sınır şartı bulunmaktadır. Bunlar duvar, simetri ve açık sınır şartlarıdır.

Duvar Sınır Şartları: Hızlar için duvarlarda kaymanın olmadığı (no-slip) sınır şartı kullanılmıştır. Sıcaklıklar için ise duvar sıcaklığı alınmıştır.

Buna göre;

➤ Alt Plaka Yüzeyi ($y=0$), (ABFE yüzeyi)

$$T=T_h$$

$$u=0$$

$$v=0$$

$$w=0$$

➤ Üst Plaka Yüzeyi ($y=d$), (CDHG yüzeyi)

$$T=T_c$$

$$u=0$$

$$v=0$$

$$w=0$$

Açık Sınır Şartları: Hesaplama bölgesinin ABDC ve BFHD yüzeyleri dış ortama açık sınırlardır ve atmosfer etkisindedir. Buna göre ;

$$x=L/2 \text{ (BFDH yüzeyi)} \rightarrow P=P_\infty \text{ ve } T=T_\infty$$

$$z=W/2 \text{ (ABDC yüzeyi)} \rightarrow P=P_\infty \text{ ve } T=T_\infty$$

Simetri Sınır Şartları: Plakalar arası geometrik ve ısı simetriden dolayı simetri sınır şartı uygulanabilir ve yukarıda gösterilen $1/4$ oranındaki hesaplama bölgesinde işlem yapılabilir. Simetri yüzeyleri şöyledir:

➤ AEGC yüzeyi: ($x=0$)

$$u=0, \frac{\partial T}{\partial x}=0, \frac{\partial v}{\partial x}=0, \frac{\partial w}{\partial x}=0 \quad [2.14]$$

➤ EFHG yüzeyi: ($z=0$)

$$w=0, \frac{\partial T}{\partial z}=0, \frac{\partial u}{\partial z}=0, \frac{\partial v}{\partial z}=0 \quad [2.15]$$

3. SAYISAL AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ (SAD) YÖNTEMİ

Sayısal Akışkanlar Dinamiği yöntemi (SAD) sıvı ve gazlarla ilgili problemlerin sayısal teknikler uygulanarak çözüldüğü bir yöntemdir. Bu çalışmada da daha önceden gerçekleştirilmiş olan bir deneysel çalışma (14) ile buna bağlı olarak çeşitlendirilen diğer çalışmalar, GAMBIT ve FLUENT isimli paket programları kullanılarak modellenmiştir. Bu programların çalışma sistemleri Bölüm 3.1 ve 3.2’de verilmiştir.

3.1. FLUENT Programının Genel Tanıtımı

FLUENT sonlu hacimler yöntemini kullanan bir Sayısal Akışkanlar Dinamiği (SAD) yazılımıdır. 1983’ten bu yana dünya çapında bir çok endüstri dalında kullanılan ve günden güne gelişerek tüm dünyadaki SAD piyasasında en çok kullanılan yazılım durumuna gelen FLUENT, en ileri teknolojiye sahip ticari SAD yazılımı olarak kullanıcılarının en zor problemlerine kolay ve kısa sürede elde edilen çözümler sunmaktadır.

FLUENT, genel amaçlı bir SAD yazılımı olarak, otomotiv endüstrisi, havacılık endüstrisi, beyaz eşya endüstrisi, turbomakine (fanlar, kompresörler, pompalar, türbinler vb.) endüstrisi, kimya endüstrisi, yiyecek endüstrisi gibi birbirinden farklı bir çok endüstriye ait akışkanlar mekaniği ve ısı transferi problemlerinin çözümünde kullanılmaktadır. Bu özelliği sayesinde kullanıcısına birbirinden farklı bir çok probleme aynı arayüzü kullanarak çözüm alma olanağı sağlar.

Kolay kullanımı ile FLUENT, ürün performansını ürün henüz tasarım aşamasındayken ölçer, performansı düşüren etkenleri detaylı bir şekilde tespit ederek yine bilgisayar ortamında giderme ve piyasaya iyileştirme işlemleri tamamlanmış son ürünün verilmesi sağlar.

FLUENT, sahip olduğu ileri çözücü teknolojisi ve bünyesinde barındırdığı değişik fiziksel modeller sayesinde laminar, geçiş ve türbülanslı akışlara, iletim, taşınım ve radyasyon ile ısı geçişini içeren problemlere, kimyasal tepkimeleri içeren problemlere, yakıt pilleri, akustik, akış kaynaklı gürültü, çok fazla akışları içeren problemlere hızlı ve güvenilir çözümler üretebilmektedir.

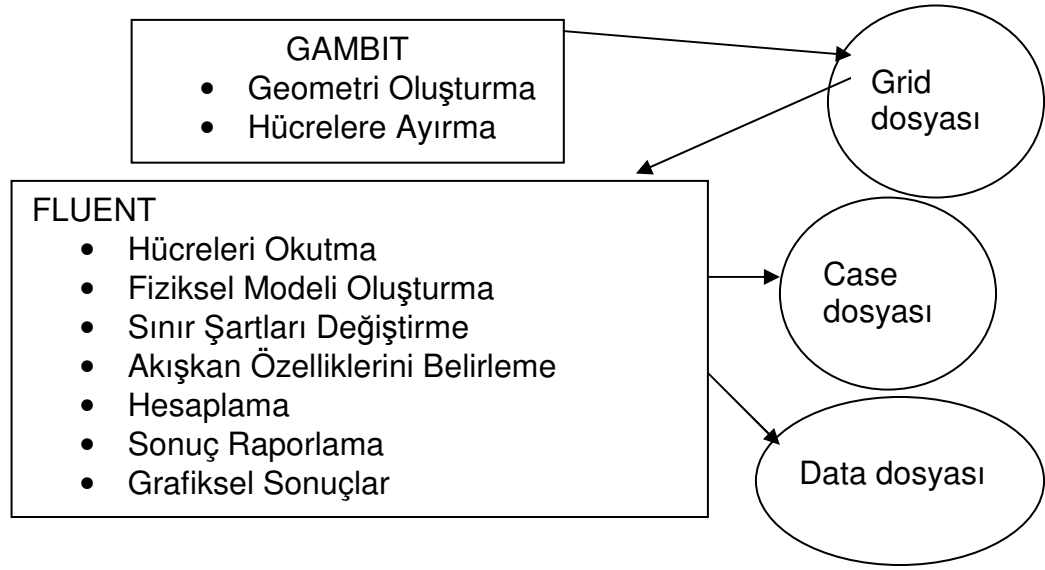
3.2. GAMBIT Programının Genel Tanıtımı

GAMBIT, Sayısal Akışkanlar Dinamiğı (SAD) ve Sonlu Elemanlar (SE) analizlerinde kullanılabilen genel amaçlı bir ön işlemcidir.

GAMBIT, SAD ve SE analizlerinin üzerinde en fazla vakit harcanan kısmı olan model hazırlama ve sayısal ağ oluşturma işlemlerini, bünyesinde barındırdığı araçların da yardımıyla, kolaylaştırma ve hızlandırmayı amaçlayan bir yazılımdır. GAMBIT, sunduğı araçlarla, kullanıcıya kaliteli bir çözüm için gerekli ilk şart olan kaliteli sayısal ağa sahip olma imkanı tanır. Diğer ön işlemcilerin aksine GAMBIT, sahip olduğı katı modelleme araçları sayesinde hem orta derecede karmaşık geometrilerin oluşturulmasına hem de gelişmiş geometri alım kapasitesi sayesinde profesyonel katı modelleme programlarından model alımına olanak tanıyarak kullanıcıya büyük bir esneklik sağlar.

Ayrıca kendisine ait “sanal geometri” kavramıyla dışarıdan alınmış modellerdeki en büyük sorun olan geometri temizleme işlemini kolaylaştırarak sayısal ağ oluşumuna uygun modellerin elde edilmesine olanak sağlar.

GAMBIT, iki boyutta dörtgen ve üçgen elemanların, üç boyutta ise altı yüzlü, dört yüzlü ve geçiş elemanları olarak kama tipi ve piramit tipi elemanların kullanımına izin vererek istenilen tipteki sayısal ağın basit ve hızlı bir şekilde oluşturulmasına imkan verir. Aşağıda GAMBIT ve FLUENT Programlarının birlikte çalışmasını gösteren bir akış şeması verilmiştir.



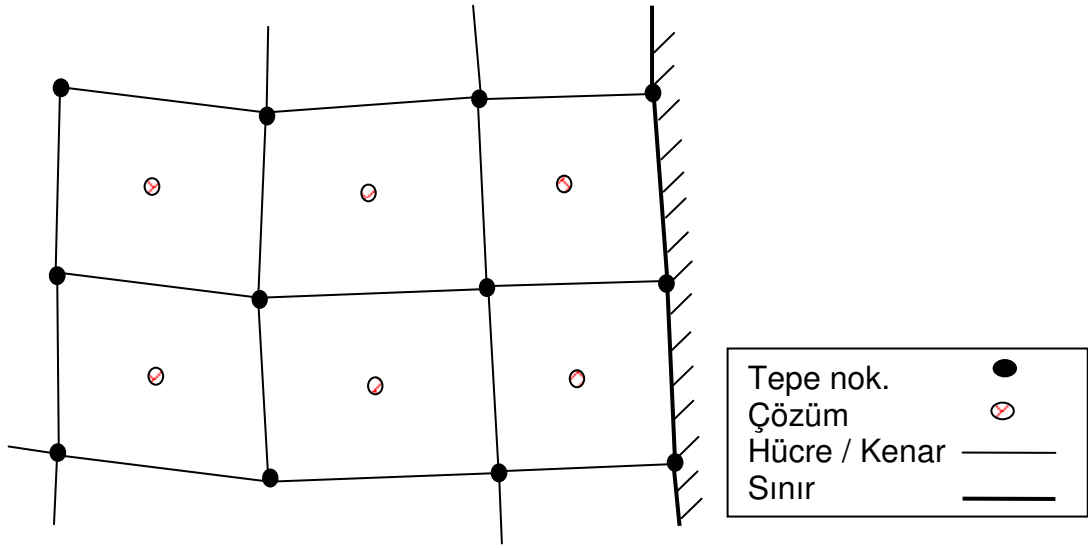
Şekil 3.1. GAMBIT ve FLUENT programları için akış şeması

3.3. Sonlu Hacimler Ayırıştırma (Diskritizasyon) Metodu

FLUENT ısı transferi, kütle transferi, akışkanlar mekaniği, kimyasal karışım ve yanma gibi olayların simülasyonunu yapabilen bir paket programdır. Matematiksel denklemleri nümerik bir prosese dönüştürerek, yani matematik modelde tanımlanan kısmi diferansiyel denklemleri ayrıştırarak lineer cebirsel denklemlere dönüştürür. Çünkü, kısmi diferansiyel denklemler bilgisayarda doğrudan çözülemezler. Dönüştürülen denklemler SAD programları vasıtasıyla çözülerek sonuçlara ulaşılır.

Lineer denklemlerin oluşturulmasında sonlu farklar, sonlu hacimler ve sonlu elemanlar gibi yöntemler bulunmaktadır. FLUENT bunlardan sonlu hacimler yöntemini kullanmaktadır.

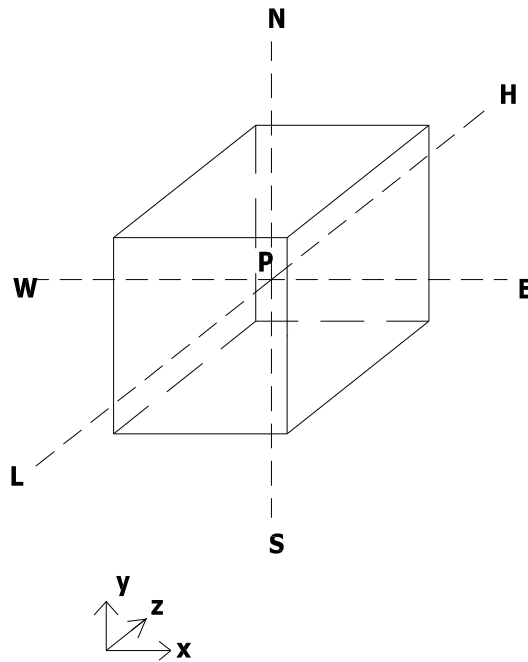
Bu metotta, çözüm alanı sonlu sayıda küçük hacimlerde hücrelere ayrılır. Hücre kontrol hacminin sınırlarını tanımlarken sayısal sonuç kontrol hacminin merkezinde yer alır. Skalar büyüklüklerin, yani basınç, entalpi ve konsantrasyon çözümünde hücre merkezlerinden, vektörel, büyüklük yani hız çözümünde ise hücre yüzeylerinden yararlanılır.



Şekil 3.2. Sonlu hacimler metodu için çözüm hücreleri

Yöntem, kontrol hacimlerinin merkezleri arasında iterasyon yaparak merkez noktası için hesaplamaları yapmaktadır.

Tek bir hücre üzerinde sonlu hacimler metodunu tanımlayacak olursak,



Şekil 3.3. Sonlu hacimler metodunu tanımlamak için kullanılan bir hücre

Bu hücre için genel halde bir lineer denklem yazılacak olursa,

$$a_p \Phi_p = \sum_{nb} a_{nb} \Phi_{nb} + b \quad [3.1]$$

bu denklemlerde;

$nb = P$ 'ye komşu hücreleri (N, W, E, S, H, L, T)

a =katsayıyı

b =kaynak terimini

Φ =fonksiyonun o noktadaki değerini tanımlar.

Denklemdaki katsayı “ a ” sıfır yada pozitifdir. Hücre geometrisine, akışkanın bir hücreden diğerine geçiş hızına ve akışkanın yerel özelliklerine bağlıdır. Kaynak terimi “ b ” lineerize edilirken negatif bir eğimle lineerize edilmelidir. Isı transferi problemlerinde bir kaynak “ b ” ;

$$S_p = S_c(T_v - T_p) \quad [3.2]$$

Şeklinde bir lineer ifade ile modellenirse, S_c pozitif olmalıdır. Burada T_v , sabit bir sıcaklık, S_c kaynak katsayısı, T_p ise “ P ” noktasındaki sıcaklıktır.

Zamandan bağımsız durumlarda ve kaynak terimi olmadığında katsayılar için şu ifade yazılabilir.

$$a_p = \sum a_{nb} \quad [3.3]$$

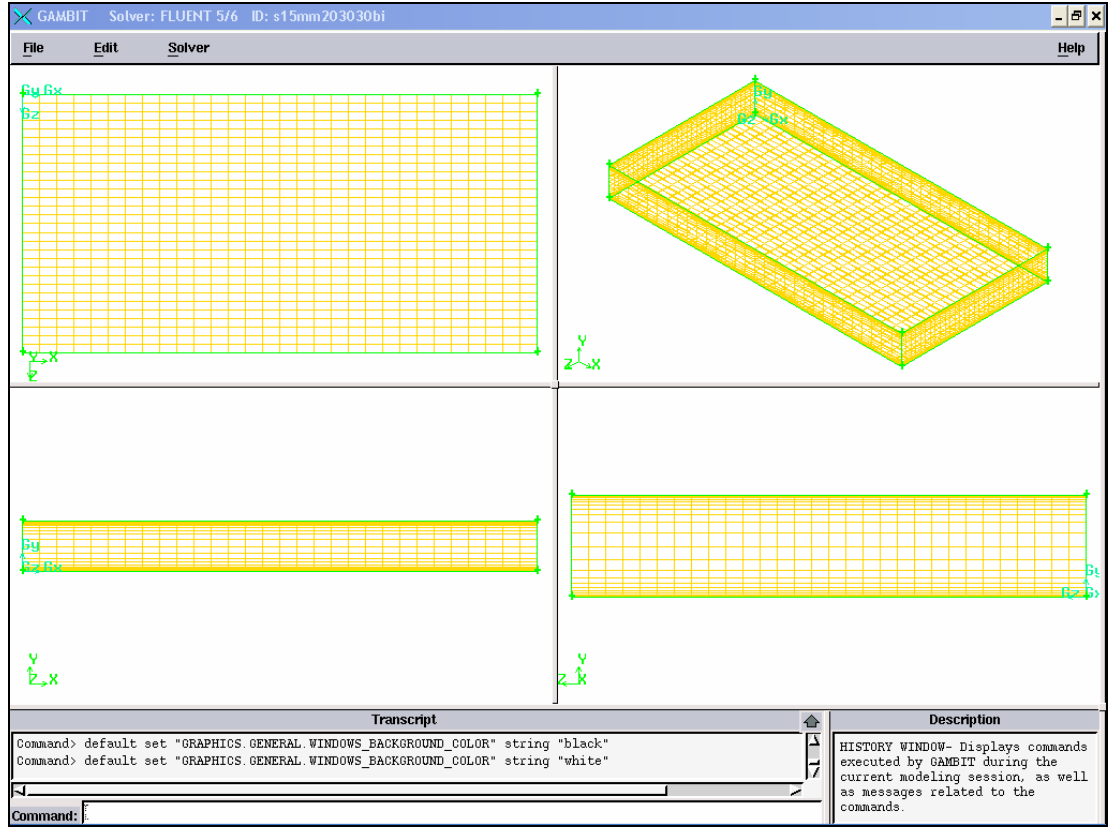
Böylece komşu hücrelerde sıcaklıkların aynı olduğu anda T_p sıcaklığının bu hücre sıcaklıklarına eşit olma durumu sağlanmış olur.

3.4. Deneysel Çalışmanın Sayısal Olarak Modellenme Aşamaları

Tosun (14) tarafından yapılmış olan deneysel çalışmanın sayısal olarak çözülebilmesi için iki farklı program (GAMBIT ve FLUENT) kullanılarak bir modelleme gerçekleştirilmiştir. İlk aşamada fiziksel modelleme GAMBIT ile modellenmiş ikinci aşamada ise FLUENT ile sayısal çözüm yapılmıştır.

3.4.1. GAMBIT Aşamaları

Deneysel düzeneğin fiziksel şeklinin oluşturulması aşamasında GAMBIT programı kullanılmıştır. GAMBIT ile ilk olarak paralel levhalardan oluşan sistemin koordinat sistemi belirlenmiştir. Daha sonra programın geometri oluşturma kısmından levha boylarının hesaplama bölgesi içerisinde kalan boyutlarında bir dikdörtgenler prizması şekli oluşturulmuştur. Bu oluşturulan şekil çalışılacak her plaka arası mesafe (d) için ayrı ayrı oluşturulmuştur. GAMBIT programı ile ayrıca oluşturulan bu modelin sayısal ağ oluşturma işlemleri de gerçekleştirilmiştir. Yaratılan modelde dört farklı grid sayısı ($5 \times 10 \times 15$, $10 \times 20 \times 30$, $15 \times 25 \times 25$ ve $20 \times 30 \times 30$) için ön çalışmalar yapılmış ve ön çalışmalarda her “d” mesafesi için bir ağ sistemi oluşturulmuştur. Sayısal çalışma ise $N_Y \times N_Z \times N_X$ şeklinde, en uzak levha mesafesi için optimum grid sayısı olan $20 \times 30 \times 30$ grid sayılarında yapılacak şekilde hücrelere ayrılmıştır. GAMBIT ile belirlenen grid sayıları için hücreler oluşturulurken fiziksel şekle uygun bir hücre dağılımı yapılmıştır. Bunun için paralel plakalara doğru artan hücre sayıları bulunan bir ağ sistemi yaratılmıştır. Dolayısı ile Şekil 3.4’de de görülebileceği gibi koordinat sisteminde z-yönünde ve x-yönünde eşit aralıklarla dağıtılmış grid kullanılırken, y-yönünde ise yani plakalar arası mesafe için ise plakalara doğru yoğunlaştırılmış bir grid seçimi yapılmıştır. Böylece sonuçlar için hata en aza indirilmiştir. Daha sonrasında oluşturulan bu model ve ağ sistemi ile bir mesh dosyası (*.msh) oluşturulmuş ve model sayısal çözümü yapacak FLUENT programının modeli tanıyabileceği bir forma sokulmuştur. Aşağıda GAMBIT ile oluşturulmuş ağ sisteminin izometrik görüntüleri verilmiştir.



Şekil 3.4. GAMBIT ile oluşturulmuş ağ sisteminin çeşitli açılardan görüntüleri

3.4.2. FLUENT Aşamaları

FLUENT programı ile yapılan işlemler daha önce Şekil 3.1 ile kısaca gösterilmiştir. Şekilde kısaca anlatılan işlemler detaylı olarak bu bölümde aşama aşama incelenecektir.

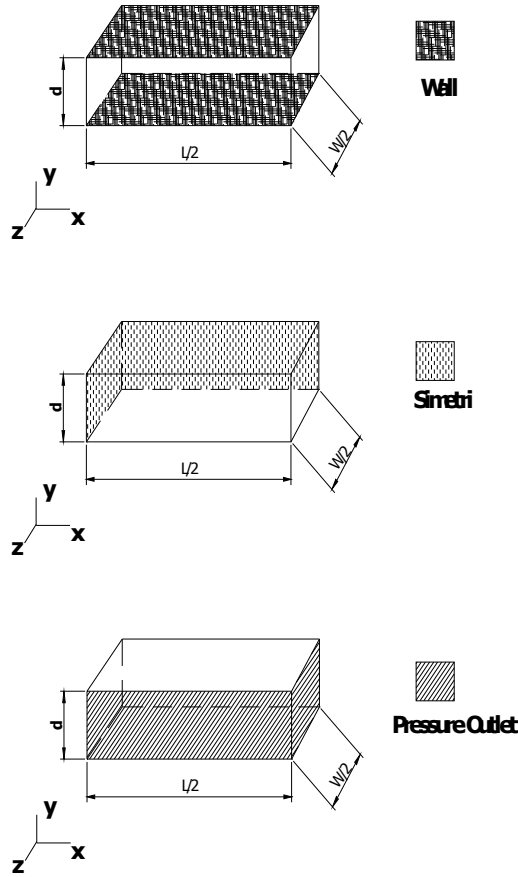
İlk aşamada GAMBIT ile oluşturulan mesh (ağ) dosyası üç boyutlu olarak programa tanıtılarak okutulmuştur.

Çözülecek modelin çözüm metodunun seçimi yapılmıştır ve hız, süreklilik ve enerji denklemlerinin çözümlerinin sırasıyla ayrı ayrı yapılabilirdiği “Segregated” çözüm yöntemi uygulanmıştır. Formülasyon biçimi “Implicit” olarak alınarak zamandan bağımsız bir çözüm yapılacağı tanımlanmıştır.

Sayısal çalışmada doğal konveksiyon incelendiğinden programda enerji denklemlerinin çözümünün yapılacağı, programda bulunan enerji denklemleri kısmının aktif hale getirilmesiyle programa tanıtılmıştır. Daha sonra fiziksel modelin özellikleri programa tanıtılmıştır. Bunun için kullanılan levhalar arasında dolaşan akışkan olarak havanın fiziksel özelliklerinin tanımlanması yapılmıştır. Havanın özellikleri sıcak olan alt levha (T_h) ile ortam sıcaklığının (T_c) ortalaması olarak $(T_h + T_c)/2$ şeklinde alınmış ve programın malzemelerin tanıtıldığı bölümünde girilmiştir. Sisteme etki eden yerçekimi etkisi negatif y-yönünde programın çalışma şartları bölümünde girilmiş ve yine yoğunluk parametreleri için kullanılacak sıcaklık değeri de yine bu kısımda girilmiştir.

Daha sonrasında çalışmanın en önemli aşamalarından olan sınır şartlarının seçilme ve özelliklerinin girilmesi aşamalarına geçilmiştir. Alt levha için duvar sınır şartı kullanılmış ve deneysel verilerden elde edilen sabit sıcaklık değeri ile alt levhanın modellenmesi sağlanmıştır. Ayrıca üst levha sınır şartı olarak da duvar sınır şartı kullanılmış ve deneylerden elde edilen bilinen duvar sıcaklığı üst levha özelliklerine girilerek levhanın modellenmesi tamamlanmıştır.

Oluşturulan dikdörtgenler prizması şeklindeki hesap bölgesinin arka ve sol yüzeyleri ısı simetriden dolayı simetri sınır şartı ile tanımlanmış simetri yüzeylerinin her iki tarafındaki her türlü özelliğin aynı olduğu belirtilmiştir. Hesaplama bölgesinin ön ve sağ yüzeyleri çevreye açık olduğundan bu yüzeyler için açık sınır şartı olarak FLUENT'in "Pressure Outlet" olarak adlandırılan ve dış basıncın ve dış sıcaklığın bilindiği durumlarda sınır şartı olarak kullanılan bir tür sınır şartı kullanılmıştır. Hangi yüzeylerde hangi sınır şartlarının uygulandığı aşağıda Şekil 3.5'de gösterilmiştir.



Şekil 3.5. Yüzeylerde kullanılan sınır şartları

Sınır şartlarından sonra çözüm yöntemlerinin belirlenmesi gerçekleştirilmiştir. Bu kısımda yoğunluk, basınç, momentum ve enerji denklemleri için yavaşlatma (relaksasyon) faktörleri belirlenmiştir. Ayrıca bu kısımda basınç, basınç-hız çifti, momentum ve enerji denklemlerinin ayrıştırılması (diskritizasyonu) için kullanılacak yöntemler belirlenmiştir. Basınç için PRESTO, basınç-hız çifti için SIMPLE algoritması, momentum ve enerji denklemlerinin ayrıştırılması (diskritizasyonu) için ise ikinci dereceden UPWIND metodu kullanılmıştır.

Bir başka önemli nokta olan yakınsama kriterleri ise FLUENT'in "Residual Monitors" bölümünde girilmiştir. Burada süreklilik, x , y , z yönlerindeki hız ve enerji denklemi için yakınsama kriterleri girilmiş ve yakınsama kontrolünün

hangi parametre için yapılacağı belirlenmiştir. Daha sonraki aşamada “Initialize” bölümünden çözüme hangi sınır şartlarının ilk şart olarak kullanılarak başlanacağı programa tanıtılmıştır.

En son aşamada ise istenilen sonuçların elde edilmesinde kullanılacak referans değerleri “Reference Values” kısmına girilmiştir. Burada yoğunluk, Nusselt sayısının hesaplanması için gerekli “d” mesafesi, referans sıcaklığı (T_{∞}) ve viskozite değeri girilmiştir. Böylece çözüm öncesi modelleme aşaması bitmiş ve iterasyonlar kısmından yapılacak iterasyon sayısı belirlenerek çözümlerin yapılmasına geçilmiş ve çözümler kalıntı grafiği yardımıyla grafiksel olarak gözlemlenmiş ve çözümün yakınsaması ve kalıntıların istenilen değere ulaşması ile çözüm sonlandırılmıştır. FLUENT’in sayısal çözümü sonuçlandırılması sonrasında ise sonuçların incelenmesi, hız vektörlerin ve sıcaklık konturların çizilmesi aşamalarına geçilmiştir.

Modelin FLUENT ile oluşturulması aşamalarını gösteren şekillerin tamamı EK-2’de sunulmuştur.

4. SONUÇLAR

Yapılan bu sayısal çalışma ile elde edilen sonuçlar her levha arası “d” mesafesi için ve her “d” mesafesi için de çeşitli sınır şartlarında Nusselt-Rayleigh, Nu_d - Ra_d grafikleri, hız vektörleri ve sıcaklık konturları şeklinde sunulmuştur.

Yapılan çalışmada kullanılan veriler aşağıda Çizelge 4.1’de görülmektedir. Bu veriler literatürdeki deneysel çalışmadan (14) alınan veriler olup sayısal çalışmada da aynen bu veriler kullanılmıştır.

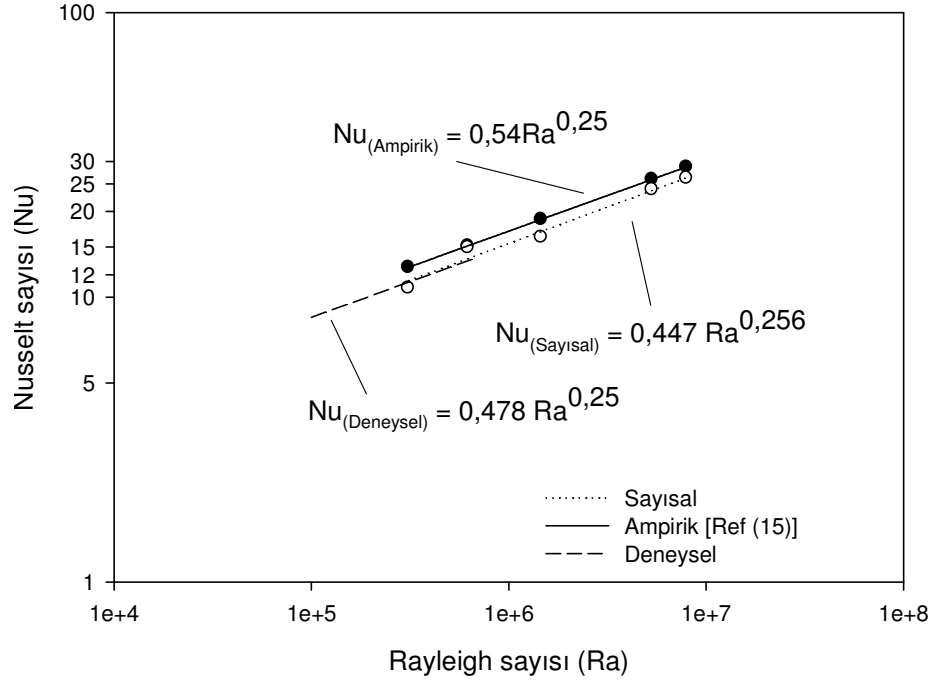
Çizelge 4.1. Sayısal çalışmada kullanılan veri değerleri

Çalışma No	d (mm)	T_h (K)	T_c (K)
1	10	310,5 – 353,6	300,8 – 325
2	15	308,1 – 350,4	294,5 – 323
3	25	301 – 340,6	294,7 – 311,8
4	35	300 – 337,6	293,4 – 305,7
5	45	297,1 – 328,2	290,9 – 299,2

4.1. Sayısal Çalışma Yönteminin Kontrolü

Yatay konumlu iki paralel levhalar arasındaki doğal konveksiyonun FLUENT programı ile çözümüne başlamadan önce kullanılacak yöntemin doğruluğunu kontrol edebilmek açısından ampirik olarak formülasyon önceden bilinen bir model üzerinde ön çalışma yapılmıştır. Bunun için yatay tek plaka üzerinde doğal konveksiyon durumu FLUENT ile modellenmiş ve Çengel (15)’de verilen ampirik formül elde edilmeye çalışılmıştır. Yapılan örnek sayısal çözüm sonucu FLUENT ile elde edilen değerlerin ampirik formülle bulunan değerlerle benzeştiği görülmüştür. Aynı zamanda bulunan sayısal sonuç Tosun (14) tarafından yapılan yatay tek plaka üzerindeki deneysel çalışma ile

de karşılaştırılmıştır. Yapılan bu karşılaştırmalar grafiksel olarak Şekil 4.1’de gösterilmiştir.



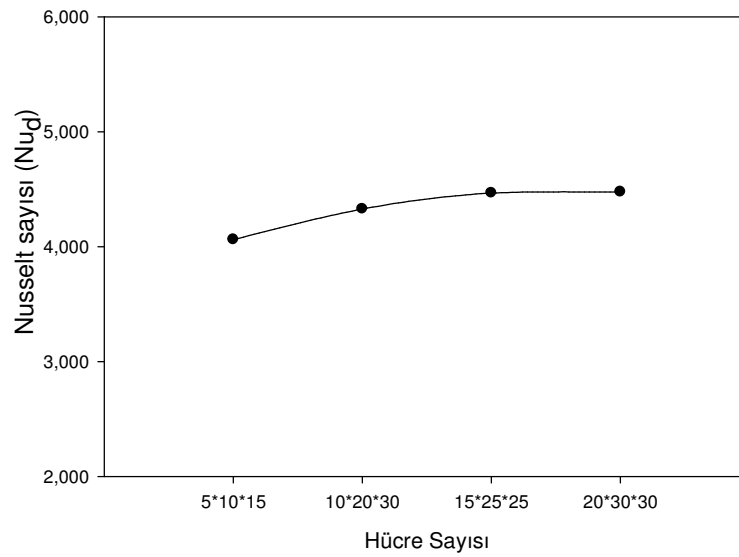
Şekil 4.1. Yatay tek plaka durumu için ampirik, deneysel ve sayısal karşılaştırma

Şekil 4.1’de görüleceği gibi FLUENT programı ile yatay tek levha üzerinde uygulanan çözüm metodu hem deneysel hem de ampirik olarak elde edilmiş bağıntılarla uyum içerisinde. Dolayısı ile yatay tek levha üzerine yapılan bu doğal konveksiyon çalışmasında kullanılan çözüm metotları aynen alınarak yatay iki paralel levha üzerinde de aynen uygulanmıştır.

4.2. Yakınsama Kriterlerinin Değerlendirilmesi

Sayısal çalışmalarda sonuçların doğruluğunun belirlenmesi için çeşitli yakınsama kriterlerinin sağlanması gerekmektedir. Bu kriterleri incelemek için $d=25\text{mm}$ levhalar arası uzaklıkta, $T_h=326,2\text{K}$, ve $T_c=306\text{K}$ şartlarındaki model için kriterlerin testi örnek olarak bu bölümde değerlendirilmiştir.

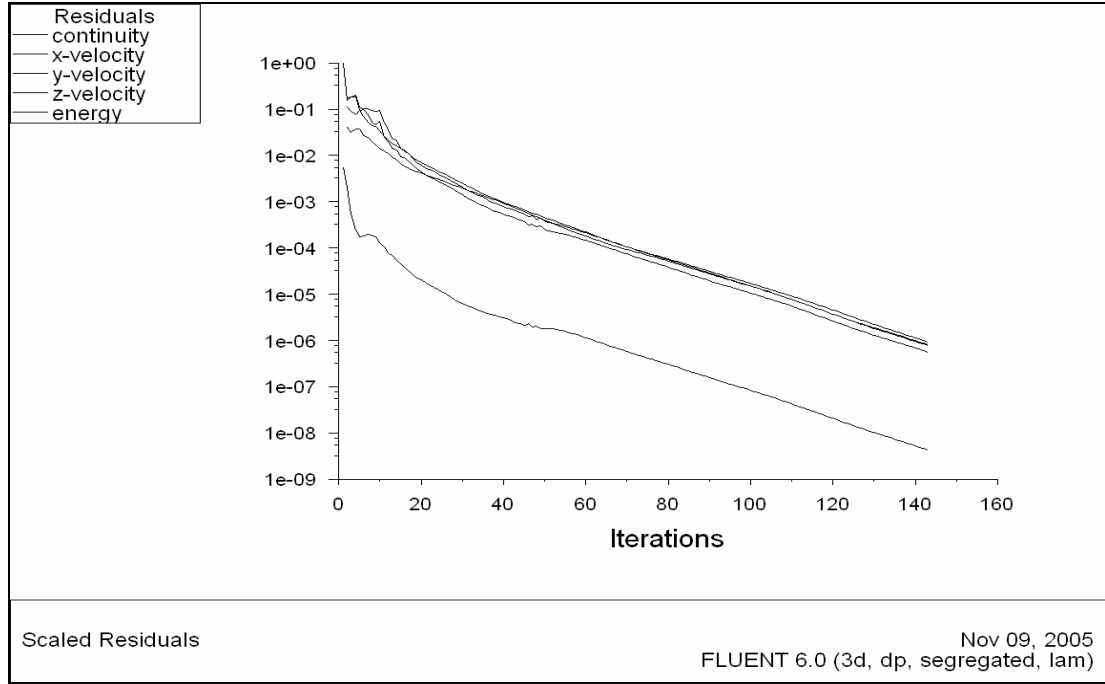
Yakınsama kriterleri içerisinde hücre sayısının değişimi ile sonuçların değişkenlik gösterip göstermediğinin kontrolü en önemli kriterlerden birisidir. Bunun için bu sayısal çalışmada çeşitli hücre sayıları için çözümler yapılmış ve sonuçların değişim gösterip göstermediği incelenmiştir. Böylece en uzak levhalar arası mesafe ($d=45\text{mm}$) için optimum grid sayısı olan $20 \times 30 \times 30$ hücre sayısında tüm mesafeler için sonuçların artık daha fazla değişim göstermediği ve deneysel sonuca düşük bir hata oranı ile yaklaştığı değerlendirilmiştir. Dolayısı ile çalışma tüm levhalar arası mesafeler için $20 \times 30 \times 30$ hücre sayısında gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.2’de $d=25\text{mm}$ için çeşitli hücre sayılarında elde edilen Nusselt sayısı (Nu_d) değerleri, elde edildikleri hücre sayıları için örnek olarak grafiklendirilmiştir.



Şekil 4.2. Hücre sayısındaki değişimin sayısal sonuçlara etkisinin irdelenmesi

Bir başka kriter, iterasyon sayısı ile sonuçların değişiklik gösterip göstermediğinin kontrolüdür. İterasyon sayısının artması ile elde edilen sonuçların bir önceki sonuç ile arasındaki farkın çok az olması gerekmektedir. Dolayısı ile de kalıntıların iterasyon sayısı arttıkça azalması gerekmektedir. Burada sunulan örnek çözüm ile ilgili olarak kalıntının iterasyon sayısı ile değişimi gösterilmiştir. Burada iterasyon sayısının artışı ile

kalıntıların azaldığı Şekil 4.3'de gösterilmiştir. Ayrıca kalıntıların azalması ile elde edilen sayısal sonuçlar bir tablo halinde Çizelge 4.2'de gösterilmiştir.



Şekil 4.3. İterasyon sayısının sonuçlara etkisinin irdelenmesi

Çizelge 4.2. Kalıntı değerlerine göre Nusselt sayısının (Nu_d) değişimi

Kalıntı	10^{-2}	10^{-3}	10^{-4}	10^{-5}	10^{-6}	10^{-7}
Nusselt Sayısı (Nu_d)	4,206	4,361	4,363	4,364	4,364	4,364

Çizelge 4.2'den görüldüğü gibi kalıntı 10^{-5} 'den itibaren Nusselt sayısı (Nu_d) değerinin değişmediği görülmektedir. Dolayısı ile sayısal çalışma sonuçları 10^{-5} kalıntı değerine ulaşıldığında alınmıştır. Sonuç olarak yapılan bu yakınsama kriterlerinin kontrolü çalışmaları ışığında sayısal çalışma ısı simetri nedeniyle $\frac{1}{4}$ çözüm alanında, $20 \times 30 \times 30$ hücre sayısında yapılmış böylece de bilgisayar çözüm zamanından tasarruf sağlanmıştır.

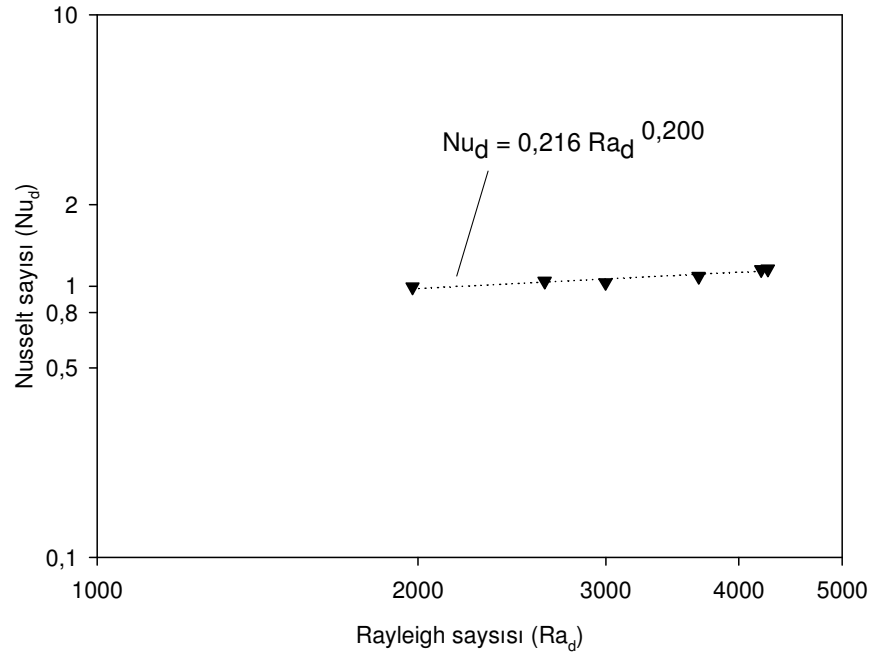
4.3. Nusselt-Rayleigh, Nu_d – Ra_d Grafikleri

Sayısal çalışmanın yapıldığı beş farklı “d” mesafesi için bulunan değerlerin grafiksel gösterimleri Şekil 4.4 ve Şekil 4.8 arasındaki şekillerde aşağıda verilmiştir. Burada, grafik eksenleri olarak Nusselt (Nu_d) ve Rayleigh (Ra_d) boyutsuz sayıları kullanılmış olup karakteristik uzunluk olarak da levhalar arası mesafe “d” kullanılmıştır.

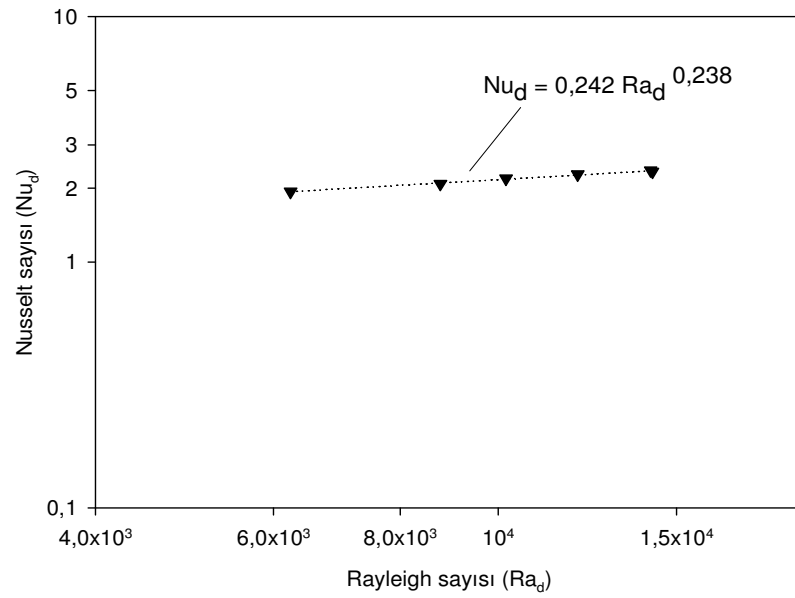
Ayrıca sayısal çalışma ile Tosun (14)’ün gerçekleştirdiği deneysel çalışma sonuçları da Nu_d – Ra_d grafikleri ile her bir “d” mesafesi için karşılaştırmalı olarak gösterilmiştir (Şekil 4.9-4.13). Hem sayısal çalışma grafiklerinde hem de karşılaştırmalı grafiklerde bulunan sonuçlar $Nu_d = C Ra_d^m$ şeklinde ifade edilmiştir.

4.3.1. Sayısal çalışma sonucu elde edilen Nusselt-Rayleigh, Nu_d – Ra_d grafikleri

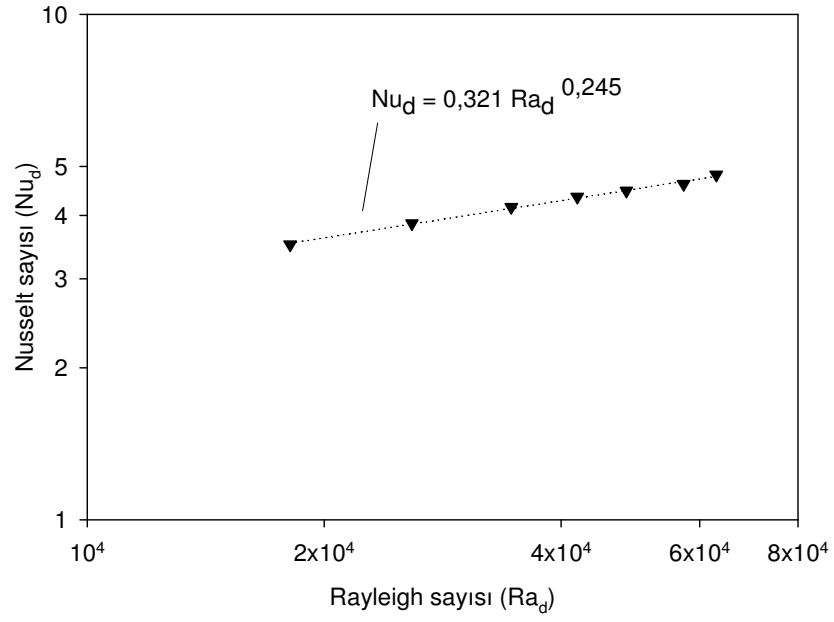
İki yatay paralel levha arasındaki mesafenin doğal konveksiyon ile ısı transferine etkisi, levhalar arasındaki mesafenin (d) 10, 15, 25, 35 ve 45mm olduğu durumlar için sayısal olarak gerçekleştirilmiştir. d=10, 15, 25, 35 ve 45mm için sayısal çalışma ile elde edilen ve Nusselt sayısının (Nu_d)-Rayleigh sayısı (Ra_d) ile değişimini gösteren grafikler Şekil 4.4 ile Şekil 4.8 arasında verilmiştir. Elde edilen Nu_d - Ra_d grafiklerinin çiziminde logaritmik eksenler kullanılmıştır.



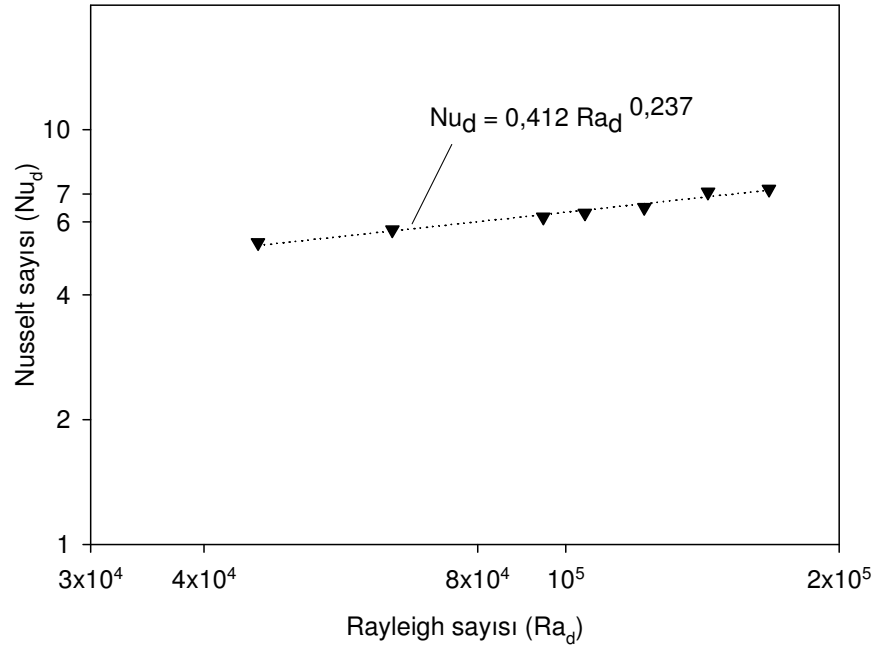
Şekil 4.4. Levhalar arası mesafenin $d=10\text{mm}$ olduğu durumda Nusselt (Nu_d) sayısının Rayleigh (Ra_d) sayısı ile değişimi



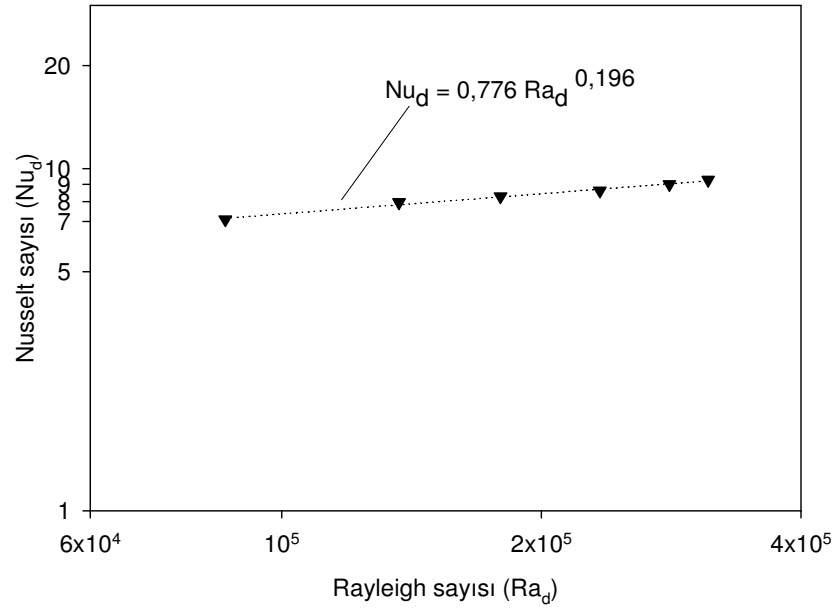
Şekil 4.5. Levhalar arası mesafenin $d=15\text{mm}$ olduğu durumda Nusselt (Nu_d) sayısının Rayleigh (Ra_d) sayısı ile değişimi



Şekil 4.6. Levhalar arası mesafenin $d=25\text{mm}$ olduğu durumda Nusselt (Nu_d) sayısının Rayleigh (Ra_d) sayısı ile değişimi



Şekil 4.7. Levhalar arası mesafenin $d=35\text{mm}$ olduğu durumda Nusselt (Nu_d) sayısının Rayleigh (Ra_d) sayısı ile değişimi

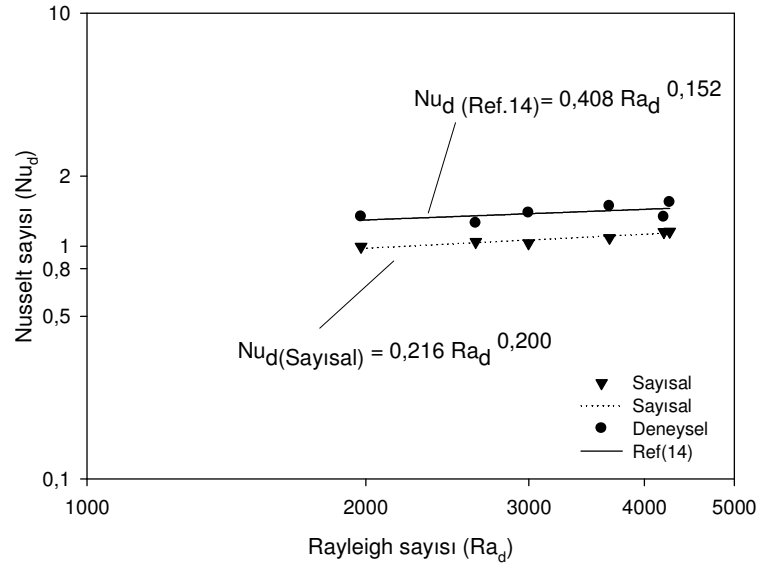


Şekil 4.8. Levhalar arası mesafenin $d=45\text{mm}$ olduğu durumda Nusselt (Nu_d) sayısının Rayleigh (Ra_d) sayısı ile değişimi

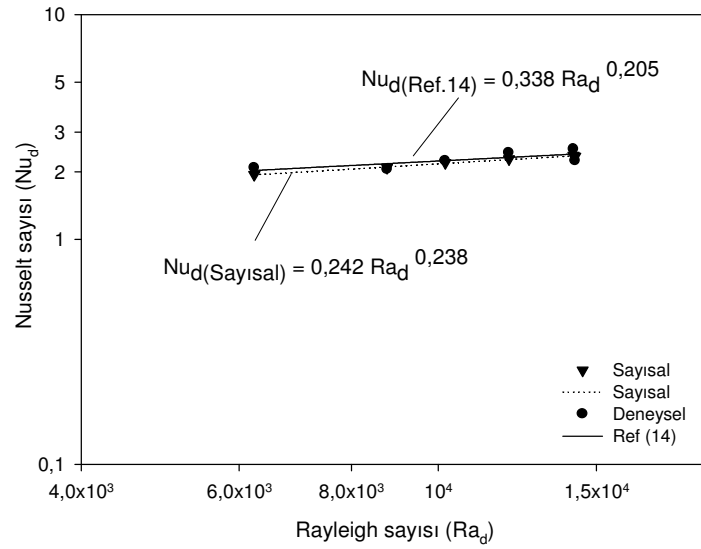
Sonuç olarak her levhalar arası mesafe (d) için verilen grafiklerden (Şekil 4.4-4.8) görülebileceği gibi tüm levhalar arası mesafeler (d) için Rayleigh sayısının (Ra_d) artışı ile Nusselt sayısının (Nu_d) arttığı belirlenmiştir.

4.3.2. Deneysel ve sayısal çalışmada elde edilen sonuçların karşılaştırılması

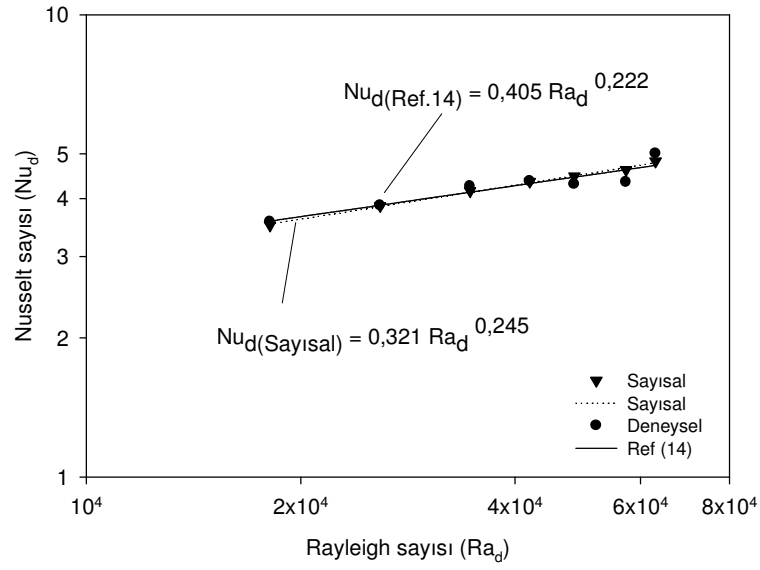
Elde edilen sayısal çalışma sonuçları ile deneysel çalışma sonuçları bu bölümde karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırmanın yapılabilmesi için deneysel olarak bulunmuş bağıntılar ile sayısal olarak elde edilen bağıntılar aynı grafik üzerinde logaritmik eksenler kullanılarak gösterilmiştir. Sayısal ve deneysel (14) çalışma sonuçları aynı grafik üzerinde Nusselt sayısının (Nu_d) Rayleigh sayısı (Ra_d) ile değişimi biçiminde gösterilmiştir. Levhalar arası mesafenin (d) 10, 15, 25, 35 ve 45mm arasında değiştiği durumlar için karşılaştırmalı grafikler (Şekil 4.9-4.13) arasında verilmiştir.



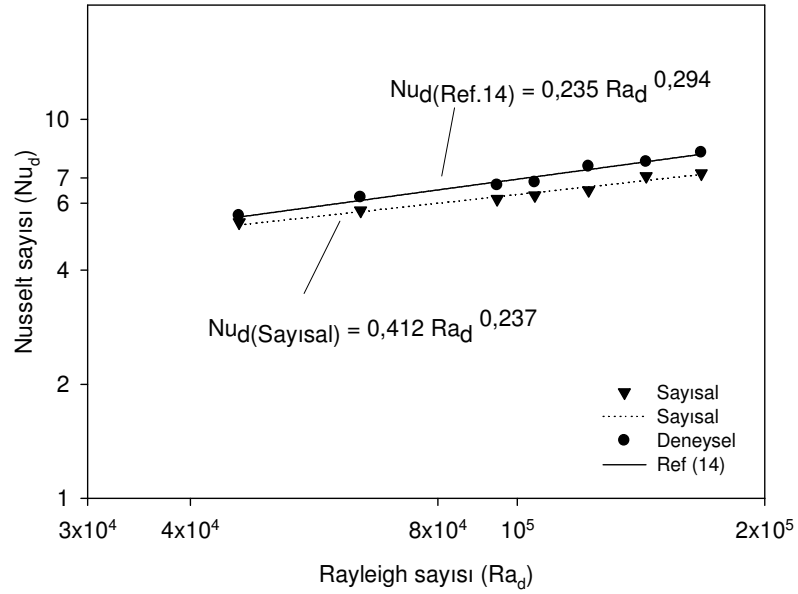
Şekil 4.9. Levhalar arası mesafenin $d=10\text{mm}$ olduğu durum için sayısal ve deneysel çalışmanın karşılaştırılması



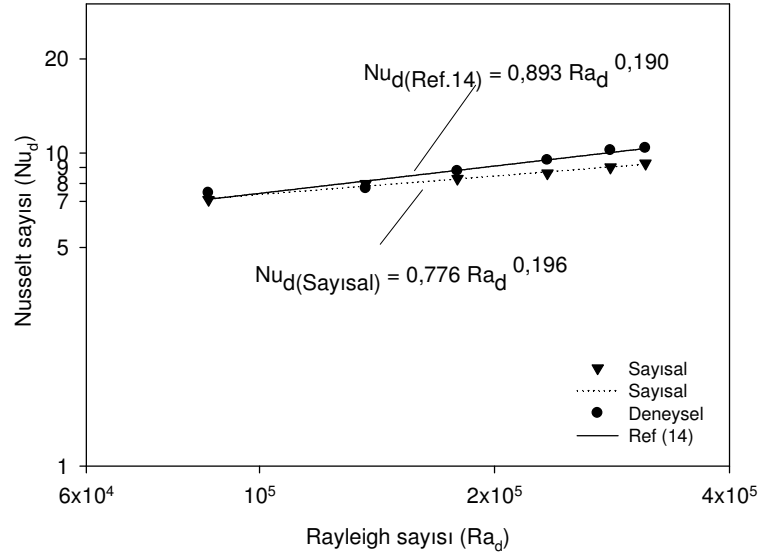
Şekil 4.10. Levhalar arası mesafenin $d=15\text{mm}$ olduğu durum için sayısal ve deneysel çalışmanın karşılaştırılması



Şekil 4.11. Levhalar arası mesafenin $d=25\text{mm}$ olduğu durum için sayısal ve deneysel çalışmanın karşılaştırılması



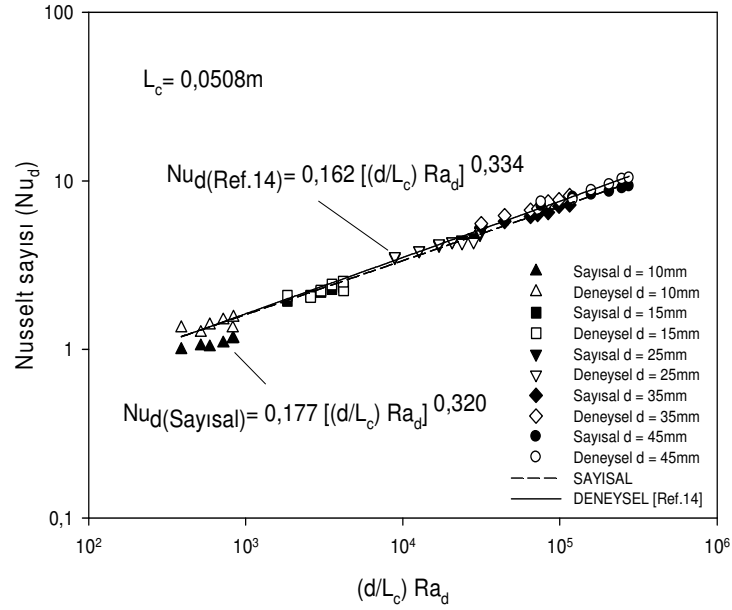
Şekil 4.12. Levhalar arası mesafenin $d=35\text{mm}$ olduğu durum için sayısal ve deneysel çalışmanın karşılaştırılması



Şekil 4.13. Levhalar arası mesafenin $d=45\text{mm}$ olduğu durum için sayısal ve deneysel çalışmanın karşılaştırılması

Elde edilen bu şekillerde Rayleigh (Ra) sayısı levhalar arası mesafenin fonksiyonu olarak tanımlanmıştır. Dolayısı ile levhalar arası mesafenin (d) artışı Rayleigh sayısının da artışı beraberinde getirmektedir. Elde edilen karşılaştırmalı grafiklerden Rayleigh sayısının artışı ile Nusselt sayısının da artış gösterdiği görülmektedir. Dolayısı ile buradan levhalar arası mesafenin (d) artışı ile Nusselt sayısının artacağı sonucuna varılmaktadır. Nusselt (Nu) sayısı doğal konveksiyon ile ısı transferinin artması veya azalmasını tanımladığından, elde edilen grafikler levhalar arası mesafenin (d) artışı ile doğal konveksiyon ile ısı transferinin de arttığını göstermektedir.

Farklı perdeleme uzaklıkları için $Nu_d = C Ra_d^m$ şeklinde ifade edilmeye çalışılan grafikleri, bir grafik altında toplamak amacı ile levhalar arası uzaklıklar karakteristik uzunluğa ($L_c = \text{Alan}/\text{Çevre}$) bölünerek Rayleigh sayısı ile çarpılmış ve tüm mesafeler için ortalama Nusselt sayısının belirlenebileceği grafik, $Nu_d = C[(d/L)Ra_d]^m$ bağıntısı kullanılarak Şekil 4.14'de hazırlanmıştır.



Şekil 4.14. Tüm mesafeler için sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

Şekil 4.14’de belirtilen bağıntılara bakıldığında levhalar arası mesafenin (d) artışı ile hem sayısal hem de deneysel Nusselt değerlerinin arttığı ve dolayısı ile de doğal konveksiyonun arttığı net olarak görülebilmektedir. Ayrıca deneysel ve sayısal çalışmanın uyum içersinde olduğu gözlemlenmektedir. Çeşitli $(d/L_c)Ra_d$ değerleri için deneysel ve sayısal sonuçların Şekil 4.14’de görülen bağıntılar aracılığı ile karşılaştırılması Çizelge 4.3’de sunulmuştur. Yüzde hata hesaplanmasında kullanılan eşitlik şu şekildedir.

$$\% Hata = \left| \frac{Nu_{(SAYISAL)} - Nu_{(DENEYSEL)}}{Nu_{(SAYISAL)}} \right| \times 100 \quad [4.1]$$

Çizelge 4.3. Deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması

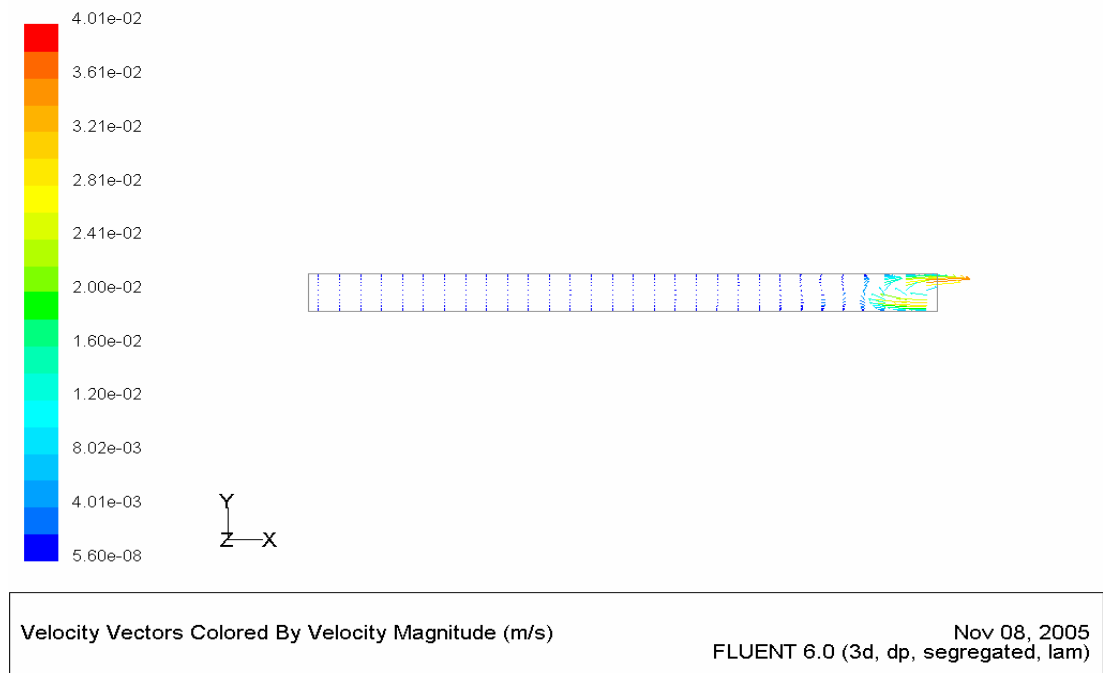
$(d/L_c)Ra_d$	$Nu_{(DENEYSEL)}$	$Nu_{(SAYISAL)}$	% Hata
10^3	1,627	1,674	2,81
10^4	3,512	3,373	4,12
10^5	7,577	7,046	7,54

4.4. Hız Vektörleri

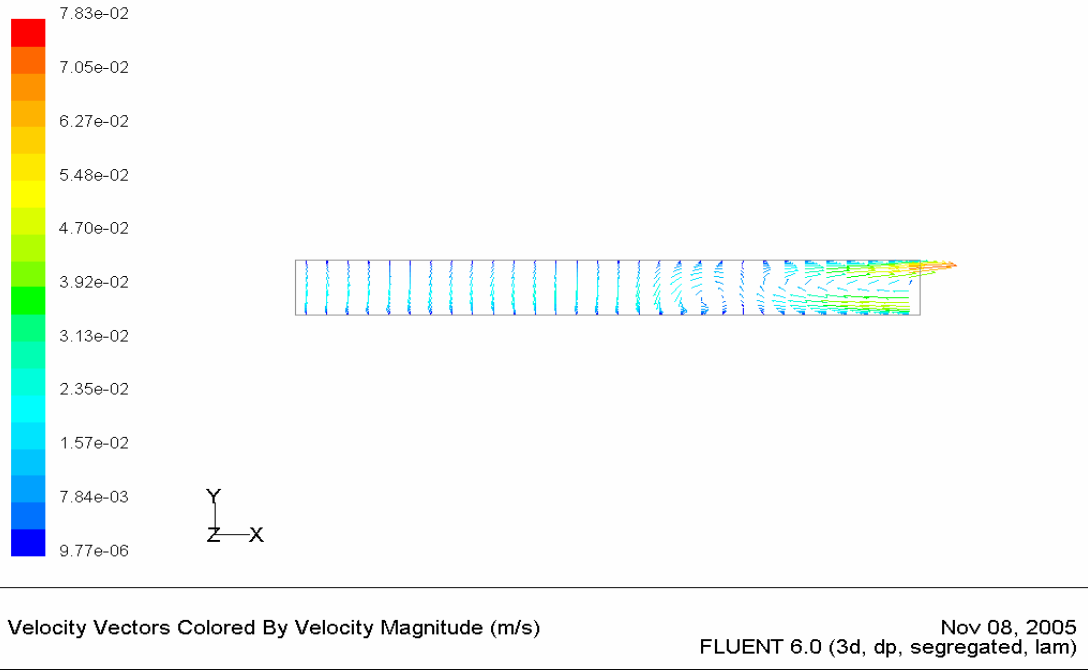
Levhalar arası mesafenin 10mm ile 45mm arasında değiştiği durumlar için çeşitli alt levha sıcaklığı (T_h) ve üst levha sıcaklığı (T_c) değerlerinde oluşan hız vektörlerinin gösterimi x-y eksen yönünde ve y-z eksen yönünde verilmiştir. Şekil 4.15–4.19’da x-y yönündeki hız vektörleri, Şekil 4.20–4.24’de ise y-z yönündeki hız vektörleri verilmiştir.

4.4.1. x-y yönünde hız vektörleri

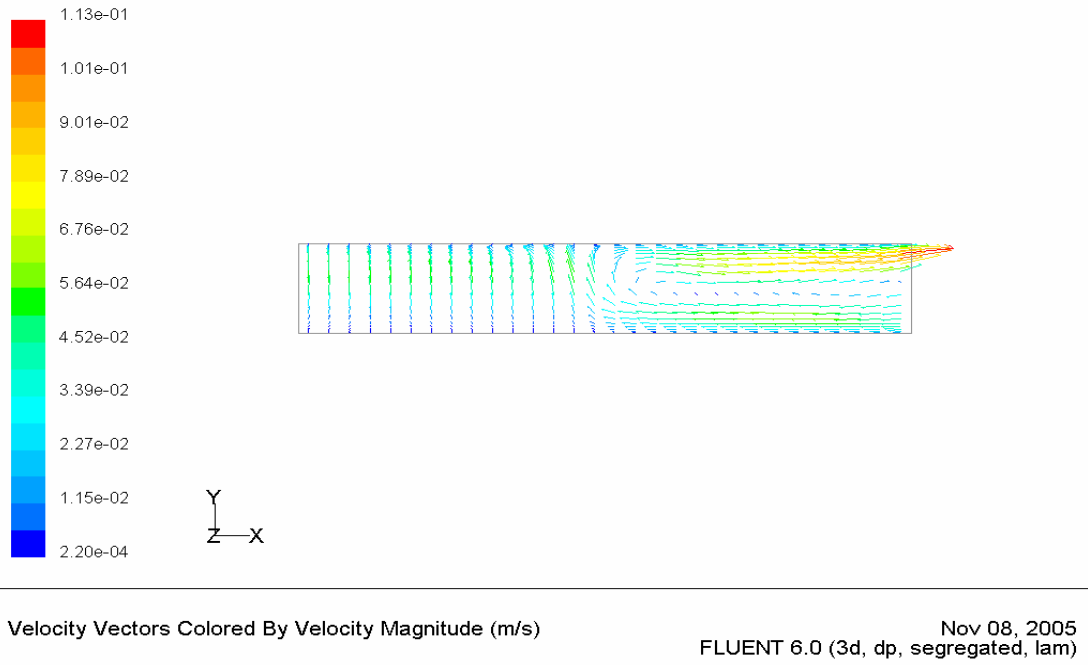
x-y yönündeki hız vektörleri her levhalar arası mesafe için Şekil 4.15 ile Şekil 4.19 arasında verilmiştir. Hız vektörlerinin tamamı $z=0$ simetri düzlemi (EFHG) üzerinde çizdirilmiştir.



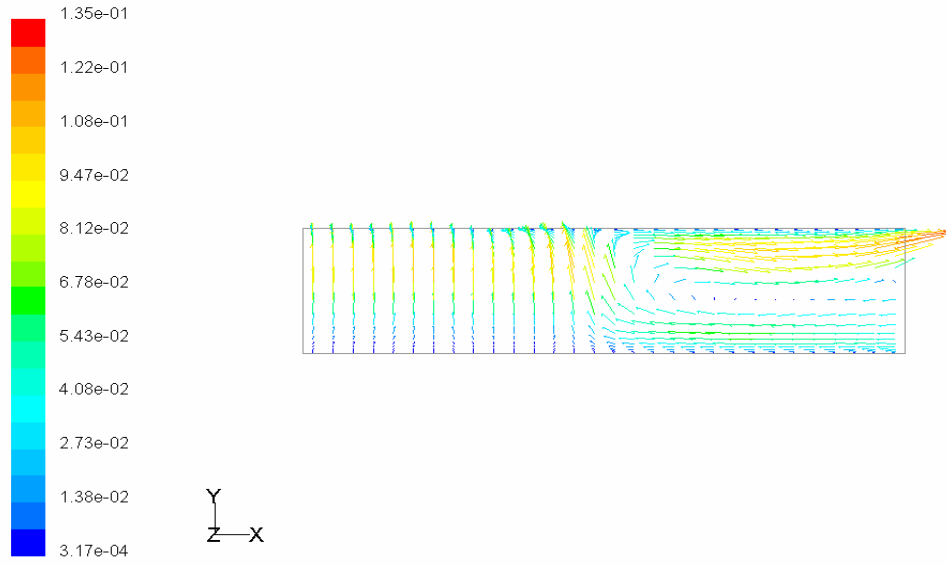
Şekil 4.15. $d=10\text{mm}$, $T_h=325,7\text{K}$, $T_c=309,3\text{K}$ ve $T_\infty=289,9\text{K}$ için x-y yönünde hız vektörü



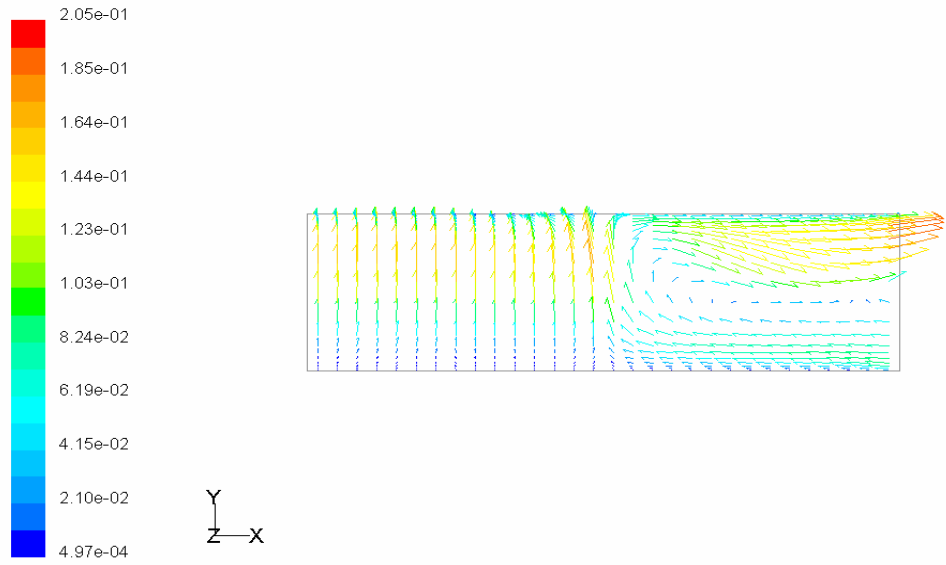
Şekil 4.16. $d=15\text{mm}$, $T_h=325,8\text{K}$, $T_c=308,9\text{K}$ ve $T_\infty=289,8\text{K}$ için x-y yönünde hız vektörü



Şekil 4.17. $d=25\text{mm}$, $T_h=326,2\text{K}$, $T_c=306,0\text{K}$ ve $T_\infty=289,2\text{K}$ için x-y yönünde hız vektörü



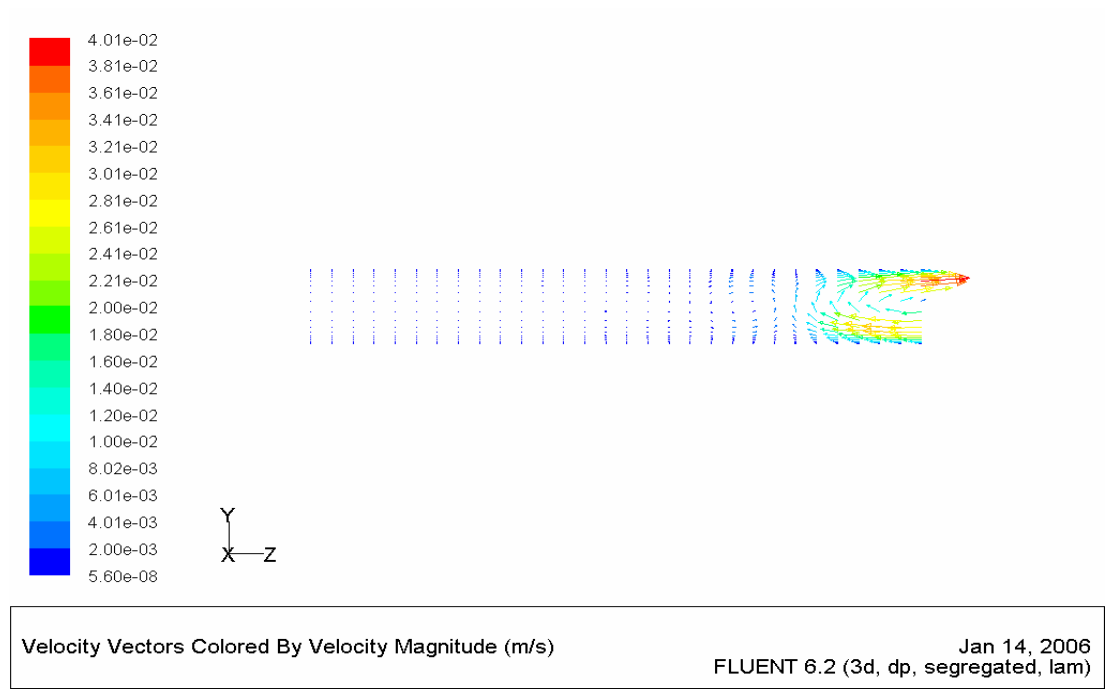
Şekil 4.18. $d=35\text{mm}$, $T_h=323,9\text{K}$, $T_c=302,2\text{K}$ ve $T_\infty=290,0\text{K}$ için x-y yönünde hız vektörü



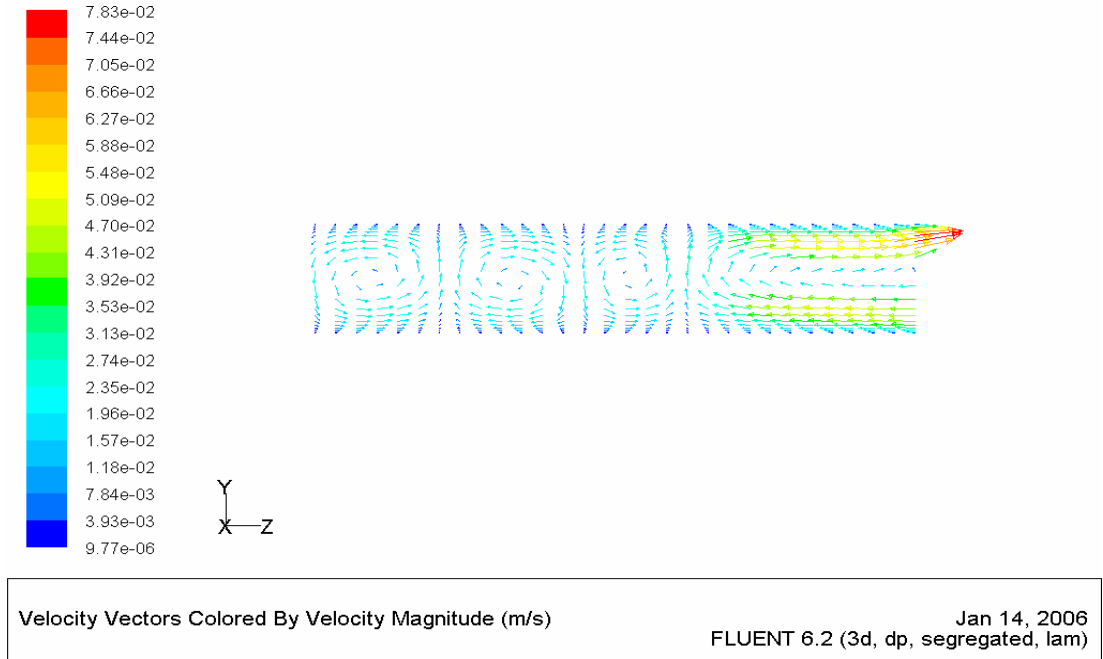
Şekil 4.19. $d=45\text{mm}$, $T_h=328,2\text{K}$, $T_c=299,2\text{K}$ ve $T_\infty=287,3\text{K}$ için x-y yönünde hız vektörü

4.4.2. y-z yönünde hız vektörleri

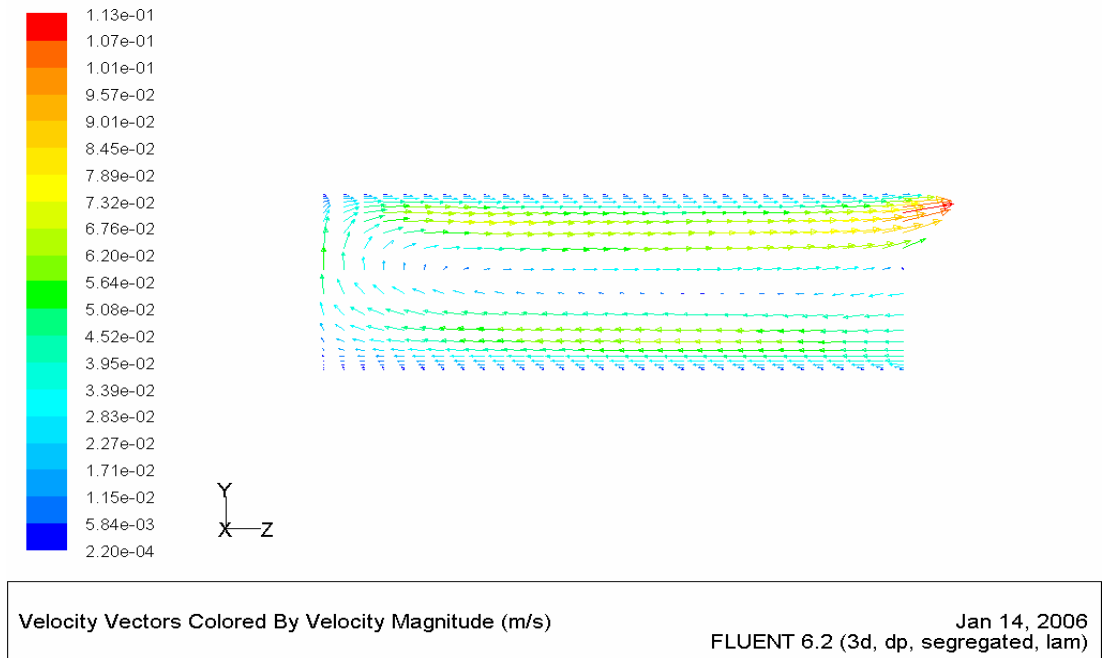
y-z yönündeki hız vektörleri her levhalar arası mesafe için Şekil 4.20 ile Şekil 4.24 arasında verilmiştir. Hız vektörlerinin tamamı $x=0$ simetri düzlemi (AEGC) üzerinde çizdirilmiştir.



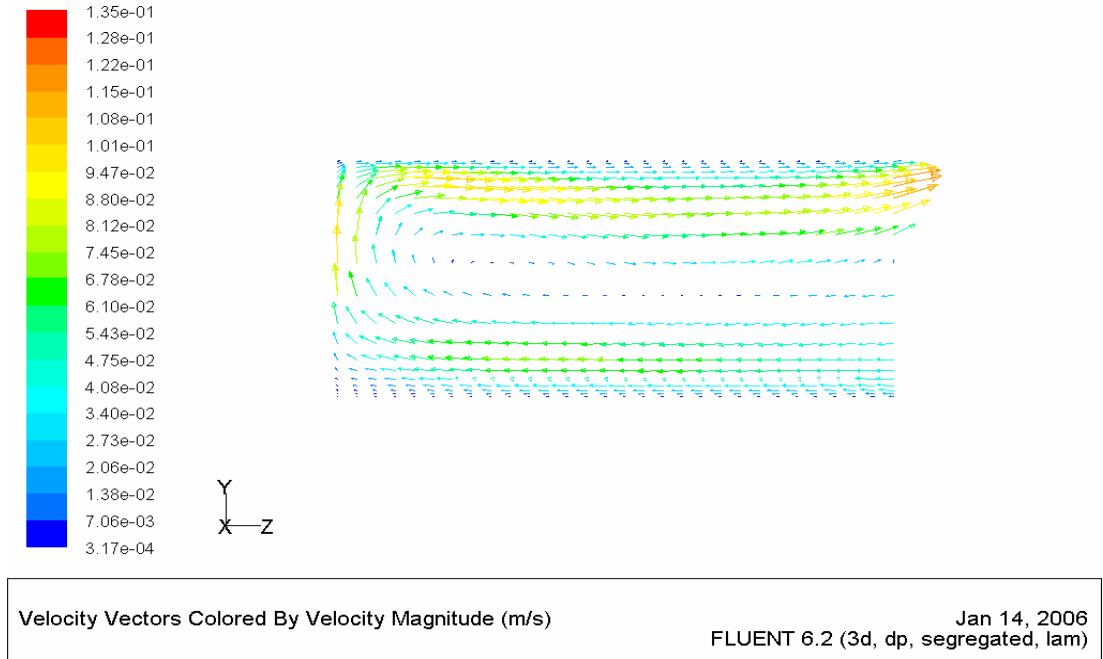
Şekil 4.20. $d=10\text{mm}$, $T_h=325,7\text{K}$, $T_c=309,3\text{K}$ ve $T_\infty=289,9\text{K}$ için y-z yönünde hız vektörü



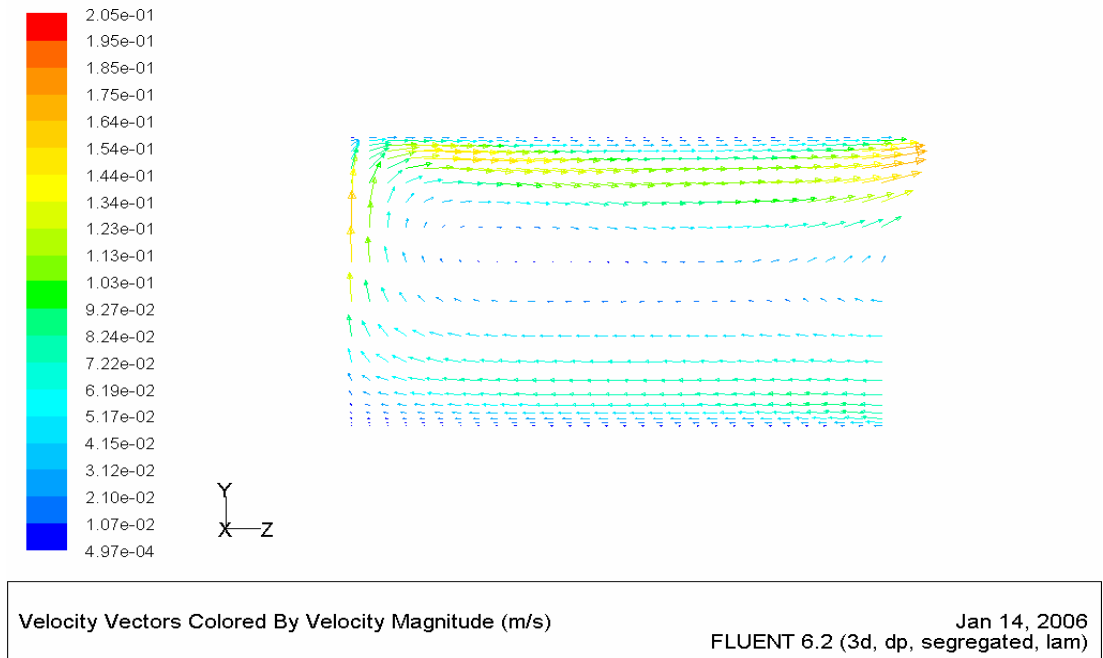
Şekil 4.21. $d=15\text{mm}$, $T_h=325,8\text{K}$, $T_c=308,9\text{K}$ ve $T_\infty=289,8\text{K}$ için y-z yönünde hız vektörü



Şekil 4.22. $d=25\text{mm}$, $T_h=326,2\text{K}$, $T_c=306,0\text{K}$ ve $T_\infty=289,2\text{K}$ için y-z yönünde hız vektörü



Şekil 4.23. $d=35\text{mm}$, $T_h=323,9\text{K}$, $T_c=302,2\text{K}$ ve $T_\infty=290,0\text{K}$ için y-z yönünde hız vektörü



Şekil 4.24. $d=45\text{mm}$, $T_h=328,2\text{K}$, $T_c=299,2\text{K}$ ve $T_\infty=287,3\text{K}$ için y-z yönünde hız vektörü

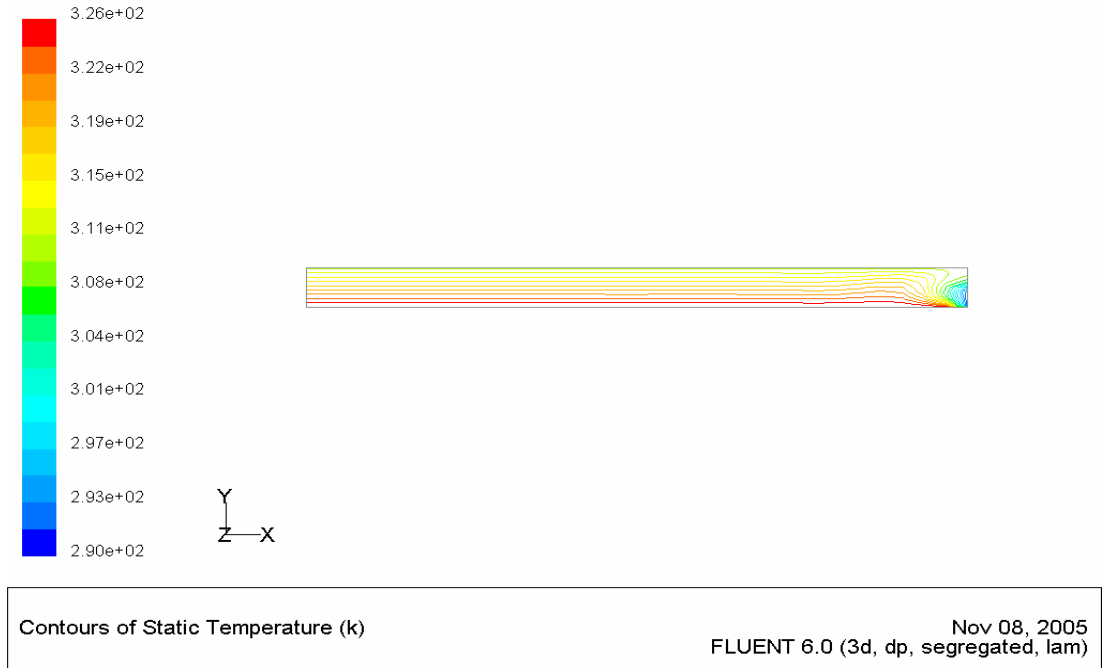
Elde edilen hız vektörlerinde, $d=15\text{mm}$ için hız vektörlerinin değişim gösterdiği ve levhalar arasında dolaşan havanın levha merkezine ulaştığı görülmektedir. Bunun sonucu olarak da $d=15\text{mm}$ 'de iletim ile ısı transferinin etkisini yitirdiği ve doğal konveksiyon ile ısı transferinin etkisini arttırdığı görülmektedir. Dolayısı ile $152,4\text{mm}\times 304,8\text{mm}\times 2\text{mm}$ boyutunda atmosfere açık sınırları bulunan paralel yatay iki levhadan oluşan bu tür bir sistem için ısı transferinin iletimden konveksiyona geçiş yaptığı levhalar arası mesafenin $d=15\text{mm}$ olduğu ve bu şartlardaki sistemin kritik Rayleigh sayısının $Ra_d=6235$ olduğu görülmektedir. Literatürde (15) bulunan ve kapalı hacimler için tanımlanmış kritik Rayleigh sayısı ise $Ra_d=1708$ olarak bilinmektedir.

4.5. Sıcaklık Konturları

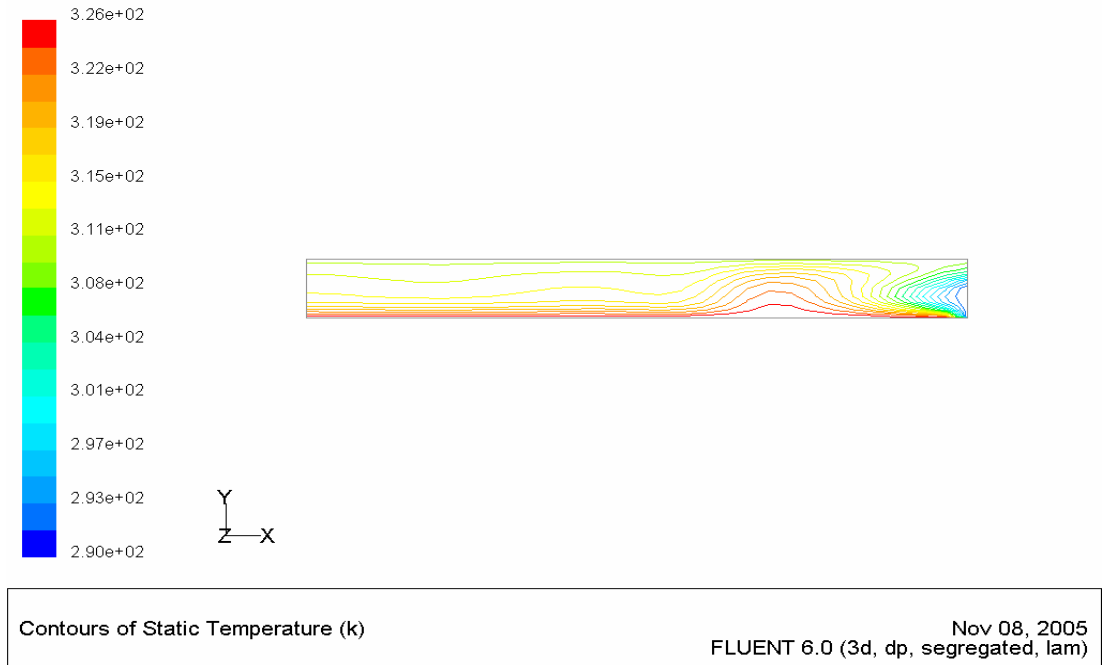
Levhalar arası mesafenin 10mm ile 45mm arasında değiştiği durumlar için çeşitli T_h ve T_c değerlerinde oluşan sıcaklık konturlarının gösterimi x-y eksen yönünde ve y-z eksen yönünde verilmiştir. Şekil 4.25-29'da x-y yönündeki sıcaklık konturları, Şekil 4.30-4.34'de ise y-z yönündeki sıcaklık konturları verilmiştir.

4.5.1. x-y yönünde sıcaklık konturları

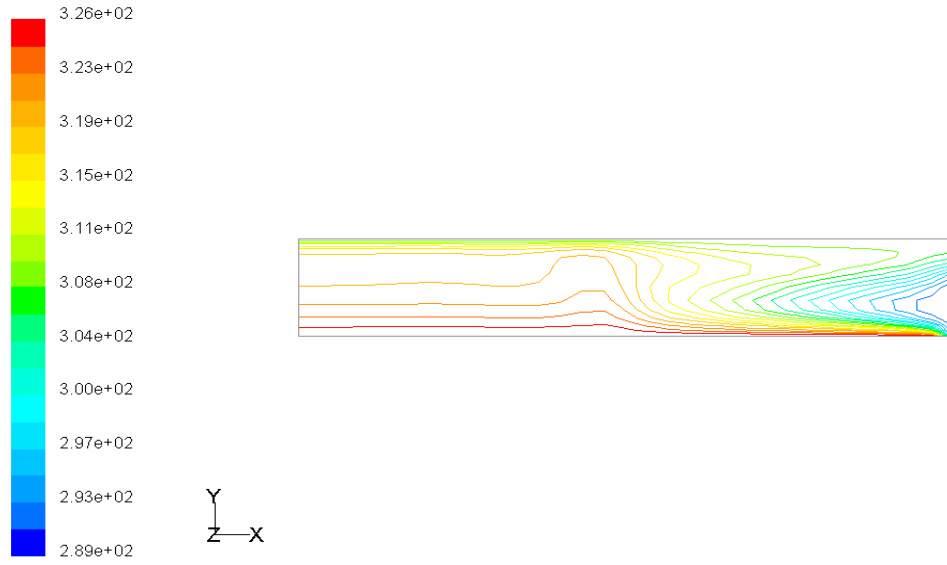
x-y yönündeki sıcaklık konturları her levhalar arası mesafe için Şekil 4.25 ile Şekil 4.29 arasında verilmiştir. Sıcaklık konturlarının tamamı $z=0$ simetri düzlemi (EFHG) üzerinde çizdirilmiştir.



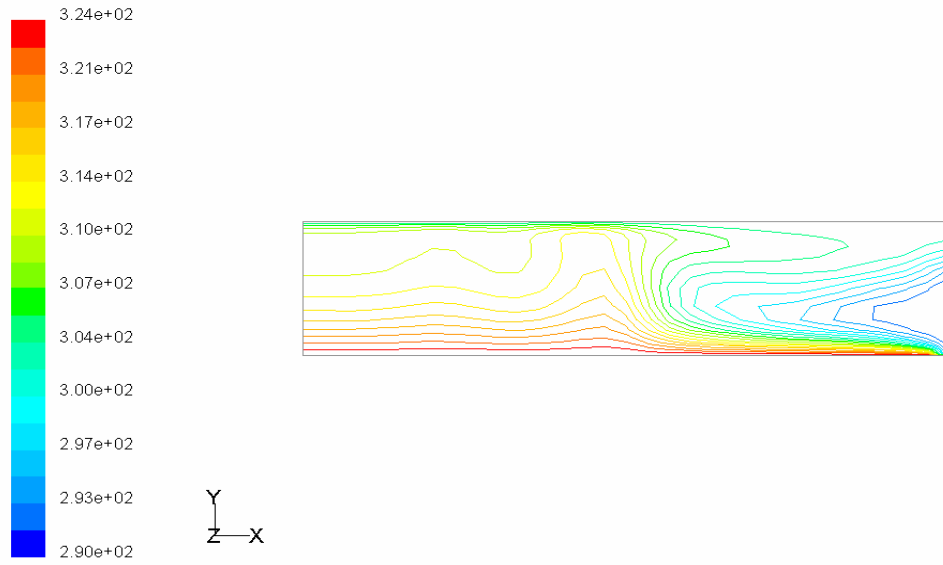
Şekil 4.25. $d=10\text{mm}$, $T_h=325,7\text{K}$, $T_c=309,3\text{K}$ ve $T_\infty=289,9\text{K}$ için x-y yönünde sıcaklık konturu



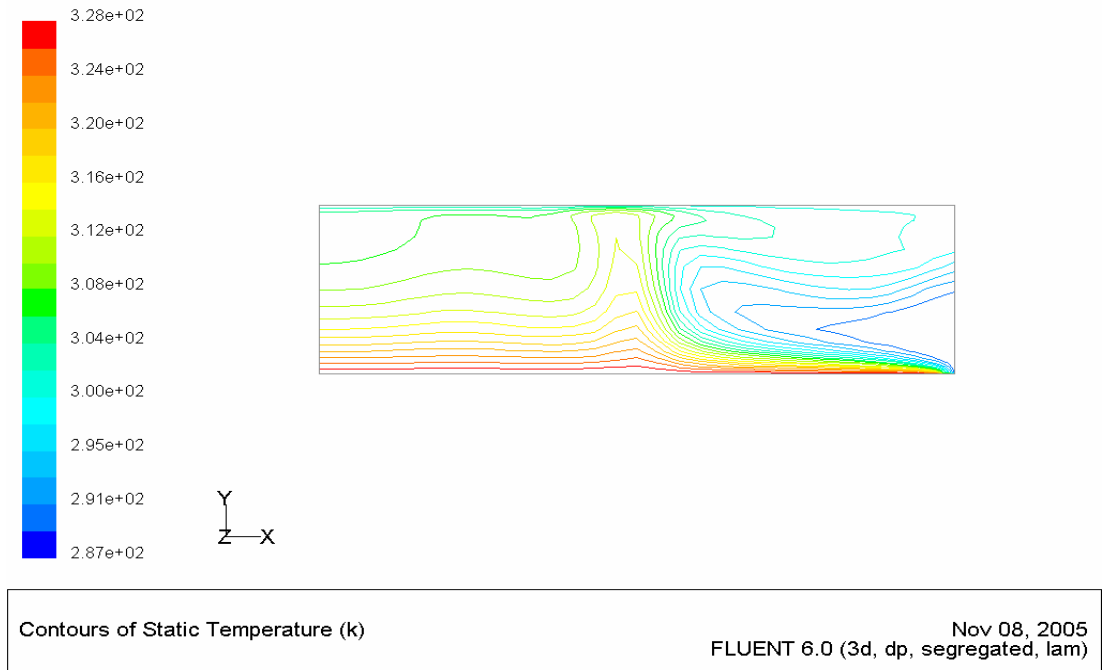
Şekil 4.26. $d=15\text{mm}$, $T_h=325,8\text{K}$, $T_c=308,9\text{K}$ ve $T_\infty=289,8\text{K}$ için x-y yönünde sıcaklık konturu



Şekil 4.27. $d=25\text{mm}$, $T_h=326,2\text{K}$, $T_c=306\text{K}$ ve $T_\infty=289,2\text{K}$ için x-y yönünde sıcaklık konturu



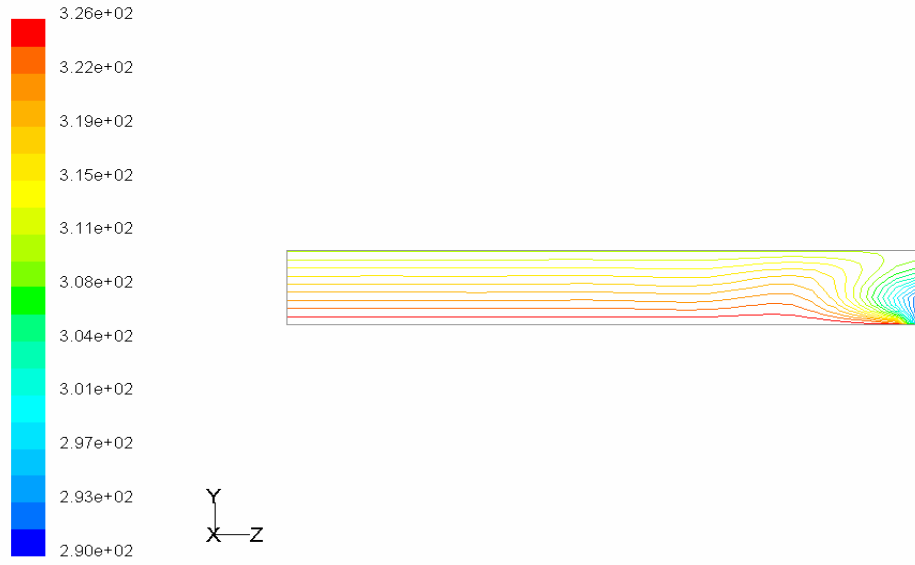
Şekil 4.28. $d=35\text{mm}$, $T_h=323,9\text{K}$, $T_c=302,2\text{K}$ ve $T_\infty=290,0\text{K}$ için x-y yönünde sıcaklık konturu



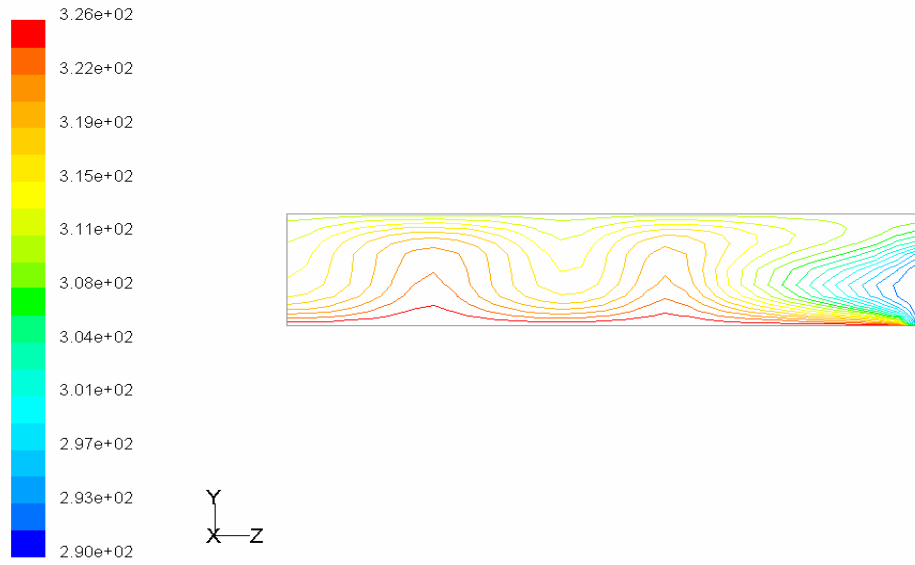
Şekil 4.29. $d=45\text{mm}$, $T_h=328,2\text{K}$, $T_c=299,2\text{K}$ ve $T_\infty=287,3\text{K}$ için x-y yönünde sıcaklık konturu

4.5.2. y-z yönünde sıcaklık konturları

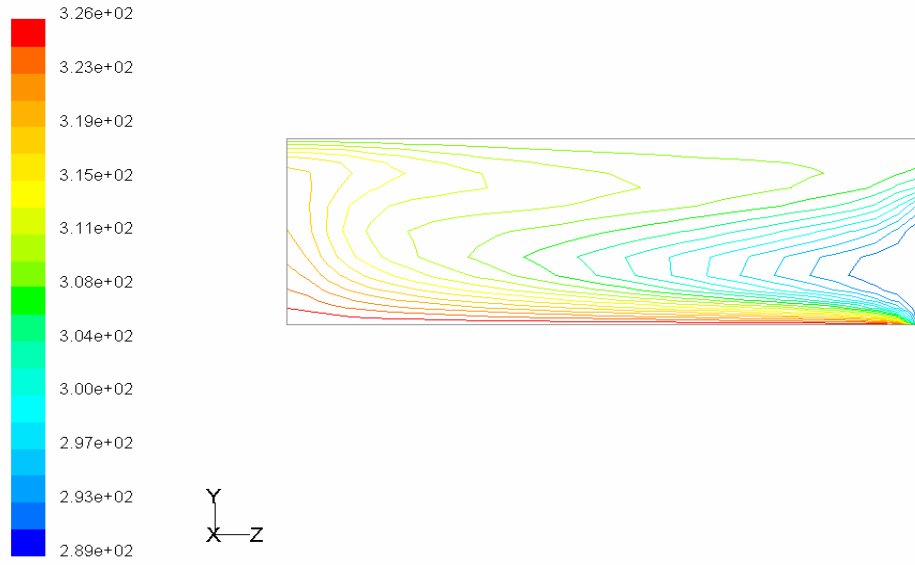
y-z yönündeki sıcaklık konturları her levhalar arası mesafe için Şekil 4.30 ile Şekil 4.34 arasında verilmiştir. Sıcaklık konturlarının tamamı $x=0$ simetri düzlemi (AEGC) üzerinde çizdirilmiştir.



Şekil 4.30. $d=10\text{mm}$, $T_h=325,7\text{K}$, $T_c=309,3\text{K}$ ve $T_\infty=289,9\text{K}$ için y-z yönünde sıcaklık konturu



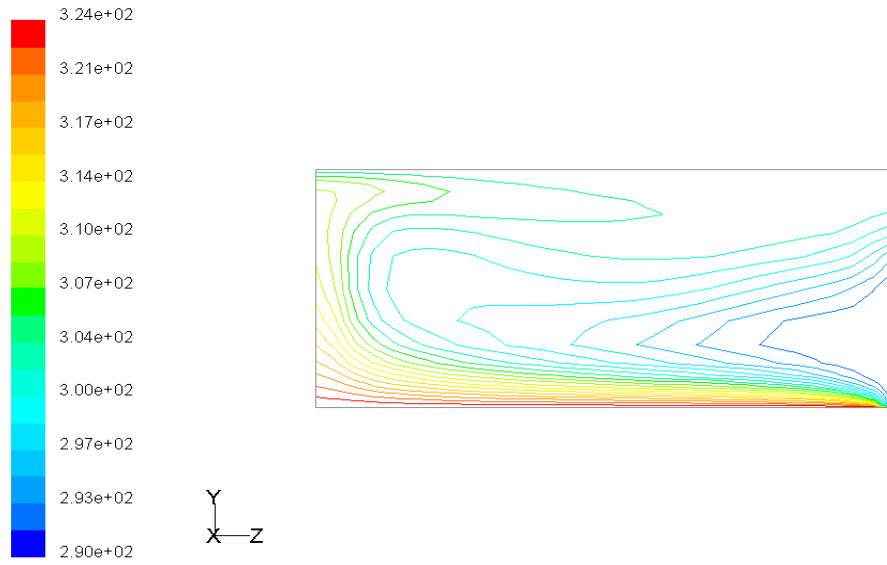
Şekil 4.31. $d=15\text{mm}$, $T_h=325,8\text{K}$, $T_c=308,9\text{K}$ ve $T_\infty=289,8\text{K}$ için y-z yönünde sıcaklık konturu



Contours of Static Temperature (k)

Jan 14, 2006
FLUENT 6.0 (3d, dp, segregated, lam)

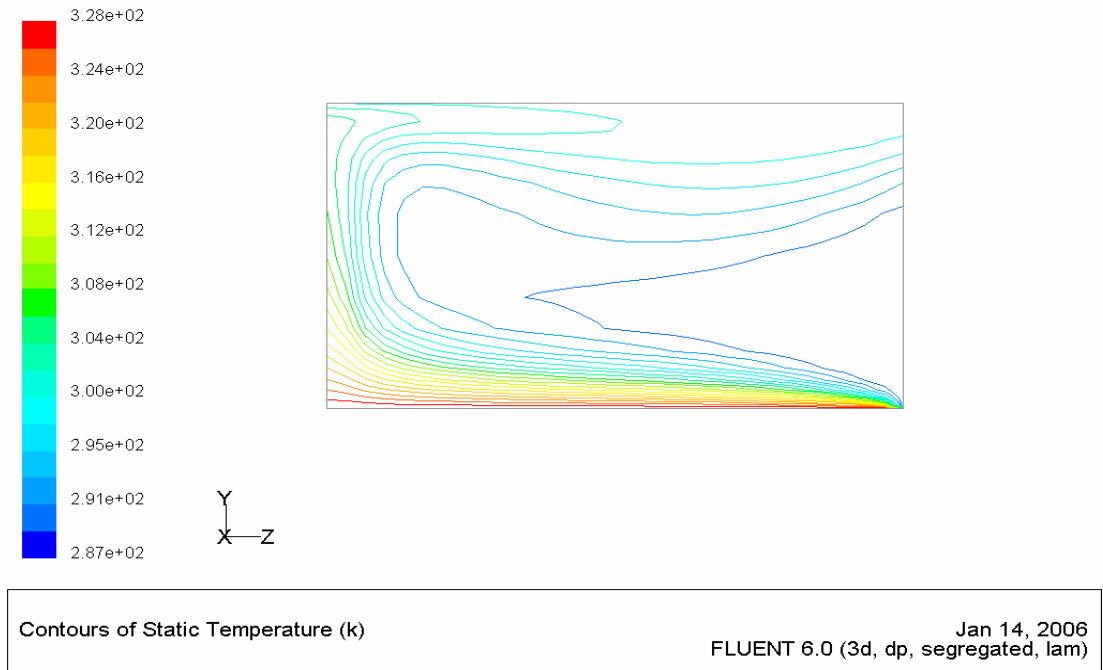
Şekil 4.32. $d=25\text{mm}$, $T_h=326,2\text{K}$, $T_c=306\text{K}$ ve $T_\infty=289,2\text{K}$ için y-z yönünde sıcaklık konturu



Contours of Static Temperature (k)

Jan 14, 2006
FLUENT 6.0 (3d, dp, segregated, lam)

Şekil 4.33. $d=35\text{mm}$, $T_h=323,9\text{K}$, $T_c=302,2\text{K}$ ve $T_\infty=290,0\text{K}$ için y-z yönünde sıcaklık konturu



Şekil 4.34. $d=45\text{mm}$, $T_h=328,2\text{K}$, $T_c=299,2\text{K}$ ve $T_\infty=287,3\text{K}$ için y-z yönünde sıcaklık konturu

Elde edilen sıcaklık konturlarından da görülebileceği gibi levhalar arası mesafe arttıkça levhalar arasında dolaşan havanın sıcaklığının azaldığı görülmektedir. Dolayısı ile de doğal konveksiyonun arttığı ve bunun da levhaların soğutulmasında etkin rol oynadığı gözlemlenmektedir.

5. SICAKLIK FARKININ VE LEVHA BOYUTLARININ DOĞAL KONVEKSİYON ÜZERİNE ETKİSİ

Tosun (14) tarafından bulunan deneysel sonuçların sayısal olarak tekrar ele alınarak incelenmesi aşamasının ardından çeşitli ek sayısal çözümler gerçekleştirilmiştir.

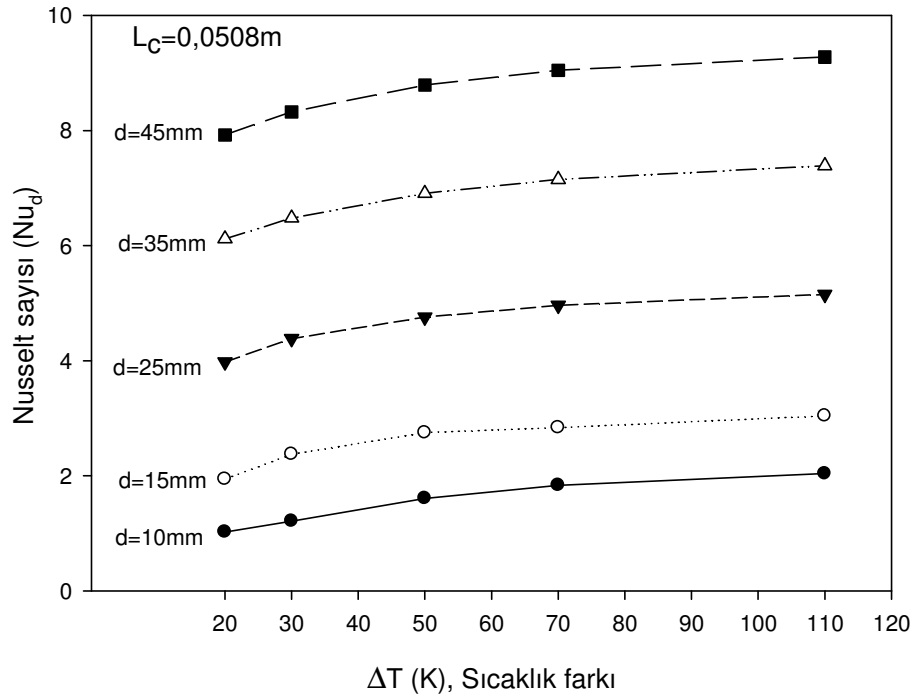
Bu çalışmalarda ilk olarak alt levha ile ortam arası sıcaklık farkının (ΔT) doğal konveksiyon üzerine etkisi incelenmiş ve sistem olarak ise yine Tosun (14)'ün kullandığı levha boyutlarından bir model hazırlanmıştır. Fakat bu model üzerinde deneysel çalışmadan elde edilen sonuçların dışında farklı sıcaklık farklarının incelenmesi sağlanmıştır. Ayrıca alt levha üzerinde x-yönündeki yerel Nusselt sayılarının (Nu_x), $z=0$ koordinatında bulunan simetri düzleminden levha genişliğince z-yönünde levha kenarına yaklaşıldığında gösterdiği değişim de yine bu model üzerinde incelenmiştir. Bu çalışma için sonuçlar Bölüm 5.1'de verilmiştir.

İkinci olarak ise levha boyutlarındaki değişimin doğal konveksiyon üzerine etkisinin incelenmesi doğrultusunda çalışmalar yapılmıştır. Bu çerçevede Tosun (14)'ün deney düzeneğinde kullandığı levha boyutları üzerinde değişiklikler yapılarak çeşitli levha boyutları için modeller oluşturulmuş ve sabit bir alt levha ile ortam arası sıcaklık farkı ($\Delta T = T_h - T_\infty$) için sayısal hesaplamalar yapılmıştır. Çalışma sonuçları Bölüm 5.2'de verilmiştir.

5.1. Alt Levha ile Ortam Arası Sıcaklık Farkının Doğal Konveksiyon İle Isı Transferi Üzerine Etkisi

Levha ile ortam arası sıcaklık farkının ($\Delta T = T_h - T_\infty$) doğal konveksiyon üzerine etkisinin daha net olarak anlaşılabilmesi amacı ile levha boyutlarının yine 152,4mm × 304,8mm × 2mm olduğu, sabit levha sıcaklıklarının kullanıldığı, sınır şartlarının Şekil 3.5'de olduğu gibi aynen kullanıldığı bir model oluşturulmuştur. Bu sistem içinde yine optimum grid sayısı olan 20×30×30 grid sayısı kullanılmış ve levhalar arası mesafenin $d=10\text{mm}$, 15mm, 25mm,

35mm ve 45mm arasında değiştiği durumlar için çeşitli incelemeler yapılmıştır. Problemlerin özümünde Bölüm 3.4’de detaylı olarak anlatılan yöntemler ve çözüm metotları sırasıyla uygulanmış, yakınsama kriterleri de dikkate alınarak çözümler gerçekleştirilmiştir. Bu incelemelerde, üst levha sıcaklığı (T_c) sabit olarak 300K’de tutulmuş, ortam sıcaklığı (T_∞) sabit olarak 290K’de, alt levha sıcaklığı (T_h) ise yine sabit tutulmuş ve alt levha ile ortam arasındaki sıcaklık farkı ($\Delta T = T_h - T_\infty$)=20K, 30K, 50K, 70K ve 110K olacak şekilde sayısal çalışma gerçekleştirilmiştir. Bu alışma sonucu elde edilen $\Delta T - Nu_d$ grafiği şekil 5.1’de verilmiştir.

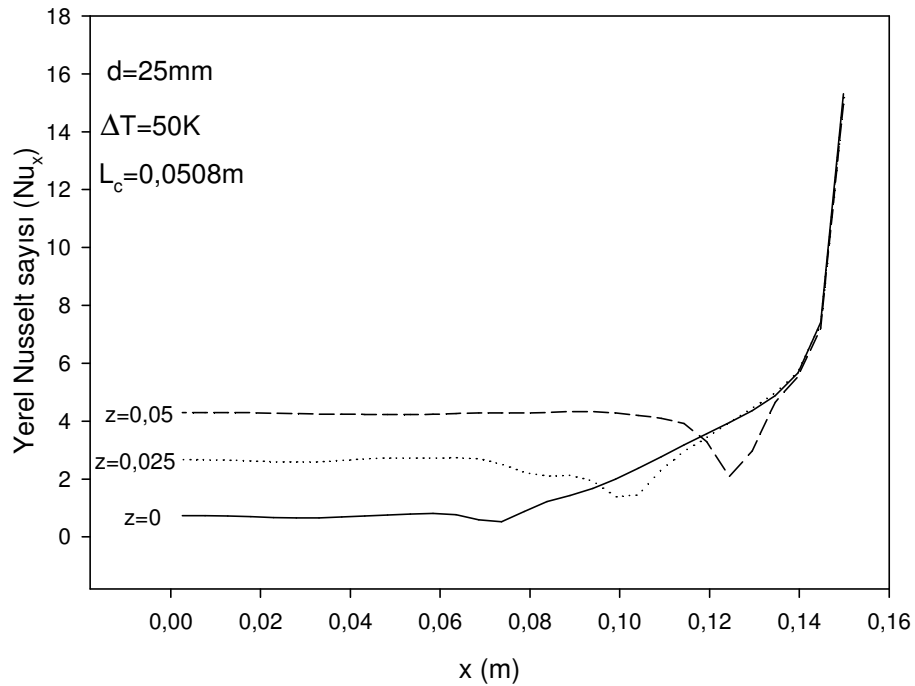


şekil 5.1. Sıcaklık farkının doğal konveksiyona etkisinin incelenmesi

şekil 5.1’de her plaka mesafesi (d) ayrı ayrı ele alındığında sıcaklık farkının (ΔT) artışı ile Nu_d değerinin arttığı dolayısı ile de doğal konveksiyon ile ısı transferinin artış gösterdiği gözlemlenmiştir. Ayrıca levhalar arası mesafenin (d) artışı ile sabit ΔT değeri için Nu_d değerinin yine artış gösterdiği ve doğal konveksiyonun etkisinin arttığı görölmüştür. Sıcaklık farkının etkisinin

gözlemlenebilmesi için örnek olarak $d=25\text{mm}$ için x-y ve y-z yönlerindeki hız vektörleri ve sıcaklık konturları EK-1’de verilmiştir.

Alt levha ile ortam arası sıcaklık farkının etkisinin incelendiği sistemden elde edilen sonuçlarla bir başka parametre olan alt levha yüzeyindeki x-yönündeki yerel Nusselt (Nu_x) sayılarının değişimi de incelenmiştir. Bu çalışma yapılırken ilk olarak levhalar arası mesafe $d=25\text{mm}$ alınmış, $T_h=340\text{K}$, $T_c=300\text{K}$, $T_\infty=290\text{K}$ dolayısıyla $\Delta T=T_h-T_\infty=50\text{K}$ olarak sabit tutulmuş ve alt levha yüzeyindeki $z=0$, $z=0,025$ ve $z=0,05$ çizgileri doğrultusundaki doğal konveksiyon ile ısı transferi incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar Şekil 5.2’de verilmiştir. Ayrıca yine alt levha üzerindeki $z=0$ simetri çizgisi doğrultusunda, tüm levhalar arası mesafeleri kapsayacak şekilde bir inceleme yapılmış ve Şekil 5.3’de sunulmuştur.

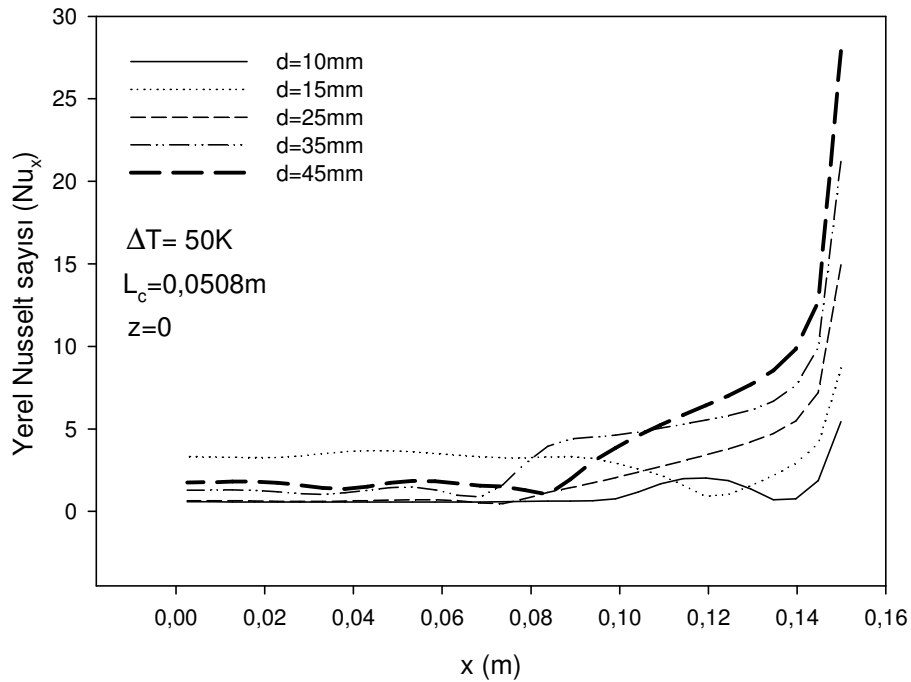


Şekil 5.2. Levha kenarlarına doğru doğal konveksiyon etkisinin incelenmesi

Şekil 5.2’de alt levha yüzeyinin simetri kenarından ($z=0$), levhanın genişliği boyunca z -yönüne doğru gidildiğinde yani z -yönünde levha kenarına yaklaşıldığında doğal konveksiyonun etkisinin arttığı görülmektedir. Aynı

zamanda yine Şekil 5.2 incelendiğinde $z=0$, $z=0,025$ ve $z=0,5$ için $x=0$ simetri çizgisinden x -yönüne doğru yani levha boyunca ilerlendiğinde simetri çizgisinden belirli uzaklığa kadar doğal konveksiyonun $d=25\text{mm}$ için sabit kaldığı ve belirli bir noktadan sonra ise değişim göstererek levha boyunun sonuna doğru artış gösterdiği ve levha kenarında ise doğal konveksiyonun maksimum olduğu görülmektedir.

Yapılan bir başka incelemede alt levha ile ortam arası sıcaklık farkının $\Delta T = T_h - T_\infty = 50\text{K}$ olduğu durum için levhalar arası mesafenin doğal konveksiyona etkisi $z=0$ simetri çizgisi üzerinde x -yönünde yerel Nusselt sayıları (Nu_x) ile incelenmiştir.



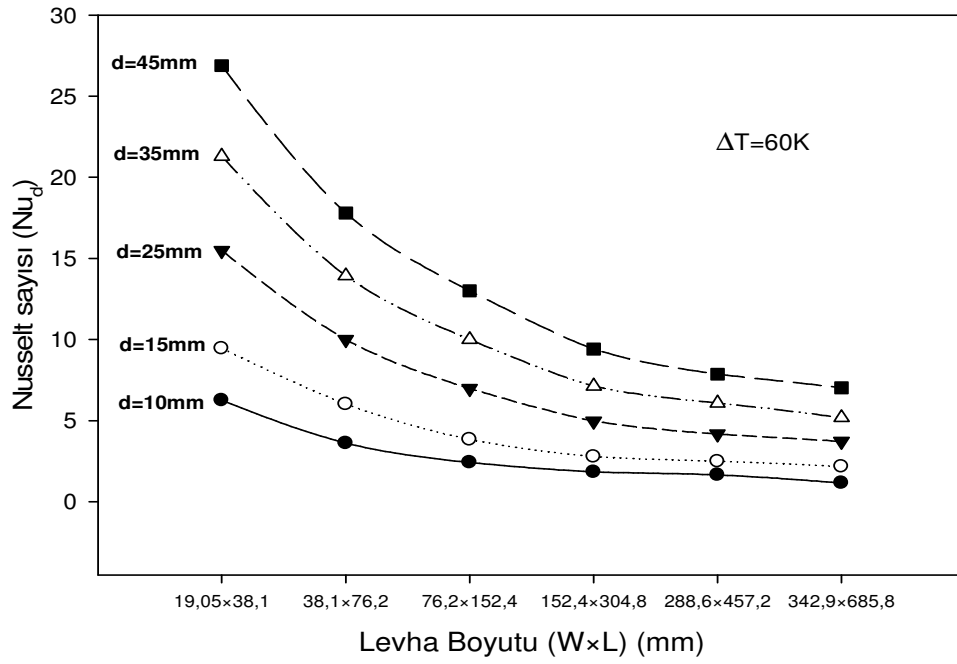
Şekil 5.3. Simetri çizgisi üzerinde ($z=0$) tüm mesafeler için doğal konveksiyonun incelenmesi

Şekil 5.3 incelendiğinde x -yönünde levha kenarına doğru yaklaşıldığında Nu_x değerinin artış gösterdiği görülmektedir dolayısı ile doğal konveksiyon levha kenarlarında simetri eksenine göre daha fazla etkisini göstermektedir. Ayrıca yukarıda Şekil 5.3'de levha boyunun sonuna yani $x=0,1524\text{m}$ 'ye gelindiğinde

levhalar arası mesafenin artışı ile de doğal konveksiyonun arttığı yine net olarak görülmektedir.

5.2. Levha Boyutlarının Doğal Konveksiyon İle Isı Transferine Etkisi

Doğal konveksiyon ile ısı transferinin levhalar arası mesafe (d) ve sıcaklık farkı (ΔT) ile değişimi üzerine elde edilen sonuçlardan sonra bir başka parametre olan levha boyutlarının incelenmesi amacı ile çeşitli levha boyları için modeller oluşturulmuştur. Bu modellerin oluşturulmasında yine Tosun (14) tarafından gerçekleştirilen deney düzeneği baz olarak alınmış ve bunun üzerinde yapılan değişikliklerle modeller sayısal olarak çözümlenmiştir. Bu doğrultuda Tosun (14)'ün deneylerinde kullandığı levha boyutlarının uzunluk (L) ve genişlik (W) değerleri azaltılarak ve arttırılarak çeşitli plaka boyutlarında modeller oluşturulmuştur. Tüm bu modellerde $T_h=350K$, $T_c=300K$, $T_\infty=290K$ alınarak alt levha (T_h) ile ortam (T_∞) arası sıcaklık farkı $\Delta T=T_h-T_\infty=60K$ kullanılmış, levhalar arası mesafe yine 10mm, 15mm, 25mm, 35mm ve 45mm olarak değiştirilmiş, levha boyutları ise ($W \times L$) şeklinde (19,05mm×38,1mm), (38,1mm×76,2mm), (76,2mm×152,4mm), (152,4mm×304,8mm), (288,6mm×457,2mm) ve (342,9mm×685,8mm) boyutlarında değiştirilerek sayısal çalışma gerçekleştirilmiştir. Çözüm yöntemi olarak yine Bölüm 3.4'de belirtilen yöntemler kullanılmış, sınır şartları olarak da yine Şekil 3.5'de gösterilen sınır şartlarından yararlanılmıştır. Levha boyutunun etkisinin incelenmesi için yapılan yakınsama kriterleri çalışmaları sonucunda, en büyük levha boyutu (342,9mm×685,8mm) ile en büyük levha mesafesinin ($d=45mm$) kullanıldığı model için optimum grid sayısı $30 \times 45 \times 45$ bulunmuştur. Dolayısı ile tüm levha boyutları ve levhalar arası mesafe için bu grid sayısı kullanılarak sayısal sonuçlar elde edilmiştir. Sonuçlar Levha Boyutu– Nu_d grafiği şeklinde Şekil 5.4'de gösterilmiştir.



Şekil 5.4. Levha boyutlarının doğal konveksiyona etkisinin incelenmesi

Şekil 5.4'de görüldüğü gibi levhalar arası mesafe (d) sabit kalmak üzere levha boyutlarının artışı ile Nu_d değerinin her levhalar arası mesafe için azalma gösterdiği, dolayısı ile de doğal konveksiyon ile ısı transferinin her levhalar arası mesafe için belirli bir levha boyutundan sonra etkisini yitirdiği görülmektedir. Şekil 5.4'de ayrıca levhalar arası mesafenin (d), küçük olduğu durumlarda doğal konveksiyonun küçük levha boyutlarında etkisini yitirmeye başladığı görülmekte, levhalar arası mesafe arttıkça doğal konveksiyonun daha büyük levha boyutlarında etkisini yitirdiği gözlemlenmektedir.

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, yatay konumda bulunan sonlu iki paralel levhadan oluşan çeşitli sistemler üzerinde levhalar arası mesafenin doğal konveksiyon ile ısı transferi üzerine etkisi sayısal olarak irdelenmiştir. Bu çalışmalar gerçekleştirilirken ilk olarak literatürdeki bir deneysel çalışmadan (14) elde edilen sonuçlardan yararlanılarak bir sayısal modelleme yapılmış ve model üzerinde levhalar arası mesafenin (d) doğal konveksiyona etkisi incelenmiş, böylece literatürdeki bu deneysel çalışmanın sayısal olarak desteklenmesi sağlanmıştır. Daha sonra yine sonuçlarından yararlanılan deneysel çalışma sistemi (14) esas alınarak sayısal çalışma geliştirilmiş, alt levha ve ortam arasındaki sıcaklık farkı ile levha boyutlarının doğal konveksiyona etkisi irdelenmiştir. Sayısal çalışmalar üç boyutlu olarak gerçekleştirilmiş ve problemi tanımlayan enerji, momentum ve korunum denklemlerinin istenilen sınır şartlarında çözümünü yapabilen FLUENT SAD programı ile ona yardımcı bir başka program olan GAMBIT programı kullanılmıştır. Alt levha ısıtılarak sabit sıcaklıkta tutulmuş ve yine üst levha üzerinde de sabit sıcaklık sınır şartı uygulanmıştır. Sonuç olarak alt levha yüzeyi için boyutsuz Nusselt (Nu) sayıları elde edilmiş ve doğal konveksiyon üzerine levhalar arasındaki mesafenin (d), alt levha ile ortam arası sıcaklık farkının ($\Delta T = T_h - T_\infty$) ve levha boyutlarındaki değişimin etkisi incelenmiştir. Çalışmalar sonucu deneysel sistemde kullanılan levha boyutları için levhalar arası mesafe (d) artışı ile doğal konveksiyonun etkisinin arttığı gözlenmiştir (Şekil 4.4-4.14). Ayrıca bu levha boyutu ($152,4\text{mm} \times 304,8\text{mm} \times 2\text{mm}$) ve çalışılan bu sınır şartları için hız vektörlerinden de anlaşılabileceği gibi iletimden konveksiyona geçiş mesafesi $d=15\text{mm}$ olarak belirlenmiştir (Şekil 4.15-4.34). Yine bu sayısal çalışma sonucunda atmosfere açık sınırları bulunan ve açık sınırlarından hava giriş çıkışlarının olduğu bu tip bir sistem için kritik Rayleigh sayısı ise $Ra_d=6235$ olarak belirlenmiştir.

Yine yapılan diğer bir ek çalışmayla sıcaklık farkının artması ile doğal konveksiyonun etkisinin arttığı (Şekil 5.1) ve belirli bir sıcaklıktan sonra da

etkisini azalttığı görülmüştür. Diğer bir gözlem ise levha kenarlarında, levha ortasına (simetri çizgisi) nazaran hava giriş çıkışının daha fazla olması nedeniyle yerel Nusselt sayılarının ve dolayısıyla doğal konveksiyon etkisinin levha kenarlarına doğru arttığıdır (Şekil 5.2-5.3).

Ayrıca levha boyutları değiştirilerek yapılan çalışma ile de levha boyutları azaldıkça doğal konveksiyonun arttığı, levha boyutunun artışı ile de doğal konveksiyonun azaldığı ve bir süre sonra sabitleşerek etkisini yitirdiği görülmüştür (Şekil 5.4). Dolayısı ile paralel levhalar üzerinde yapılan çalışmalarda mümkün olduğunca küçük levha boyutlarının seçilmesi gerekliliği ortaya konulmuştur.

Yapılmış olan tüm sayısal çalışmalar çizelgeler ve grafiklerle karşılaştırılmıştır. Ayrıca sonuçların hız vektörleri ve sıcaklık konturları ile gözlenmesi sağlanmıştır.

Literatürde plakalar arası ısı transferi çalışmaları genellikle dik ve eğimli plakalar üzerinde gerçekleştirilmiştir. Yatay konumlu plakalar üzerindeki çalışmalar ise tek levha veya kapalı hacimlerde veya kanallar içerisinde yoğunlaşmış, deneysel ve sayısal analizler gerçekleştirilmiştir. Ayrıca yapılan literatür incelemesinde benzer modellerde su, hava, yağ ve cıva gibi akışkanların kullanıldığı görülmüştür. Ayrıca literatür çalışmalarında sonsuz uzunlukta paralel levhalarda Benard konveksiyonunu inceleyen çalışmalara da rastlanmıştır. Bu yapılan çalışmada elde edilen bulgulardan görüldüğü gibi literatürde yatay konumlu levhalar ile yapılan çalışmalar (14) ile gerçekleştirilen bu sayısal çalışma arasında uyumluluk gözlemlenmiştir. Ayrıca genellikle deneysel yapılan çalışmaları destekleyen bu çalışma ile de sayısal olarak literatürde bulunan boşluk doldurulmaya çalışılmıştır.

Yapılan bu sayısal çalışmada bazı hususların dikkate alınması ile çalışmanın daha da genişletilmesi mümkün olabilecektir. Bu nedenle çalışmanın devamı şeklinde yapılacak çalışmalarda sınır şartlarında yapılacak değiştirmelerle

farklı sınır şartlarının doğal konveksiyona etkisi incelenebilir. Bunun dışında yapılacak başka çalışmalarda değişik geometrilerde levhalar modellenebilir ve değişik levha malzemeleri üzerinde çalışmalar gerçekleştirilebilir. Ayrıca hava dışında değişik akışkan özellikleri kullanılarak doğal konveksiyona etkileri tartışılabilir ve böylece de Prandtl (Pr) sayısının incelenmesi yapılabilir.

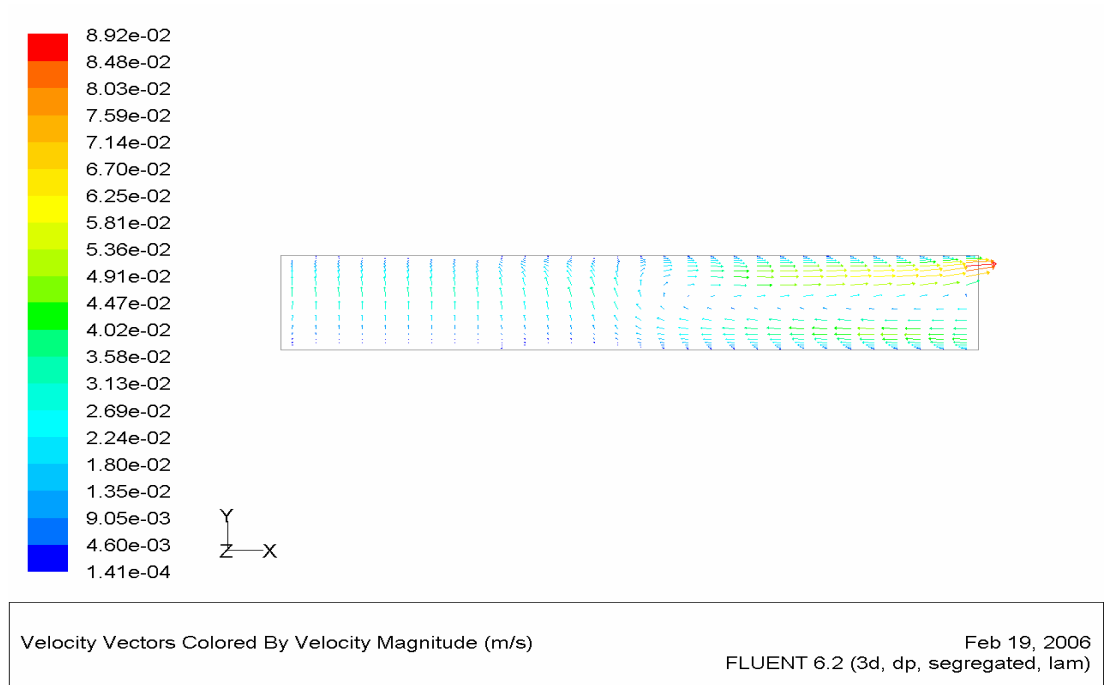
KAYNAKLAR

1. Globe, S., Dropkin, D., "Natural convection in liquids confined by two horizontal plates and heated from below", ***Transactions of the ASME***, 24-28 (1959).
2. Catton, I., "Natural convection in horizontal liquid layers", ***Physics Fluids***, 9 : 2521 (1966).
3. O'toole, J. L., Silverston, P. L., "Correlations of convective heat transfer in confined horizontal layers", ***A.I.Ch.E.Chem.Engng.Progr.Symp.Ser.***, 57 (32) : 81 (1969).
4. Hollands, K. G. T., Raithby, G. D., Konicek, L., "Correlation equations for free convection heat transfer in horizontal layers of air and water", ***Int.J.Heat Mass Transfer***, 2 : 55 (1975).
5. Sparrow, E. M., Carlson, C. K., "Local and average natural convection Nusselt numbers for a uniformly heated, shrouded or unshrouded horizontal plate", ***Int.J.Heat Mass Transfer***, 29 (3) : 369-379 (1986).
6. Kitamura, K. Kimura, F., "Heat transfer and fluid flow of natural convection adjacent to upward facing horizontal plates", ***International Journal of Heat and Mass Transfer***, 37 : 855-864 (1995).
7. Nakano, A., Ozoe, H., Churchill, S. W., "Numerical computation of natural convection for a low-Prandtl-number fluid in a shallow rectangular region heated from below", ***Chemical Engineering Journal***, 71 : 175-182 (1998).
8. Larroude, P., Amiroudine, S., Bontoux, P., Zappoli, B., "Mechanisms of the onset of Rayleigh-Benard instabilities for a near critical fluid", ***Adv. Space Res.***, 22 (8) : 1249-1252 (1998).
9. Pallares, J., Drau, F. X., Giralt, F., "Flow transitions in laminar Rayleigh-Benard convection in a cubical cavity at moderate Rayleigh numbers", ***International Journal of Heat and Mass Transfer***, 42 : 753-769 (1999).
10. Aydın, O., Ünal, A., Ayhan, T., "Natural convection in rectangular enclosures heated from one side and cooled from the ceiling", ***International Journal of Heat and Mass Transfer***, 42 : 2345-2355 (1999).

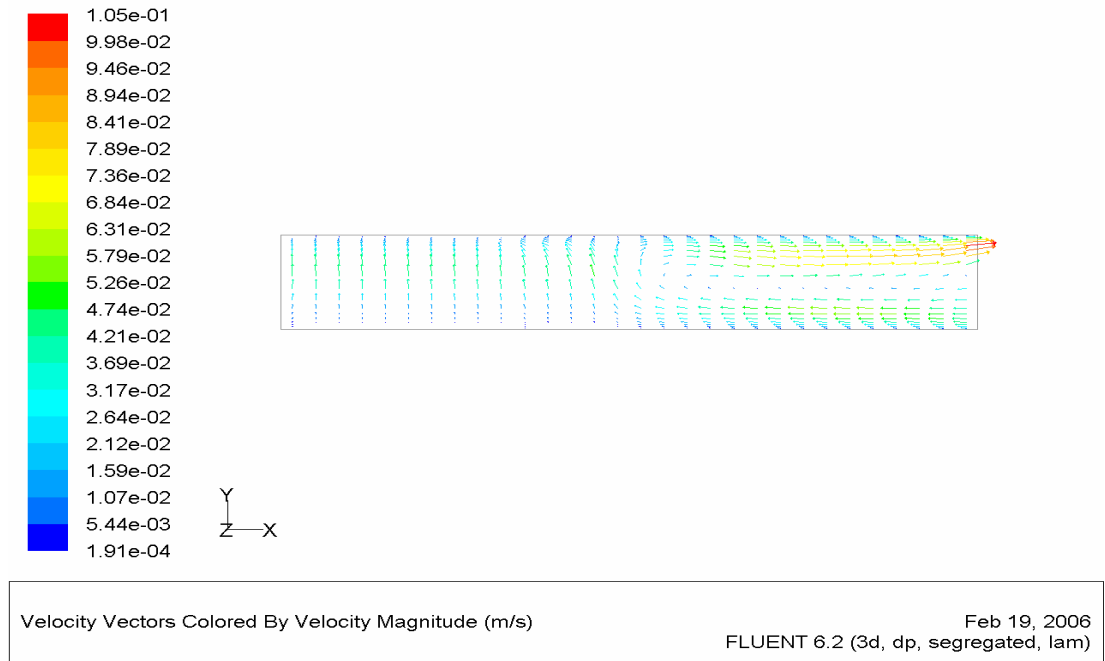
11. Kitamura, K., Asakawa, T., "Fluid flow and heat transfer of natural convection over upward-facing, horizontal, heated plate shrouded by a parallel insulated plate", ***Heat Trans. Asian Res.***, 29 (4) : 333-346 (2000).
12. Corcione, M., "Effects of the thermal boundary conditions at the sidewalls upon natural convection in rectangular enclosures heated from below and cooled from above", ***International Journal of Thermal Sciences***, 42 : 199-208 (2002).
13. Sharif, M. A. R., Mohammad, T. R., "Natural convection in cavities with constant flux heating at the bottom wall and isothermal cooling from the sidewalls", ***International Journal of Thermal Sciences***, 44 (9) : 865-878 (2005).
14. Tosun, T., "Perdeleme uygulanan yatay bir düzlem levha yüzeyinden doğal konveksiyonla olan ısı transferinin deneysel olarak incelenmesi", Yüksek Lisans Tezi, ***Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü***, Ankara, 1-75 (1998).
15. Çengel, Y. A., "Heat Transfer A Practical Approach International Edition", ***McGraw Hill***, New York, 411-435, 945-969 (1998).

EKLER

EK-1 d=25mm için sıcaklık farkının (ΔT) etkisinin incelenmesi

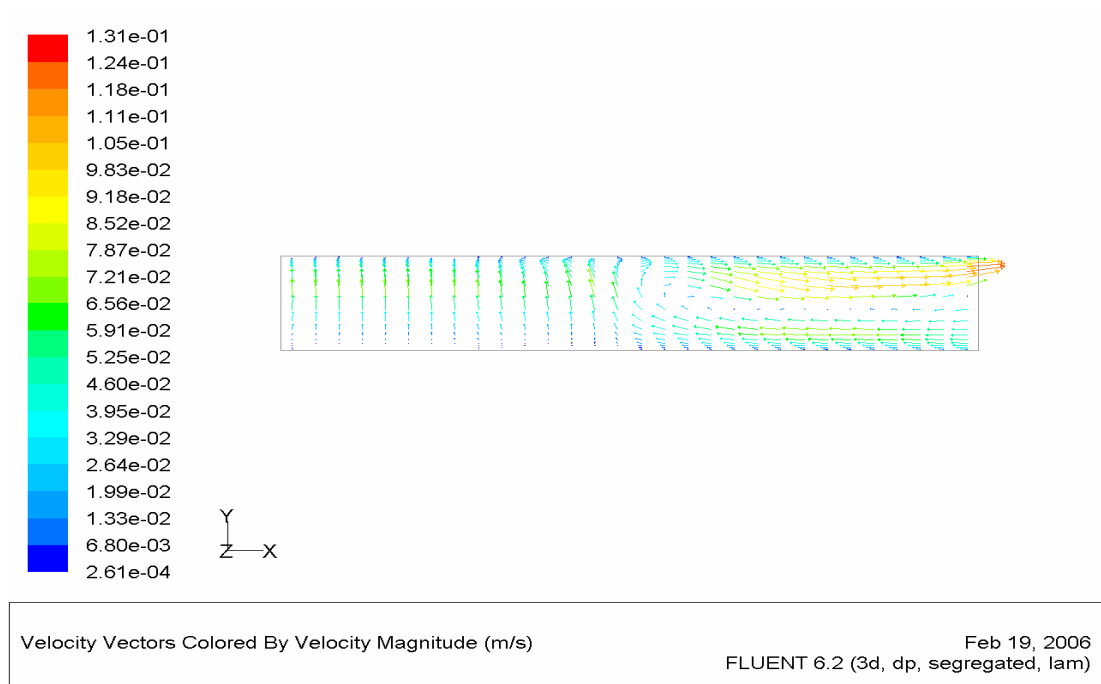


Şekil 1.1. d=25mm, $\Delta T = T_h - T_c = 20K$, $T_c = 300K$ ve $T_\infty = 290K$ için x-y yönünde hız vektörü

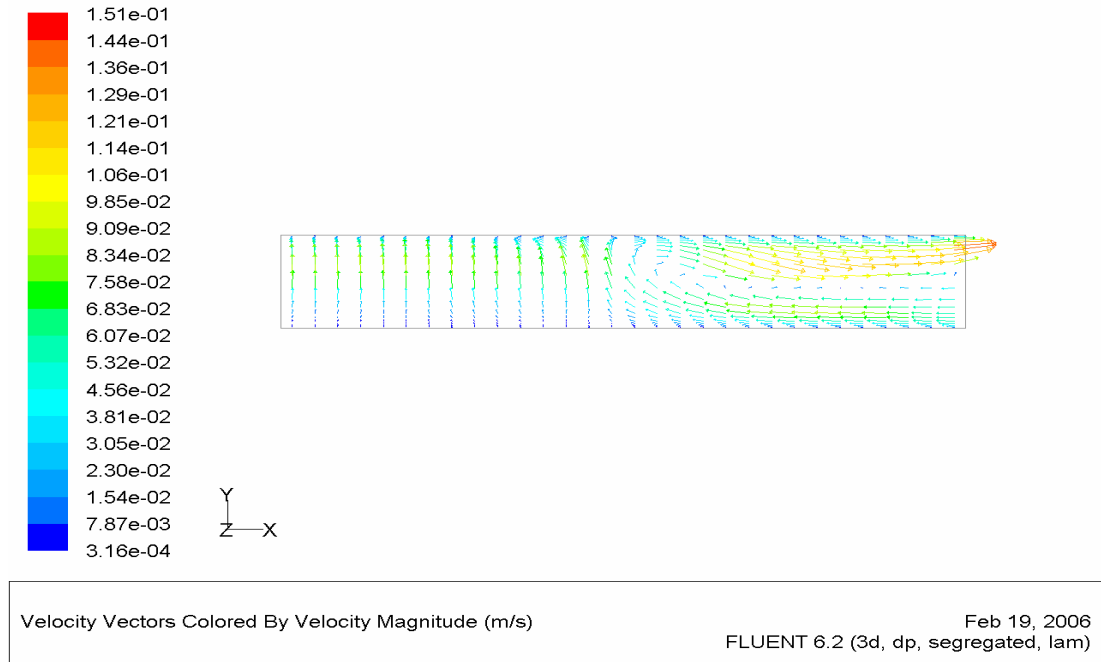


Şekil 1.2. d=25mm, $\Delta T = T_h - T_c = 30K$, $T_c = 300K$ ve $T_\infty = 290K$ için x-y yönünde hız vektörü

EK-1 (Devam) $d=25\text{mm}$ için sıcaklık farkının (ΔT) etkisinin incelenmesi

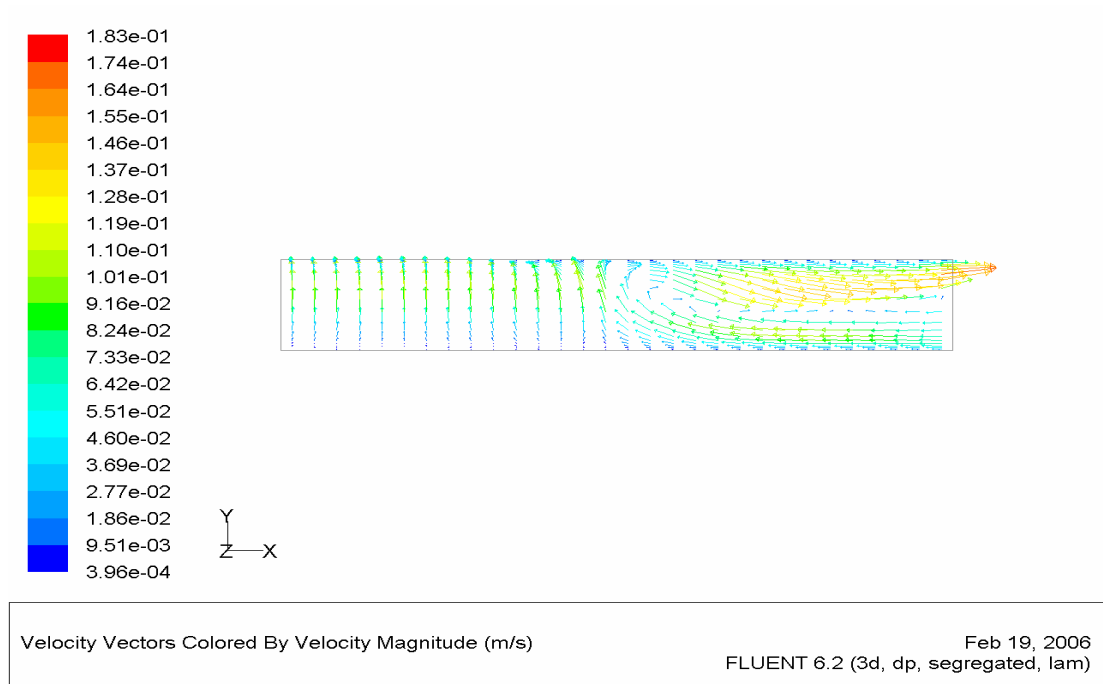


Şekil 1.3. $d=25\text{mm}$, $\Delta T=T_h-T_c=50\text{K}$, $T_c=300\text{K}$ ve $T_\infty=290\text{K}$ için x-y yönünde hız vektörü

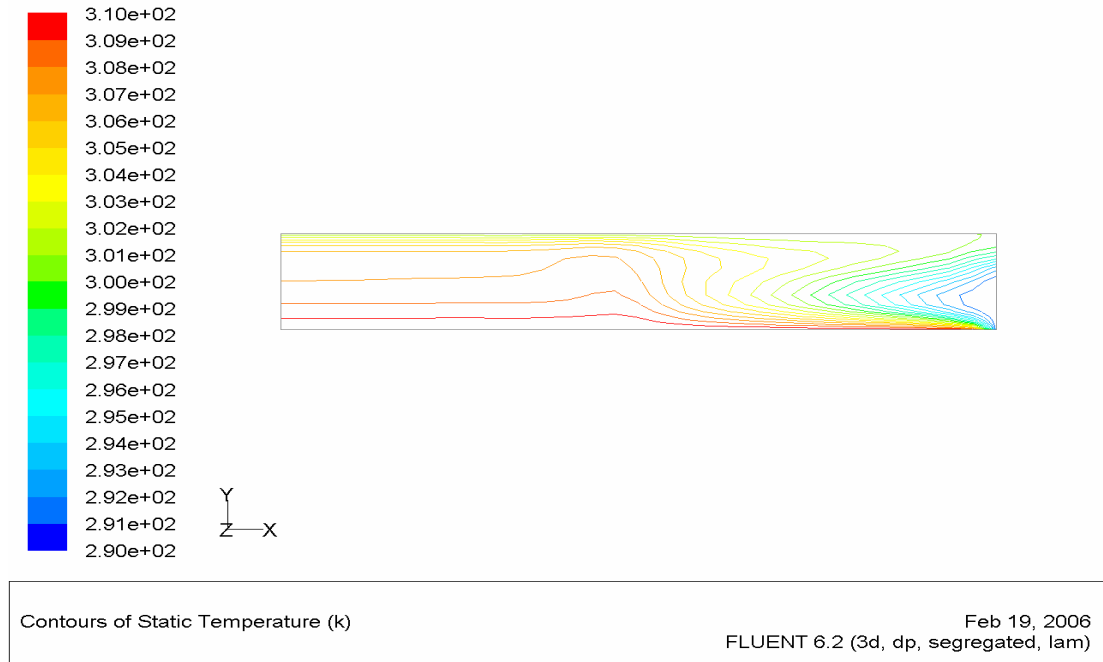


Şekil 1.4. $d=25\text{mm}$, $\Delta T=T_h-T_c=70\text{K}$, $T_c=300\text{K}$ ve $T_\infty=290\text{K}$ için x-y yönünde hız vektörü

EK-1 (Devam) $d=25\text{mm}$ için sıcaklık farkının (ΔT) etkisinin incelenmesi

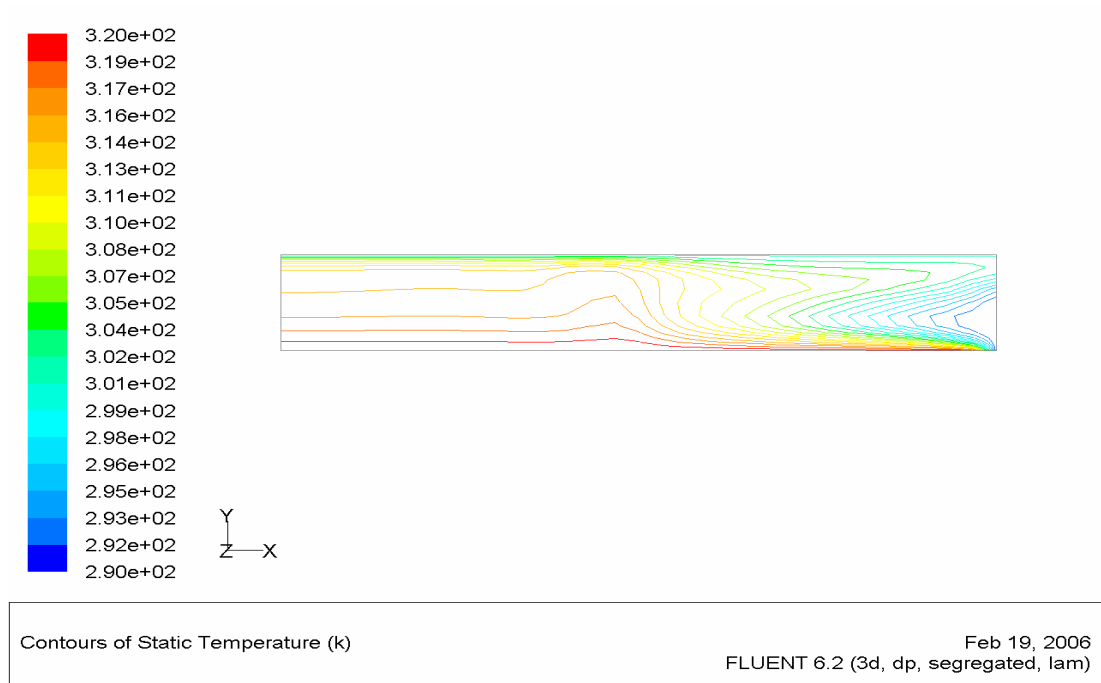


Şekil 1.5. $d=25\text{mm}$, $\Delta T=T_h-T_c=110\text{K}$, $T_c=300\text{K}$ ve $T_\infty=290\text{K}$ için x-y yönünde hız vektörü

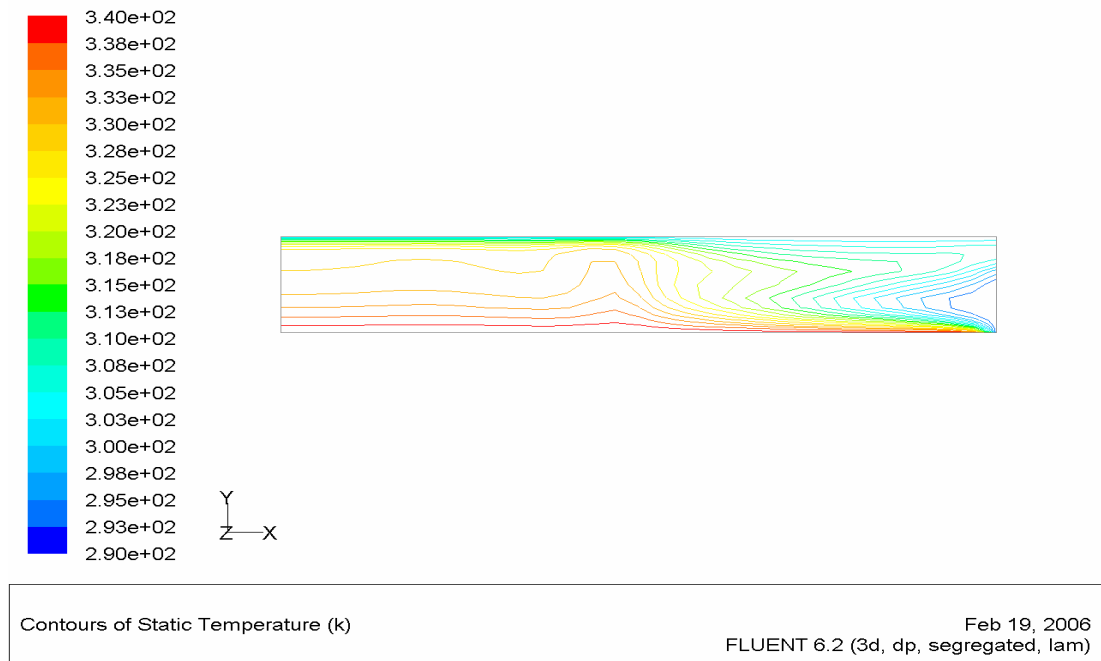


Şekil 1.6. $d=25\text{mm}$, $\Delta T=T_h-T_c=20\text{K}$, $T_c=300\text{K}$ ve $T_\infty=290\text{K}$ için x-y yönünde sıcaklık konturu

EK-1 (Devam) $d=25\text{mm}$ için sıcaklık farkının (ΔT) etkisinin incelenmesi

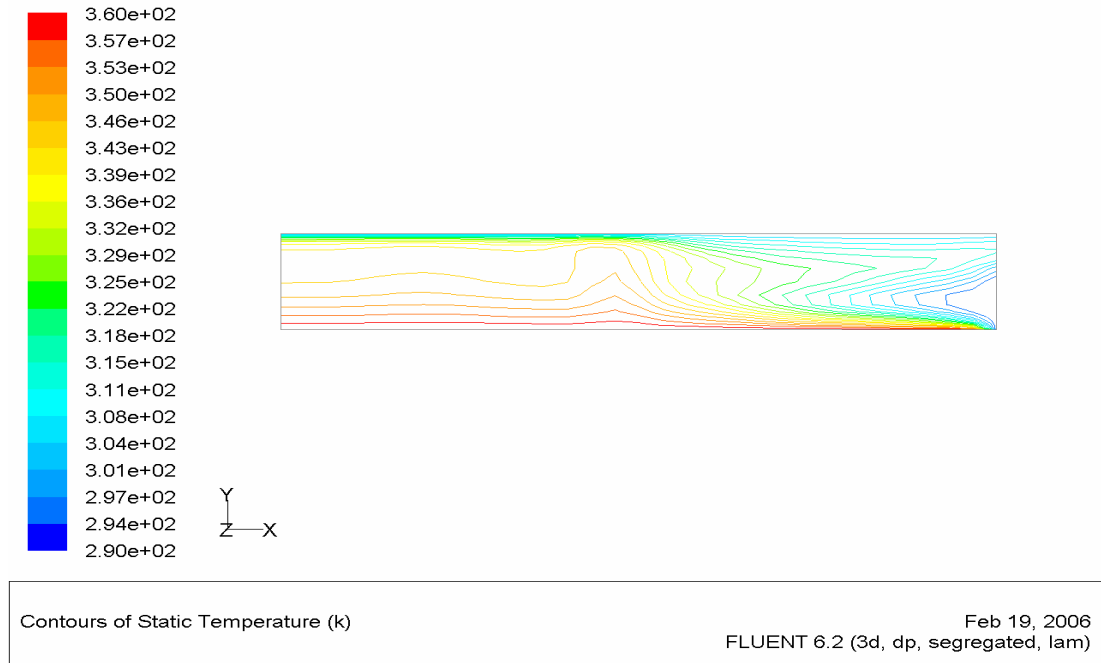


Şekil 1.7. $d=25\text{mm}$, $\Delta T=T_h-T_c=30\text{K}$, $T_c=300\text{K}$ ve $T_\infty=290\text{K}$ için x-y yönünde sıcaklık konturu

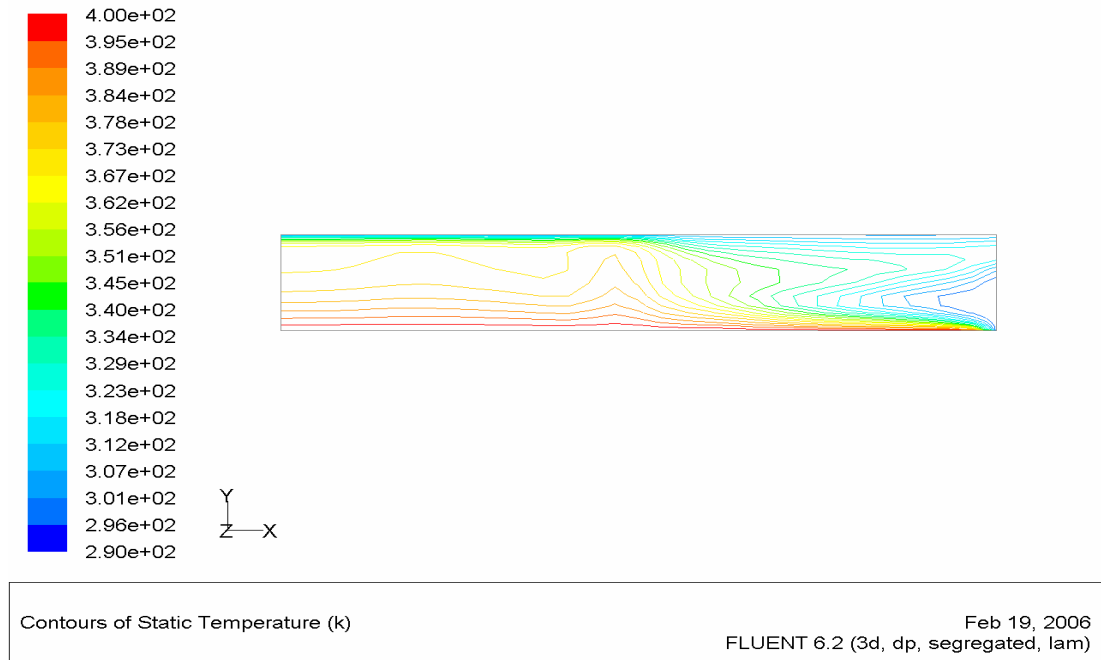


Şekil 1.8. $d=25\text{mm}$, $\Delta T=T_h-T_c=50\text{K}$, $T_c=300\text{K}$ ve $T_\infty=290\text{K}$ için x-y yönünde sıcaklık konturu

EK-1 (Devam) $d=25\text{mm}$ için sıcaklık farkının (ΔT) etkisinin incelenmesi

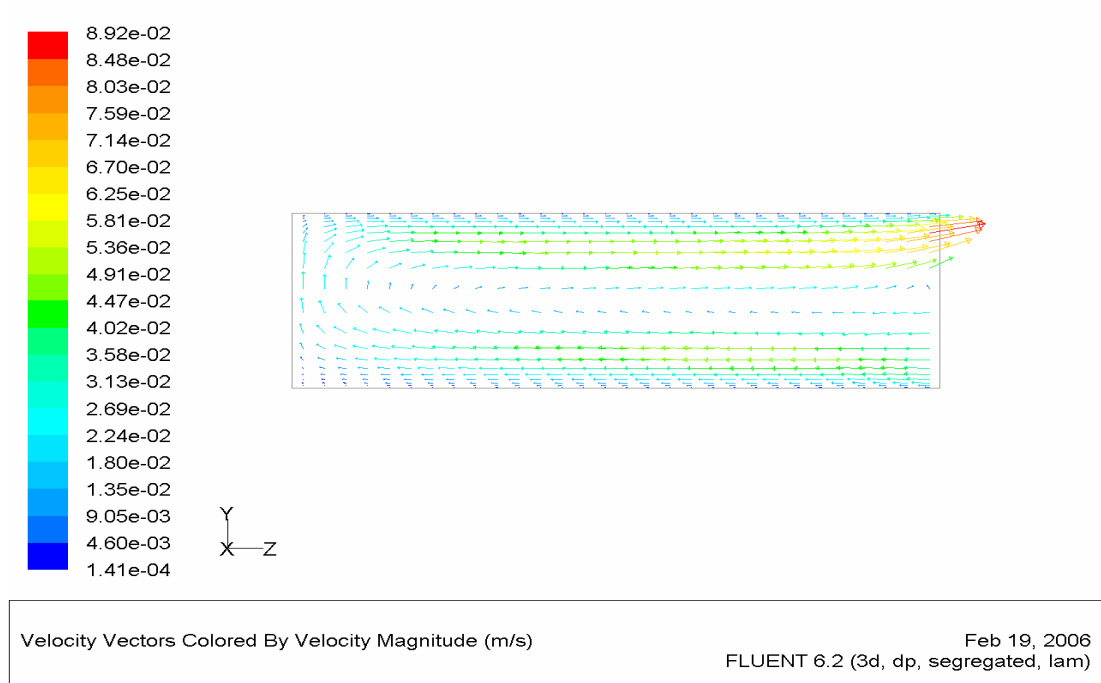


Şekil 1.9. $d=25\text{mm}$, $\Delta T=T_h-T_c=70\text{K}$, $T_c=300\text{K}$ ve $T_\infty=290\text{K}$ için x-y yönünde sıcaklık konturu

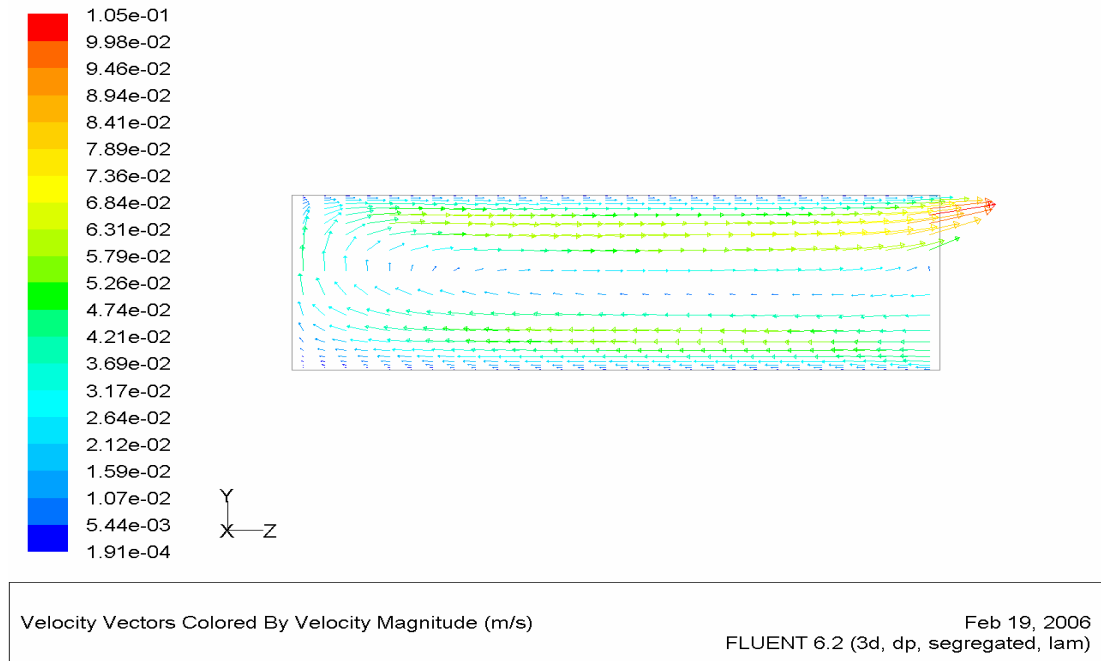


Şekil 1.10. $d=25\text{mm}$, $\Delta T=T_h-T_c=110\text{K}$, $T_c=300\text{K}$ ve $T_\infty=290\text{K}$ için x-y yönünde sıcaklık konturu

EK-1 (Devam) $d=25\text{mm}$ için sıcaklık farkının (ΔT) etkisinin incelenmesi

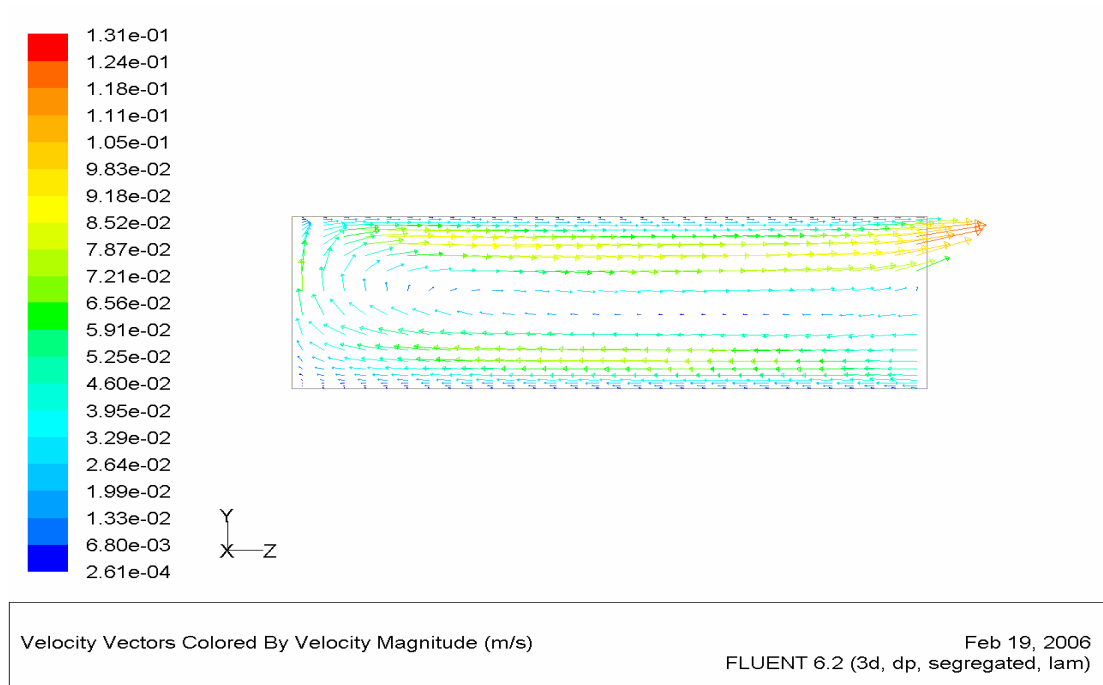


Şekil 1.11. $d=25\text{mm}$, $\Delta T=T_h-T_c=20\text{K}$, $T_c=300\text{K}$ ve $T_\infty=290\text{K}$ için y-z yönünde hız vektörü

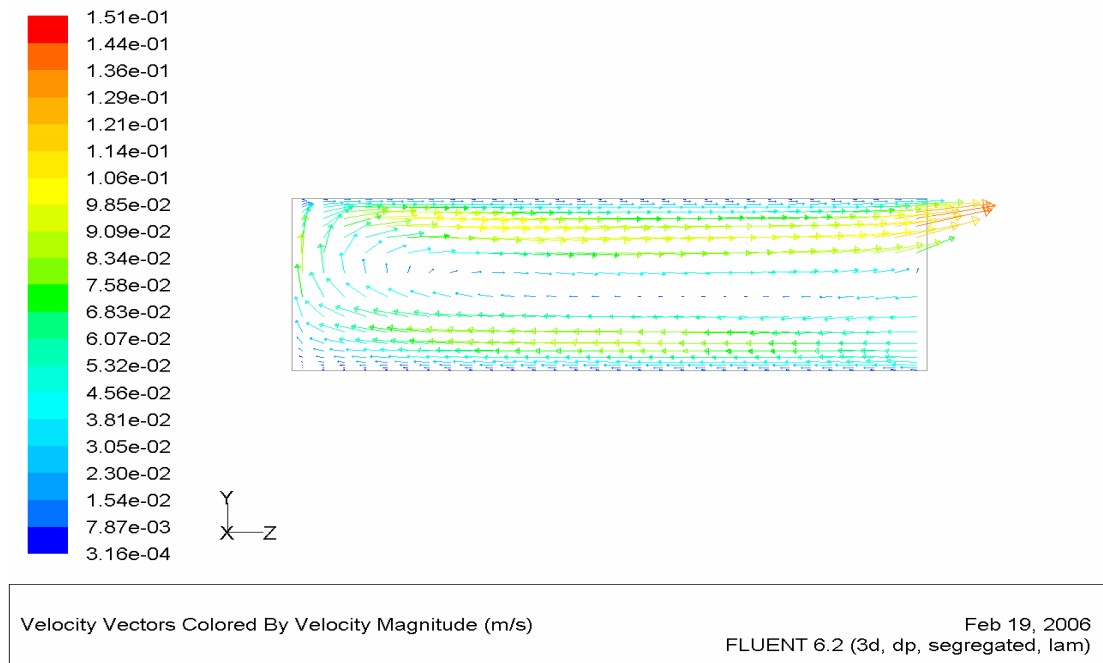


Şekil 1.12. $d=25\text{mm}$, $\Delta T=T_h-T_c=30\text{K}$, $T_c=300\text{K}$ ve $T_\infty=290\text{K}$ için y-z yönünde hız vektörü

EK-1 (Devam) $d=25\text{mm}$ için sıcaklık farkının (ΔT) etkisinin incelenmesi

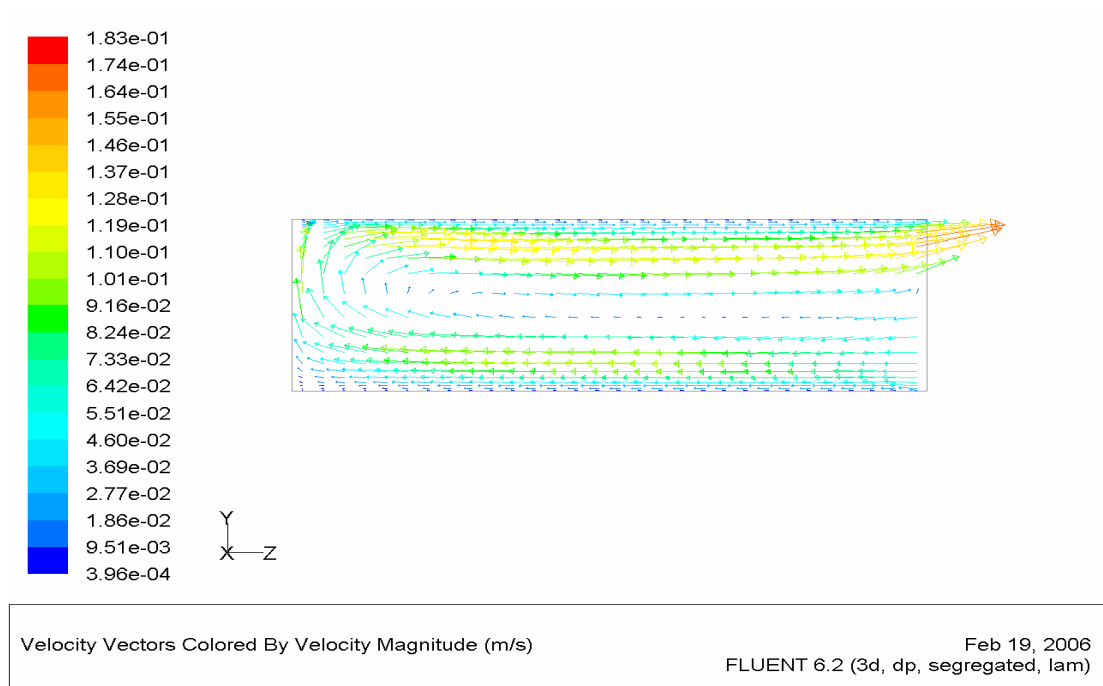


Şekil 1.13. $d=25\text{mm}$, $\Delta T=T_h-T_c=50\text{K}$, $T_c=300\text{K}$ ve $T_\infty=290\text{K}$ için y-z yönünde hız vektörü

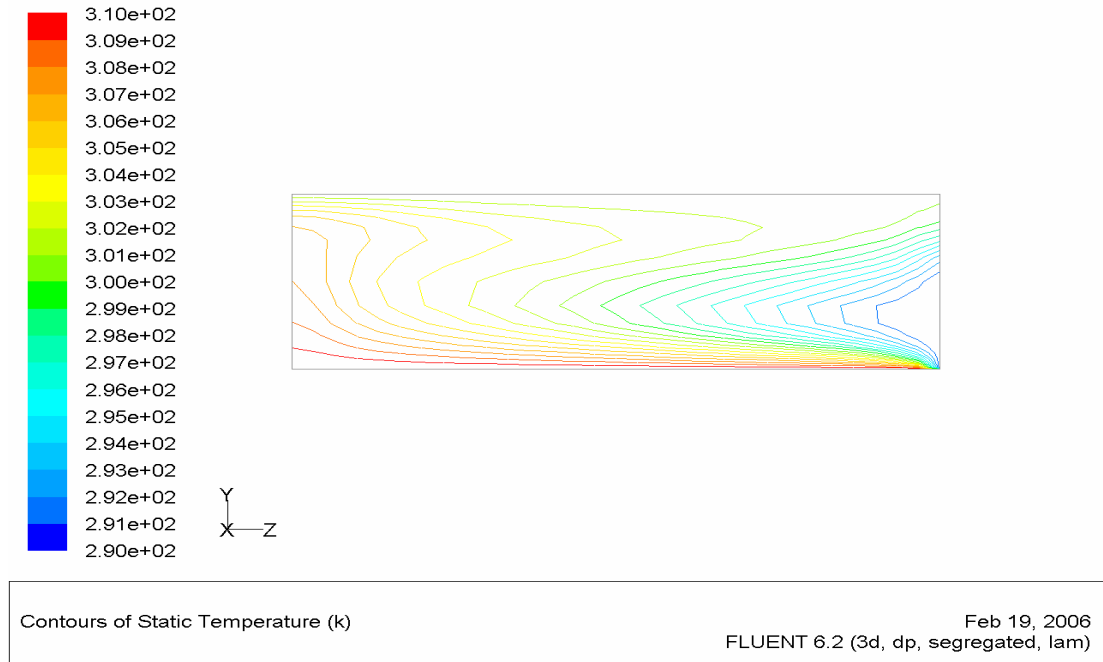


Şekil 1.14. $d=25\text{mm}$, $\Delta T=T_h-T_c=70\text{K}$, $T_c=300\text{K}$ ve $T_\infty=290\text{K}$ için y-z yönünde hız vektörü

EK-1 (Devam) $d=25\text{mm}$ için sıcaklık farkının (ΔT) etkisinin incelenmesi

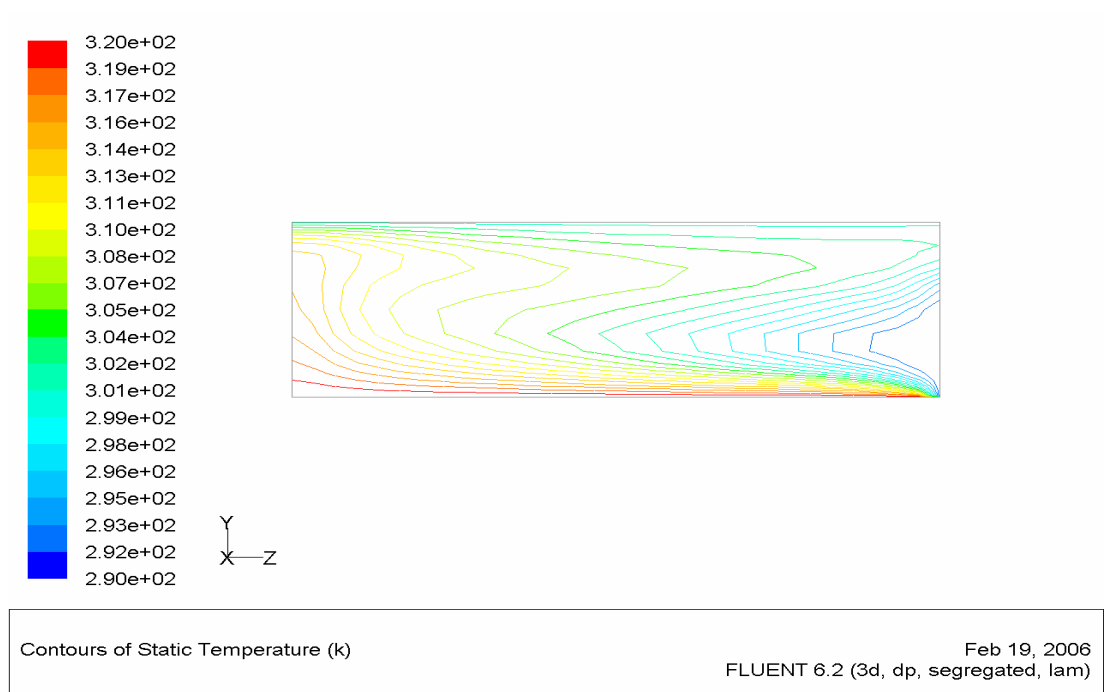


Şekil 1.15. $d=25\text{mm}$, $\Delta T=T_h-T_c=110\text{K}$, $T_c=300\text{K}$ ve $T_\infty=290\text{K}$ için y-z yönünde hız vektörü

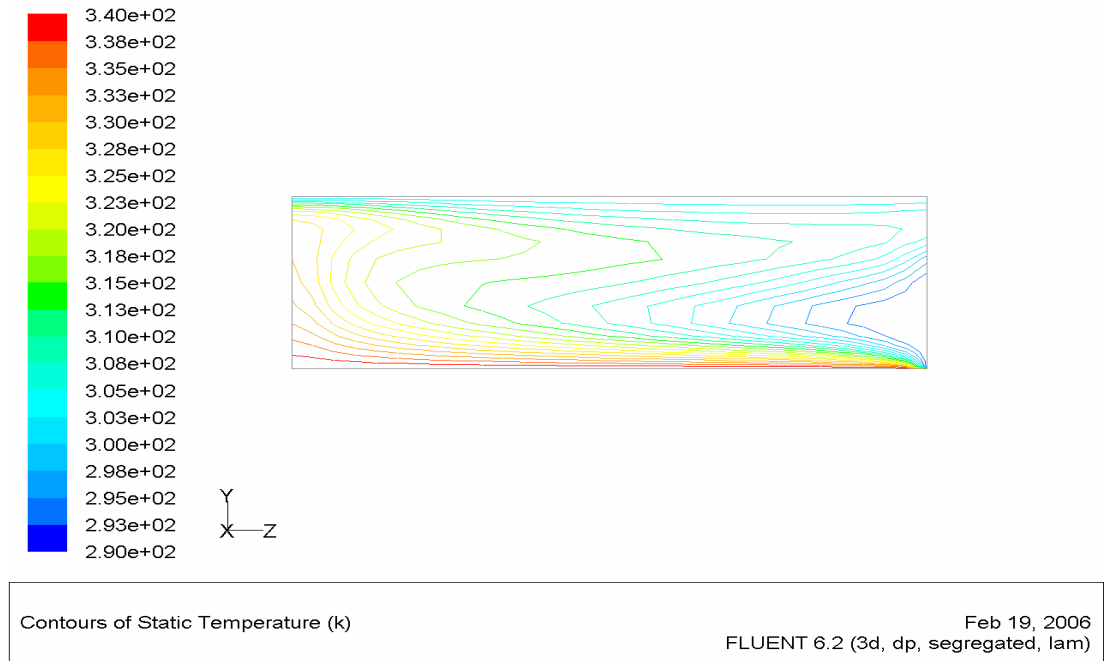


Şekil 1.16. $d=25\text{mm}$, $\Delta T=T_h-T_c=20\text{K}$, $T_c=300\text{K}$ ve $T_\infty=290\text{K}$ için y-z yönünde sıcaklık konturu

EK-1 (Devam) $d=25\text{mm}$ için sıcaklık farkının (ΔT) etkisinin incelenmesi

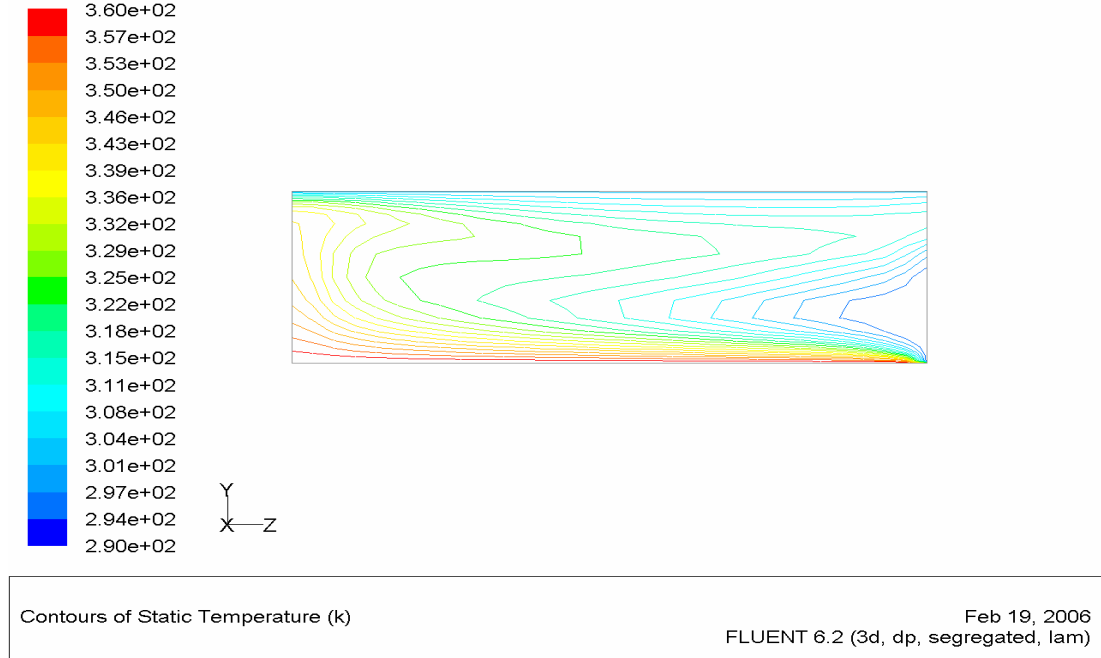


Şekil 1.17. $d=25\text{mm}$, $\Delta T=T_h-T_c=30\text{K}$, $T_c=300\text{K}$ ve $T_\infty=290\text{K}$ için y-z yönünde sıcaklık konturu

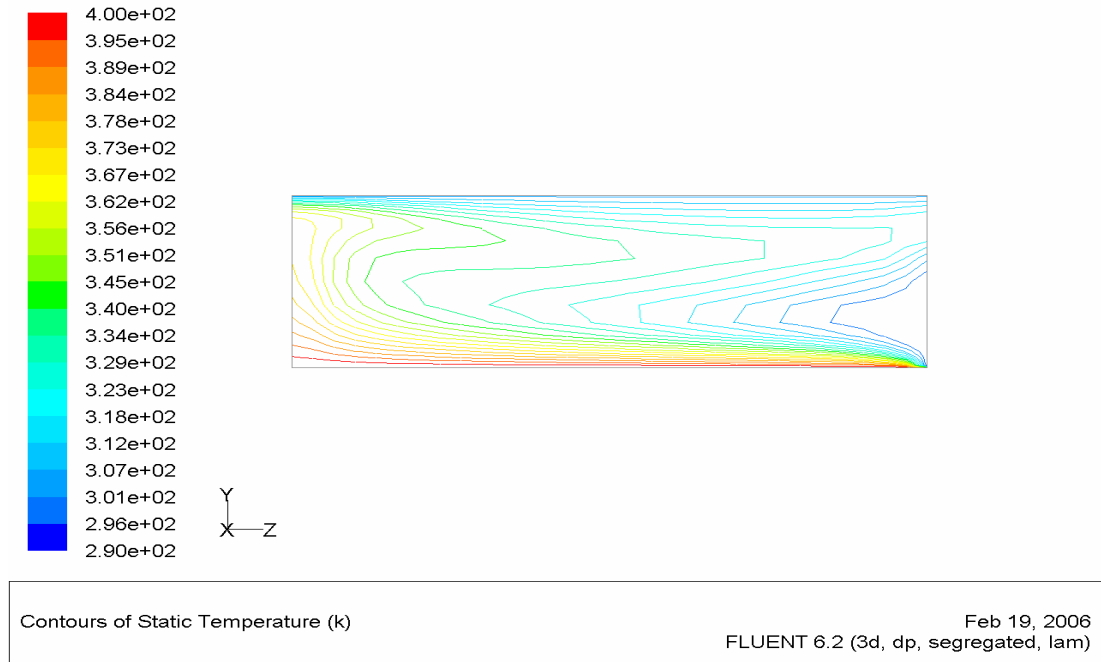


Şekil 1.18. $d=25\text{mm}$, $\Delta T=T_h-T_c=50\text{K}$, $T_c=300\text{K}$ ve $T_\infty=290\text{K}$ için y-z yönünde sıcaklık konturu

EK-1 (Devam) $d=25\text{mm}$ için sıcaklık farkının (ΔT) etkisinin incelenmesi

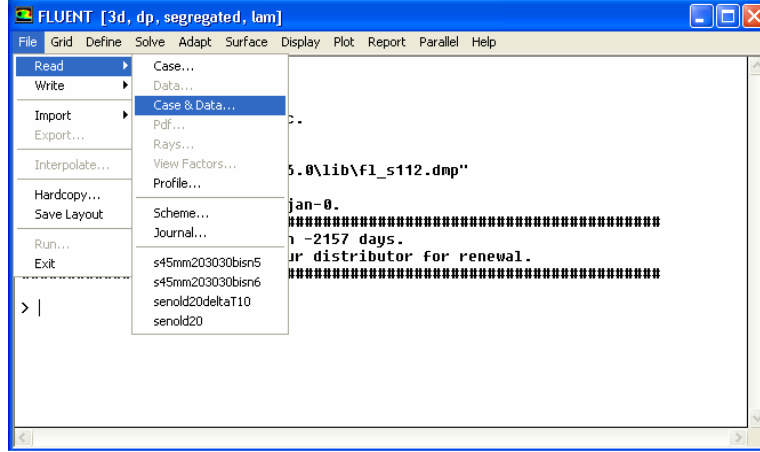


Şekil 1.19. $d=25\text{mm}$, $\Delta T=T_h-T_c=70\text{K}$, $T_c=300\text{K}$ ve $T_\infty=290\text{K}$ için y-z yönünde sıcaklık konturu

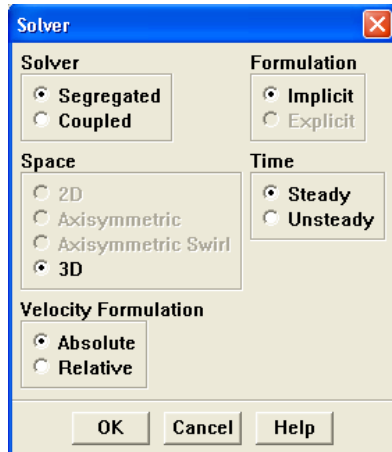


Şekil 1.20. $d=25\text{mm}$, $\Delta T=T_h-T_c=110\text{K}$, $T_c=300\text{K}$ ve $T_\infty=290\text{K}$ için y-z yönünde sıcaklık konturu

EK-2 Fluent aşamaları

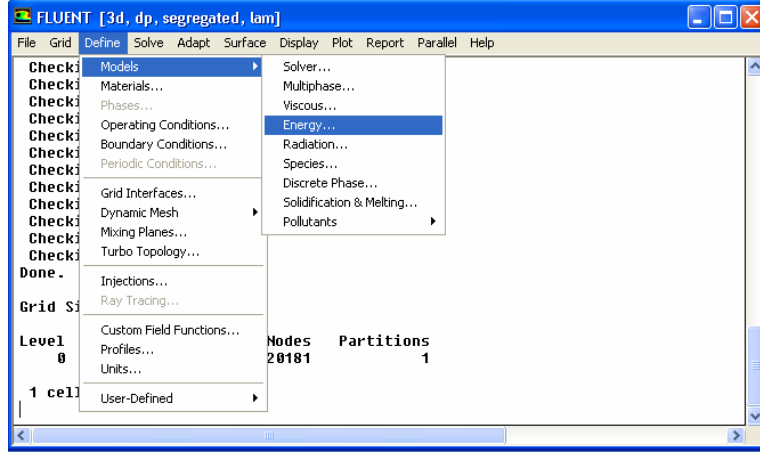


Şekil 2.1. FLUENT'e ağ yapısının okutulması

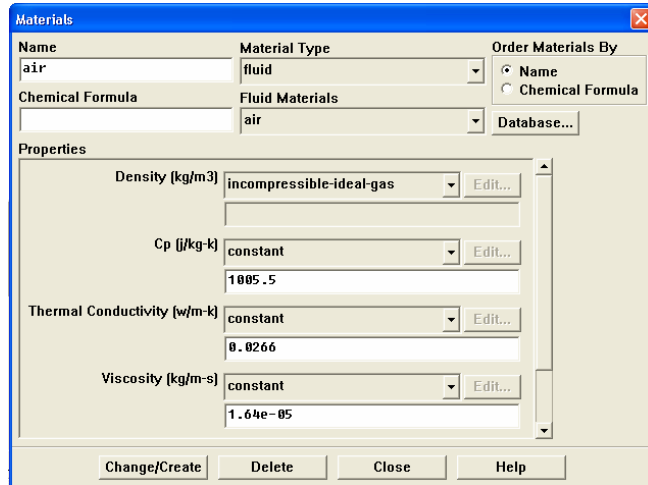


Şekil 2.2. FLUENT ile çözüm metodunun belirlenmesi

EK-2 (Devam) Fluent aşamaları



Şekil 2.3. FLUENT ile enerji denklemlerinin aktif hale getirilmesi



Şekil 2.4. FLUENT ile akışkan özelliklerinin tanıtılması

EK-2 (Devam) Fluent aşamaları

Operating Conditions

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) -9.81

Z (m/s²) 0

Boussinesq Parameters

Operating Temperature (K)
308

Variable-Density Parameters

☒ Specified Operating Density

Operating Density (kg/m³)
1.22

OK Cancel Help

Şekil 2.5. FLUENT'e modelin çalışma şartlarının girilmesi

Wall

Zone Name
bottom

Adjacent Cell Zone
Fluid

Thermal DPM Momentum Species Radiation UDS

Thermal Conditions

☐ Heat Flux

☒ Temperature

☐ Convection

☐ Radiation

☐ Mixed

Temperature (K) 326.2 constant

Wall Thickness (m) 0

Heat Generation Rate (W/m³) 0

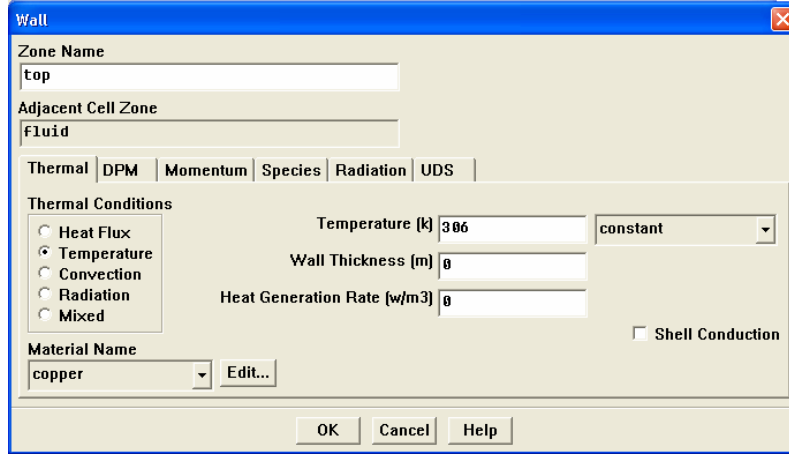
☐ Shell Conduction

Material Name
copper Edit...

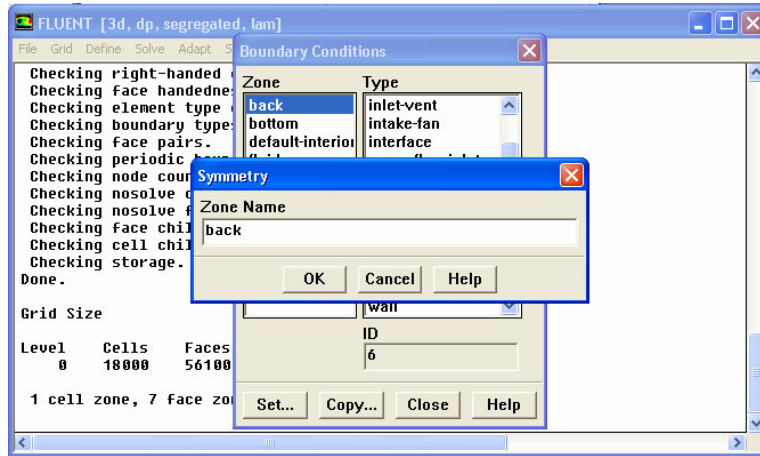
OK Cancel Help

Şekil 2.6. Alt plaka için duvar sınır şartının FLUENT'e tanıtılması

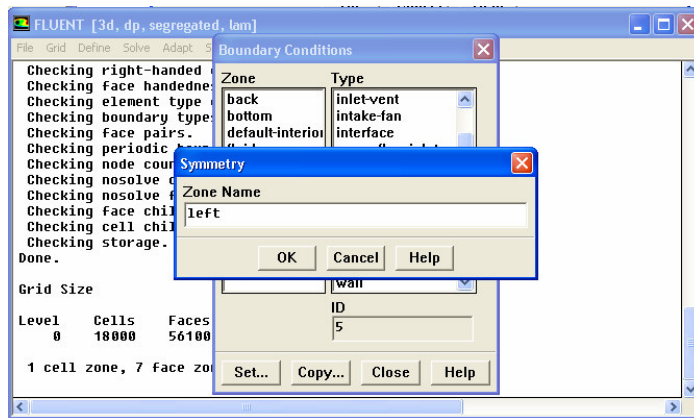
EK-2 (Devam) Fluent aşamaları



Şekil 2.7. Üst plaka için duvar sınır şartının FLUENT'e tanıtılması

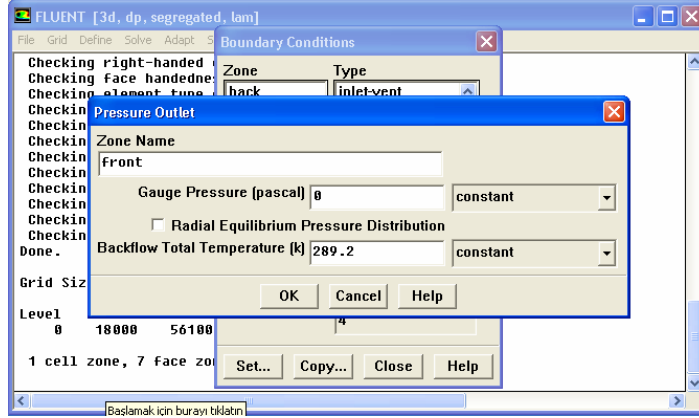


Şekil 2.8. Arka yüzeydeki simetri sınır şartının FLUENT'e tanıtılması

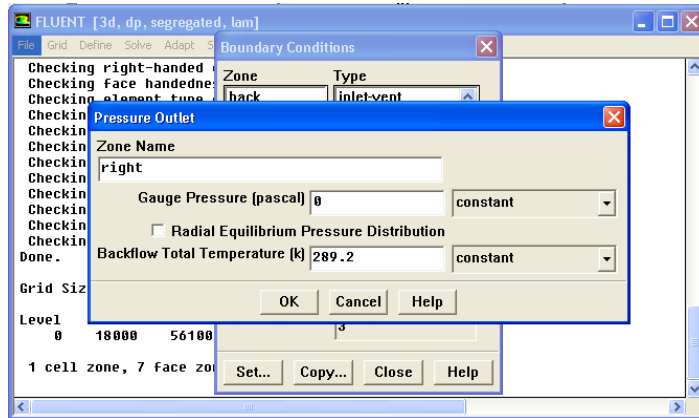


Şekil 2.9. Sol yüzeydeki simetri sınır şartının FLUENT'e tanıtılması

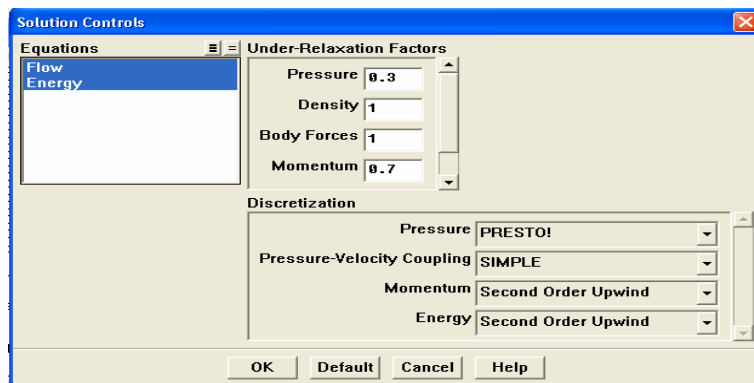
EK-2 (Devam) Fluent aşamaları



Şekil 2.10. Ön yüzeydeki sınır şartının FLUENT'e tanıtılması

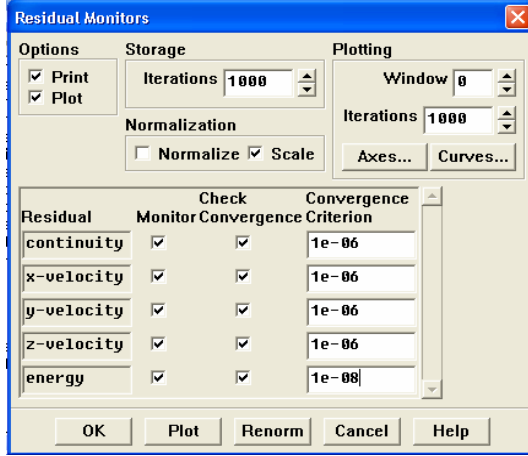


Şekil 2.11. Sağ yüzeydeki sınır şartının FLUENT'e tanıtılması

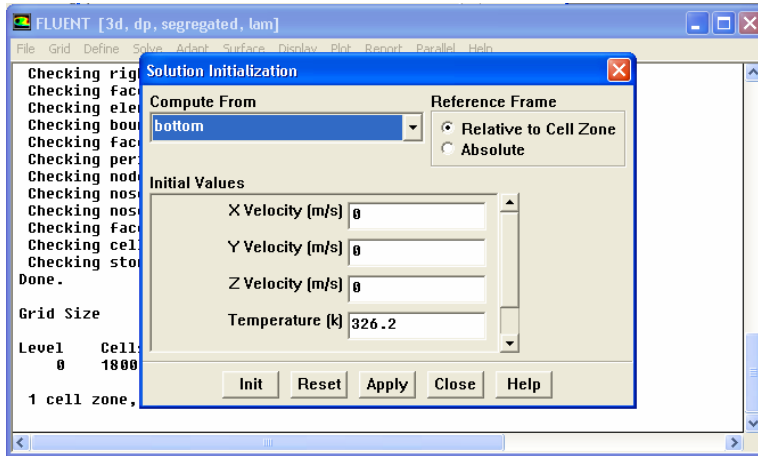


Şekil 2.12. Çözüm kontrol metotlarının FLUENT'e tanıtılması

EK-2 (Devam) Fluent aşamaları

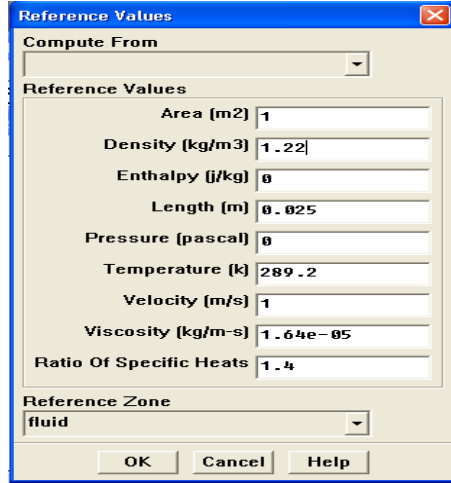


Şekil 2.13. Yakınsama kriterlerinin belirlenmesi

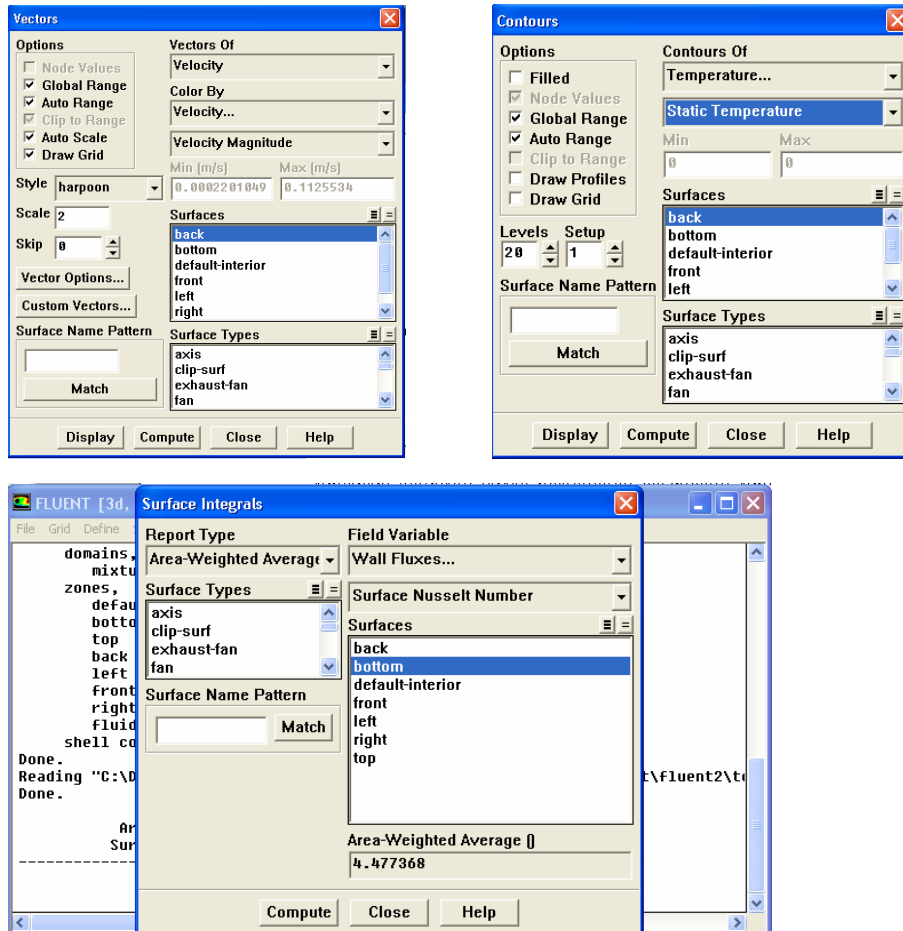


Şekil 2.14. Çözüm için gerekli ilk şartın FLUENT'e girilmesi

EK-2 (Devam) Fluent aşamaları



Şekil 2.15. Referans değerlerin belirlenmesi



Şekil 2.16. Sayısal çözüm sonuçlarının incelenmesi

ÖZGEÇMİŞ

1980 yılında Ankara’da doğan Muhittin KİRAZLI, ilk ve orta öğrenimini de Ankara’da tamamladı. 2002 yılında Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği bölümünden lisans diploması aldı. Yine aynı yıl Gazi üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalında yüksek lisans eğitime başladı. 2002 yılından itibaren Hacettepe Üniversitesi Yapı İşleri Teknik Dairesi Başkanlığı’nda mühendis kadrosu ile çalışmaya başladı ve halen de aynı kurumda İşletme Şube Müdürü olarak görevini sürdürmektedir.