

T.C.
HİTİT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BİR TARAFINDAN ISITILAN GÖZENEKLİ DİRENÇLİ
BİR KANALDA DOĞAL TAŞINIM

Yüksek Lisans Tezi

Önder KAVALCI

Çorum 2019

**BİR TARAFINDAN ISITILAN GÖZENEKLİ DİRENÇLİ BİR
KANALDA DOĞAL TAŞINIM**

Önder KAVALCI

**Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

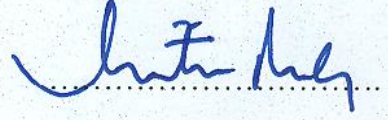
Yüksek Lisans Tezi

**TEZ DANIŞMANI
Prof. Dr. İrfan KURTBAŞ**

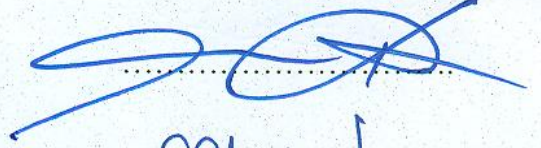
Çorum 2019

Önder KAVALCI tarafından hazırlanan “Bir Tarafından Isıtılan Gözenekli Dirençli Bir Kanalda Doğal Taşınım” adlı tez çalışması 20.10.2019 tarihinde aşağıdaki jüri üyeleri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Hitit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

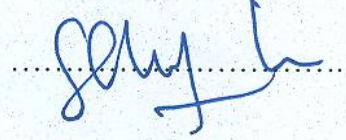
Doç. Dr. Lütfi NAMLI (Başkan)



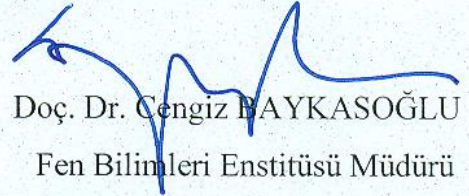
Prof. Dr. İrfan KURTBAŞ (Danışman)



Dr. Öğr. Üyesi S. Samed SEYİTOĞLU



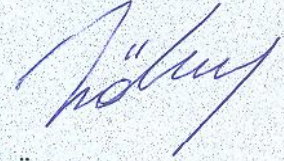
Hitit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulunun 02.01.2020 tarihli ve 2020/02 sayılı kararı ile Önder KAVALCI'nın Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Yüksek Lisans derecesi alması onanmıştır.



Doç. Dr. Cengiz BAYKASOĞLU
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

TEZ BEYANI

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını beyan ederim.



Önder KAVALCI

BİR TARAFINDAN ISITILAN GÖZENEKLİ DİRENÇLİ BİR KANALDA DOĞAL TAŞINIM

Önder KAVALCI

HİTİT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Ekim 2019

ÖZET

Taşınım ile ısı transferi doğal ve zorlanmış taşınım olarak ikiye ayrılır. Doğal taşınım mekanizması herhangi bir dış etki olmaksızın yalnızca sıcaklık farkının etkisi ile akışkan hareketine bağlı olarak meydana gelmektedir. Doğal taşınımın günlük hayatta farklı birçok şekli ile karşılaşılırken mühendislik uygulamalarında da geniş bir alanda incelenmekte ve iyileştirilmesi üzerine çalışmalar yapılmaktadır. Bu çalışmada bir yüzeyinden ısıtılan ve diğer yüzeyleri yalıtılmış dikdörtgen kesitli dik bir kanal içerisine yerleştirilen üçgen ve yamuk geometrili açık gözenekli metal malzemelerin doğal taşınım ile ısı transferine etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Çalışma akışkanı olarak hava seçilmiştir. Çalışma laminar akış şartlarında ve Rayleigh sayısının 1×10^5 ile 2×10^8 değerleri arasında gerçekleştirilmiştir. Ayrıca ısıtma yüzeyi üzerine 10, 20 ve 30 ppi (pores per inch) değerine sahip açık gözenekli metal köpükler yapıştırılmıştır. Çalışmada geometrik parametreler, kanal geometrisi sabit tutulmuş ısıtma yüzeyine yerleştirilen metal köpüklerin yüksekliği 10; 15 ve 20 mm, görünüş oranı 0; 0,33 ve 0,66 olacak şekilde belirlenmiştir. Isıtma yüzeyinde sabit ısı akısı uygulanmış ısı akısının farklı değerlerinde deneyler gerçekleştirilmiştir. Sıcaklık ölçümleri kalibre edilmiş termal kamera ve ısı çiftleri yardımıyla gerçekleştirilmiştir. Hız ölçümleri için ise PIV (Particle Image Velocimetry) tekniği kullanılmıştır. Deney sayısını kısıtlamak ve zamandan tasarruf yapılması için Design-Expert ticari programından yararlanılmıştır. Elde edilen bulgulara göre

görünüş oranı a/b ve Rayleigh sayısı arttıkça ısı transferinin arttığı gözenek yoğunluğu arttıkça ısı transferinin azaldığı belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Doğal taşınım, ısı transferi, metal köpük, PIV, görünüş oranı



NATURAL CONVECTION IN A POROUS RESISTANCE CHANNEL HEATED FROM ONE SIDE

Önder KAVALCI

HİTİT UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

October 2019

ABSTRACT

Heat transfer with convection is divided into two as natural and forced convection. Natural convection takes place with the effect of temperature difference and depending on fluid motion without an any external influence. While it has been encountered by many different forms of natural convection, studies have been conducted upon engineering applications and his improvement in a wide area. In this study, the effect of heat transfer with natural convection of metal materials with open-pore triangle and trapezoid geometry which are placed on a rectangular vertical channel which is heated from one side and the other sides are isolated, has been empirically analyzed. Air has been chosen as a working fluid. The study has been taken place in the laminar fluid conditions and between the values of 1×10^5 and 2×10^8 of the Rayleigh number. Also, open-pore metal foams having the values of 10, 20 and 30 ppi (pores per inch) have been glued on the heating surface. In the study, geometric parameters, the height of metal foams placed on heating surface which is kept fixed channel geometry has been determined as 10; 25 and 20 mm and the aspect ratio has been 0; 0,33 and 0,66. Constant heat flux has been applied on the heating surface and conducted experiments on different values of heat flux. Temperature measurements have been carried out with the help of thermal camera and thermocouples which are calibrated. PIV (Particle Image Velocimetry) technique has been used for the speed measurement. To limit the number of experiment and save time, Design-Expert commercial programme has been used. According to the

findings, when aspect ratio a/b and the number of Rayleigh will be increase and heat transfer increases, pore density will be increase and heat transfer will be decrease.

Keywords: Natural convection, heat transfer, metal foam, PIV, aspect ratio



TEŞEKKÜR

Tez alıŐmalarına baŐladıđımız andan itibaren bilgi ve tecrübesi ile bana yol gösteren desteđini hiç esirgemeyen, her daim yanımda olduđunu hissettiren tez danıŐman hocam Prof. Dr. İrfan KURTBAŐ'a deney çalıŐmalarımnda gűnűn her saati yanımda olan ve bana bilgileri ile klavuz olan Őđr. Gör. Mehmet ŐENER ve ArŐ. Gör. Selçuk KIZILCAOđLU'na, benim maddi ve manevi en bűyűk destekcim aileme sonsuz teŐekkűr ederim.



Bu tez çalışmasına, MUH19004.16.001 numaralı proje kapsamında vermiş oldukları destekten dolayı, Hitit Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinatörlüğü'ne teşekkür ederiz.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xiii
RESİMLER DİZİNİ.....	xvii
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xviii
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	4
3. KURAMSAL TEMELLER	12
3.1. Isı Transferi	12
3.1.1. İletim yoluyla ısı transferi (Kondüksiyon)	12
3.1.2. Taşınım yoluyla ısı transferi (Konveksiyon)	13
3.1.3. Işınım yoluyla ısı transferi (Radyasyon)	14
3.2. Doğal Taşınımın Fiziksel Özellikleri	15
3.3. Gözenekli Ortamlarda Doğal Taşınım Olayları	17
4. MATERYAL ve YÖNTEM.....	20
4.1. Deney Düzeneği	20
4.2.2. Akış gözleme ve hız deneyleri.....	28
4.3. Deneyde Kullanılan Araç ve Gereçler.....	30
4.3.1. DC güç ünitesi	30
4.3.2. Termal kamera.....	31
4.3.3. K tipi ısı çiftler.....	32

Sayfa

4.3.4. Veri toplama ünitesi.....	32
4.3.5. PIV(Particle Image Velocimeter) cihazı.....	33
4.3.6. Yüksek hızlı SpeedSence kamera.....	34
4.3.7. Duman jeneratörü	35
4.3.8. Isıya dayanıklı mat boya.....	36
4.3.9. Paslanmaz çelik folyo	37
4.3.10. Duman sıvısı	37
4.3. Deneysel Verilerin Elde Edilmesi	38
4.3. Hata Analizi.....	40
5. BULGULAR.....	42
5.1. Deneysel Çalışmanın Doğrulanması	42
5.1.1. Regresyon analizi	46
5.2. Deneysel Bulgular	48
5.2.1. Ortalama Nusselt sayısının bağımsız parametrelere göre değişimi.....	48
5.2.2. Yerel Nusselt sayısı	56
5.2.3. Hız dağılımlarının deneysel incelenmesi.....	60
5.2.4. Anova testi.....	64
6. SONUÇLAR.....	67
KAYNAKLAR	68
EKLER.....	72
EK-1. Taramalı Elektron Mikroskobu (TEM) analiz sonucu.....	73
EK-2. Deneysel verilere göre hız dağılımları.....	74
ÖZ GEÇMİŞ	86

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 4.1. Malzemenin görünüş oranı, yükseklik ve yoğunluk değerleri.....	23
Çizelge 4.2. Isıtıcı teknik özellikleri	31
Çizelge 4.3. PIV cihazı teknik özellikleri	34
Çizelge 4.4. Yüksek hızlı speedsence kamera teknik özellikleri	34
Çizelge 4.5. Deney verileri için belirsizlik oranları	41
Çizelge 5.1. Design Expert programından elde edilen regresyon katsayısı.....	47
Çizelge 5.2. Anova Testi.....	65

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil	Sayfa
Şekil 1.1. Isı transferi iyileştirme yöntemleri.....	2
Şekil 1.2. Aktif ve pasif iyileştirme yöntemleri	2
Şekil 3.1. Isı transferi çeşitleri.....	12
Şekil 3.2. Taşınım çeşitleri.....	13
Şekil 3.3. Dikey levha üzerinde akışkanın hareketi ve sınır tabaka.....	16
Şekil 3.4. Kararlı ve kararsız doğal taşınım oluşumu	17
Şekil 4.1. Deney sistemi şematik gösterimi.....	20
Şekil 4.2. Metal köpük için görünüş oranı	24
Şekil 4.3. Hız ölçüm çizgileri şematiği	28
Şekil 4.4. PIV cihazı ile ilgili görseller	33
Şekil 4.5. (a) Yüksek hızlı kamera (b) Yüksek Hızlı kamera iç yapısı.....	35
Şekil 5.1. Ortalama Nusselt sayısının Rayleigh sayısına göre değişiminin karşılaştırılması.....	42
Şekil 5.2. Deneysel ve numerik çalışmalar için ortalama Nusselt sayısının Rayleigh sayısına göre değişimi.....	43
Şekil 5.3. Yerel hızın boyutsuz kanal uzunluğuna göre değişimi, ($Ra=2,80 \times 10^7$)	44
Şekil 5.4. Yerel hızın boyutsuz kanal uzunluğuna göre değişimi, ($Ra=2,15 \times 10^8$)	44
Şekil 5.5. Deneysel ve sayısal çözüm için yerel Nusselt sayısının boyutsuz kanal uzunluğuna göre değişimi ($Ra=2,10 \times 10^8$)	45
Şekil 5.6. Deneysel ve sayısal çözüm için yerel Nusselt sayısının boyutsuz kanal uzunluğuna göre değişimi ($Ra=2,80 \times 10^7$)	46
Şekil 5.7. Ortalama Nusselt sayısı için tahmin edilen değer gerçeğe göre değişimi	47

Şekil	Sayfa
Şekil 5.8. Farklı gözenek yoğunlukları için ortalama Nusselt sayısının köpük yüksekliği ve görünüş oranına göre değişimi: (a) 10 ppi köpük yoğunluğu (b) 30 ppi köpük yoğunluğu ($Ra=1,97 \times 10^8$).....	48
Şekil 5.9. Farklı Rayleigh sayıları için ortalama Nusselt sayısının köpük yüksekliği ve görünüş oranına göre değişimi: (a) $Ra=1,40 \times 10^5$ (b) $Ra=8,30 \times 10^7$ (c) $Ra=2,02 \times 10^8$ (ppi=30 mm)	49
Şekil 5.10. Farklı Rayleigh sayıları için ortalama Nusselt sayısının köpük yoğunluğu ve köpük yüksekliğine göre değişimi: (a) $Ra=1,10 \times 10^8$ (b) $Ra=2,02 \times 10^8$ (a/b=0)	50
Şekil 5.11. Farklı görünüş oranları için ortalama Nusselt sayısının Rayleigh sayısı ve köpük yüksekliğine göre değişimi: (a) a/b=0, (b) a/b=0,66 (30 ppi)	51
Şekil 5.12. $H_f=20$ mm için ortalama Nusselt sayısının köpük yoğunluğu ve görünüş oranına göre değişimi: (a) $Ra=1,40 \times 10^5$ (b) $Ra=1,10 \times 10^8$ (c) $2,02 \times 10^8$	52
Şekil 5.13. Farklı köpük yoğunlukları için ortalama Nusselt sayısının Rayleigh sayısı ve görünüş oranına göre değişimi: (a) 10 ppi (b) 20 ppi (c) 30 ppi ($H_f=20$ mm)	53
Şekil 5.14. Farklı görünüş oranlarına göre ortalama Nusselt sayısının Rayleigh sayısına ve köpük yoğunluğuna göre değişimi: (a) a/b=0 (b) a/b= 0,33 (c) a/b=0,66 ($H_f=20$ mm).....	54
Şekil 5.15. Farklı H_f değerleri göre ortalama Nusselt sayısının Rayleigh sayısı ve görünüş yoğunluğuna göre değişimi: (a) $H_f=10$ mm (b) $H_f=15$ mm (c) $H_f= 20$ mm (a/b= 0,666)	55
Şekil 5.16. Farklı köpük yükseklikleri için yerel Nusselt sayısının boyutsuz kanal uzunluğuna göre değişimi	56
Şekil 5.17. Farklı a/b oranları için yerel Nusselt sayısının boyutsuz kanal uzunluğuna göre değişimi	57
Şekil 5.18. Farklı köpük yoğunlukları için yerel Nusselt sayısının boyutsuz kanal uzunluğuna göre değişimi	57
Şekil 5.19. Farklı Rayleigh sayıları için Yerel Nusselt sayısının boyutsuz kanal uzunluğuna göre değişimi ($x/W=0,50$)	58
Şekil 5.20. Farklı Rayleigh sayıları için Yerel Nusselt sayısının boyutsuz kanal uzunluğuna göre değişimi ($x/W=0,25$)	59

Şekil	Sayfa
Şekil 5.21. Üçgen yapıdaki köpük yapının (a) köpük önü, (b) köpük girişi, (c) köpük çıkışı ve (d) köpük arkası için üç boyutlu hız dağılımları ($H_f=15$ mm, $a/b=0,33$, 30 ppi ve $Ra=1,04 \times 10^8$)	60
Şekil 5.22. Yamuk yapıdaki köpük yapının (a) köpük önü, (b) köpük girişi, (c) köpük çıkışı ve (d) köpük arkası için üç boyutlu hız dağılımları ($H_f=10$ mm, $a/b=0,66$, 30 ppi ve $Ra=1,04 \times 10^8$)	62
Şekil 5.23. Farklı a/b oranları için çıkışta meydana gelen üç boyutlu yerel hız dağılımı (a) $a/b=0$ (b) $a/b=0,66$ ($Ra=1,04 \times 10^8$, $H_f=20$ mm)	63
Şekil 5.24. Farklı köpük yoğunluğuna göre üç boyutlu yerel hız dağılımı (a) 10 ppi (b) 30 ppi ($Ra=2,63 \times 10^7$, $a/b=0,66$).....	64
Şekil 5.25. Rayleigh sayısı haricindeki parametrelerin ortalama Nusselt sayısına etkisi.....	66
Şekil E1.1. Gözenekli metal köpük için Taramalı Elektron Mikroskobu (TEM) analiz sonucu.....	73
Şekil E2.1. Boş kanalda meydana gelen V_{c1} hızı için üç boyutlu yerel hız dağılımı ($Ra=1,63 \times 10^5$).....	74
Şekil E2.2. Boş kanalda meydana gelen V_{c2} hızı için üç boyutlu yerel hız dağılımı ($Ra=1,63 \times 10^5$).....	74
Şekil E2.3. Boş kanalda meydana gelen V_{g1} hızı için üç boyutlu yerel hız dağılımı ($Ra=1,63 \times 10^5$).....	75
Şekil E2.4. Boş kanalda meydana gelen V_{g2} hızı için üç boyutlu yerel hız dağılımı ($Ra=1,63 \times 10^5$).....	75
Şekil E2.5. Boş kanalda meydana gelen V_{c1} hızı için üç boyutlu yerel hız dağılımı ($Ra=2,63 \times 10^7$).....	76
Şekil E2.6. Boş kanalda meydana gelen V_{c2} hızı için üç boyutlu yerel hız dağılımı ($Ra=2,63 \times 10^7$).....	76
Şekil E2.7. Boş kanalda meydana gelen V_{g1} hızı için üç boyutlu yerel hız dağılımı ($Ra=2,63 \times 10^7$).....	77
Şekil E2.8. Boş kanalda meydana gelen V_{g2} hızı için üç boyutlu yerel hız dağılımı ($Ra=2,63 \times 10^7$).....	77
Şekil E2.9. Boş kanalda meydana gelen V_{c1} hızı için üç boyutlu yerel hız dağılımı ($Ra=1,97 \times 10^8$).....	78

Şekil	Sayfa
Şekil E2.10. Boş kanalda meydana gelen V_{c2} hızı için üç boyutlu yerel hız dağılımı ($Ra=1,97 \times 10^8$).....	78
Şekil E2.11. Boş kanalda meydana gelen V_{g1} hızı için üç boyutlu yerel hız dağılımı ($Ra=1,97 \times 10^8$).....	79
Şekil E2.12. Boş kanalda meydana gelen V_{g2} hızı için üç boyutlu yerel hız dağılımı ($Ra=1,97 \times 10^8$).....	79
Şekil E2.13. $Ra=1,63 \times 10^5$, $H_f=20$ mm, $a/b=0$, 30 ppi şartlarında meydana gelen V_{c1} hızı için üç boyutlu yerel hız dağılımı.....	80
Şekil E2.14. $Ra=1,63 \times 10^5$, $H_f=20$ mm, $a/b=0$, 30 ppi şartlarında meydana gelen V_{c2} hızı için üç boyutlu yerel hız dağılımı.....	80
Şekil E2.15. $Ra=1,63 \times 10^5$, $H_f=20$ mm, $a/b=0$, 30 ppi şartlarında meydana gelen V_{g1} hızı için üç boyutlu yerel hız dağılımı.....	81
Şekil E2.16. $Ra=1,63 \times 10^5$, $H_f=20$ mm, $a/b=0$, 30 ppi şartlarında meydana gelen V_{g2} hızı için üç boyutlu yerel hız dağılımı.....	81
Şekil E2.17. $Ra=2,63 \times 10^7$, $H_f=20$ mm, $a/b=0$, 30 ppi şartlarında meydana gelen V_{c1} hızı için üç boyutlu yerel hız dağılımı.....	82
Şekil E2.18. $Ra=2,63 \times 10^7$, $H_f=20$ mm, $a/b=0$, 30 ppi şartlarında meydana gelen V_{c2} hızı için üç boyutlu yerel hız dağılımı.....	82
Şekil E2.19. $Ra=2,63 \times 10^7$, $H_f=20$ mm, $a/b=0$, 30 ppi şartlarında meydana gelen V_{g1} hızı için üç boyutlu yerel hız dağılımı.....	83
Şekil E2.20. $Ra=2,63 \times 10^7$, $H_f=20$ mm, $a/b=0$, 30 ppi şartlarında meydana gelen V_{g2} hızı için üç boyutlu yerel hız dağılımı.....	83
Şekil E2.21. $Ra=1,04 \times 10^8$, $H_f=20$ mm, $a/b=0$, 30 ppi şartlarında meydana gelen V_{c1} hızı için üç boyutlu yerel hız dağılımı.....	84
Şekil E2.22. $Ra=1,04 \times 10^8$, $H_f=20$ mm, $a/b=0$, 30 ppi şartlarında meydana gelen V_{c2} hızı için üç boyutlu yerel hız dağılımı.....	84
Şekil E2.23. $Ra=1,04 \times 10^8$, $H_f=20$ mm, $a/b=0$, 30 ppi şartlarında meydana gelen V_{g1} hızı için üç boyutlu yerel hız dağılımı.....	85
Şekil E2.24. $Ra=1,04 \times 10^8$, $H_f=20$ mm, $a/b=0$, 30 ppi şartlarında meydana gelen V_{g2} hızı için üç boyutlu yerel hız dağılımı.....	85

RESİMLER DİZİNİ

Resim	Sayfa
Resim 3.1. Metal gözenekli malzeme çeşitleri.....	19
Resim 3.2. Metal gözenekli malzemelerde gözenek yapısı	19
Resim 4.1. Deney sistemi genel görünüşü	21
Resim 4.2. Test sistemi genel görünüşü.....	22
Resim 4.3. İçerisinde gözenekli malzeme bulunan cam kanal görünümü	23
Resim 4.4. Görünüş oranı $a/b=0$ üçgen gözenekli metal malzeme görüntüsü.....	25
Resim 4.5. Metal köpük görüntüleri	26
Resim 4.6. Quick report ile sıcaklık değerlerinin elde edilmesi	27
Resim 4.7. Research IR ile zamana bağlı sıcaklık değerlerinin elde edilmesi.....	27
Resim 4.8. PIV cihazı işleyiş şeması	29
Resim 4.9. PIV verilerinin dönüşümünde kullanılan Matlab programı	29
Resim 4.10. DC Güç ünitesi.....	30
Resim 4.11. Termal kamera	31
Resim 4.12. K tipi Isıl çift.....	32
Resim 4.13. Veri toplama ünitesi.....	32

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

ΔT	Yüzey ile akışkan arasındaki sıcaklık farkı (K)
A	Kanal kesit alanı (m ²)
a	Malzeme üst ebat uzunluğu (m)
a/b	Gözenekli malzeme üst kenar uzunluğu-alt kenar uzunluğu oranı
A _s	Isıtma yüzey alanı (m ²)
b	Malzeme alt ebat uzunluğu (m)
D _f	Serbestlik derecesi
D _H	Hidrolik çap (m)
ε	Yayma katsayısı
g	Yerçekimi ivmesi
Gr	Grashof sayısı
h	Isı taşınım katsayısı (W/m ² K)
H _f	Malzemenin yüksekliği (m)
I	Akım (A)
k	Akışkanın ısı iletim katsayısı (W/m ² K)
L	Yüzeyin uzunluğu (m)
m	Metre
Nu	Nusselt sayısı
Nu _x	Yerel Nusselt sayısı
Pr	Prandtl sabiti
q	Isı akısı (W/m ²)
Q	Isı miktarı (W)
Ra	Rayleigh sayısı
s	Saniye
T	Sıcaklık (K)
T _ç	Çıkış sıcaklığı (K)
T _{ç,ort}	Ortalama çıkış sıcaklığı (K)

T_f	Akışkanın sıcaklığı (K)
T_g	Giriş sıcaklığı (K)
T_m	Bulk sıcaklığı (K)
T_s	Yüzey sıcaklığı (K)
V	Volt
V_c	Çıkış hızı (m/s)
V_{c1}	Köpük çıkışı akışkan hızı (m/s)
V_{c2}	Köpük arkası akışkan hızı (m/s)
V_g	Giriş hızı (m/s)
V_{g1}	Köpük önü akışkan hızı (m/s)
V_{g2}	Köpük girişi akışkan hızı (m/s)
x	Yatay eksen
x/W_c	Boyutsuz kanal genişliği
y	Düşey eksen
y/L_c	Boyutsuz kanal yüksekliği
β	Akışkanın hacimsel genleşme katsayısı
ν	Kinematik viskozite (m^2/s)
σ	Stefan-Bolzman sabiti

Kısaltmalar

PIV	Particle Image Velocimetry
ppi	Pores per inch

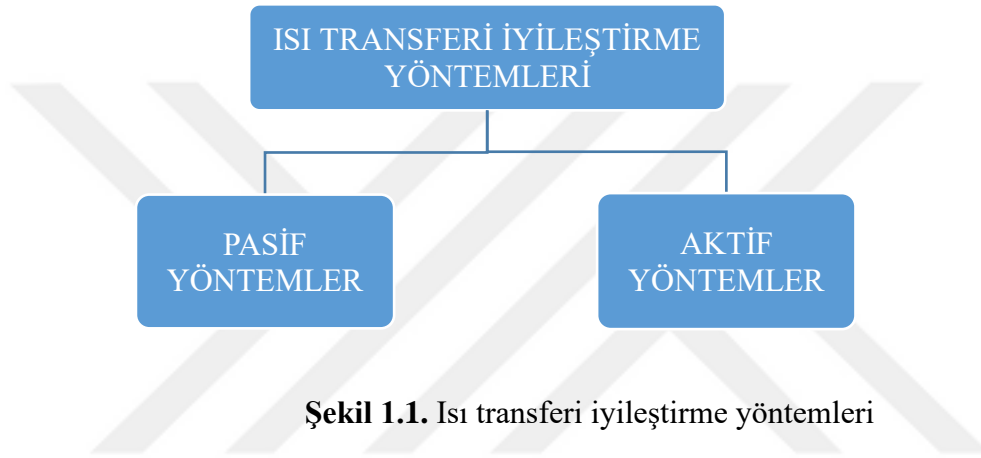
1. GİRİŞ

Enerji insan hayatının hemen hemen her noktasında ihtiyaç duyulan bir kavramdır. Teknolojinin ve yaşam konforunun artmasıyla birlikte enerjiye duyulan bu ihtiyaçta büyük bir hızla artmaktadır. Bu durum mevcut enerji kaynaklarının etkin kullanımını zorunlu hale getirdiği gibi yeni enerji kaynaklarının oluşturulması ve bunun verimli şekilde kullanılması gerekliliğini de doğurmaktadır. Bilindiği gibi ülkelerin ekonomik potansiyelleri sahip oldukları enerji kaynakları ile genellikle doğru orantılıdır. Bununla birlikte tüm insanlık için enerji kaynaklarının etkin kullanımı ve enerji tüketiminin optimum şartlarda sağlanması mühendislik uygulamalarının bu alanda gelişmesine ve çeşitlenmesine neden olmaktadır. Enerji kaynaklarının etkin kullanılması enerji tüketiminin de azaltılmasına ya da minimize edilmesine bağlıdır. Bu nedenle ısıtma ve soğutma ihtiyacının karşılanması ile birlikte yaşam konforunu sağlayan tüm sistem cihaz ve ekipmanların ısı kontrolünü etkin bir şekilde gerçekleştirilmesi gerekmektedir. Herhangi bir sistem ya da sistem birleşiminde gerçekleşen ısı transferi o sistemin enerji verimliliğinde doğrudan ilişkilidir. Bu durum ısı transferinin iletim, taşınım ve/veya ışınım yoluyla gerçekleşmesine bağlı olduğu gibi ısı kaynağına ve akış işinin gerçekleşme şekline de bağlıdır.

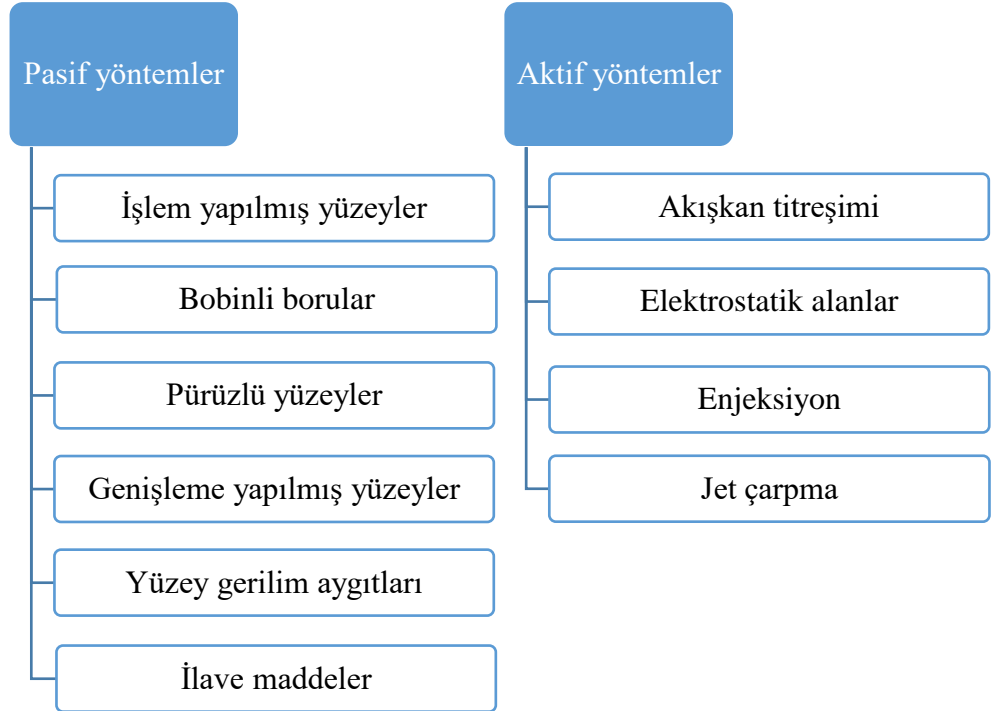
Taşınım yoluyla ısı transferinin gerçekleşmesi durumunda ısı geçişinin doğal ya da zorlanmış şartlarda gerçekleşmesi sistemin 1. Kanun verimi ile doğrudan ilişkilidir. Bilindiği gibi zorlanmış taşınım ile ısı transferinde sisteme ek bir enerji verilerek akışkan hareketi kontrol edilmektedir. Bu durum ısı geçişini de büyük oranda artırmaktadır. Buna karşın doğal taşınım ile ısı transferinde akışkan hareketi için ek bir enerji gerekmemektedir. Sıcaklık farkının kaldırma kuvvetlerine etkisinden yararlanılarak ısı transferi gerçekleştirilir. Doğal taşınım ile ısı transferi doğa olaylarında karşımıza çıkmaktadır. Bununla birlikte ısıtma sistemleri, elektronik sistemlerin soğutulması, soğutma ve iklimlendirme uygulamaları, güneş enerjisi sistemleri v.b birçok mühendislik uygulamasında karşımıza çıkmaktadır. Bu durum doğal taşınım ile ısı transferinin anlaşılmasını ve kontrol edilmesini zorunlu kılmaktadır. Doğal taşınım ile ısı geçişinin deneysel çalışması büyük oranda zorluklar içerdiğinden ve yapılan deneysel çalışmaların doğruluk, kesinlik ve tekrar

edilebilirlik değerlerinin düşük olmasından dolayı büyük zorluklar içermektedir. Bundan dolayı literatürde doğal taşınım olaylarının incelenmesi çoğunlukla nümerik çalışmalarda gerçekleştirilmiş ve oldukça geçerli sonuçlarla sunulmuştur.

Enerji sistemlerinin etkin kullanımı için ısı geçişinin kontrolü büyük bir öneme sahiptir. Mühendislik uygulamalarında daha düşük pompa veya fan gücünde daha yüksek ısı transferinin sağlanması sistemin etkin çalıştırılması bakımından önemlidir.



Şekil 1.1. Isı transferi iyileştirme yöntemleri



Şekil 1.2. Aktif ve pasif iyileştirme yöntemleri

Isı transfer artırma teknikleri aktif ya da pasif olmak üzere iki gruba ayrılır (Şekil 1.1). Her iki yöntemde de sınır tabaka oluşumunun engellenmesi türbülans etkilerinin artırılması böylece yüksek ısı taşınım katsayısının elde edilmesi öncelikli amaçtır. Aktif ve pasif ısı transfer yöntemlerinin detayları Şekil 1.2’de verilmiştir. Aktif yöntemlerde sisteme ek bir enerjinin verilmesi ilave bir maliyet gerektirdiğinden genel olarak tercih edilmezler.

Gözenekli yapılar, açık ve kapalı gözenekli olarak iki gruba ayrılır. Gözenekli yapılarda akışkan akışının incelenmesi ilk olarak Henry Darcy tarafından gerçekleştirilmiştir (Darcy, 1856). Gözenekli malzemelerin üretimi ise ilk olarak 1948 yılında Sosnik tarafından gerçekleştirilmiş ve Elliot tarafından geliştirilmiştir (Yavuz, 2010). Gözenekli malzemeler enerji sönümlene yetenekleri, ses yalıtımı, darbelere karşı dayanımı, titreşim sönümlene özelliklerinden dolayı mekanik sistemlerde; kompaktlık ve büyük ısı transferleri yüzey alanlarından dolayı ısı sistemlerde kullanımı her geçen gün artmaktadır. Kapalı gözenekli metal köpükler yalıtım, izolasyon ve mukavemet değerlerinden dolayı enerji absorblamada kullanılırken açık gözenekli metal köpükler elektronik sistemlerin soğutulması, radyatörler gibi ısı transferi uygulamalarında kullanılmaktadır. Gözenekli malzemeler ham maddesi, üretim şekli ve gözenek yapısına göre sınıflandırılırlar. Gözenekleri birbirinden izole halde, her bir gözenek hücre duvarı ile sızdırmazlık derecesinde birbirinden ayrılmış ise bu tip köpüklere kapalı hücreli köpükler; açık hücreli köpükler ise gözenekleri arasında bağlantı olan köpüklere denir (Ozan, 2011). Korozyon direnci ve yüksek ısı iletkenliği nedeniyle açık hücreli köpükler ısı değıştiricisi, pil elektrotları ve filtreler için uygundur, kapalı hücreli köpükler ise düşük ısı iletkenlikleri nedeniyle termal kalkan (soğutma radyatörleri, bilgisayar çipleri, güç elektroniğı için mikro elektronik cihazlar vb.) olarak kullanılırlar (Doğın ve ark., 2015).

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Doğal taşınım ile ısı transferi üzerine literatürde çok fazla sayıda akademik çalışma bulunmaktadır. Bu çalışmalar analitik, sayısal ve deneysel olarak bu bölümde sunulmaktadır.

Nansteel ve Greif (1984), kapalı dikdörtgen şeklinde düşey bir ortamda doğal taşınımı deneysel olarak incelemişlerdir. Aynı termal şartlara sahip sıcak ve soğuk iki düşey duvar paralel olarak yerleştirilmiştir. Oluşan kapalı ortamın diğer duvarları ise yalıtılmıştır. Kanalın yükseklik/genişlik oranının 2 olduğu durumlarda ve Rayleigh sayısının 10^{10} - 10^{11} aralığında değiştiği ortamlar için çalışmalar yapılmıştır. Akışkan su olarak seçilmiştir. İlk olarak kapalı ortamda farklı Rayleigh sayısı değerleri için düşey yöndeki ısı transferini incelenmiştir. Daha sonra ise kapalı ortamın üst kısmına oyuk açılıp doğal taşınım gözlemlenmiştir. Elde ettikleri verilere göre ortamdaki doğal taşınım ile ısı transferi miktarının, Rayleigh sayısı ve açılan oyuk alanı ile doğru orantılı olarak değiştiği sonucuna varılmıştır.

Fills ve Poulikakos (1986), düşey duvarlardan oluşan kapalı bir ortamda doğal taşınım yoluyla ısı transferini deneysel çalışmışlardır. Duvarın alt kısmı soğuk, üst kısmı ise sıcak yüzeye sahiptir. Diğer yüzeyler ise yalıtılmıştır. Sistemde akışkan olarak su kullanılmıştır. Rayleigh sayılarının yüksek değerleri için ısı transferi miktarının daha fazla olduğu sonucu elde edilmiştir.

Chen ve ark. (1990), dikdörtgen kesitli kapalı bir hacim içerisine bir plaka yerleştirerek doğal taşınım yoluyla ısı transferini çalışmışlardır. Düşey plakada yüzey sıcaklığı sabit tutulmuştur. Kanalın alt ve üst duvarlarına ise yalıtım yapılmıştır. Ayrıca orta kısımdaki plakaların farklı en/boy oranında açıklık etkisini incelenmiştir. Rayleigh sayısının 10^6 - 10^8 değerleri aralığında, $Pr=7$ için plakadaki açıklık en/boy oranı 0, 1/8, 1/4 olan şartlarında çalışılmıştır. Rayleigh sayısının artmasıyla ısı transferinin de arttığı sonucu elde edilmiştir. Bölme plakasında hiç açıklık olmadığı durumlarda kapalı ortamın üst kısmına doğru ısı transferi olduğu gözlemlenmiştir. Bölmedeki plakaya verilen açıklık ile ısı transfer miktarının arttığı sonucuna

ulaşılmıştır. Bu artışın, plakadaki açıklık alanı ile doğru orantılı olduğu belirlenmiştir.

May (1991), kare bir kanalda farklı eğim açılarında doğal taşınım ile ısı transferi üzerine çalışmalar gerçekleştirmiştir. Çalışmalarını 0, 15, 30 ve 45 derece eğim açılarında ve 10^4 - 10^5 arasındaki Rayleigh sayılarında yapmıştır. Prandtl sayısı 7 olarak alınmıştır. Eğim açısı arttıkça ortalama Nusselt sayısının arttığı sonucunu elde edilmiştir. Elde ettiği değerleri literatürdeki çalışmalarla karşılaştırarak eğimin doğal taşınımdaki önemi gözlemlenmiştir.

Kazmiercak ve Chinoda (1992), yüzey sıcaklığı belli aralıklarda değişen bir düşey duvarda doğal taşınımı sayısal olarak incelemiştir. Yüzey sıcaklığı yüksek olan duvarın sıcaklık eğilimi sinüzoidal şekilde değişmiştir. Diğer duvarın ise sıcaklığı sabit tutulmuştur. Tüm periyodik anlar için zamana bağlı çözümler yapılmıştır. Elde edilen sonuçlarda sıcak olan yüzey etrafında ikincil zayıf akımlar olduğu belirlenmiştir.

Xia ve ark. (1995), ısıtılan kare ortamlarda kaldırma kuvvetleri etkisi altındaki laminer akışları sayısal olarak analiz etmişlerdir. Duvarların alt ve üst yüzeylerine yalıtım yapılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre düşey duvarlardan birinin sıcaklığı sabit diğerinin ise zamana bağlı sinüzoidal şekilde değiştiğini gözlemlenmiştir.

Mısra ve Sarkar (1997), sonlu elemanlar yöntemini kullanarak birleşik akışta doğal taşınımı ve iletimi analiz etmişlerdir. Yüzey kalınlıkları ve Rayleigh sayıları ile ilgili incelemeler yapılmıştır. Bir duvarı ısıtılan ve diğer duvarları yalıtılmış kare şeklinde kapalı bir ortamda, Rayleigh sayısı 10^3 - 10^6 aralığında çalışılmıştır. Yalıtılmamış düşey duvar kalınlığı için boyutsuzlaştırma (0,1; 0,2; 0,4) yapılarak duvardaki iletim incelenmiştir. Doğal taşınım ile ısı transferinin sıcak duvar tarafında daha fazla olduğu gözlemlenmiştir. Rayleigh ve Nusselt sayısı değerleri ile doğal taşınımla ısı transferi miktarının doğru orantılı olduğu sonucu elde edilmiştir.

Jahnke ve ark. (1998), alt ve üst kısmı yalıtım yapılmış bir kare şeklinde ortamda doğal taşınım sıcaklığın etkisini incelemişlerdir. Sonuç olarak Rayleigh sayılarının düşük olduğu simetrik sınır koşulları için akım hücrelerinin oluştuğu gözlemlenmiştir.

Aydın ve Yang (2000), yerel ısıtmanın alttan yapıldığı ayrıca kenar kısımlarında simetrik soğutma yapılan iki boyutlu doğal taşınım ile ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. Alt duvarın merkezine farklı büyüklüklerde ısı kaynakları yerleştirilip araştırmalar yapılmıştır. Rayleigh sayısının 10^3 - 10^6 değerlerine göre sonuçlar alınmıştır. Elde edilen veriler, ısıtma yapılan duvardaki yerel Nusselt sayısı değişimi, eş sıcaklık eğrisi ve akım fonksiyonu şeklinde gösterilmiştir. Yaptıkları çalışmalarda ortalama Nusselt sayısının Rayleigh sayısı ile doğru orantılı olduğu sonucu elde edilmiştir.

Holtzman ve ark. (2000), ikizkenar üçgen şeklinde kapalı bir ortamda doğal taşınım ile ısı transferini matematiksel olarak çalışmışlardır. Taban kısmı ısıtılan yan simetrik yüzeyleri soğuk olan simetrik bir ikizkenar üçgende yapılabilecek simetri kabulünün ısı transferlerinde her zaman doğru sonuç vermediğini öne sürmüşlerdir. Yapılan çalışmalarda yükseklik/tabana genişlik oranı birbirinden farklı üçgen şeklinde bir kapalı kanalda ayrı ayrı kritik Grashof sayıları bulunup karşılaştırılmıştır. Elde ettikleri sonuçlara göre simetrik ortamda akış kritik Grashof değerlerinin altında ise simetri kabulü yapılabilir, ancak kritik Grashof sayısı üzerindeki akışlar kararsızlaştığı için simetri kabulü yapılamayacağı belirlenmiştir.

Liagat ve Baytaş (2001), ince iletim duvarları bulunan ortamda laminer doğal taşınımı sayısal olarak analiz etmişlerdir. Akışı çevreleyen duvarlar sonlu iletim özelliğine sahip ve dış duvar sıcaklıkları sabittir. Prandtl sayısı 7 olarak alınmıştır. Akış incelenirken Boussinesq yaklaşımı kullanılmıştır. Rayleigh sayısı 10^7 - 10^{12} arasında olduğu değerlerde çalışılmıştır. Yapılan çalışma, benzer çalışmalarla karşılaştırılmıştır. Kapalı ortamlarda akış soğutma işlemi yapılacaksa iletim özelliği daha iyi duvar kullanılması gerektiği sonucuna varılmıştır.

Moukalled ve Acharya (2001), içerisinde iki engel yerleştirilen yamuk şeklinde kapalı bir hacimde doğal taşınımı sayısal olarak incelemiştir. Üst yüzeylerde yaz şartlarında ısıtma, kış şartlarında ise soğutma işlemi yapılmıştır. Yaz şartlarında $Ra=10^3-10^7$, kış şartlarında $Ra=10^3-10^6$ aralığında çalışmalar yapılmıştır. Rayleigh sayısı arttıkça ısı transferinin de arttığı sonucuna varılmıştır.

Baytaş ve Pop (2002), farklı sıcaklıklardaki izotermal düşey duvarlar ve yalıtılmış yatay duvarlarla çevrili kare bir ortam içerisinde doğal taşınım yoluyla ısı transferini sayısal olarak çalışmışlardır. Yapılan çalışmalar sonucunda ısı transfer miktarı, akış hareketlerine bağlı olarak değiştiğini gözlemlenmiştir.

Das ve Morsi (2002), doğal taşınım yoluyla akışı kubbe şeklinde olan kapalı ortamlarda matematiksel olarak incelemiştir. Çözümlerde sonlu elemanlar metodu kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlar ısı transferi hesaplamalarında kullanılmıştır. Çözümlemeler dairesel, eliptik, hiperbolik ve parabolik kubbeler için yapılmıştır. Analiz sonuçlarına göre dairesel ve hiperbolik kapalı ortamlarda taşınım ile ısı transferi miktarı daha fazla olduğu görülmüştür.

Ampofo ve Karayiannis (2003), içerisi hava ile dolu kare bir kapalı ortamda düşük türbülans seviyelerinde doğal taşınım üzerine çalışmışlardır. Kapalı kare kanalın yüksekliği ve genişliği 0,75 m, derinliği 1,5 m'dir. Soğuk duvarları 10 °C, sıcak duvarlar 50 °C sıcaklığında olan ortamlarda doğal taşınım sonuçları elde etmişlerdir. Kanal içinde farklı yerlerden aynı anda hız ve sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Elde edilen veriler kullanarak ortalama ve yerel Nusselt sayıları hesaplanmıştır. Nusselt sayısı ve hız değerlerinin sıcak duvar tarafında daha yüksek değerlerde olduğunu gözlemlenmiştir.

Shi ve Khodadadi (2003), sonlu hacimler metodu kullanılarak iç yapısında kanatçıklar bulunan kare ortamlarda doğal taşınım üzerine çözümler yapmışlardır. Rayleigh sayıları ile kanatçık yerleşim ve ebatlarının ilişkilerini ortaya koymuşlardır. Sıcak olan duvara konumlandırılan farklı ebatlardaki kanatçıklar, Rayleigh sayısı 10^4-10^7 aralığındaki değerlerde ve $Pr=7$ olduğu şartlarda

incelenmiştir. Akışta girdaplar oluştuğunu gözlemlenmiştir. Kanat ve yalıtılmış üst duvar arasında daha küçük girdaplar oluştuğu görülmüştür. Rayleigh sayısı ve kanatçık uzunluğu, ısı transferi miktarı doğru orantılı olarak değiştiği sonucu elde edilmiştir.

Da Silva ve ark. (2004), doğal taşınım yoluyla soğutma işlemi üzerine çalışmışlardır. Sıcak bölgelerde soğumanın en iyi şekilde gerçekleşmesi için çalışmalar yapmışlardır. İki şekilde deney yapılmıştır. İlk olarak ortamdaki dikey bir duvarın akışkanın bulunduğu yüzeyine birçok küçük ısı kaynağı yerleştirilip taşınım olayını incelenmiştir. İkinci olarak da ortamın yan yüzeyinin iç kısmına daha az sayıda ısı kaynağı yerleştirilip ısı araştırmalarını yapılmıştır. Her iki çalışmaya göre eklenen ısı kaynakları sayısı arttıkça ısı transferinin miktarının arttığı görülmüştür.

Ridouane ve ark. (2006), ikizkenar üçgen şeklinde içinde hava bulunan kapalı bir ortamda türbülanslı doğal taşınım yoluyla ısı transferi üzerine matematiksel olarak çalışmışlardır. Bu çalışmayı bina çatılarını göz önüne alarak yapmışlardır. Çalışmalarda üçgen şeklinde ortamın yükseklik değerleri 0,86 m ve 2,73 m, ortamın genişliği 1,72 m ve 5,46 m olarak alınmıştır. Yükseklik/genişlik oranı 0,5 olacak şekilde incelemeler yapılmıştır. Ortamın taban sıcaklığı 20 °C'ye ısıtılıp yan yüzeyler 0 °C'ye soğutulmuştur. Yapılan çalışmalarda düşük Reynolds sayıları için k-ε modeli referans alınmıştır. Kapalı ortamın farklı yerlerinde hız ve sıcaklık dağılımlarını hesaplanmış, ortalama hız ve sıcaklık değerleri elde edilmiştir. Ortalama ve yerel Nusselt sayılarını hesaplamışlardır. Elde edilen sonuçlar daha önce yapılan çalışmalar ile karşılaştırılmıştır. İkizkenar üçgen ortam, kare ortam ile karşılaştırıldığında yüksek türbülans seviyelerine sahip olduğu gözlemlenmiştir. Isı transferinin ortamın tabanına doğru daha büyük değerlerde olduğu sonucu elde edilmiştir.

Dalal ve Das (2006), kapalı bir ortamda bulunan doğal taşınım olayını araştırmışlardır. Duvarın alt kısmının sıcaklık değerleri trigonometrik olarak değişirken diğer duvarlar ise düşük sıcaklıkta sabit değerde tutulmuştur. Çözümlenelerde sonlu hacimler metodu kullanılmıştır. Simple algoritmasının

yüksek dereceden up wind yöntemiyle hesaplamalar yapılmıştır. Rayleigh sayısının 1-10⁶ aralığında ve en/boy oranının 0,5-2 aralığında olduğu koşullarda yerel ve ortalama Nusselt sayılarını tespit etmişlerdir. Prandtl sayısı 0,71 olan bir akışkanın farklı Rayleigh sayılarındaki sıcaklık eğrileri ve akım çizgileri elde edilmiştir. Doğrusal olarak ısıtılmış veya soğutulmuş duvar konfigürasyonlarının, akış ve sıcaklık alanları sonucu ortaya çıkan ısı transferi üzerinde gözle görülür etkiye sahip olduğu gözlemlenmiştir.

Evin ve Tanyıldızı (2006), kısmi olarak tabanı ısıtılan dikdörtgen kanalda çapları birbirinden farklı olan silindir şeklindeki engeller yukarı akış bölgesine yerleştirmişlerdir. Bu engellerin akışa etkisini araştırmışlardır. Silindirik engeller akışa paralel ve dik olacak şekilde konumlandırılarak oluşan ısı transferleri hakkında karşılaştırmalar yapılmıştır. Silindirik engeller kanala farklı yerlerden yerleştirilip ısı transferi üzerine etkilerini incelenmiştir. Elde edilen verilere göre Nusselt sayısı değerlerinin yerleştirilen engellerden sonra daha yüksek değerlerde olduğu gözlemlenmiştir. Nusselt sayısı değerlerinin Reynolds sayısına ve engel boyutuna bağlı olduğu sonucu elde edilmiştir.

Saeid ve Yaacob (2006), içinde hava bulunan bir duvarı ısıtılan kare ortamlarda laminer doğal taşınımı sayısal olarak incelemişlerdir. Isıtılan yüzeyde sıcaklık periyodunu ve genliğinin ısı transferini nasıl etkilediğini araştırmışlardır. Pr sayısı 0,71 olarak alınmıştır. Girdaplık ve akış fonksiyonu formülasyonlarını sayısal olarak çözmek için sonlu hacimler yöntemi kullanılmıştır. Ortalama Nusselt sayısının sıcak duvar sıcaklığına bağlı olarak değiştiği sonucuna varılmıştır. Rayleigh sayısı aralığı $10^3 \leq Ra \leq 10^6$ için, genliğin artışıyla birlikte ortalama Nusselt sayısında da artış gözlenmiştir.

Koca ve ark. (2007), alt yüzeyinde ve iç kısmında blok şeklinde elektronik ısıtıcılar olan üçgen kesitli bir oyukta oluşan doğal taşınımı matematiksel olarak incelemişlerdir. Oyuğun eğimli yüzeyi ısıtıcılara göre daha soğuk olduğu kabulü yapılmıştır. Diğer yüzeyleri ise yalıtılmıştır. Farklı Rayleigh sayısı, ısıtıcı gücü ve yeri değiştirilip doğal taşınımı incelenmiştir. Rayleigh sayısının ve ısıtıcı gücünün

artması ile kapalı üçgen ortam içindeki dönme merkezlerinin sayısı ve ısı transferi miktarının da arttığı sonucu elde edilmiştir.

Müftüoğlu ve Bilgen (2008), ısı kaynağı yerinin doğal taşınım etkisini incelemiştir. Tek tarafı açık ortamlarda Navier-Stokes denklemleri, enerji denklemleri, sonlu hacimler yöntemleri kullanarak ısı ve akış transferi analizleri yapmışlardır. Rayleigh sayısı 10^3 - 10^7 değerleri arasında, en boy oranı 1 olan ortamda, 1 ile 3 arasında ısıtıcı kullanılarak, farklı ısıtıcılarla çalışmalar yapılmıştır. Rayleigh sayısının, ısıtıcı boyutunun ve ısıtıcı sayısının artması ile arttığı gözlemlenmiştir. En iyi ısı performansını, ayrı ısıtıcıların tabana yakın ve akışın başlangıcında birbirine yakın şekilde konumlandırılmasıyla elde edilmiştir. Nusselt sayısı ve ısı transferi de aynı şekilde Rayleigh sayısının, ısıtıcı boyutu ve ısıtıcı sayısının artması ile arttığı sonucuna varılmıştır.

Corvaro ve Paroncini (2009), farklı şekillerde ısıtılmış bir kapalı ortamı PIV cihazı kullanarak deneysel olarak çalışmışlardır. Ortamın iç kısmı hava ile doldurulmuştur. Kapalı ortam ısıtılarak sabit şartlarda ısı kaynağının etkileri incelenmiştir. Rayleigh sayısı arttıkça ısı transferinin arttığı ve ısıtıcı kaynağının konumu akışı etkilediği sonucu elde edilmiştir.

Zhao ve ark. (2010), gözenekli yapıya sahip malzemeyi bir silindirin etrafına konumlandırıp akışın davranışını incelemiştir. Sonlu elemanlar metodu kullanılarak gözenekli ortamlarda ısı transferi için kaldırma kuvvet etkisini azaltmak için matematiksel olarak analizler yapmışlardır. Isı transferinin kaldırma kuvvetine, malzeme cinsine, gözenek yapısına ve Reynolds sayısına bağlı olarak değiştiği sonucu elde edilmiştir.

Wu ve Ching (2010), içi hava ile dolu bir kare kapalı ortamın üst yüzeyine malzeme yerleştirilerek laminer doğal taşınım deneysel olarak araştırmışlardır. Düşey duvarın sıcak ve soğuk olduğu durumlar için akış ve ısı ölçümleri yapılmıştır. Yerleştirilen malzeme ile duvar arasında ısı transferinin daha çok olduğu sonucu elde edilmiştir.

Sarris ve ark. (2012), zamana bağımsız üst duvarı ısıtılan kapalı bir ortamda doğal taşınımı sayısal olarak çalışmışlardır. Kapalı alanlarda ısı transferine Rayleigh sayısının etkisi araştırılmıştır. Rayleigh değeri arttıkça ısı transferinin de arttığı sonucu elde edilmiştir. Ayrıca yükseklik/genişlik oranı arttıkça akışkan hareketinin de artmakta olduğu gözlemlenmiştir.

Doğan ve ark. (2013), kanal içerisine yerleştirilen farklı gözenek yoğunluklu alüminyum gözenekli malzemelerin ısı transferine etkilerini numerik olarak incelemiştir. Gözenekli malzemelerin alt kısımlarına sabit ısı akısı uygulanmıştır. Kanalın alt ve üst kısmı yalıtılıp kanal içerisine gözenekli bloklar yerleştirilerek araştırmalar yapılmıştır. Gözenekli malzeme bloklarının ilk sırası diğer bloklara göre daha yüksek ısı performansına sahip olduğu sonucu elde edilmiştir. Düşük gözenek yoğunluklu bloklar, diğer bloklara göre daha fazla ısı performans gösterdiği gözlemlenmiştir.

Bu tez çalışmasında bir yüzeyinden ısıtılan ve ısıtılan yüzeyinde gözenekli malzeme bulunan bir kanalda doğal taşınım ile ısı transferi deneysel olarak incelenmiştir. Literatürden farklı olarak kanal içerisine üçgen yamuk ve dikdörtgen kesitli çubuklar akış yönüne paralel olarak yerleştirilmiştir. Farklı gözenek yoğunluğu, köpük yüksekliği ve görünüş oranlarına sahip gözenekli malzemelerin akışa etkisi incelenmiştir. Yapılan her deney için ölçülen değerler birbiri ile kıyaslanmıştır. Rayleigh sayısı, gözenek yoğunluğu, köpük yüksekliği ve görünüş oranının akış ile doğal taşınımına etkileri incelenmiştir.

3. KURAMSAL TEMELLER

3.1. Isı Transferi

Sıcaklık farkından dolayı enerjinin birbiri arasındaki geçişi ısı transferi olarak adlandırılmaktadır. Termodinamiğin 2. yasasına göre, ortamlar arasında sıcaklık farkı varsa sıcaklığı yüksek olan ortamdaki düşük olan ortama ısı geçişi olur. İki ortamın sıcaklıkları aynı sıcaklığa gelene kadar enerji transferi devam eder ve aynı sıcaklığa geldiği zaman bu geçiş son bulur. Isı geçişi sıcaklık farkına ve ortamın özelliklerine bağlıdır. Bu sebepten ısı transferi iletim (kondüksiyon), taşınım (konveksiyon), ışınım (radyasyon) olmak üzere üç ana başlıkta ele alınmaktadır.



Şekil 3.1. Isı transferi çeşitleri

3.1.1. İletim yoluyla ısı transferi (Kondüksiyon)

İletim yolu ile ısı transferi maddenin daha yüksek enerjiye sahip partikülleri ile diğer partiküllerinin etkileşimi sonucu oluşur. Daha yüksek enerjiye sahip partiküller daha düşük enerjideki partiküllerle çarpışır. Enerjisi düşük olan partiküllerin enerjisi artar. Başka bir deyişle ısı, sıcaklığı yüksek olan ortamdaki düşük sıcaklıkta olan ortama geçer. Birim zamanda iletim yoluyla ısı transferini bulmak için Fourier denklemi kullanılır.

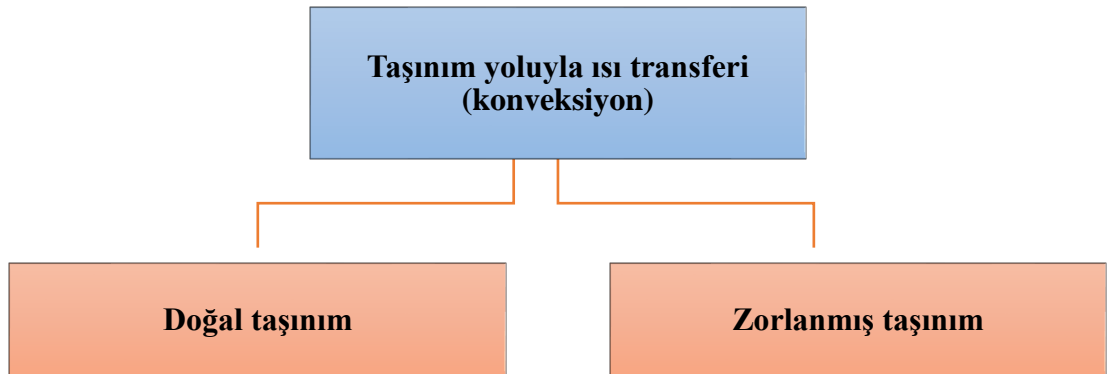
$$q = -kA \frac{dT}{dx} \quad (3.1)$$

Burada; dT/dx , sıcaklık gradyanı; A , kesit alanı ve k , malzemenin ısı iletim katsayısıdır.

İletim yoluyla ısı geçişi; malzeme kesiti, sıcaklık gradyan ve malzemenin cinsine bağlı olarak değişir. Sıcaklık gradyanı, sıcaklığın en hızlı değiştiği yönde birim uzunluktaki değişimi olarak tanımlanabilir.

3.1.2. Taşınım yoluyla ısı transferi (Konveksiyon)

Gaz veya sıvı bir akışkan ısıtıldıktan sonra ısı kaynağından uzaklaşır bununla birlikte termal enerjiyi de taşır. Konveksiyon; akışkan bir ortam ile akışkanın temas ettiği katı yüzey arasındaki ısı geçişidir. Akışkanın hızı fazla olduğu zaman taşınım yoluyla ısı transferi miktarı da daha fazla olmaktadır. Doğal ve zorlanmış taşınım diye iki başlıkta incelenmektedir. Zorlanmış taşınımında akışkan hareketi dış bir etkiyle (fan, pompa gibi) gerçekleşirken, doğal taşınımında ise sıcaklık farkının sebep olduğu yoğunluk farkıyla gerçekleşir.



Şekil 3.2. Taşınım çeşitleri

Birim zamanda taşınım yoluyla ısı miktarı, Newton Soğuma Kanunu ile hesaplanmaktadır. Newton Soğuma Kanunu;

$$q_{\text{taşınım}} = hA_s(T_s - T_f) \quad (3.2)$$

Burada; h , ısı taşınım katsayısı; A_s , yüzey alanı; T_s yüzey sıcaklığı ve T_f , akışkan sıcaklığıdır.

Isı taşınım katsayısı akışkan hızına, şekline ve termofiziksel özelliklerine bağlıdır. Doğal taşınım; akışkan içerisindeki sıcaklık değişiminden dolayı oluşan yoğunluk farkının sebep olduğu kaldırma kuvveti etkisinde oluşur. Doğal taşınımında herhangi bir pompa gibi dış etki yoktur. Doğal taşınım yoluyla ısı transferi, akışın yoğunluk farkına bağlı olduğundan akış hızı kaldırma kuvvetleri ve sürtünmenin dinamik dengesiyle hesaplanır. Bu durum ise Grashof sayısı ile ifade edilir.

$$Gr = \frac{g\beta qL^4}{kv^2} \quad (3.3)$$

Burada; g , yer çekim ivmesi; β , akışkanın hacimsel genleşme katsayısı; L , yüzey uzunluğu; v , kinematik viskozite; k , ısı iletim katsayısı ve q , ısı akısıdır.

Zorlanmış taşınımında Reynolds sayısına benzer olarak Grashof sayısı doğal taşınımında rejimi belirler.

3.1.3. Işınım yoluyla ısı transferi (Radyasyon)

Işınım yoluyla ısı transferinde bir ortama ihtiyaç yoktur. Enerji, elektro manyetik dalgalar ile yayılmaktadır. Cisimler elektro manyetik dalgaları yayar ve yutarlar. Cisim yüzeyine çarpan ışınımın bir miktarı geri yansır bir miktarını cisim absorbe eder ve geri kalanı da yüzeyden geçer. Radyasyon ile taşınım hesaplayabilmek için Stefan-Boltzman yasası kullanılır.

$$Q = \varepsilon A \sigma (T_s^4 - T_m^4) \quad (3.4)$$

Burada; ε , yayılma katsayısı; σ , Stefan-Boltzmann sabiti; A , yüzey alanı; T_s , yüzey sıcaklığı ve T_m , bulk sıcaklığıdır.

3.2. Doğal Taşınımın Fiziksel Özellikleri

Yapılan araştırmalarda düşey yönde ısı transferinin ana sebebinin kaldırma kuvveti olduğu görülmüştür. Zorlanmış taşınım da akışa dışarıdan bir uygulama vardır. Doğal taşınımında böyle bir durum söz konusu değildir. Doğal taşınım gerçekleşmesi için sıcaklık veya derişim farkından kaynaklanan yerçekimi ve yoğunluk farkı oluşmalıdır. Bu nedenle hareket, ısı ve kütle transferi işlemleriyle akışkan akışı mekanizmasının birleşimi sonucu çözülebilir. Basınç ve sıcaklık farkları zorlanmış taşınımında doğal taşınımına göre daha fazladır.

Düşey yönde kaldırma kuvveti etkisi ile oluşan ısı günlük hayatta çok sık karşılaşılan bir durumdur. Kaldırma kuvvetinin ortaya çıkmasında sıcaklık değişiminden kaynaklanan yoğunluk farkı, konsantrasyon farkı gibi bir çok sebep vardır.

Taşınımınla ısı transfer katsayısı ağırlıklı olarak hızın bir fonksiyonudur; yüksek hızlarda yüksek ısı taşınım katsayısı oluşmaktadır. Doğal taşınımında genellikle akışkan hızları 1m/s'den daha düşüktür. Bu nedenle doğal taşınımındaki ısı transfer katsayısı zorlanmış taşınımına oranla daha düşüktür. Buna rağmen ısı transfer araçlarının birçoğu zorlanmış taşınım yerine doğal taşınımına göre tasarlanmaktadır. Çünkü doğal taşınımında akışkanı hareketlendirecek ek bir enerjiye ihtiyaç yoktur (Çengel, 2003).

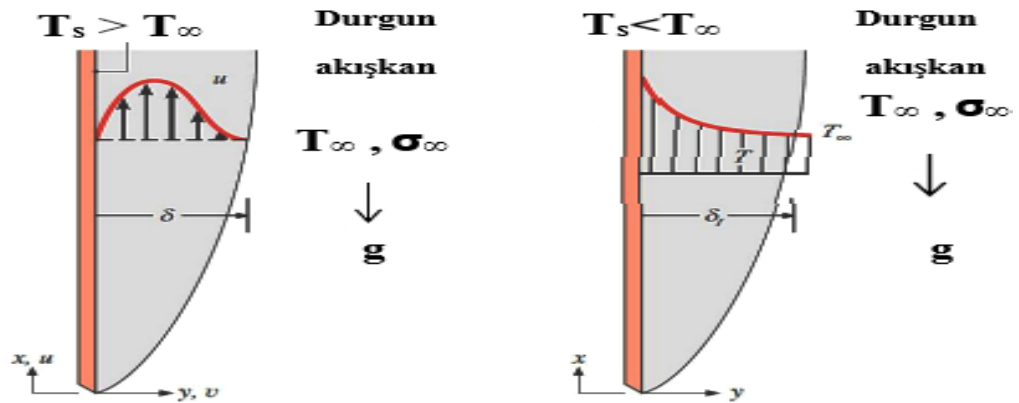
Doğal taşınım Rayleigh sayısına göre laminer doğal taşınım ve türbülanslı doğal taşınım olmak üzere iki gruba ayrılır. Taşınım yoluyla ısı transferinde Rayleigh sayısı 10^3 - 10^7 aralığında laminer doğal taşınım, Rayleigh sayısının 10^9 'dan daha yüksek değerleri için türbülanslı doğal taşınım olduğu kabul edilir.

Doğal taşınım yoluyla yapılan ısı transferi daha ekonomiktir. Çünkü zorlanmış taşınım ile yapılan ısı transferi için pompa, aspiratör, fan gibi dışarıdan bir etken gereklidir. Bu cihazlar enerji tüketerek çalışan cihazlardır. Bu cihazların sesli olarak çalışmaları da insan konforu açısından olumsuz bir sebeptir. Bu yüzden günlük hayatta karşılaştığımız ve kullandığımız elektronik cihazların soğutulması alanında

yapılan çalışmalarda doğal taşınım ile ısı transferi araştırmaları gün geçtikçe önem kazanmaktadır. Doğal taşınım yoluyla ısı transferi konforlu olması ve enerji tasarrufu sağlanması bunun ana sebeplerindedir.

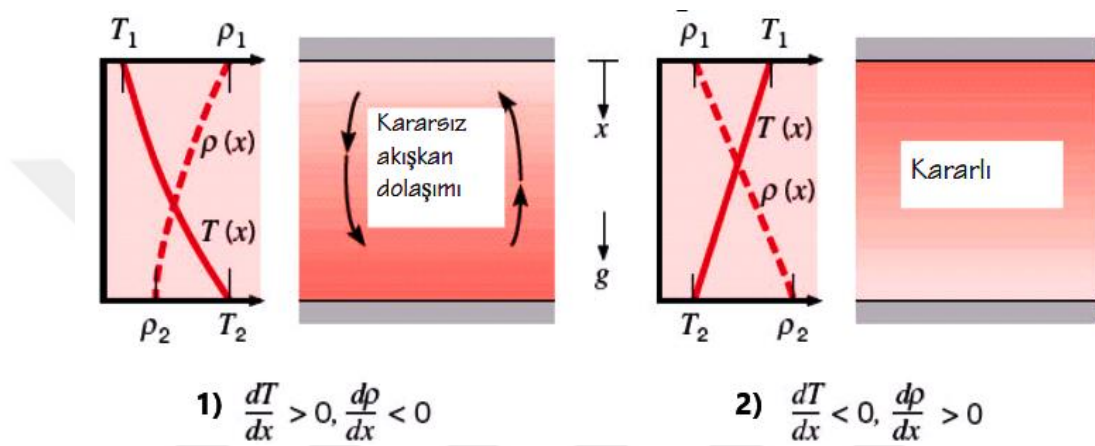
Yoğunluk farkı ısı transferinin gerçekleşmesine sebep olmaktadır. Bu yoğunluk farkının oluşması akışkanın ısınmasından kaynaklıdır. Akışkan ısınınca yoğunluğu azalır. Akışkanın yoğunluğu azaldığı için yer çekimini kuvvetine zıt bir kuvvet oluşur. Akışkanın hareketi yer çekimine zıt yönde gerçekleşir. Bu olaya doğal taşınım denir ve düşük hızlarda gerçekleşir. Doğal taşınımda ısı transferi zorlanmış taşınıma göre daha az seviyededir. Sıcaklık ve statik basınç akışkan yoğunluğunu etkiler. Akışkana yukarı yönlü bir itme kuvveti olur. Bu itme kuvvet etkisi ile hareket oluşur.

şekil 3.3'te ısıtılan düşey levha üzerinde akışı ve sınır tabaka gösterilmektedir. Burada T_s levha yüzey sıcaklığı, T_∞ akışkan sıcaklığını temsil etmektedir. Yoğunluk değişimi yer çekimine dik yöndedir. şekilde görüldüğü gibi yüzey sıcaklığı, akışkan sıcaklığından daha büyüktür. Levhaya yakın akışkanın yoğunluğu daha azdır. Bundan dolayı kaldırma kuvvetleri doğal taşınım sınır tabakası meydana getirir. Akışkan yukarı yönlü hareket eder ve durgun akışkan sınır tabaka içine girer. $T_s < T_\infty$ olduğu zamanda doğal taşınım sınır tabakası oluşur fakat bu sefer akışkan aşağı yönlü hareket eder.



şekil 3.3. Dikey levha üzerinde akışkanın hareketi ve sınır tabaka (Bergman ve ark., 2011)

Doğal taşınımı kararlı ve kararsız taşınım diye sınıflandırma yapılmaktadır. Kararsız taşınımında yoğunluk değişimi yerçekimi vektörü ile paralel ve zıt yöndedir. Bu tür doğal taşınımlarda ortama farklı sıcaklıkta sınır koşullar uygulanınca akış başlar. Kararsız doğal taşınımında akışkan kritik yoğunluk farkına ulaşıncaya kadar yüksek yoğunluğa sahip akışkan düşük yoğunluğa sahip akışkanın üstünde yer alır. Kritik yoğunluk farkından sonra akışkanlar kararlı hale gelir.



Şekil 3.4. Kararlı ve kararsız doğal taşınım oluşumu (Bergman ve ark., 2011)

Yatay levha arasında bulunan akışkan Şekil 3.4'te 1. durumda alt levhanın sıcaklığı üsttekenden daha yüksektir. Bundan dolayı yoğunluk yerçekimi yönünde azalmaktadır. Durum 2'de ise yoğunluk yerçekimi yönünde azalmamaktadır. Çünkü koşullar kararlı bir haldedir ve akışkan hareketi yoktur. İlk durumda ısı aşağıdan yukarı doğru doğal taşınım ile 2. durumda yukarıdan aşağı doğru iletim yoluyla olmaktadır.

3.3. Gözenekli Ortamlarda Doğal Taşınım Olayları

Gözenekli ortamlarda doğal taşınım yoluyla ısı transferine günlük hayatımızda birçok alanda karşılaşılmaktadır. İnşaat sektöründe ısı yalıtımı, sağlık alanında, elektronik cihazların soğutulması, arıtma ve filtreleme, nükleer sanayide, jeoloji ve jeofizik, kimyasal malzeme depolama vb. birçok alanda gözenekli ortamlarda taşınım ile karşılaşılmaktadır. Geniş bir alanı ilgilendirdiğinden gözenekli malzemelerde doğal taşınım üzerine birçok araştırma yapılmış ve yapılmaya devam etmektedir.

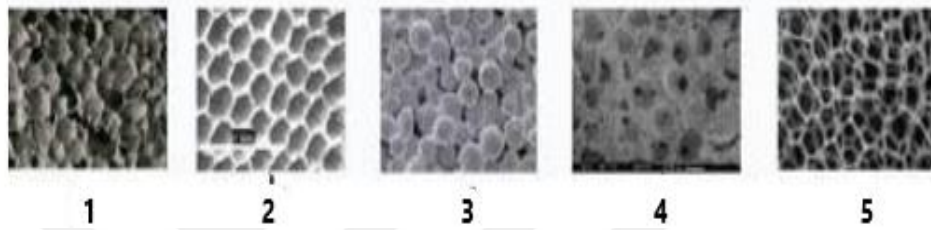
Gelişen teknoloji ile birlikte yeni analitik çözüm yöntemleri ve bilgisayar programlarının gelişimi yapılan çalışmaların daha kısa sürelerde yapılmalarına imkân sağlamıştır.

Yapılan ilk araştırmalarda gözenekleri sabit, basit bir model tasarlanıp gözenekli ortamlarda ısı ve akışkanın özellikleri incelenmiştir. Henry Darcy yapmış olduğu deneysel çalışma gözenekli ortamlarda yapılan ilk çalışmadır (Ingham ve Pop, 2001). Darcy yasası, tek yönlü ve düşük hızlı akışlarda başarılı şekilde uygulanmıştır. Yüksek hızlara sahip akışları modellemek için Brinkman, Darcy yasasını geliştirerek Darcy-Brinkman bağıntısı oluşturmuştur. Geliştirilen bu bağıntı ile gözenekli ortamlarda taşınım modellemesi yapılırken, akışın yüzeylerdeki sürtünme etkisi ve doğrusal olmayan etkisi de hesaba katılmıştır. Gözenekli ortamda taşınım olaylarının incelendiği çalışmalarda, akışın yapısına bağlı olarak Darcy veya Darcy-Brinkman modelleri yaygın olarak kullanılmaktadır (Akbal ve Baytaş, 2010). Düşey levha üzerinden değişken gözenekli ortamlarda akışın Darcy yasasına aykırı etkisini Hong ve arkadaşları (1987) analiz etmişlerdir.

Gözenekli ortam kavramı çok geniş alanı kapsamaktadır. Gözenekli ortamlara çeşitli alanlarda birçok örnek verebiliriz. Gözenekli ortamlar ile ilgili yapılan araştırmalarda gözenekli malzemeleri farklı şekilde tanımlamalar yapılmıştır. Gözenekli malzemeyi diğerlerinden ayıran yönler vardır. Gözenekli malzemeler kendi boyutlarına göre iç kısımlarında aralarında irtibatlı ve çok küçük boşluklar bulundurur (Dullien, 1992). Gözenekli ortamlarda, gözenek yapısı, akış geçirgenliği ve akış akma bölümü değişkendirler. Gözenek yapısı ve akış akma bölümü malzemenin kendisi ile ilgilidir. Geçirgenlik ise akışkan geçişi ile ilgilidir. Malzeme iç boşluğunun malzeme toplamındaki yüzdesine gözeneklilik denir. Kaviany (1995), elektromanyetik gama ışınlarının malzeme içinden geçişinde zayıflamasının tespit edilmesiyle gözeneklilik ölçümü yapılabileceğini söylemiştir.

Metal gözenekli malzemeler yaygın olarak kullanılan gözenekli malzeme çeşididir. Metal gözenekli malzemeler özellikle ısıtma, cihazların soğutulması, filtre vb. işlerde kullanılmaktadır. Metal gözenekli malzemeler dış etkilere karşı dayanımlıdır.

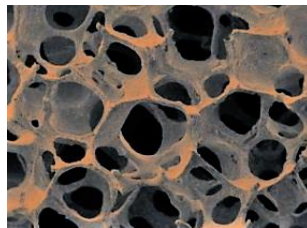
Yüksek sıcaklıklarda gözenekli yapısını bozmazlar. Ağırlık yönünden hafiftirler ve malzemelerin kullanım alanlarına montajı kolaydır. Darbe ve titreşim sönümlemesi yapabilmektedirler. Geri dönüşüm imkânı vardır. Kullanılan alaşım çeşitlerine göre termal özelliklere sahiptirler. Malzeme yüzeyleri genellikle oksit tabaka ile kaplı olmasından ergime noktası yüksektir. Özgül ısıları düşüktürler. Alüminyum, bakır, demir, çinko ve kurşun metal gözenekli malzeme üretiminde kullanılan malzemelerdir.



Resim 3.1. Metal gözenekli malzeme çeşitleri (Ozan ve Katı, 2011)

Resim 3.1'de 1 numaralı şekil Alüminyum kapalı köpük, 2 numaralı şekil demir gözenekli malzeme, 3 numaralı şekil sinterlenmiş sünger metal, 4 numaralı şekil alüminyum sünger, 5 numaralı şekil nikel açık köpük olarak gösterilmiştir.

Metalik köpükler, gözenekli yapıya sahiptirler. Metal köpükler sonradan üretilen ürünlerdir. İç yapılarında presleme, sinterleme, gözenek boşluklandırma gibi işlemler yapılarak üretilir. İki boyutlu gözenek yapısına (bal peteği yapısı) sahip malzemelerin modellenmesi nispeten kolayken düzensiz yapıda gözeneğe sahip malzemeler için modelleme oldukça güçtür (Başpınar, 2011).

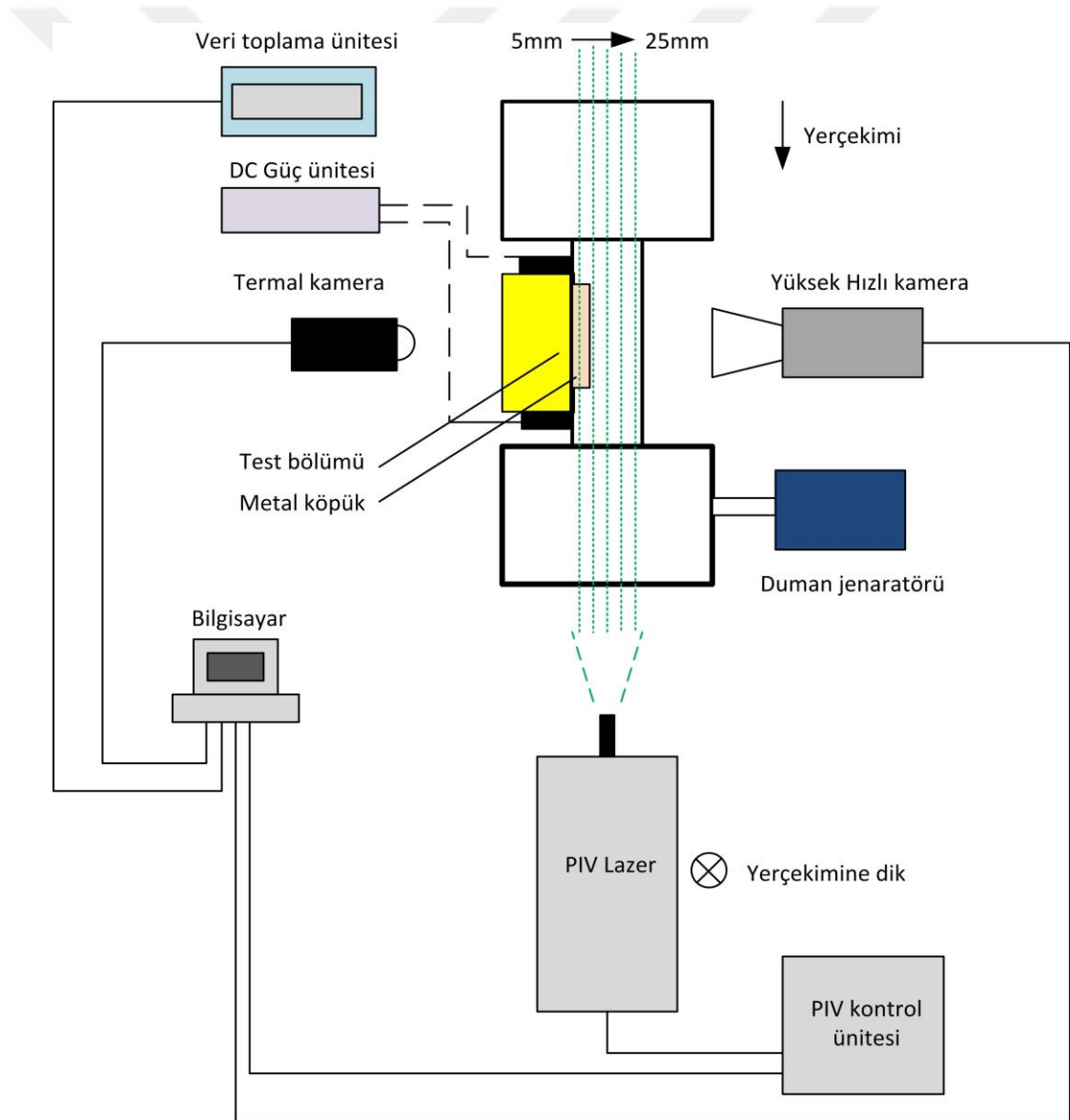


Resim 3.2. Metal gözenekli malzemelerde gözenek yapısı

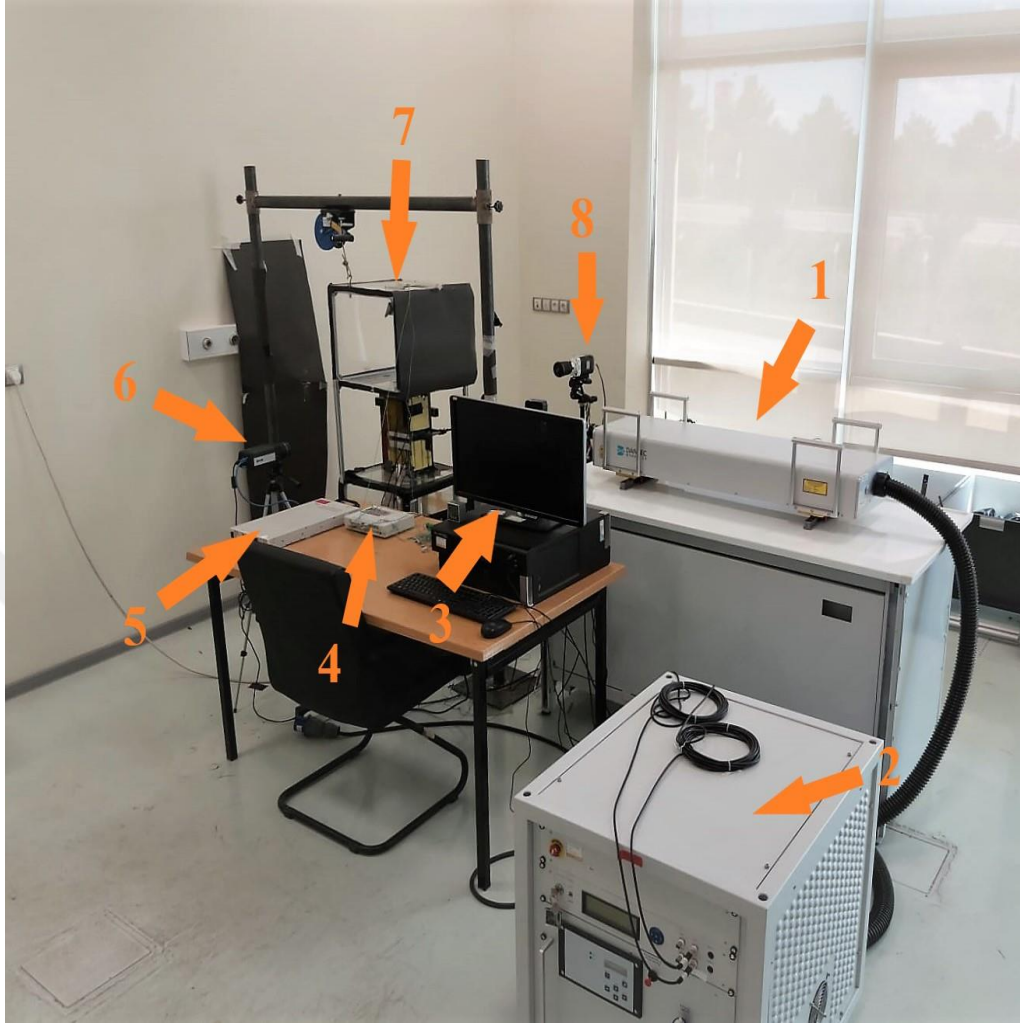
4. MATERYAL ve YÖNTEM

4.1. Deney Düzenegi

Bu çalışma Hitit Üniversitesi Bilimsel Teknik Uygulama ve Araştırma Merkezi içerisinde bulunan PIV (Particle Image Velocimetry) laboratuvarında gerçekleştirilmiştir. Yapılan deneysel çalışmada test sistemi, DC güç ünitesi, veri toplama ünitesi, PIV cihazı, duman jeneratörü, hızlı kamera ve termal kamera bulunmaktadır.



Şekil 4.1. Deney sistemi şematik gösterimi



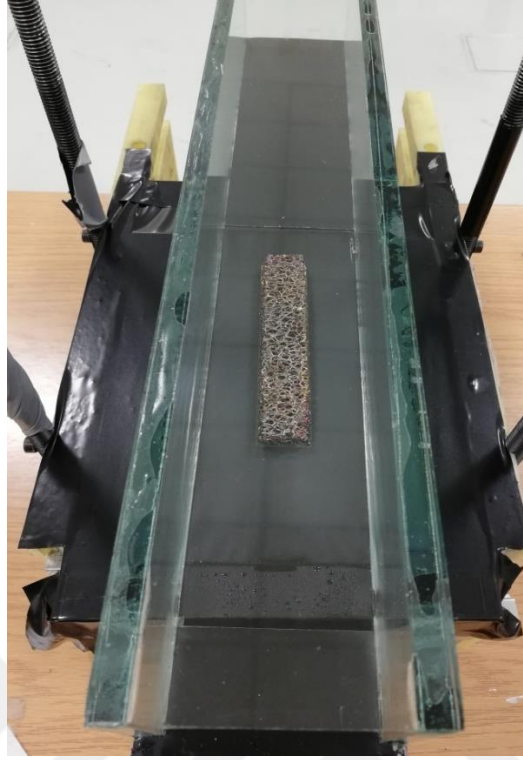
Resim 4.1. Deney sistemi genel görünüşü (1- PIV lazer, 2- PIV kontrol ünitesi, 3-Bilgisayar, 4-Veri toplama ünitesi, 5- DC güç ünitesi 6- Termal kamera 7- Test sistemi, 8-Yüksek hızlı kamera)

Test sistemi toplam boyut ölçüleri 45 cm x 45 cm ve 120 cm'dir. Test sistemi boyut ölçüleri 45 cm x 45 cm x 40 cm olan üç bölümden oluşmaktadır. Bu bölümler; alt oda, test bölümü ve üst odadır. Test sisteminin girişinde bulunan alt oda hava hızının durgun halde olması için tasarlanmıştır. Ayrıca havanın kanal içerisine yükselmesine yardımcı olmaktadır. Test bölümü ise cam kanal, film ısıtıcı (paslanmaz çelik folyo), genişletilmiş yüzey olarak metal köpük, gerdirme plakaları ve kestamid plakalardan oluşmaktadır.



Resim 4.2. Test sistemi genel görünüşü (1- üst bölüm, 2- Test bölümü, 3-Alt bölüm)

Cam kanal 30 mm x 60 mm x 430 mm ölçülerine sahiptir. Cam kanal alt yüzeyi paslanmaz çelik folyo ile bağlanmıştır. Bu folyo 0,02 mm kalınlığındadır ve ısıtıcı olarak kullanılmaktadır. Paslanmaz çelik folyo 0,02 mm olmasından dolayı maksimum ısı transferi ve minimum ısı direnç oluşturmaktadır. Ayrıca folyo ile kanal alt yüzeyinde homojen ısı akısı oluşması sağlanmıştır. Folyoya ısı akısını iletmek için gerdirme plakaları kullanılmıştır. Bu plakalar Sorensen marka DC güç kaynağına bağlanarak folyo üzerinden akım geçirilmiştir. Akım ile birlikte yüzey üzerinde ısı akısı oluşturulmuştur. Folyo üzerinden akımın geçmesi için gerdirme plakaları yalıtkan bir malzeme olan kestamid plaka üzerine yerleştirilmiştir (Resim 4.3).

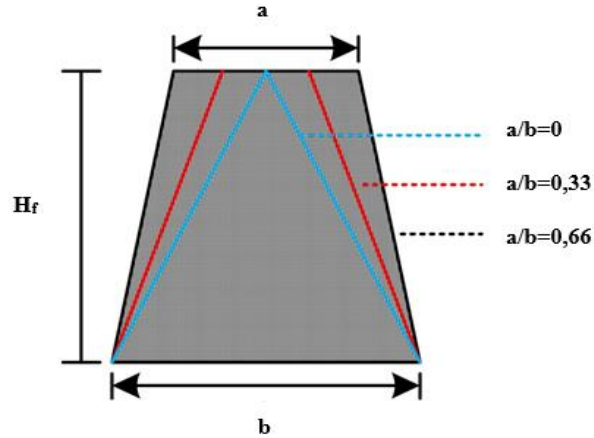


Resim 4.3. İçerisinde gözenekli malzeme bulunan cam kanal görünümü

Test bölümünde farklı görünüş oranı, farklı köpük yoğunluğu ve farklı yükseklikte gözenekli metal köpükler kullanılmıştır. Bu gözenekli metal köpüklerin içeriği %76,7 bakır, %15,6 karbon, %2,5 Nikel, %1 demir ve %4,2 diğer elementlerden oluşmaktadır. Bu gözenekli metal köpüğe ait TEM (Taramalı elektron mikroskobu) analiz sonucu Şekil E1’de gösterilmiştir. Buna göre geometrik parametreler aşağıda Çizelge 4.1.’de verilmiştir.

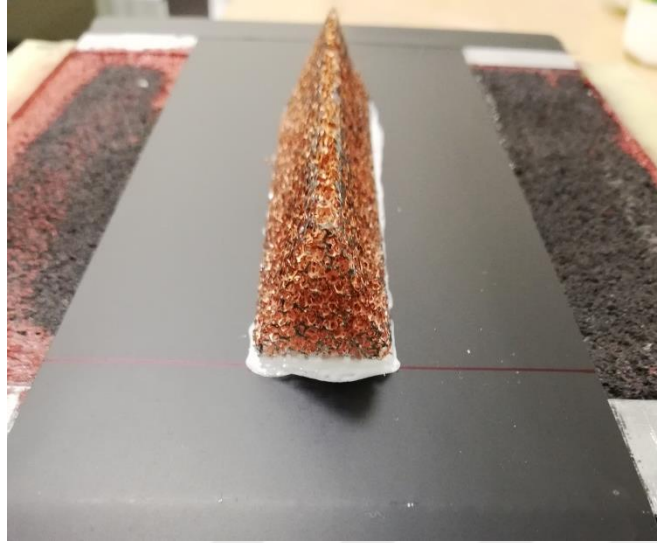
Çizelge 4.1. Malzemenin görünüş oranı, yükseklik ve yoğunluk değerleri

a/b (Görünüş oranı)	H_f (Köpük yüksekliği)	Köpük yoğunluğu
0	10 mm	10 ppi
0,333	15 mm	20 ppi
0,666	20 mm	30 ppi



Şekil 4.2. Metal köpük için görünüş oranı

Pasif ısıtma yöntemi ile ısı transferi deneysel çalışmada benimsenmiştir. Buna göre farklı yükseklik, görünüş oranı ve gözenek yoğunluklu köpükler kullanılmıştır. Köpükler 10, 15 ve 20 mm yüksekliklere sahiptirler. Görünüş oranı, Şekil 4.2'de gösterildiği gibi köpük üst kenarının alt kenara oranı boyutsuz parametre olarak belirlenmiştir. Buna göre görünüş oranı 0 (üçgen), 0,33 (yamuk) ve 0,66 (yamuk) olarak belirlenmiştir. Çalışmada bir diğer parametre ise köpüklerin değişen köpük yoğunluğudur. Buna göre 10, 20 ve 30 PPI (pores per inch) yoğunluğuna sahip köpükler seçilmiştir. Tüm köpüklerin boyu 100 mm olarak kullanılmıştır. Köpükler DRAMEL marka kesici ile form verilmiştir. Köpükler ısıtma yüzeyi olan paslanmaz çelik folyo üzerine bağlanmıştır. Folyo üzerine köpükler ısıl iletim direnci düşük Arctic Silver Alumina yapıştırıcı kullanılarak yapıştırılmıştır. Köpük direnç kanal boyunca merkez eksene yerleştirilmiştir (Resim 4.4).



Resim 4.4. Görünüş oranı $a/b=0$ üçgen gözenekli metal malzeme görüntüsü

Kanal doğal taşınım akışının incelenmesi için arka yüzeyinden sıcaklık dağılımları ve ön yüzeyinden hız dağılımları ölçülmüştür. Kanal giriş ve çıkış sıcaklıkları test bölümü girişinden ve test bölümü çıkışından K-tipi ısı çiftleri kullanılarak ölçülmüştür. Kanal girişinden 1 adet ve kanal çıkışından ise 2 adet ısı çifti yerleştirilmiştir. Test bölümünde bulunan paslanmaz çelik folyonun alt yüzeyi Raymax mat siyah boya kullanılarak boyanmıştır. Boyanın emsivite değeri emsivite ölçüm cihazı kullanılarak ölçülmüştür. Buna göre boyalı kısım için emsivite değeri 0,82 olarak elde edilmiştir. Kanal alt kısmında yüzeyde meydana gelen sıcaklık dağılımı FLIR A645sc termal kamera kullanılarak ölçülmüştür. Termal kamera alt kanal yüzeyine dik olacak şekilde konumlandırılmıştır. Termal kamera ölçümünde ortam sıcaklığı, mesafe ve emsivite değerleri kamera yazılımına eklenmiştir. Kanal içerisinde doğal taşınım sonucu oluşan hızların tespiti için 2 boyutlu Stereo PIV (Particle Image Velocimetry) cihazı kullanılmıştır. PIV cihazına bağlı hızlı kamera kullanılarak hız ölçümleri yapılmıştır. Burada PIV'e ait çift atımlı lazer ile ortam aydınlatılmaktadır. Ayrıca PIV deneylerinde kameranın akış hareketlerini inceleyebilmek için SAFEX Power Mix duman sıvısı kullanılmıştır. Burada duman sıvısı, duman jeneratörü ile ısıtılmaktadır. Duman sıvısı, ısıtma ile buhar haline geçerek lazer ortamında parlamaktadır. Bu sayede hızlı kamera tarafından ölçümler gerçekleştirilmiştir. Kamera ile elde edilen görüntüler için Dynamics Studio v3 yazılımı kullanılmıştır.

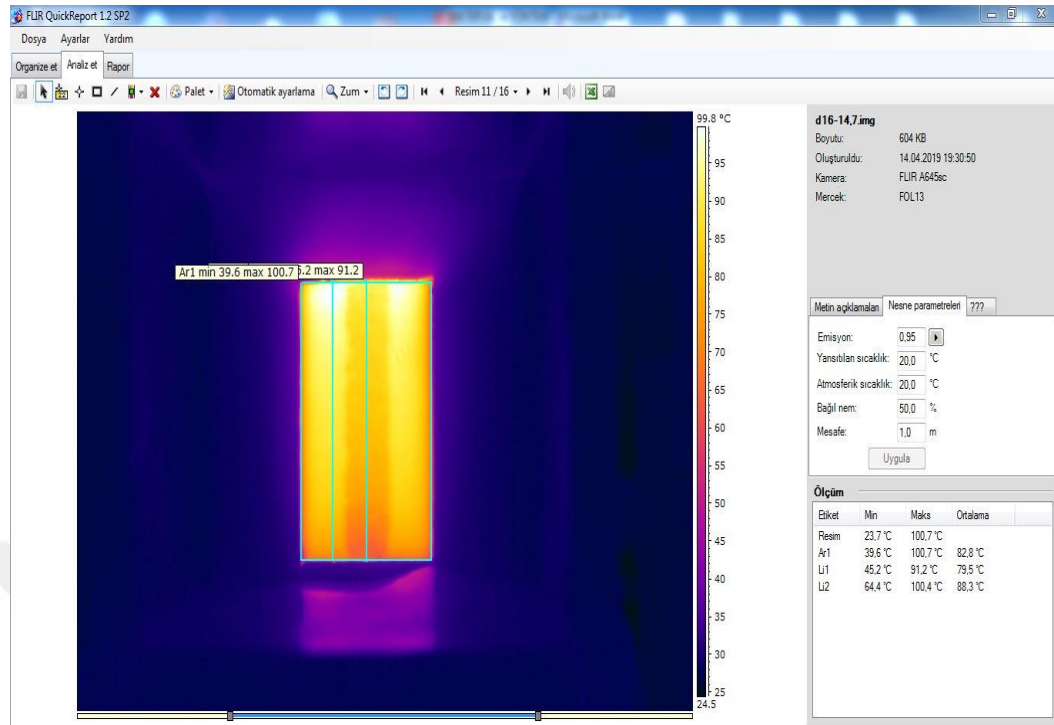


Resim 4.5. Metal köpük görüntüleri

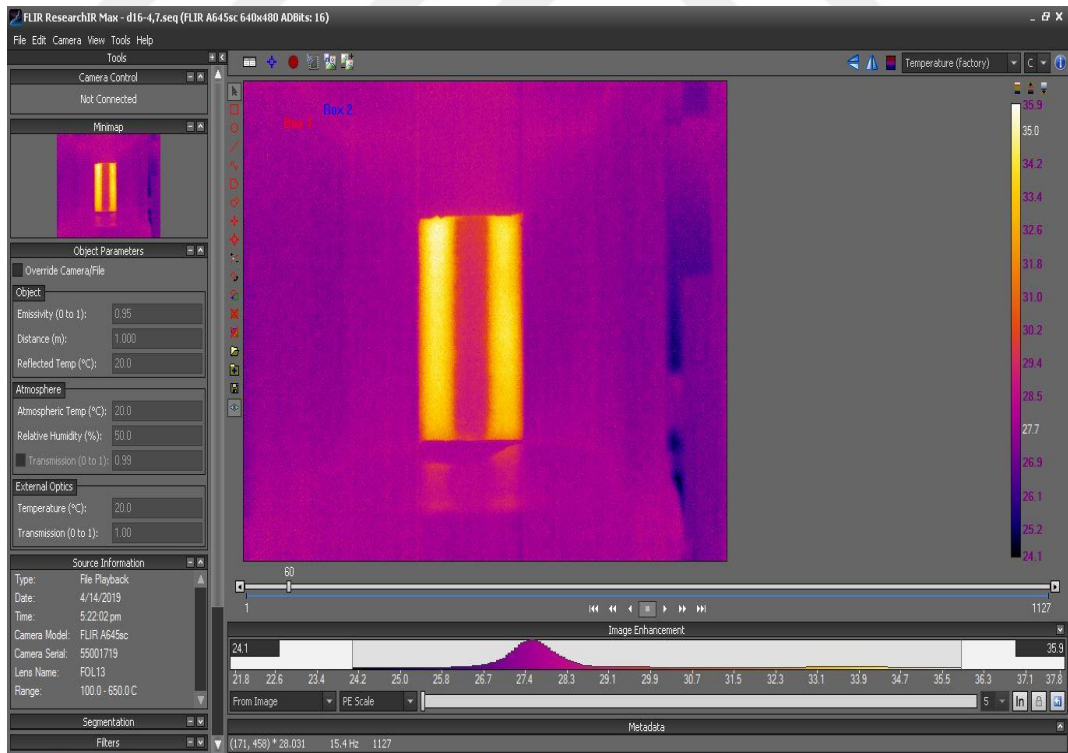
4.2. Deneylerin Yapılışı

4.2.1. Isı transfer deneyleri

Isı transferi ölçümleri için kanal girişi ve çıkışından sıcaklık değerleri elde edilmiştir. Ortam sıcaklığı OMET marka data logger üzerinden ölçülmüştür. Ayrıca OMET yazılımı ile zamana bağlı sıcaklık değişimleri elde edilmiştir. Gerdirme plakalarına bağlı ısıtıcı DC güç kaynağı açılarak düşük ısı akısından yüksek ısı akısına doğru artırılmıştır. Her bir ısı gücünde yaklaşık 3 dakika beklenmiştir. Her bir köpük deneyi için 16 adet farklı ısı akısı uygulanmıştır. Ayrıca zamana bağlı olarak yüzey değişimleri termal kamera ile elde edilmiştir. Buna bağlı olarak eş zamanlı giriş ve çıkış sıcaklıkları elde edilmiştir. Termal kamera ile zamana bağlı olarak yaklaşık 3 dakika ölçüm alınmıştır. Ölçümler, FLIR Research IR ve FLIR Quickreport 1.2 yazılımlarında sıcaklık değerleri zamana bağlı ve kararlı durum şartlarında elde edilmiştir. Elde edilen sıcaklıklar doğrultusunda boyutsuz sayılar olan Rayleigh sayıları (Ra), ortalama Nusselt sayıları ve yerel Nusselt sayıları elde edilmiştir.



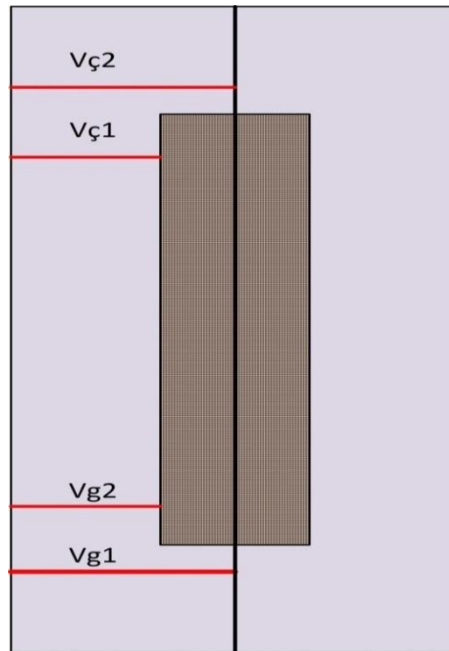
Resim 4.6. Quick report ile sıcaklık değerlerinin elde edilmesi



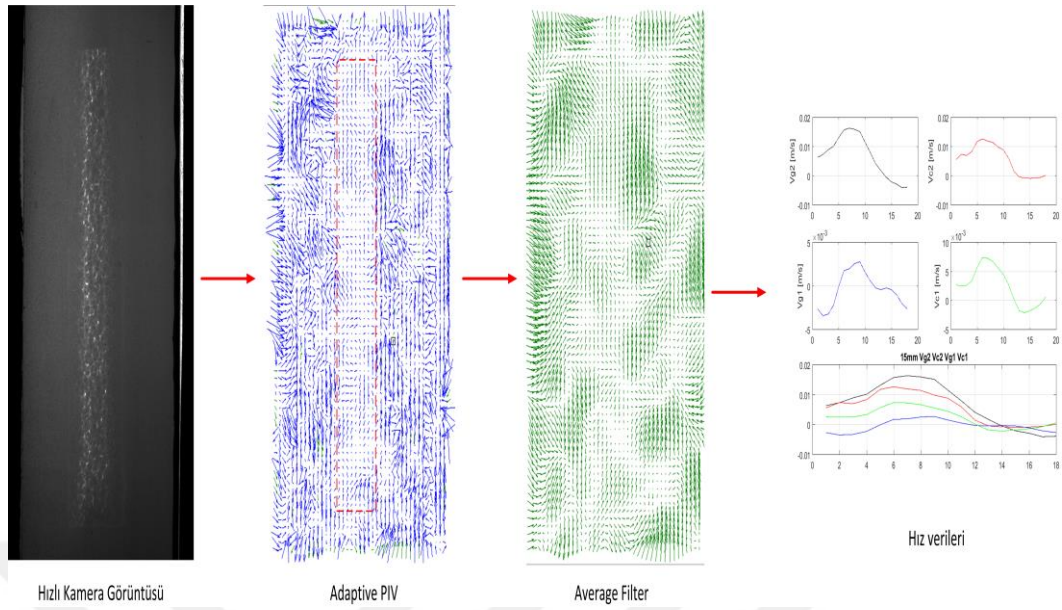
Resim 4.7. Research IR ile zamana bağlı sıcaklık değerlerinin elde edilmesi

4.2.2. Akış gözleme ve hız deneyleri

Doğal taşınım deneylerinde ısı deneylerinin yanında köpük üzerinde ve etrafında hız alanlarının ölçümü PIV cihazı vasıtasıyla elde edilmiştir. Kanalın ısıtma yüzeyinin karşı yüzeyinden yüksek hızlı kamera konumlandırılmıştır. Kanal içerisine gümüş iyonlu buhar partikülleri yerleştirilmiştir. Buna göre PIV cihazı bu partikülleri aydınlatmaktadır. PIV cihazı kamera ile 90 derece açıda olacak şekilde konumlandırılmıştır. PIV lazeri ortamda bir lazer huzmesi yaratmaktadır. Hız deneyleri için öncelikle kamera yerleşim ve diyafram ayarları yapılmıştır. Buna göre akış alınacak bölgeler kalibrasyon bloğu kullanılarak renk ve ışık şiddeti optimize edilmiştir. Ayrıca, kamera mesafe kalibrasyonu yapılmıştır. Daha sonra PIV cihazının lazer şiddeti ayarlanmıştır. Buna göre görüntü kontrolü yapılmıştır. Tüm ayarlamalar ve kalibrasyonlar yapıldıktan sonra her bir deneyde PIV lazeri ısıtma yüzeyinden 5, 10, 15, 20 ve 25 mm mesafelerden yüksek hızlı kamera ile 50 adet resim alınmıştır. Alınan 50 adet resim Adaptive PIV korelasyonu ve Avareged filter kullanılarak vektörel dağılımları elde edilmiştir. Bu vektörel dağılım üzerinden köpük ön girişi, köpük üstü girişi, köpük üstü çıkış ve köpük üstü çıkışından hız dağılımları elde edilmiştir. Hız ölçümlerinin alındığı şematik Şekil 4.3’de verilmiştir.



Şekil 4.3. Hız ölçüm çizgileri şematığı



Resim 4.8. PIV cihazı işleyiş şeması

Her bir ısı akısında farklı yüzey mesafelerinden elde edilen hız verileri ile 3 boyutlu hız dağılımları MATLAB paket programında oluşturulmuştur. Programda elde edilen yukarı akış (V hızı düşey doğrultuda) değerleri kullanılmıştır. Programa ait bir örnek görüntü Şekil 4.9’da verilmiştir.

```

28 %11 satır
29 data_1=xlread(file_1,sheet_r1);
30 dS_vg2_0=data_1(:,16);
31 dS_vg2l_0=data_1(:,17);
32 dS_vg1_0=data_1(:,34);
33 dS_vg1l_0=data_1(:,35);
34 file_2='C:\Users\IRFAN\Desktop\Onder\PIV\PIV\data\5mm\d0-1.6-Vg1-Vg2\d0-1.6-Vg1-Vg2.5vb28';
35 data_2=xlread(file_2,sheet_r1);
36 dS_vg2_1=data_2(:,16);
37 dS_vg2l_1=data_2(:,17);
38 dS_vg1_1=data_2(:,34);
39 dS_vg1l_1=data_2(:,35);
40 file_3='C:\Users\IRFAN\Desktop\Onder\PIV\PIV\data\5mm\d0-1.6-Vg1-Vg2\d0-1.6-Vg1-Vg2.5vb28';
41 data_3=xlread(file_3,sheet_r1);
42 dS_vg2_2=data_3(:,16);
43 dS_vg2l_2=data_3(:,17);
44 dS_vg1_2=data_3(:,34);
45 dS_vg1l_2=data_3(:,35);
46 file_4='C:\Users\IRFAN\Desktop\Onder\PIV\PIV\data\5mm\d0-1.6-Vg1-Vg2\d0-1.6-Vg1-Vg2.5vb28';
47 data_4=xlread(file_4,sheet_r1);
48 dS_vg2_3=data_4(:,16);
49 dS_vg2l_3=data_4(:,17);
50 dS_vg1_3=data_4(:,34);
51 dS_vg1l_3=data_4(:,35);

```

Resim 4.9. PIV verilerinin dönüşümünde kullanılan Matlab programı

4.3. Deneyde Kullanılan Araç ve Gereçler

4.3.1. DC güç ünitesi

Deney sisteminde ısıtıcı olarak kullanılan paslanmaz çelik folyo üzerinden akımın geçmesi ve ısı akısı oluşması için Ametek XG 850 marka güç ünitesi kullanılmaktadır. Test bölümünde gerdirme plakalarına bağlıdır. Bu plakalar sayesinde folyo üzerinden farklı ısı akılarının geçmesi sağlanmaktadır (Resim 4.10). Çizelge 4.2’ de teknik özellikleri verilmiştir.



Resim 4.10. DC Güç ünitesi

Çizelge 4.2. Isıtıcı teknik özellikleri

Teknik Özellikler	
Çalışma sıcaklık aralığı	>% 100 yükle (0 °C-50 °C)
Saklama sıcaklık aralığı	-20 °C-70°C
Çalışma nem aralığı	>% 30-90 RH
Saklama nem aralığı	% 10-95 RH
Çalışma yüksekliği	2,00 m'ye kadar
Kurulum kategorisi	II (IEC 1010-1)
Kirlilik derecesi	2 (IEC 1010-1)
XG 850 watt	214x43,6x483 mm
Çıkış gerilimi	6 V
Çıkış akımı	110 A
Çıkış gücü	670 W

4.3.2. Termal kamera

Test bölümünde kanal alt yüzeyinde meydana gelen sıcaklık değişimlerinin ölçülmesi için FLIR / A645sc termal kamera kullanılmıştır. Kamera 25 Hz görüntüleme frekansı, 0-1 aralığında emsivite düzeltmesi ve 7,5-14 µm bant aralığına sahiptir. Kamera -40°C–650°C sıcaklığı arasında çalışabilmektedir. Resim 4.11' de termal kameraya ait bir görsel verilmiştir.



Resim 4.11. Termal kamera

4.3.3. K tipi ısıl çiftler

Doğal taşınım deneylerinde kanal giriş, çıkışı ve ortam sıcaklıklarının ölçümünde 0,2 mm kalınlığa sahip Omega marka K tipi (NiCr-Ni) ısıl çiftler kullanılmıştır. Isıl çiftlerin ölçüm aralığı -200°C ile 1200°C aralığında çalışmaktadır. Sıcaklığa bağlı mV cinsinden oluşan voltaj ile birlikte sıcaklık karşılığında dönüştürülmesi için konektörler kullanılmıştır.



Resim 4.12. K tipi Isıl çift

4.3.4. Veri toplama ünitesi

Deney düzeneği üzerinde K tipi ısıl çiftler ile ölçülen sıcaklık değerlerini okumak ve kaydetmek amacıyla 16 kanallı OMET MS6D model veri toplama ve kayıt cihazı kullanılmıştır. Elde edilen sıcaklık değerleri bilgisayara aktarılmıştır ve OMET C programı ile veriler kaydedilmiştir.



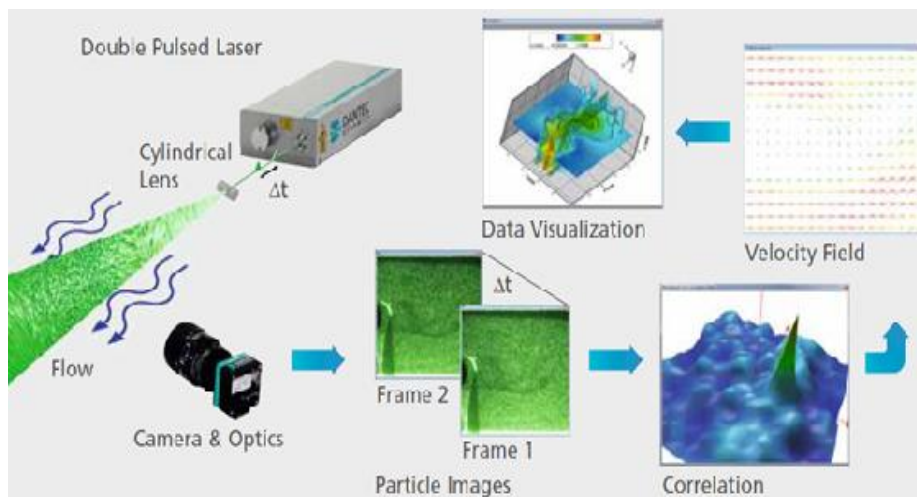
Resim 4.13. Veri toplama ünitesi

4.3.5. PIV (Particle Image Velocimeter) cihazı

2 boyutlu PIV cihazı, parçacık görüntülemeli akış ölçümü yapmaktadır. Mikroskobik akış, süpersonik akış gibi birçok hız alanına çalışmaktadır. 2 boyutlu PIV ile: anlık vektörel hız haritası, akış çizgileri (streamline), girdaplılık (vorticity), istatistik ve türbülans ölçümleri yapılabilmektedir. PIV lazeri 30 mJ çift atımlı ve 1000 Hz e kadar frekansa çıkabilmektedir ve buna bağlı yüksek hızlı kamera ile birlikte sistem yaklaşık 1380 görüntü almaktadır.

PIV sistemi, özellikle akışkanlar mekaniği alanındaki çalışmalarda, birçok akış incelemelerinde kullanılmaktadır. Dış ve iç akış çalışmalarında yaygın olarak PIV sistemi kullanılmaktadır.

PIV sistemi ile istenilen düzlemdeki hız birleşenlerini değerleri elde edilir. Akışın hız birleşenleri, lazerin aydınlatmış olduğu yüzeyden 1 sn ara ile iki fotoğraf çekilerek ölçüm yapılır. Bu iki fotoğraf arasında çapraz korelasyon yöntemi uygulanılarak hız birleşenleri elde edilir. Hava üzerine yapılacak incelemelerde duman jeneratörü kullanılarak akışın görünür olması sağlanır. PIV teknik özellikleri Çizelge 4.4'te gösterilmiştir.



Şekil 4.4. PIV cihazı ile ilgili görseller

Çizelge 4.3. PIV cihazı teknik özellikleri

Dual-Power 30-1000 Lazer	
Konfigürasyon	Çift Kavite
1 kHz'de atım enerjisi	2x30 mJ
Maksimum atım sıklığı	1000 Hz
Işın çapı	5 mm
Dalga boyu	527 nm
Atım süresi	150 ns
Işın genişleme açısı	< 3 mrad
Enerji stabilitesi	%1
Polarizasyon	Dairesel

4.3.6. Yüksek hızlı SpeedSence kamera

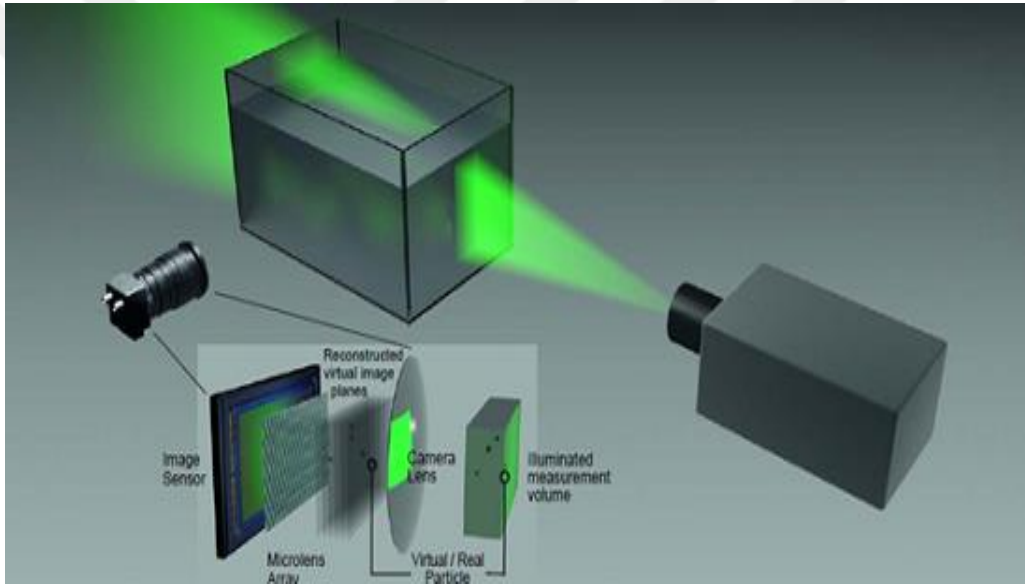
PIV cihazının akış görüntülerinin alınması için Phantom Miro M320 model yüksek hızlı kamera kullanılmıştır. Hızlı kamera görüntüleri eş zamanlı olarak aktarması için bilgisayar, kamera ve PIV cihazı arasında timer box (zamanlayıcı) kullanılmıştır. Bu sayede eş zamanlı hız dağılımı ve hız profilleri belirlenmiştir.

Çizelge 4.4. Yüksek hızlı speedsence kamera teknik özellikleri

Sensör çözünürlüğü	1920x1200 px.
Tam çözünürlükteki hızı	1380 fbs
Lens mount tipi	F-mount
Çerçeveler arası zaman	1,4 μ s
Piksel boyutu	10 μ m
Piksel derinliği	12 bit
Hafıza	3 Gb



(a)



(b)

Şekil 4.5. (a) Yüksek hızlı kamera (b) Yüksek Hızlı kamera iç yapısı

4.3.7. Duman jeneratörü

Doğal taşınımın hız deneylerinde yüksek hızlı kameranın görebilmesi için gümüş parçacıklı duman kullanılmıştır. Bu duman Fanex F2010 Plus jeneratörü kullanılarak ısıtılmıştır.



Resim 4.14. Duman jeneratörü

4.3.8. Isıya dayanıklı mat boya

Mat boya kanal alt yüzeyinden ortama doğru meydana gelen ışınlım yoluyla ısı transferini azaltmak için kullanılmaktadır. Çalışmada yüksek ısıya dayanıklı (650°C) Raymax marka siyah mat boya kullanılmıştır. Yüzey emisivite değeri olarak maksimum 0,82 olarak elde edilmiştir. Bu değer, Gazi Üniversitesi Mühendislik Fakültesinde bulunan Emisivite ölçüm cihazı kullanılarak ölçülmüştür. Bu değer termal kamera yazılımında bulunan emmisivite değerine girilmiştir. Resim 4.15’de mat boyaya ait görsel verilmiştir.



Resim 4.15. Isıya dayanıklı mat boya

4.3.9. Paslanmaz çelik folyo

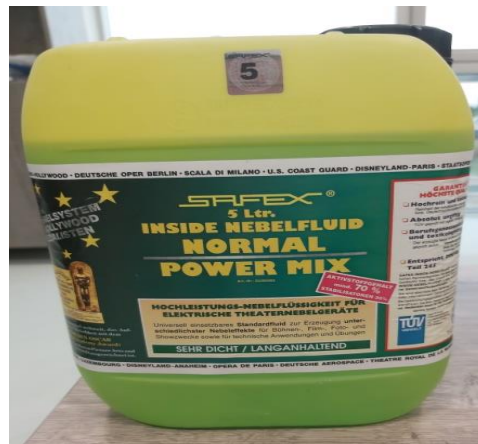
Test bölümünün alt yüzeyinde ısıtıcı olarak Repco marka paslanmaz çelik folyo kullanılmıştır. Paslanmaz çelik folyo 0,02 mm kalınlığa sahiptir. Paslanmaz çelik folyo test bölümünde gerdirme plakaları arasına gergin bir şekilde yerleştirilmiştir. Kanal alt yüzeyinde homojen ısı akışı oluşturulması için kullanılmaktadır.



Resim 4.16. Paslanmaz çelik folyo

4.3.10. Duman sıvısı

Duman sıvısı kanal içerisinde akışın ölçülmesi için kullanılmaktadır. Sistemde Safex marka duman sıvısı kullanılmıştır. Bu sıvı duman jeneratörünün sıvı haznesine doldurulmuştur. Yüksek sıcaklık altında buhar haline geçmesi sağlanmıştır.



Resim 4.17. Duman sıvısı

4.3. Deneysel Verilerin Elde Edilmesi

Bu çalışmada kanal içine metal gözenekli malzeme yerleştirilmiş düşey bir kanalda doğal taşınım incelenmiştir. Deney sisteminde ölçülebilen büyüklükler; sıcaklık, voltaj ve akım değerleridir. Sıcaklık ölçümleri her deney için 3 dakika sürecek şekilde veri toplama ünitesi ile kayıt yapılmıştır. Düşey kanala DC güç kaynağından belirli amper ve voltaj değerlerinde güç verilmiştir.

Güç kaynağından verilen güç Ohm kanunuyla belirlenmiştir. Güç, ısıtıcıya verilen amper ile volt çarpımına eşittir.

$$\dot{Q} = VI \quad (4.1)$$

Denklem 4.2 kullanılarak q (ısı akısı) değeri elde edilmiştir.

$$q = \frac{\dot{Q}}{A_s} = h(T_s - T_m) \quad (4.2)$$

Burada; h , ısı taşınım katsayısı; A_s , ısıtma yüzey alanı; T_s , yüzey sıcaklığı ve T_m , akışkan (bulk) sıcaklığıdır.

Termokapl ile ölçülen giriş sıcaklıkları kayıt altına alınıp çıkış sıcaklıklarının aritmetik ortalaması alınmıştır.

$$T_{\zeta,ort} = \frac{(T_{\zeta1} + T_{\zeta2})}{2} \quad (4.3)$$

T_m akışkan (bulk) ortalama sıcaklığı denklem 4.4'ten bulunmuştur.

$$T_m = \frac{(T_g + T_{\zeta,ort})}{2} \quad (4.4)$$

Isıl genleşme katsayısı β değerleri denklem 4.5'e göre hesaplanmıştır.

$$\beta = \frac{1}{T_m} \quad (4.5)$$

Hidrolik çap D_h ;

$$D_h = \frac{4A}{U} \quad (4.6)$$

Burada; A, kanalın kesit alanı; U, kanal kesit çevresidir.

Prandtl sayısı; moleküler difüzyonun ısı difüzyona oranıdır. Denklem 4.7 elde edilmektedir.

$$Pr = \frac{vC_p}{k} \quad (4.7)$$

Burada; C_p , özgül ısı; v , kinematik viskozite; ve k , havanın ısı iletim katsayısını temsil etmektedir.

Rayleigh sayısı; Denklem 4.8 göre bulunmuştur.

Sabit ısı akısı şartlarında;

$$Ra = \frac{g\beta D_h^4 q}{\alpha v k} \quad (4.8)$$

Burada; g , yerçekimi ivmesi; β , ısı genleşme katsayısı; D_h , hidrolik çap; q , ısı akısı; v , kinematik viskozite; k , ısı iletim katsayısı; α , ısı yayılım katsayısını temsil etmektedir.

Nusselt sayısı, yüzeydeki boyutsuz sıcaklık gradyanına eşittir ve yüzeyde oluşan taşınım ile ısı geçişinin bir ölçüsünü verir.

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (4.9)$$

4.3. Hata Analizi

Deney sürecinde ne kadar tecrübeli ve dikkatli olursa da yine de elde edilen sonuçlarda bazı hatalar olabilmektedir. Deneysel hataların genel sebepleri dikkatsizlik, tecrübesizlik, sistem tasarımı ve ölçme aleti seçimi hatalarıdır. Bir başka sebep ise değerlerin yanlış yazılmasından kaynaklıdır. Diğer hatalar ise yapılan deneylerde kullanılan parçaların değişmesi, dikkatsizlik ve elektriksel kaynaklı oluşan hatalardır.

Ölçmedeki hatalarını belirlemek için hata analizi yöntemi yapılmaktadır. Hesaplanması istenilen büyüklük R ve bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişkene sahiptir. Bunlar $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ ise;

$$R = R(x_1, x_2, x_3 \dots x_n) \quad (4.10)$$

olarak ifade edilir. Her bağımsız değişkenin mutlak hata oranı $W_1, W_2, W_3, \dots, W_n$ ve R değerinin hata oranı;

$$W_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_3} w_3 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.11)$$

olarak ifade edilmektedir.

Denklem 4.11 kullanılarak deneylerdeki hata analizlerine ait yüzde belirsizlik değerleri hesaplanmıştır.

Çizelge 4.5. Deney verileri için belirsizlik oranları

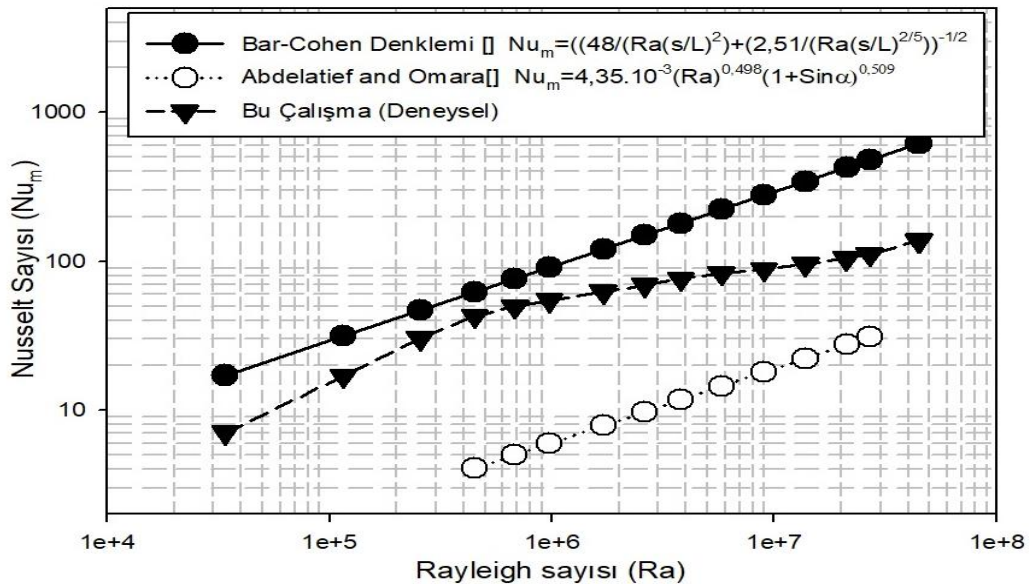
Parametreler	Yüzde Belirsizlik (%)
Sıcaklık, T	± 3 (0,5 °C)
Voltaj, V	± 1
Akım, I	$\pm 0,1$
Termal kamera sıcaklık ölçüm	± 2
Nusselt sayısı	$\pm 9,90$ 'dan az
Rayleigh sayısı	$\pm 8,2$ 'den az

Çizelge 4.5'te deney verileri kullanılarak hata oranları tablo olarak verilmiştir.

5. BULGULAR

5.1. Deneysel Çalışmanın Doğrulanması

Deneysel bulguların doğrulanması amacıyla elde edilen veriler literatürde sunulmuş olan analitik (Bar-Cohen) ve deneysel (Abdelatif ve Omara) bağıntılar ile karşılaştırılmıştır. Deneysel bulgulara göre elde edilen ortalama Nusselt sayısı Bar-Cohen denklemine göre daha düşük Abdelatif ve Omara denklemine göre daha yüksek olduğu görülmektedir. Bunun ile birlikte ısı transferi ve hız değerlerinin karşılaştırılması için boş kanal için numerik çözümleme yapılmıştır. Numerik çözümlemede elde edilen verilerin deneysel bulgularla oldukça yakın olduğu tespit edilmiştir.

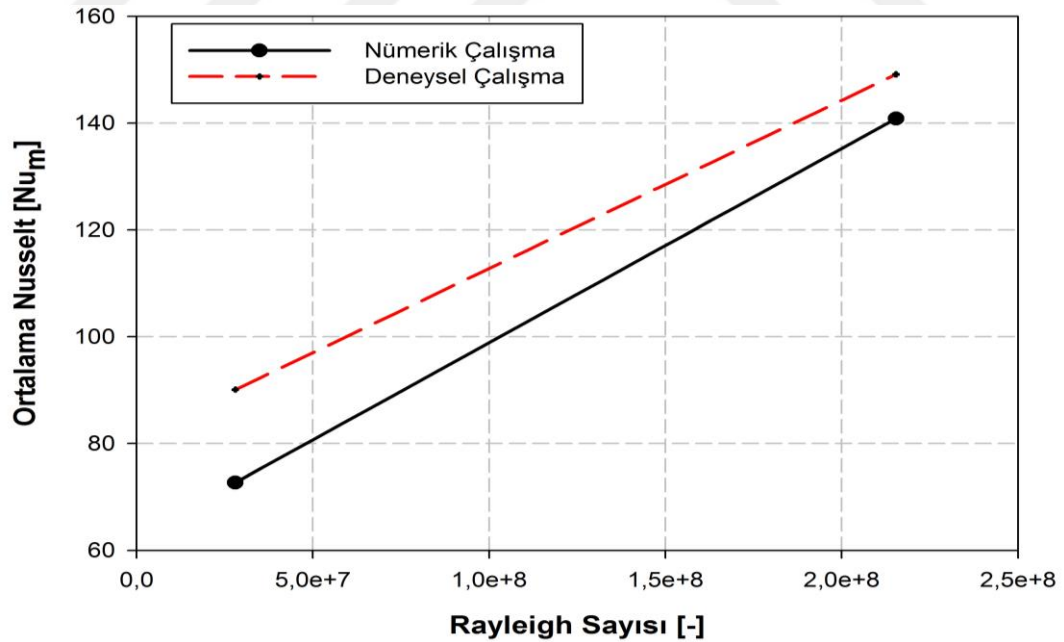


Şekil 5.1. Ortalama Nusselt sayısının Rayleigh sayısına göre değişiminin Karşılaştırılması

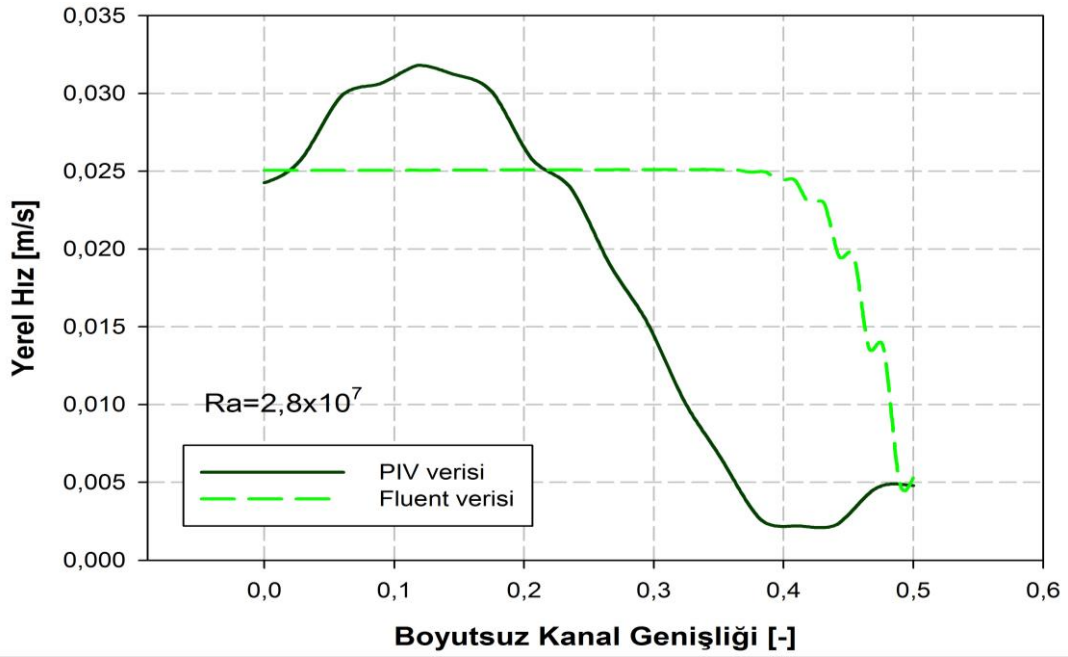
Şekil 5.2’te deneysel ve nümerik çalışmalar için ortalama Nusselt sayısının Rayleigh sayısına göre değişimi verilmiştir. Deneysel çalışmaların doğrulanması için iki farklı Rayleigh sayısında sayısal çözüm ANSYS FLUENT 14.5 ticari paket programında gerçekleştirilmiştir. Mesh optimizasyonuna bağlı olarak 871115 mesh sayısında ve tetrahedron mesh yapısında sayısal hesaplamalar yapılmıştır. Deneyler, Rayleigh sayısının 1×10^5 ile 2×10^8 aralığında ve laminer akış şartlarında gerçekleştirilmiştir.

Yapılan sayısal modelleme için çözümün uygun sonuçlarla sağlanması için bazı kabuller yapılmıştır. Çalışma akışkanı olarak seçilen hava sıkıştırılmaz, Newtonian ve termo fiziksel özellikleri sabit olarak kabul edilmiştir. Ayrıca akış üç boyutludur ve hava yoğunluğunun sıcaklık ile değişimi için Boussinesq yaklaşımı kullanılmıştır. Yönetim denklemlerinden momentum ve enerji denklemlerinde basınç ve hız çifti için SIMPLE algoritma kullanılmıştır. Basınç için Body Force Weighted, momentum ve enerji denklem için Second Order Upwind ayrıklaştırma modelleri uygulanmıştır. Yönetim denklemlerinin tümü için yakınsama kriteri 1×10^{-6} seçilmiştir. Ele alınan çalışmada yüzeyler arasında yüksek sıcaklık farkından dolayı ışıınım ile ısı transferi ihmal edilmemiştir. Bu kapsamda yüzeyden yüzeye (s2s) modeli seçilmiştir. Kanal alt yüzeyine yüzey akısı sınır şartı, yan duvarlara ise duvar (wall) sınır şartı olarak tanımlanmıştır. Duvar yüzeyleri adyabatik olarak belirlenmiştir.

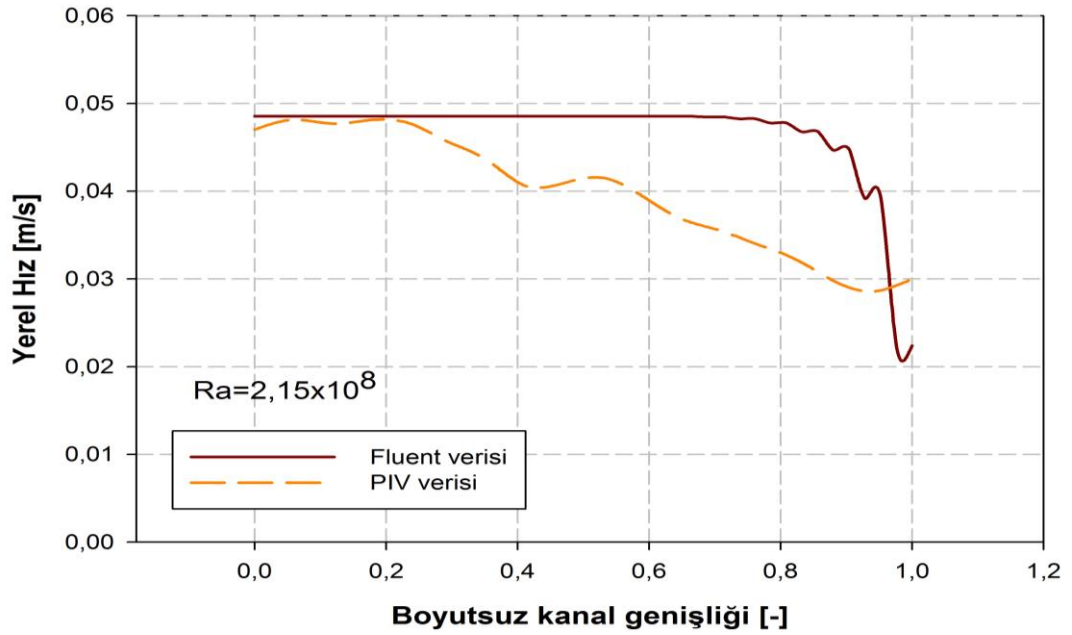
Sayısal çalışma $2,80 \times 10^7$ ve $2,15 \times 10^8$ Rayleigh sayılarında gerçekleştirilmiştir (Şekil 5.2)



Şekil 5.2. Deneysel ve numerik çalışmalar için ortalama Nusselt sayısının Rayleigh sayısına göre değişimi



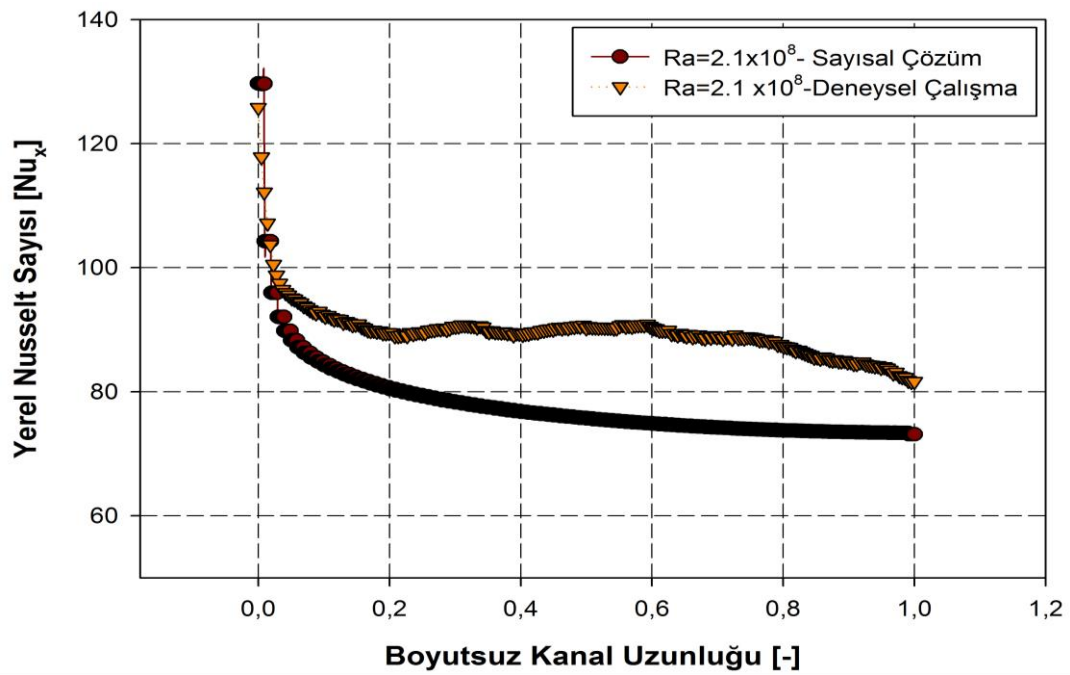
Şekil 5.3. Yerel hızın boyutsuz kanal uzunluğuna göre değişimi (Ra=2,80x10⁷)



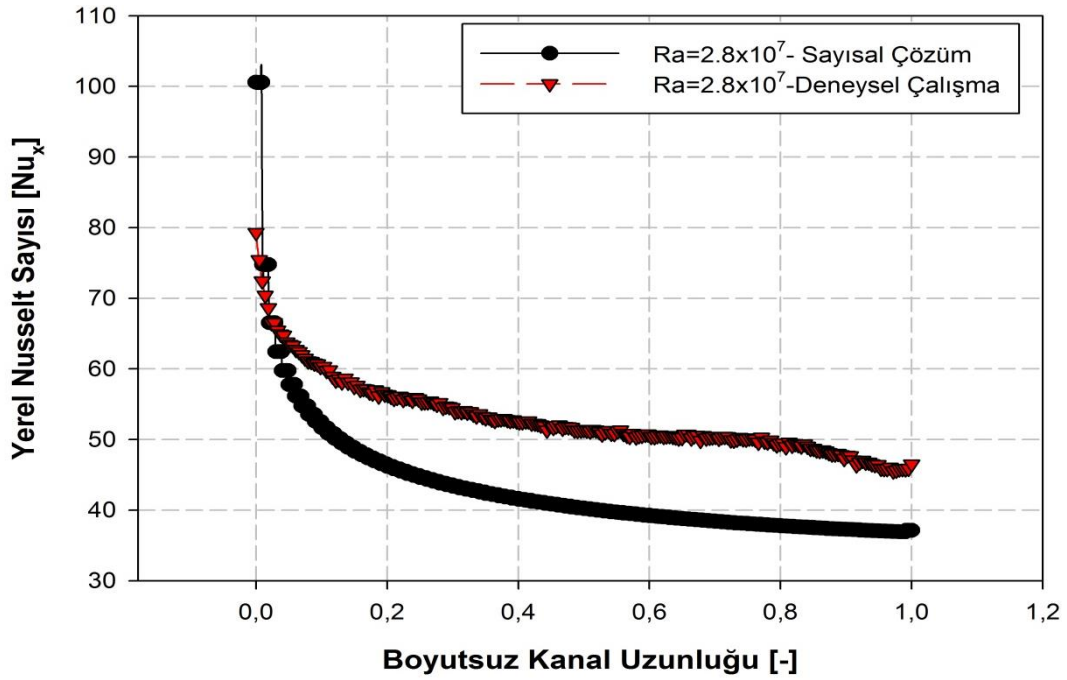
Şekil 5.4. Yerel hızın boyutsuz kanal uzunluğuna göre değişimi (Ra=2,15x10⁸)

Şekil 5.3 ve Şekil 5.4'de yerel hız dağılımının kanal uzunluğuna göre değişimi verilmiştir. Burada PIV cihazı ile elde edilen hız değerleri ile ANSYS FLUENT sayısal çözümünden elde edilen hız değerleri kıyaslanmıştır. Şekil 5.3'te Rayleigh sayısı $2,8 \times 10^7$ ve Şekil 5.4'te Rayleigh sayısı $2,15 \times 10^8$ için hız değerleri

incelenmiştir. Deneysel ve sayısal çözüm incelendiğinde yüksek Rayleigh sayısında hız profilinin birbirine yakın bir çözüme sahip olduğuna ulaşılmaktadır. Ancak düşük Rayleigh sayısında sayısal çözümde hız profilinin yaklaşık sabit kaldığı fakat deneyselde ters akışların oluştuğu elde edilmiştir. Burada deneysel çözümde ısıtma gücünün düşük olmasıyla duvar yakınında akışkan soğumaktadır ve ters akışlar meydana gelmektedir. Ortalama hız değerlerinin sayısal çözüme yakın olduğu sonucu elde edilmiştir.



Şekil 5.5. Deneysel ve sayısal çözüm için yerel Nusselt sayısının boyutsuz kanal uzunluğuna göre değişimi ($Ra=2,10 \times 10^8$)



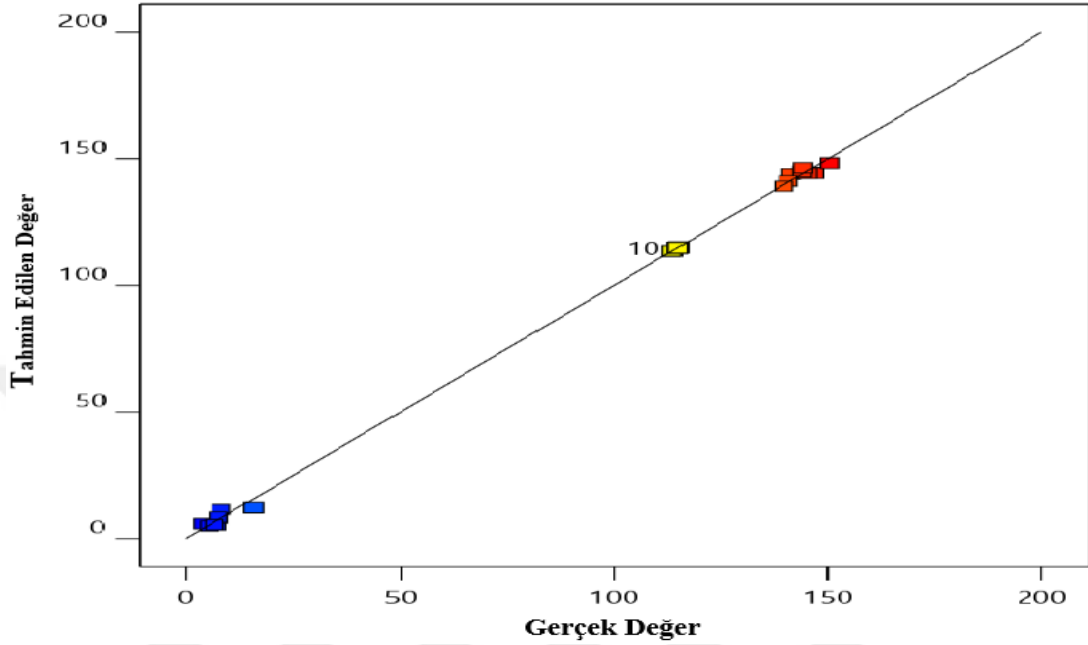
Şekil 5.6. Deneysel ve sayısal çözüm için yerel Nusselt sayısının boyutsuz kanal uzunluğuna göre değişimi ($Ra=2,80 \times 10^7$)

Şekil 5.5 ve Şekil 5.6'da deneysel ve sayısal çözüm için yerel Nusselt sayısının boyutsuz kanal uzunluğuna göre değişimi ($Ra=2,10 \times 10^8$ ve $Ra=2,80 \times 10^7$) verilmiştir. Yerel Nusselt sayısı değişimi kanal girişinden itibaren yüzey girişinde yüzey sıcaklığının düşük olmasıyla birlikte ısı taşınım katsayısı maksimumdur. Buna göre kanal boyunca havanın çekebileceği ısı kapasitesi yol boyunca azalmaktadır. Buna göre kanal çıkışına doğru yerel Nusselt sayısı azalmaktadır. Deney sonuçlarına göre sayısal ve deneysel sonucun kabul edilebilir bir uyum içinde olduğu görülmektedir.

5.1.1. Regresyon analizi

Regresyon analizi; iki ya da daha fazla değişkenin birbirleri ile ilişkilerini ölçmek için yapılır. Bir değişkenle yapılan analize tek değişkenli regresyon, birden fazla değişkenle yapılan analize çok değişkenli regresyon analizi denir. Regresyon analizi değişkenlerin birbirleriyle ilişkisini ve bu ilişkinin kuvveti hakkında bilgi verir. Bu çalışmada ortalama Nusselt sayıları için regresyon analizi Design Expert ticari programı kullanılarak yapılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre ortalama Nusselt sayısı için tahmin edilen değer gerçek değere göre değişimi Şekil 5.7'de gösterilmiştir.

Görüldüğü gibi tahmin edilen değerlerin gerçek değerleri oldukça yakın değerler ile karşılamaktadır.



Şekil 5.7. Ortalama Nusselt sayısı için tahmin edilen değerlerin gerçek değere göre değişimi

Design Expert programından elde edilen regresyon katsayısı değeri Çizelge 5.1’de gösterilmiştir. Burada R^2 regresyon sayısını ifade etmektedir. R^2 değeri 1’e yakın olması sonucun doğruluğu açısından önemlidir.

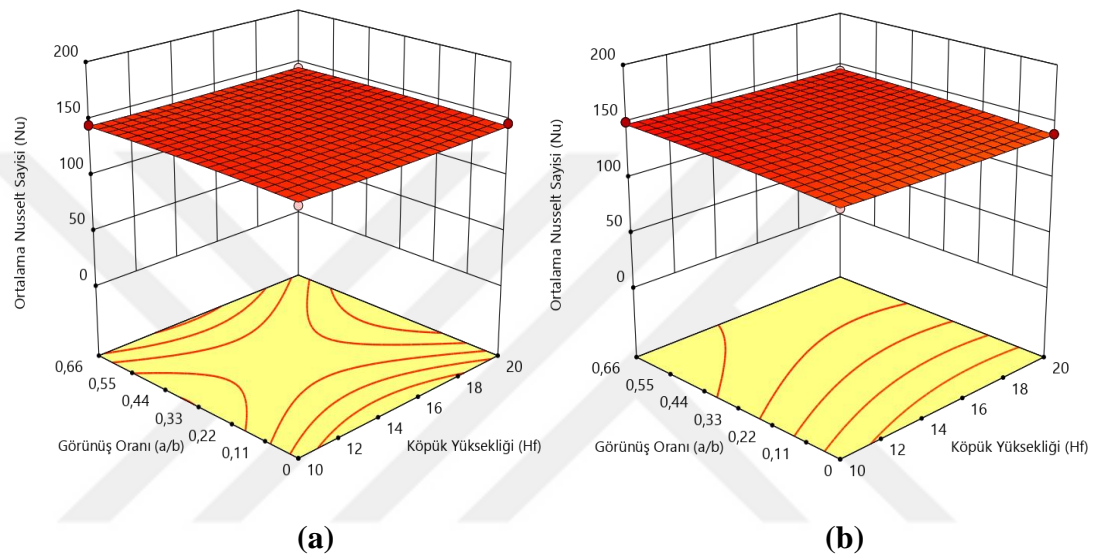
Çizelge 5.1. Design Expert programından elde edilen regresyon katsayısı

Standart Sapma	Ortalama Değer	R^2	Düzeltilmiş R^2
1,94	94,01	0,99	0,99

5.2. Deneysel Bulgular

5.2.1. Ortalama Nusselt sayısının bağımsız parametrelere göre değişimi

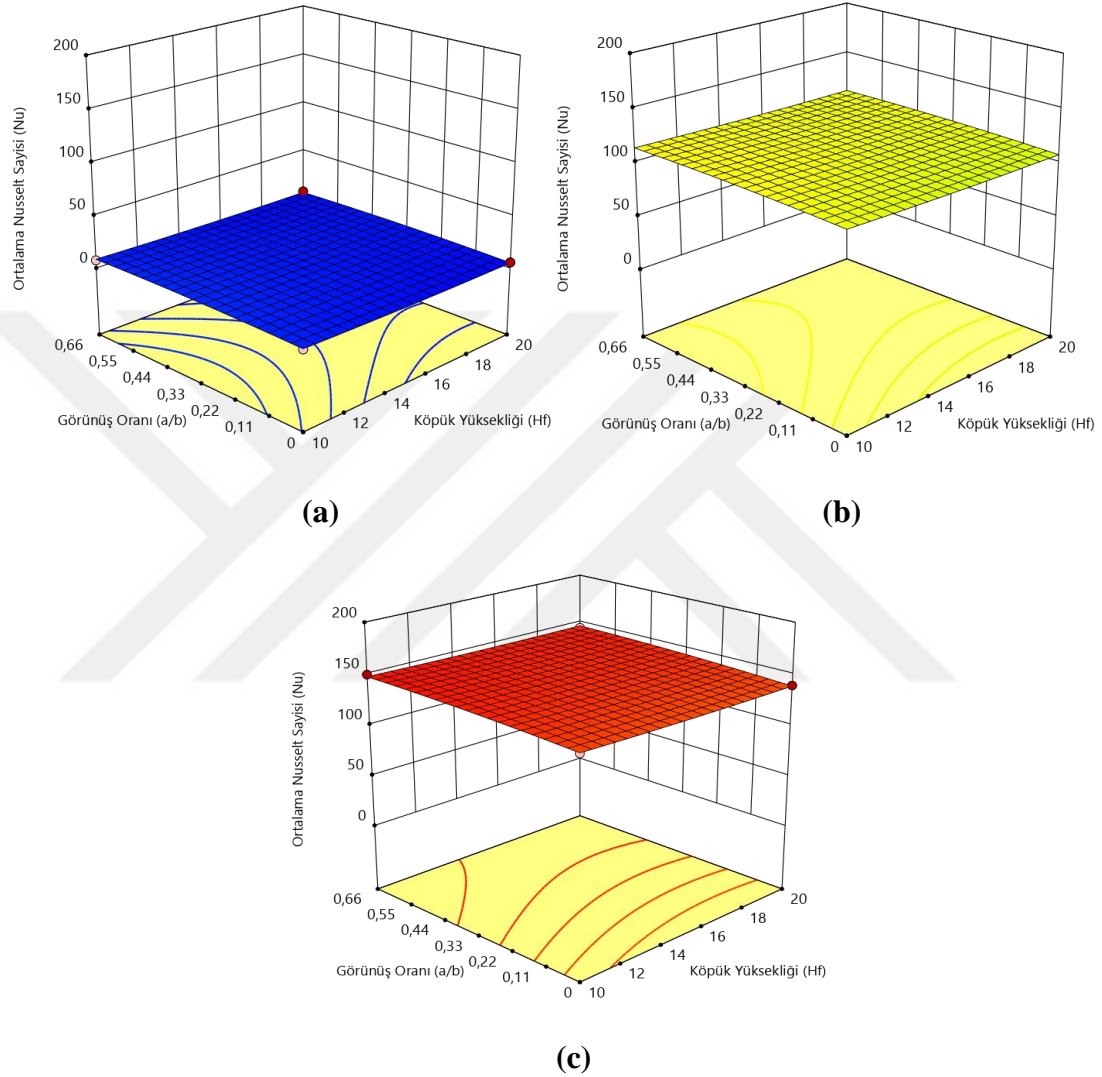
Deneysel çalışmada elde edilen bulgular köpük yoğunluğu, Nusselt sayısı, köpük yüksekliği, görünüş oranı, Rayleigh sayısına göre incelenmiştir.



Şekil 5.8. Farklı gözenek yoğunlukları için ortalama Nusselt sayısının köpük yüksekliği ve görünüş oranına göre değişimi: (a) 10 ppi köpük yoğunluğu (b) 30 ppi köpük yoğunluğu ($Ra=1,97 \times 10^8$)

Şekil 5.8’de ortalama Nusselt sayısının farklı köpük yoğunluklarına ve görünüş oranına göre değişimi verilmiştir. Köpük yoğunluğu arttıkça ısı transferinin bir miktar azaldığı görülmektedir. Belirlenen bağımsız parametreler göz önüne alındığında a/b oranının artması ile ortalama Nusselt sayısı artmaktadır. Bu durum kanatçık profil alanının ısı transferine etkisinin bir göstergesidir. Köpük yüksekliği artması ısı transferinde düşük seviyelerde artış ile sonuçlanmaktadır. Bunun sebebi kanal içerisinde köpük yüksekliğinin 10 mm’den sonra kanat uzunluğunun artmasıyla kanat etkinliği giderek azalmaktadır ve köpük yüksekliğinin etkisi düşük kalmaktadır. Köpük yoğunluğu arttıkça ısı transferinin azaldığı sonucuna ulaşılmaktadır. Bu durum gözenek yapısına bağlı olarak gözenek çapı azaldıkça havanın metal köpük içerisindeki hızının azalması sonucuna dayandırılmaktadır. Ayrıca hava miktarı köpük içerisinden değil kanalın köpüksüz boş bölgesine

yönelmektedir. Şekil 5.8 (a)'da $a/b=0,33$ ve köpük yoğunluğu yaklaşık 15 ppi için tasarım noktası olarak tanımlanmıştır. Bu bölge Rayleigh sayısı $1,97 \times 10^8$ ve 10 ppi için optimum bölgeyi göstermektedir.

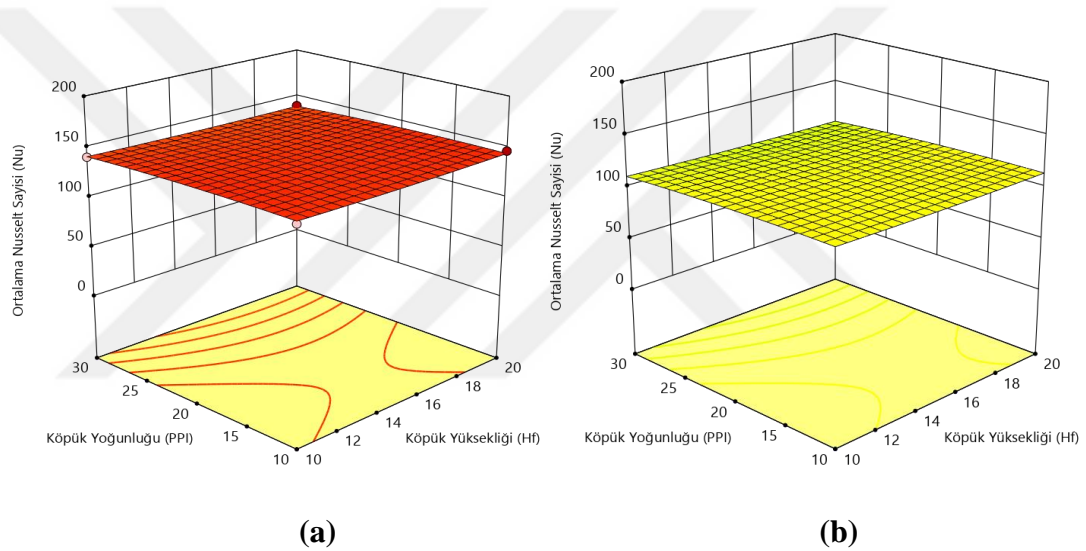


Şekil 5.9. Farklı Rayleigh sayıları için ortalama Nusselt sayısının köpük yüksekliği ve görünüş oranına göre değişimi: (a) $Ra=1,40 \times 10^5$ (b) $Ra=1,10 \times 10^8$ (c) $Ra=2,02 \times 10^8$ (30 ppi)

Şekil 5.9'da ortalama Nusselt sayısının farklı Rayleigh sayısına ve köpük yüksekliğine göre değişimi verilmiştir. Rayleigh sayısının artması ile havanın kanal içerisinde hızının dolayısıyla köpük alt yüzeyinden çekilen ısının arttığı bilinmektedir. Burada Rayleigh sayısı $1,40 \times 10^5$ 'den Rayleigh sayısı $2,02 \times 10^8$ 'e çıkması ısı transferinde önemli bir artış ile sonuçlanmaktadır. Bu artış Rayleigh

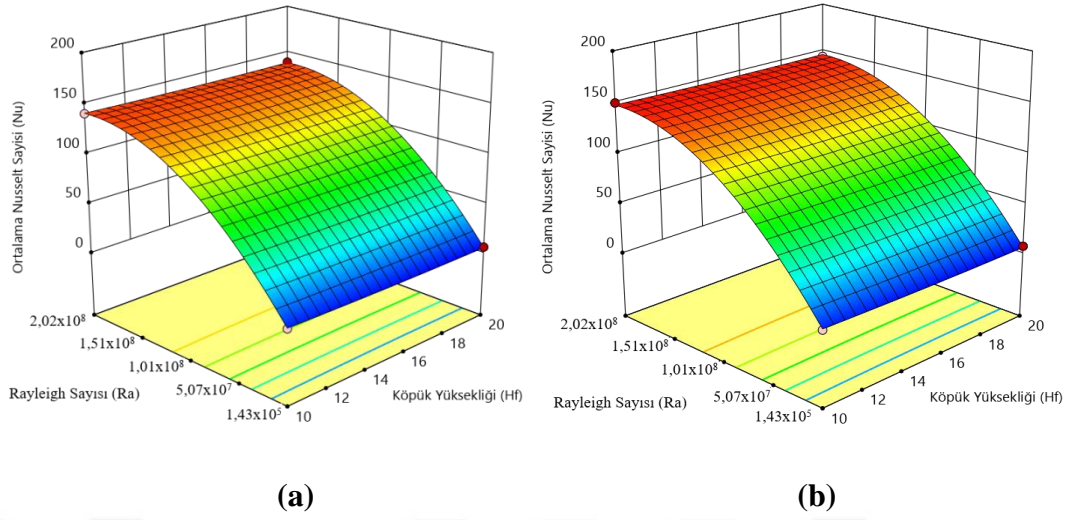
sayısı $8,30 \times 10^7$ değerine çıktığında yaklaşık 10 kat, $2,02 \times 10^8$ değerine çıktığında yaklaşık 15 kat olmaktadır.

Görünüş oranı değişimi üç farklı Rayleigh sayısı ile incelendiğinde yüksek Rayleigh sayısında ($Ra=2,02 \times 10^8$) daha etkili olduğu gözlemlenmektedir. Düşük Rayleigh sayısında ($Ra=1,40 \times 10^5$) ise görünüş oranının değişimi ısı transferi üzerinde bir değişim trendi oluşturmamaktadır. Köpük yüksekliği üç farklı Rayleigh sayısı için incelendiğinde ısı transferi üzerinde önemli bir değişime neden olmadığı belirlenmiştir.



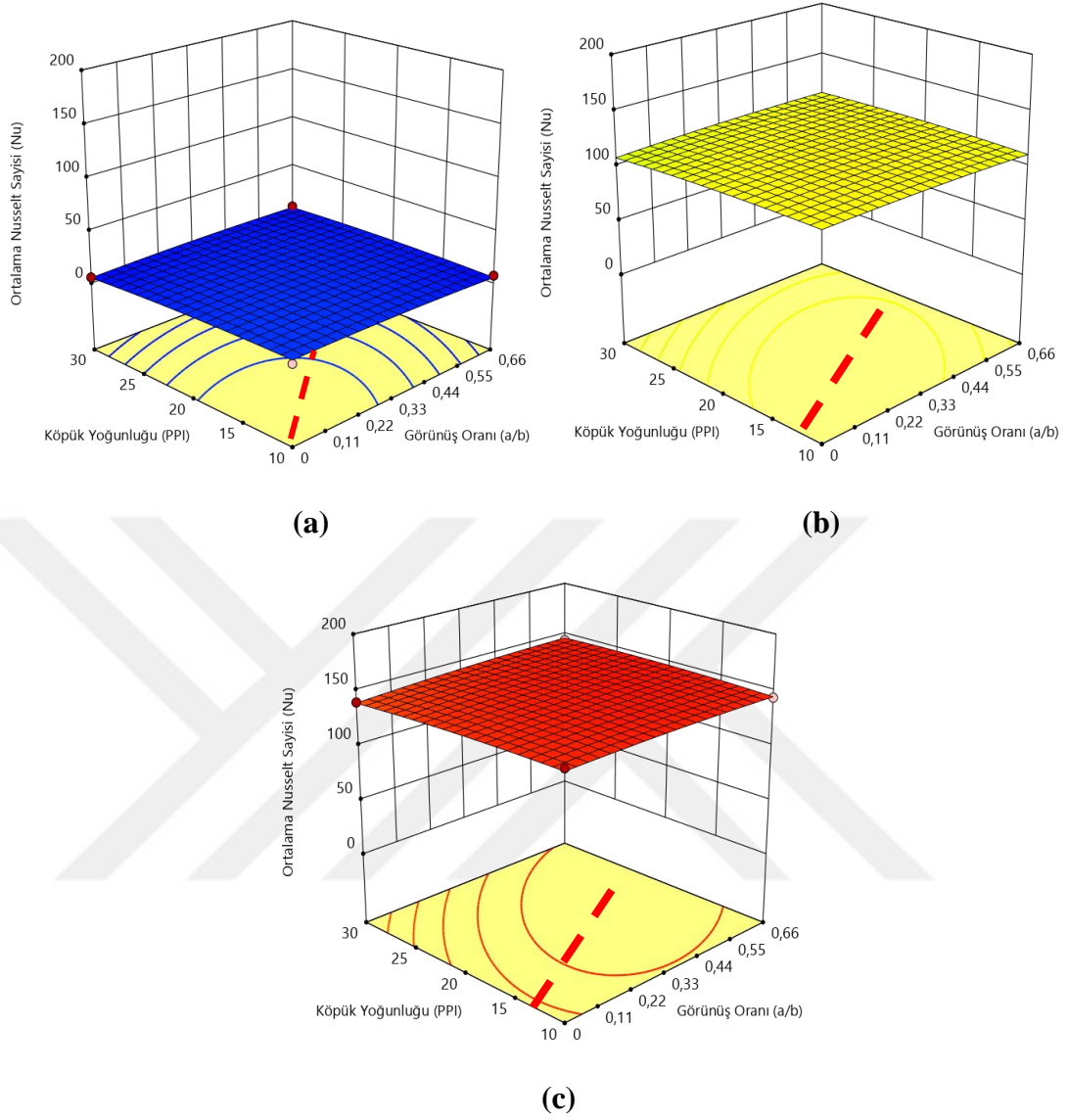
Şekil 5.10. Farklı Rayleigh sayıları için ortalama Nusselt sayısının köpük yoğunluğu ve köpük yüksekliğine göre değişimi: (a) $Ra=1,10 \times 10^8$ (b) $Ra=2,02 \times 10^8$ ($a/b=0$)

Şekil 5.10'da $a/b=0$ için ortalama Nusselt sayısının farklı Rayleigh sayılarına göre değişimi verilmiştir. Rayleigh sayısının artması ile ısı transferinin arttığı tüm durumlarda olduğu gibi bu sonuçlarda da görülmektedir. Ayrıca artan Gözenek yoğunluğu ile ortalama Nusselt sayısının azaldığı açıkça gözlenmektedir. Köpük yoğunluğunun ortalama Nusselt sayısı üzerindeki etkisi azalma eğiliminde olması önceki sonuçları desteklemektedir.



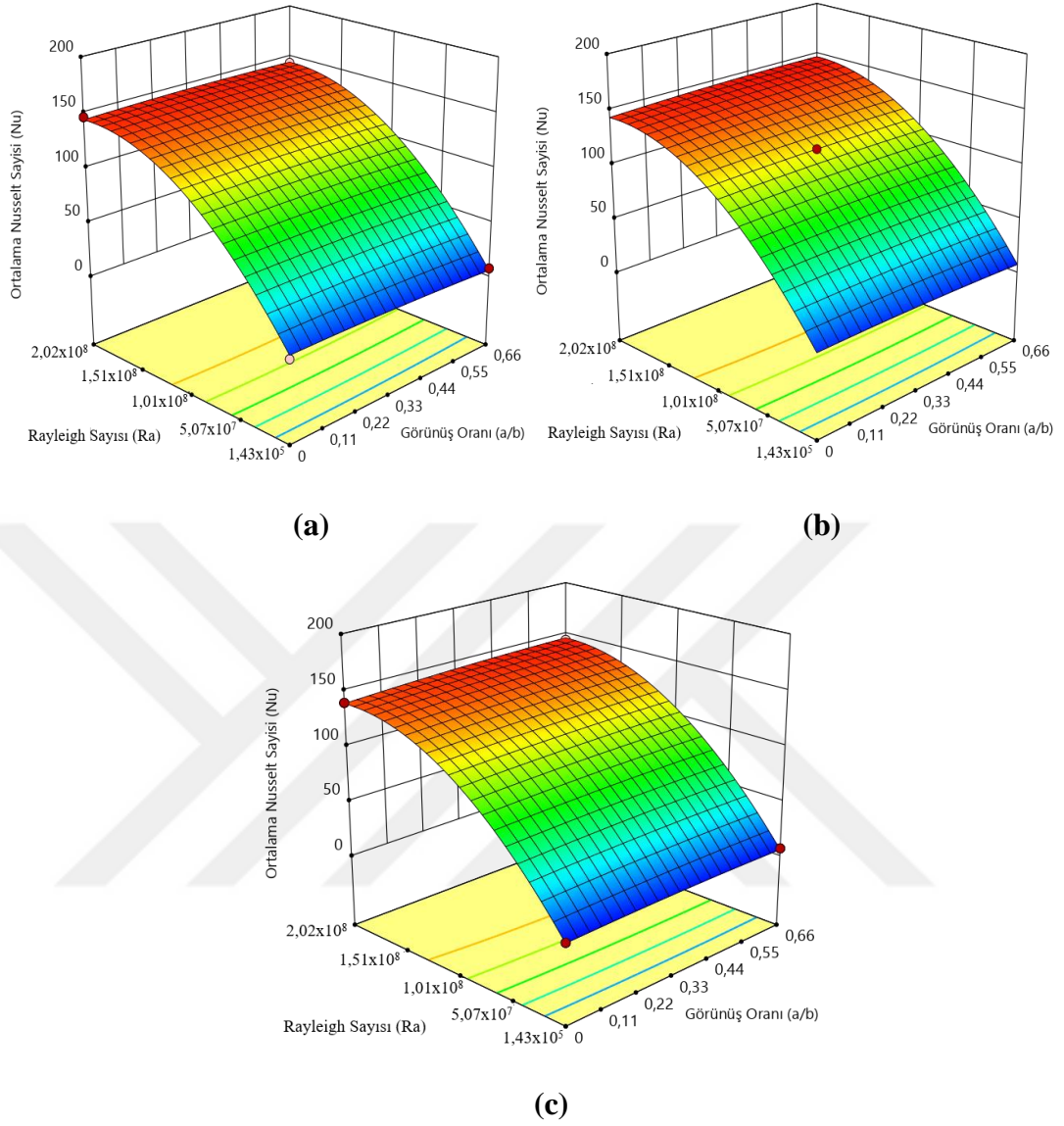
Şekil 5.11. Farklı görünüş oranları için ortalama Nusselt sayısının Rayleigh sayısı ve köpük yüksekliğine göre değişimi: (a) $a/b=0$ (b) $a/b=0,66$ (30 ppi)

Köpük yoğunluğunun 30 ppi olduğu durum için ortalama Nusselt sayısının farklı görünüş oranına göre değişimi Şekil 5.11’de verilmiştir. Gözenek yoğunluğu 30 ppi için Rayleigh sayısı arttıkça ortalama Nusselt sayısı da artmaktadır. Görüldüğü gibi köpük yüksekliğinin ortalama Nusselt sayısı üzerindeki etkisi önemsiz bir seviyededir. Fakat görünüş oranının $a/b=0$ ’dan $a/b=0,66$ değerine artması ısı transferinde küçük bir artış ile sonuçlanmaktadır.



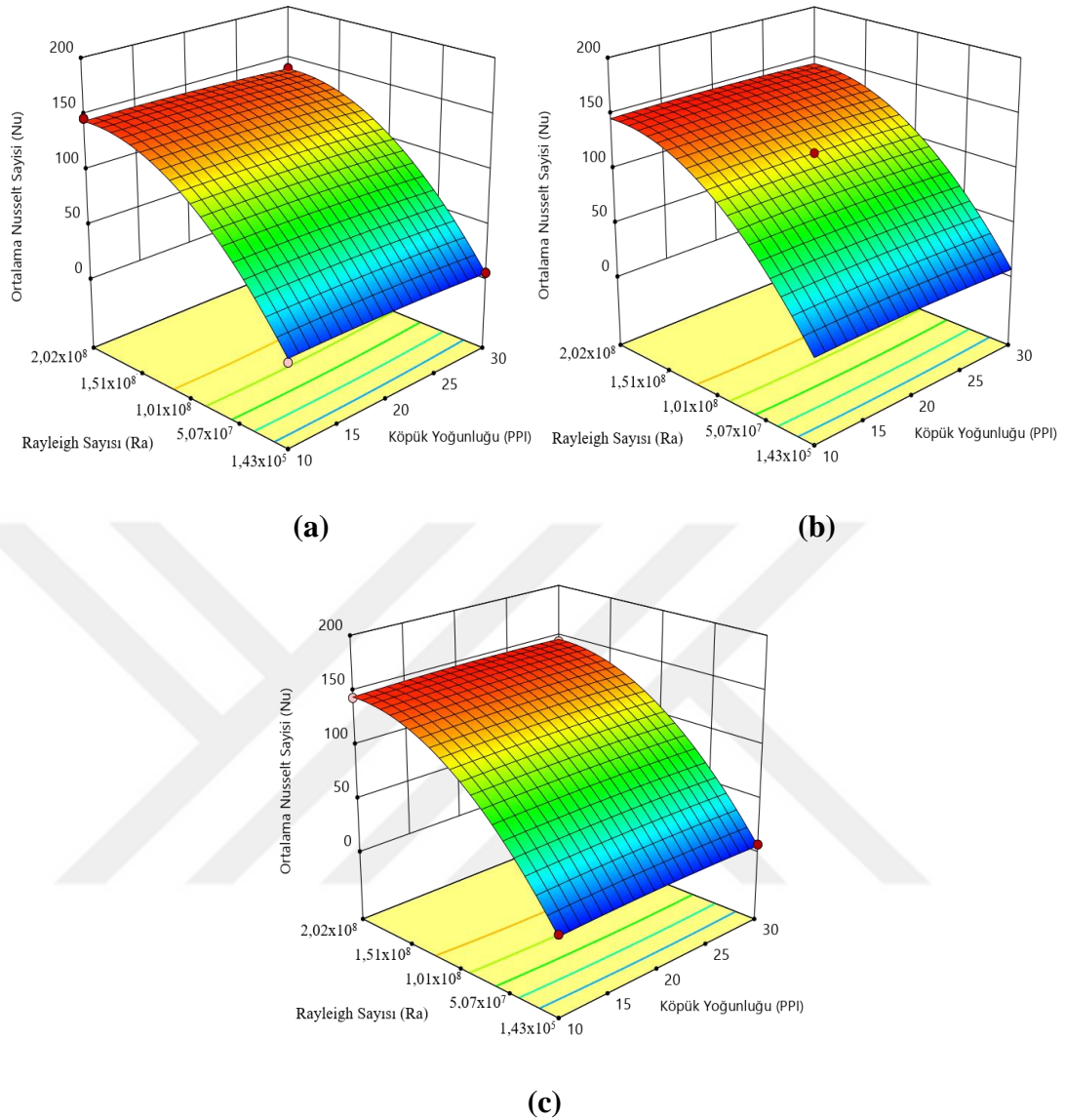
Şekil 5.12. $H_f=20$ mm için ortalama Nusselt sayısının köpük yoğunluğu ve görünüş oranına göre değişimi: (a) $Ra=1,40 \times 10^5$ (b) $Ra=1,10 \times 10^8$ (c) $2,02 \times 10^8$

Şekil 5.12’de farklı Rayleigh sayıları için ortalama Nusselt sayısının gözenek yoğunluğu ve görünüş oranına göre değişimi verilmiştir. Düşük Rayleigh sayısında ortalama Nusselt sayısı izdüşümlerine bakıldığında düşük köpük yoğunluğunda ve düşük görünüş oranında maksimum ısı transferi olduğu görülmektedir. Rayleigh sayısı arttıkça maksimum ısı transferi görünüş oranının arttığı bölüme doğru yöneldiği gözlemlenmektedir. Ayrıca köpük yoğunluğu da bir miktar artmaktadır. $H_f=20$ mm için düşük köpük yoğunluğunda çalışmanın uygun olması ayrıca Rayleigh sayısının artması ile köpük görünüş oranının artması ile ısı transferi de artmaktadır.



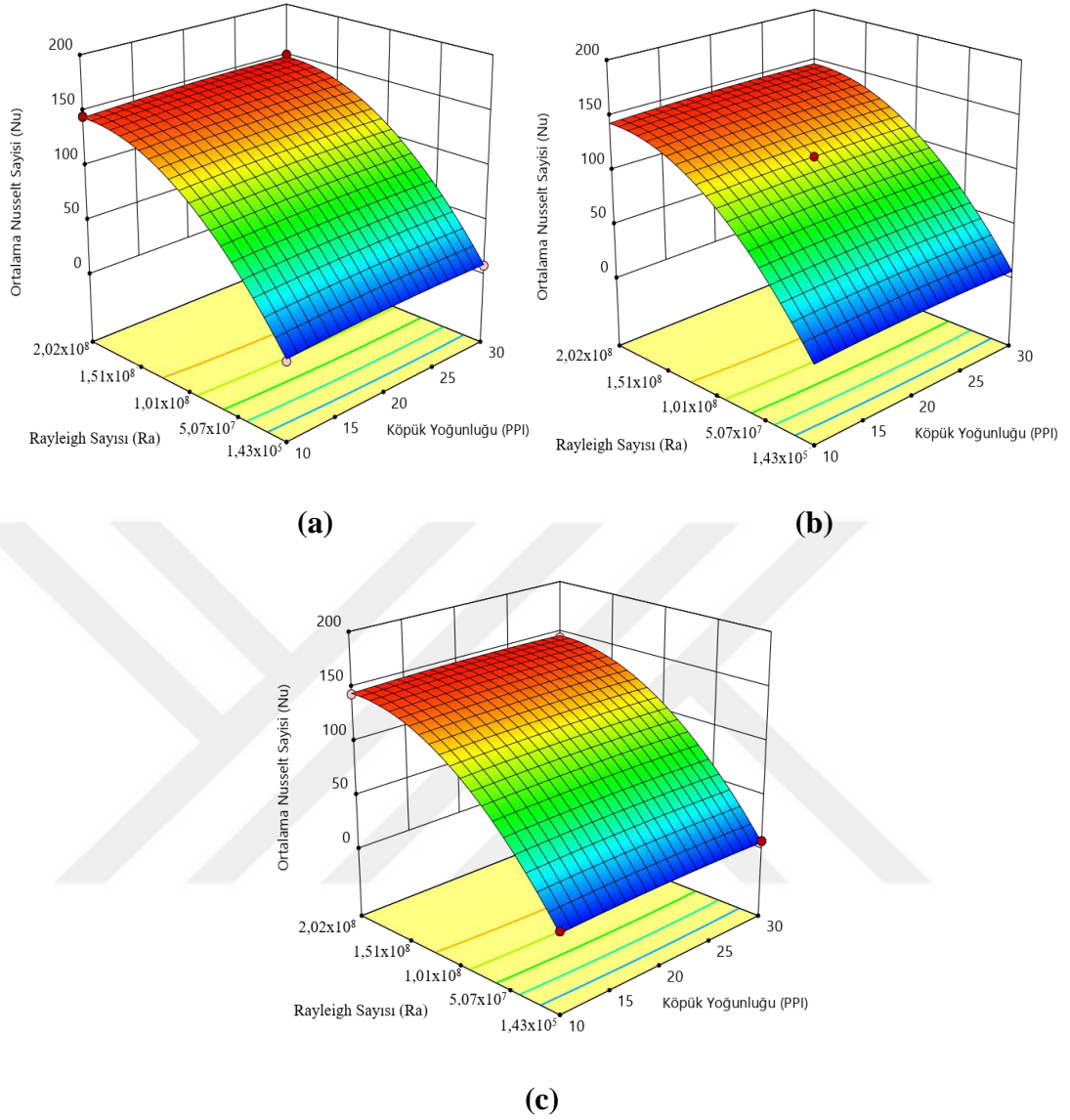
Şekil 5.13. Farklı köpük yoğunlukları için ortalama Nusselt sayısının Rayleigh sayısı ve görünüş oranına göre değişimi: (a) 10 ppi (b) 20 ppi (c) 30 ppi ($H_f=20$ mm)

Şekil 5.13’de $H_f=20$ mm için farklı köpük yoğunluklarına göre ortalama Nusselt sayısının, Rayleigh sayısı ve görünüş oranına göre değişimi verilmiştir. Şekil 5.8’de köpük yoğunluğunun artması ile ortalama Nusselt sayısının azaldığı belirlenmiştir. Benzer durum $H_f=20$ mm köpük yüksekliğinde de görülmektedir. Artan köpük yoğunluğuna bağlı olarak ortalama Nusselt sayısı azalmaktadır. Bunun yanında üçgen görünüşten geniş yamuk görünüşe gittikçe ortalama Nusselt sayısının arttığı sonucuna ulaşılmaktadır (Şekil 5.13). Benzer durum Şekil 5.10’da da elde edilmiştir.



Şekil 5.14. Farklı görünüş oranlarına göre ortalama Nusselt sayısının Rayleigh sayısına ve köpük yoğunluğuna göre değişimi: (a) $a/b=0$ (b) $a/b=0,33$ (c) $a/b=0,66$ ($H_f=20$ mm)

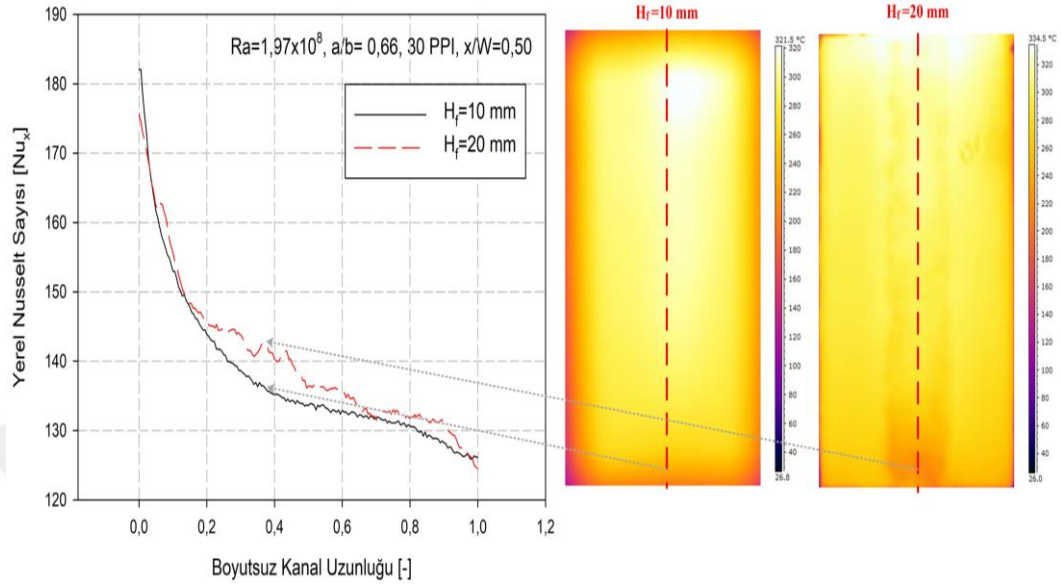
Köpük yüksekliğinin maksimum ($H_f=20$ mm) olması durumunda ortalama Nusselt sayısının Rayleigh sayısına ve köpük yoğunluğuna göre değişimi Şekil 5.14’de verilmiştir. Görünüş oranının $a/b=0$ ’dan $a/b=0,66$ ’ya doğru arttıkça ısı transferinin de arttığı görülmektedir. Bu artış miktarı düşük bir etki değerine sahiptir. Ayrıca köpük yoğunluğunun artması ile ortalama Nusselt sayısı azalmaktadır (Şekil 14(a)). Burada bu etkinin $a/b=0$ ’dan $a/b=0,66$ görünüş oranına doğru gidildikçe değişimin azaldığı gözlenmektedir.



Şekil 5.15. Farklı H_f değerlerine göre ortalama Nusselt sayısının Rayleigh sayısı ve görünüş yoğunluğuna göre değişimi: (a) $H_f = 10$ mm (b) $H_f = 15$ mm (c) $H_f = 20$ mm ($a/b = 0,66$)

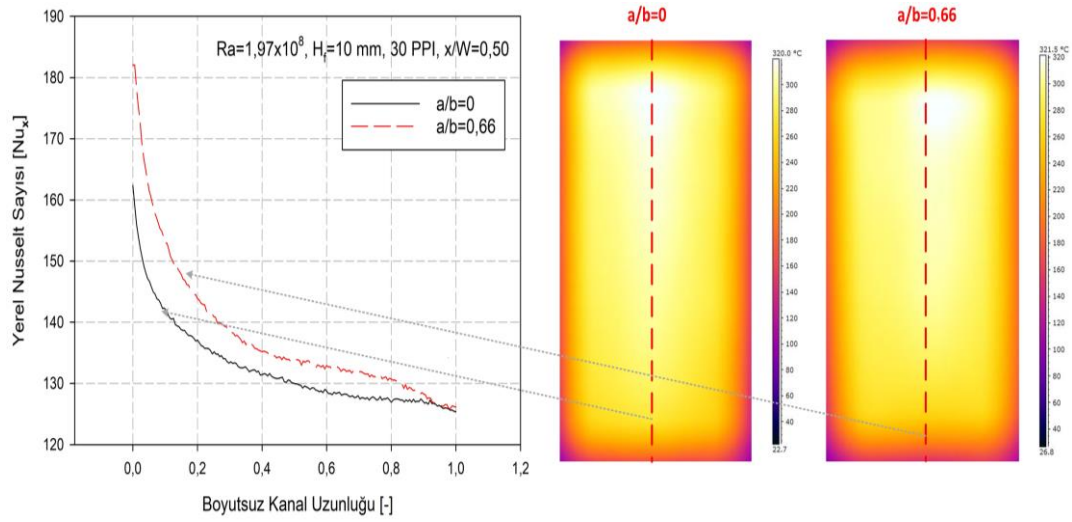
Şekil 5.15’de farklı köpük yükseklikleri için ortalama Nusselt sayısının, Rayleigh sayısı ve görünüş yoğunluğuna göre değişimi verilmiştir. Köpük yüksekliğinin 10 mm’den 20 mm’ye artması durumunda ortalama Nusselt sayısında önemli bir değişim gözlenmemektedir. Burada H_f değerinin artması ile ısı transferindeki artışın önemsiz boyutta olduğu belirlenmiştir.

5.2.2. Yerel Nusselt sayısı



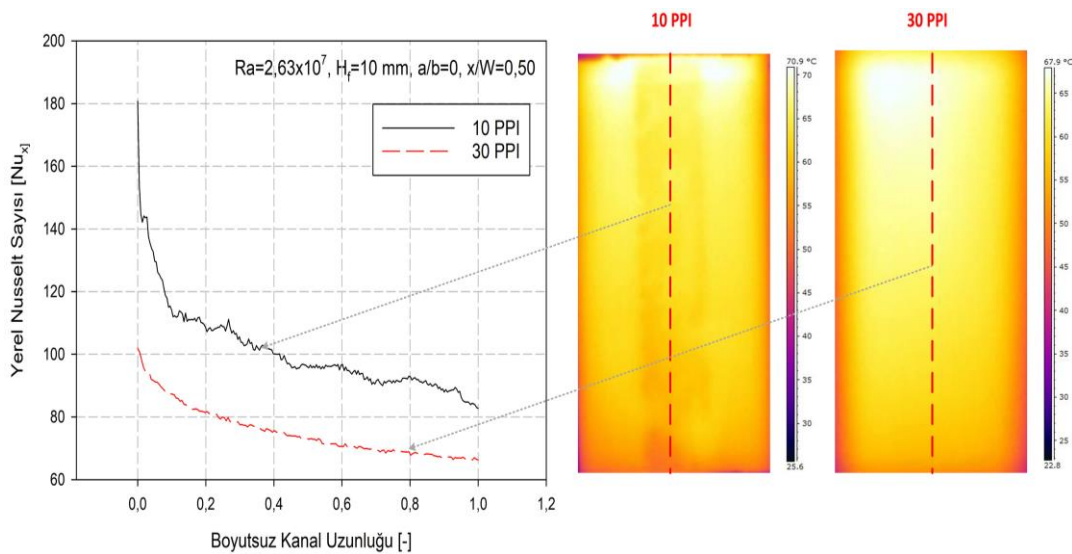
Şekil 5.16. Farklı köpük yükseklikleri için yerel Nusselt sayısının boyutsuz kanal uzunluğu üzerine değişimi

$Ra = 1,97 \times 10^8$, $a/b = 0,66$ ve 30 ppi, $x/W = 0,5$ değerleri için yerel taşınım katsayısının boyutsuz kanal uzunluğuna göre değişimi ve termal kamera görüntüleri ile birlikte Şekil 5.16'da verilmiştir. Kanal girişinden itibaren çıkışına doğru yüzey sıcaklıkları artmaktadır. Buna göre yüzey sıcaklık farkının artması ile birlikte yerel Nusselt sayısı azalmaktadır. Yükseklik değişimine göre değişim incelendiğinde $H_f = 20$ mm köpük yüksekliğinin $H_f = 10$ mm köpük yüksekliğine göre yerel Nusselt değerinden önemsiz oranda fazla olduğu gözlemlenmektedir. Bilindiği üzere kanatçık boyunun artması ısı transferini artırıcı yönde etki sağlamaktadır. Bu duruma göre bir miktar ısı transferini artırmaktadır. Deneysel çalışmada ayrıca görünüş oranı ve gözenek yoğunluğu durumları için de yerel Nusselt sayısı değişimleri incelenmiştir.



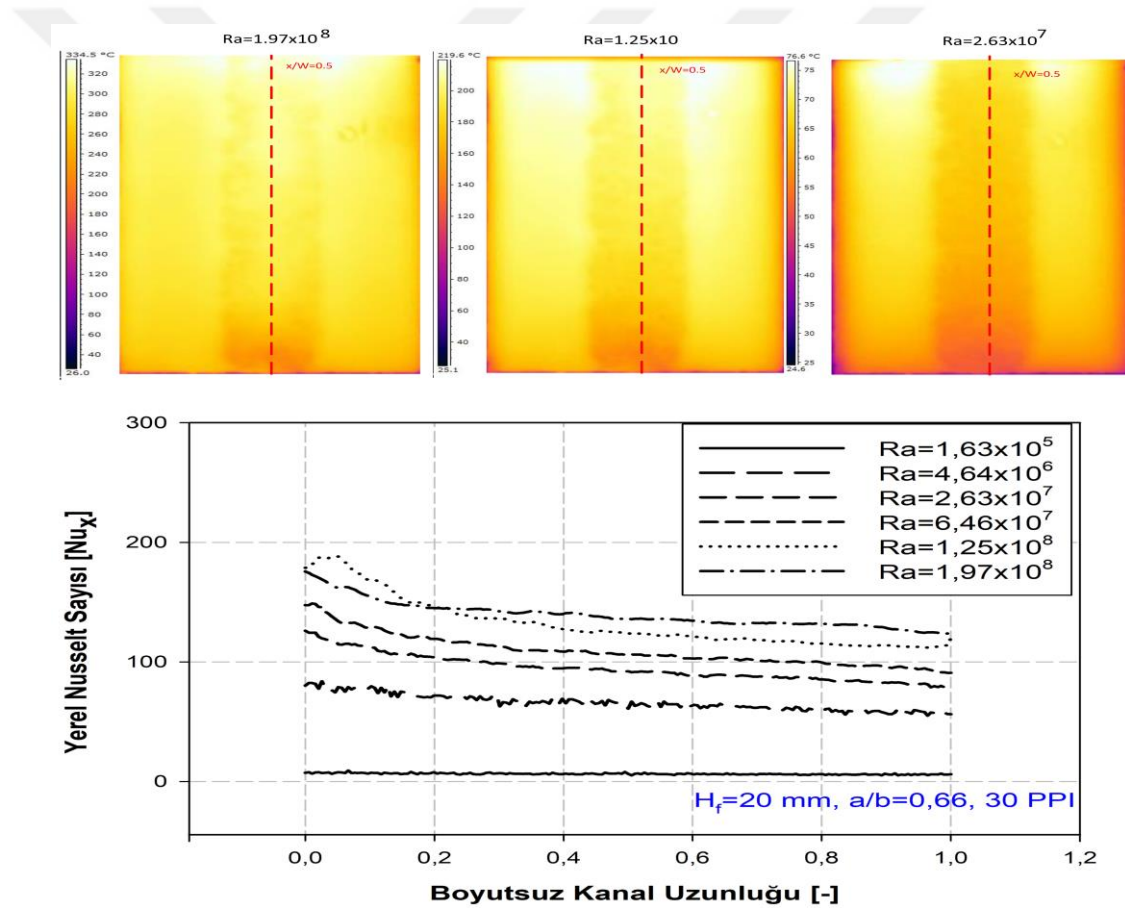
Şekil 5.17. Farklı a/b oranları için yerel Nusselt sayısının boyutsuz kanal uzunluğu üzerine değişimi

Şekil 5.17’de $Ra=1,98 \times 10^8$, $H_f=10$ mm ve 30 ppi değerleri için yerel Nusselt sayısının görünüş oranına göre değişimi verilmektedir. Her iki kanal içinde yerel Nusselt sayısı, kanal ısıtma yüzeyinin ortası için hesaplanmıştır. Görüldüğü gibi a/b oranının artmasıyla kanal girişinde yerel Nusselt sayısı yaklaşık %15 daha fazladır. Kanal boyunca bu fark azalmakta ve kanal çıkışında yaklaşık eşit olmaktadır. a/b oranının artmasıyla kanal içerisinde ısıtma yüzey alanı artmakta bunun sonucu olarak ısı transferinde bir artış meydana gelmektedir.



Şekil 5.18. Farklı köpük yoğunlukları için yerel Nusselt sayısının boyutsuz kanal uzunluğu üzerine değişimi

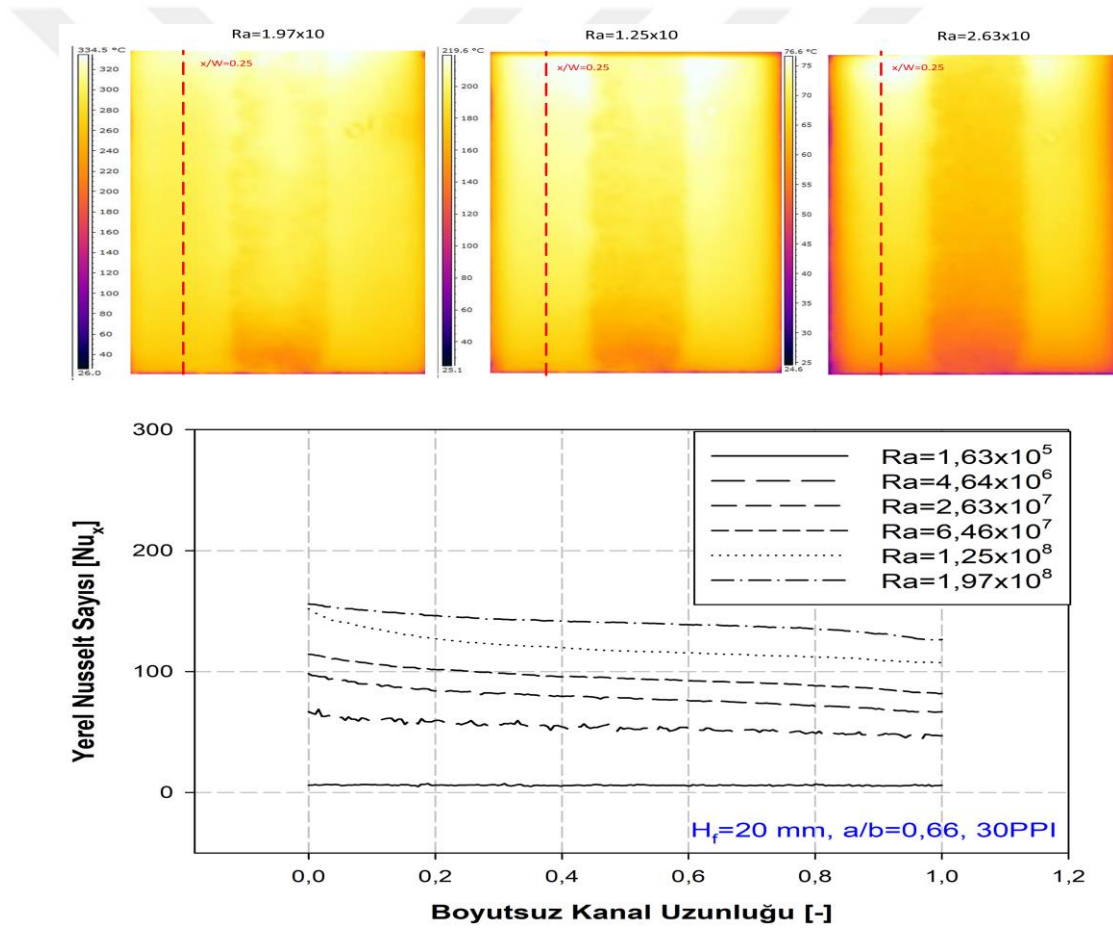
Görünüş oranının 0 değeri, $Ra=2,06 \times 10^7$ için gözenek yoğunluğunun yerel Nusselt sayısı üzerindeki etkisi Şekil 5.18'de görülmektedir. Kanal girişinde gözenek yoğunluğunun 30 ppi olması durumunda yerel Nusselt sayısı yaklaşık 100 olmaktadır. Gözenek yoğunluğu 10 ppi olunca kanal girişinde yerel Nusselt sayısının yaklaşık %80 daha fazla olduğu görülmektedir. Kanal boyunca bu oran azalmakta ve yaklaşık %30 seviyelerinde ısı transfer farkı gözlenmektedir. Bu durum gözenek yoğunluğunun azalmasıyla gözenek çapının artmasının sonucu olarak kanal girişinde havanın metal köpük içerisine daha rahat girmesi ve metal köpük içerisinde daha rahat hareket etmesinin sonucu olarak değerlendirilmektedir.



Şekil 5.19. Farklı Rayleigh sayıları için yerel Nusselt sayısının boyutsuz kanal uzunluğu üzerine değişimi ($x/W=0,50$)

Bilindiği gibi ısı transferinde en önemli parametre akışkanın atalet kuvvetleridir. Akışkan hızının artmasına bağlı olarak birim zamanda geçen akışkan miktarı artmakta bu da ısı transferinde bir iyileşme ile sonuçlanmaktadır. Doğal taşınım

akışkan hareketi sıcaklık farkına bağlı olarak yoğunluk değişiminin sonucu olarak meydana gelmektedir. Rayleigh sayısı, kaldırma kuvvetlerinin bir ölçüsünü gösterdiğinden atalet kuvvetlerinin de göstergesidir. Sıcaklık farkının artmasıyla akışkan yoğunluk farkı artmakta bu durum Rayleigh sayısının artması ile sonuçlanmaktadır. Rayleigh sayısının artması transfer edilen ısıyı artırmaktadır. Bu durum Şekil 5.19'da açıkça görülmektedir. Burada dikkat edilmesi gereken diğer özellik ise Rayleigh sayısının küçük değerlerinde kanal uzunluğunun yerel Nusselt sayısı üzerindeki etkisi daha azdır. Rayleigh sayısı arttıkça kanal uzunluğunun yerel Nusselt sayısı üzerindeki etkisi artmaktadır.

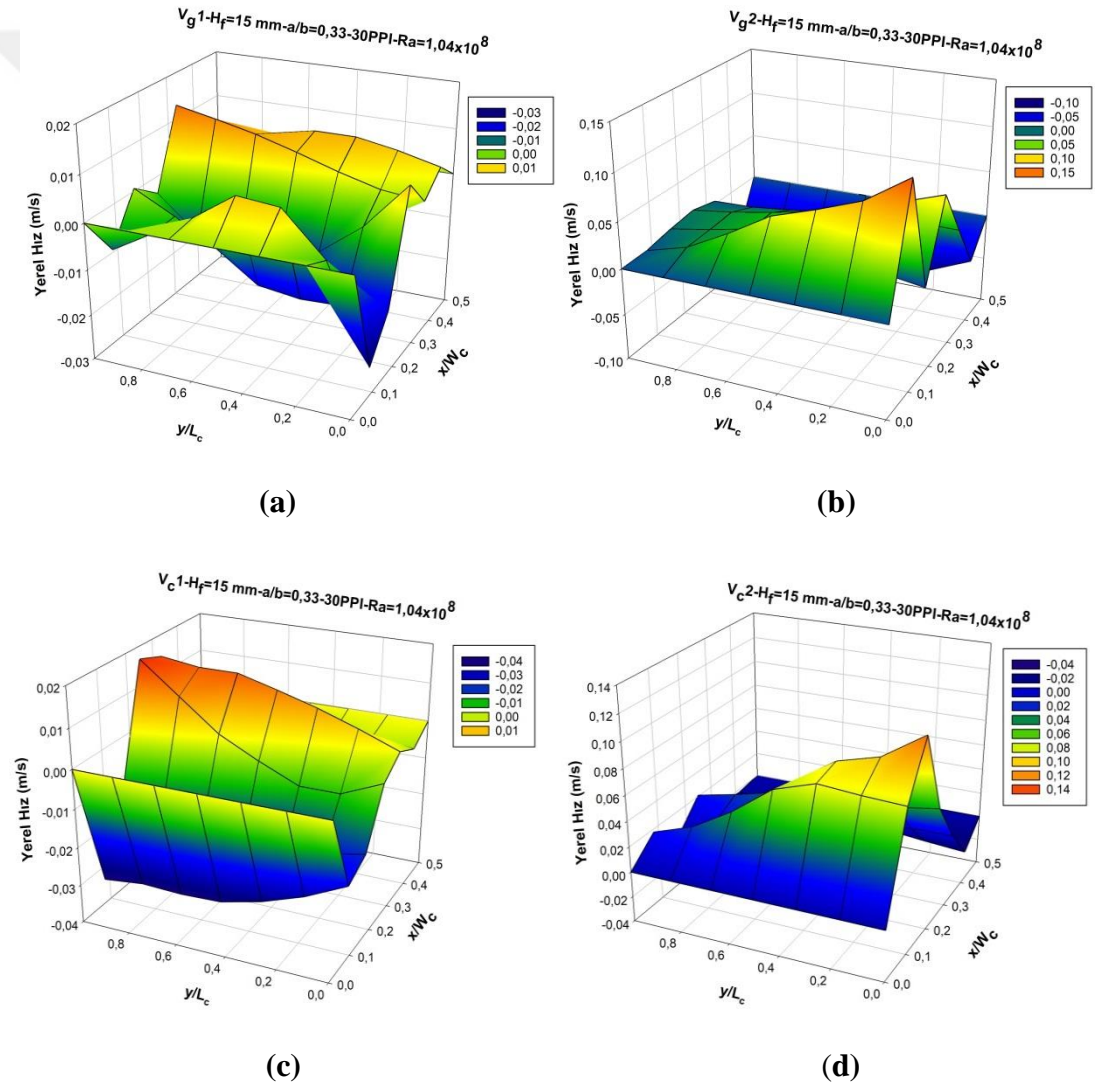


Şekil 5.20. Farklı Rayleigh sayıları için yerel Nusselt sayısının boyutsuz kanal uzunluğu üzerine değişimi ($x/W=0,25$)

Bu çalışma kapsamında gözenekli metal köpük malzeme 20 mm genişliğinde olacak şekilde kanal ısıtma yüzeyinin tam ortasına ve akışa paralel olacak şekilde yerleştirilmiştir. Metal köpük malzemenin kanatçık etkisinin yanında sınır tabakanın

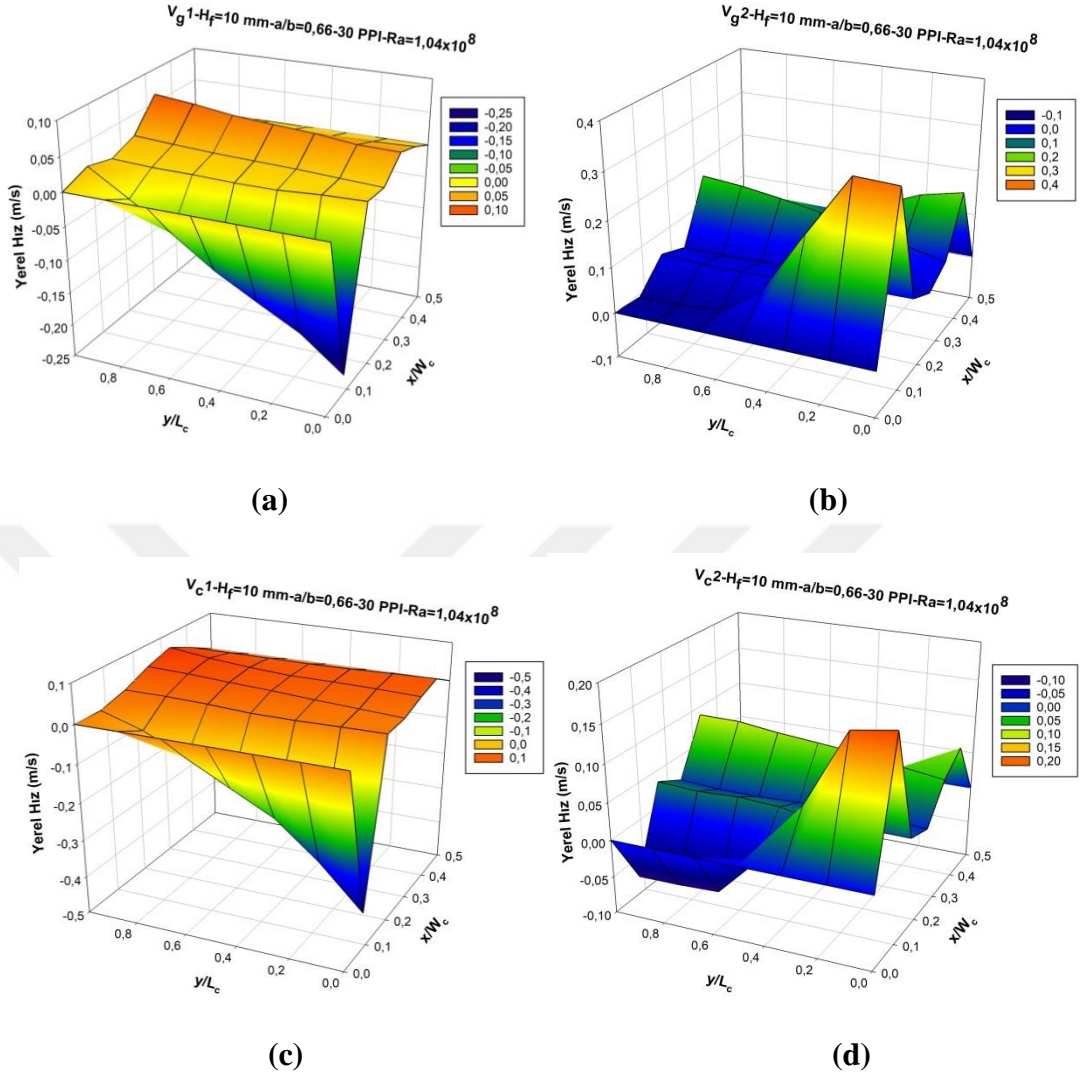
oluşumunu engelleyici direnç etkisinin de ısı transferi üzerinde olumlu etkisi olduğu bilinmektedir. Bununla birlikte ısıtma yüzeyinde akışkan hareketini engellemesinden dolayı çekilen ısının azalmasına da neden olmaktadır. $x/W=0,25$ noktasında metal köpük malzeme dışında yerel Nusselt sayısı değerleri göz önüne alındığında Rayleigh sayısı artmasıyla yerel Nusselt sayısının arttığı buna karşın metal köpük yerleştirilen eksene ($x/w=0$) göre nispeten azaldığı görülmektedir (Şekil 5.20).

5.2.3. Hız dağılımlarının deneysel incelenmesi



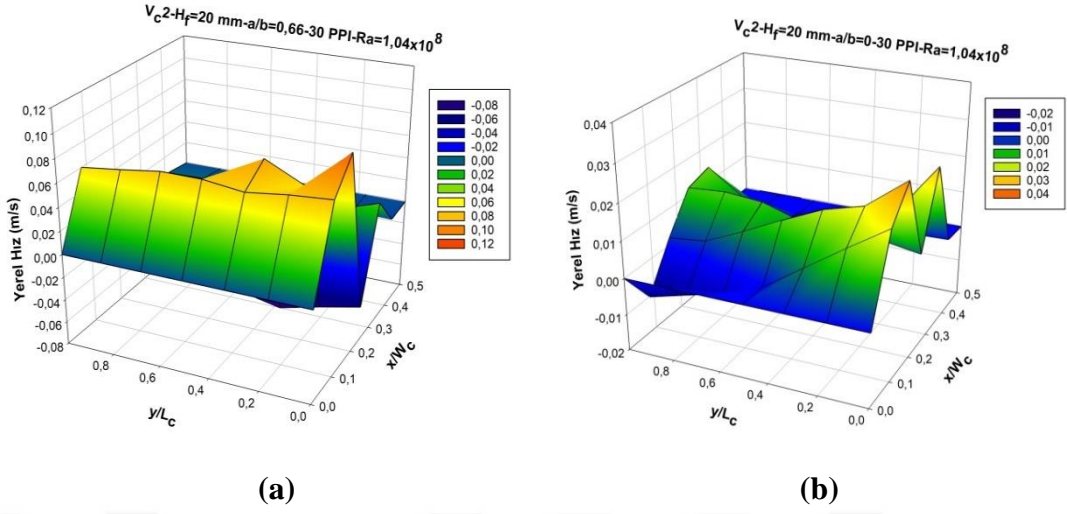
Şekil 5.21. Üçgen yapıdaki köpük yapının (a) köpük önü, (b) köpük girişi, (c) köpük çıkışı ve (d) köpük arkası için üç boyutlu hız dağılımları ($H_f=15 \text{ mm}$, $a/b=0,33$, 30 ppi ve $Ra=1,04 \times 10^8$)

Şekil 5.21’de görünüş oranı $a/b=0,33$; köpük yoğunluğu 30 ppi ve köpük yüksekliği $H_f=15$ mm için üç boyutlu hız dağılımı verilmiştir. Hız dağılımına göre 4 farklı bölgeden hız değerleri elde edilmiştir. x/W_c 0,4-0,5 aralığında, V_{g2} (köpük girişi) ve V_{c1} (köpük çıkışı) hızlarının ölçüldüğü kısımda köpükler bulunmaktadır. Bu noktalarda hız değerleri yaklaşık sıfır (0) olarak ölçülmüştür. Isıtma yüzeyi x/W_c doğrultusunda paralel $y/L_c=0$ noktasındadır. Dolayısıyla V_{g1} giriş hızında kanalda akış hızının hızlandığı ve $y/L_c=1$ kısmına kadar hız değerlerinin soğuk yüzeye doğru azaldığı gözlemlenmektedir. Kanal çıkışına doğru köpük yüzeyine yakın tarafta hız artmakta kanal duvarına doğru azalmaktadır. Bu noktada vorteks oluşumlar gözlemlenmektedir. Bunu sebebi kanalın giriş bölümünde kanalın daralması ile birlikte köpük girişinden kopan akışkan vorteks oluşturmaktadır. Kanal çıkışının üst kısmında kanalın daralması ile birlikte akışkan hızlanmaktadır. Yine kanal girişindeki gibi ısıtma yüzeyine yakın olan bölgedeki hız uzak olan bölgeye göre daha fazladır. Buna göre ısıtma yüzeyinde hız 0,10 m/s’ye ulaşırken soğuk yüzeyde bu hız yaklaşık olarak 0,02 m/s’dir.



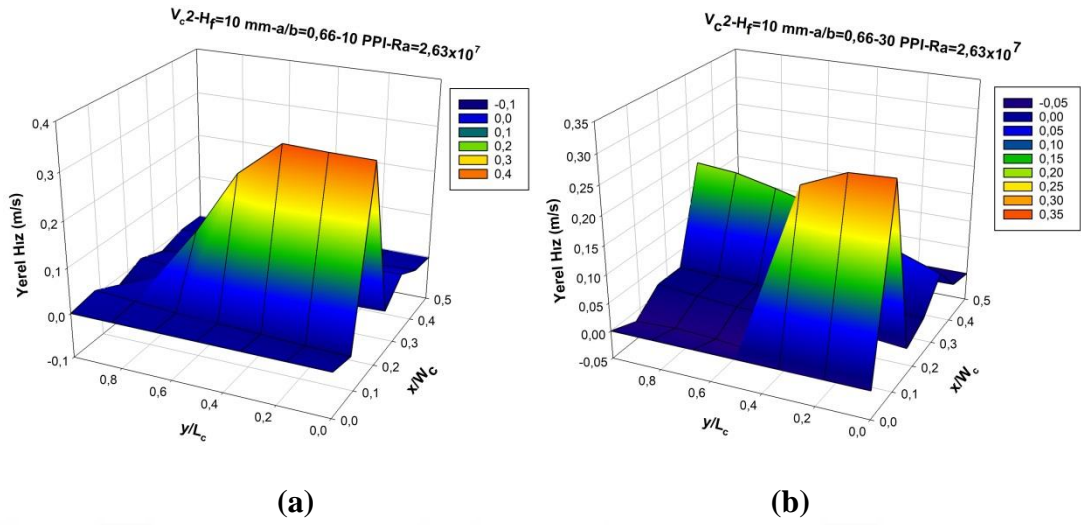
Şekil 5.22. Yamuk yapıdaki köpük yapının (a) köpük önü, (b) köpük girişi, (c) köpük çıkışı ve (d) köpük arkası için üç boyutlu hız dağılımları ($H_f=10 \text{ mm}$, $a/b=0,66$, 30 ppi ve $Ra=1,04 \times 10^8$)

Şekil 5.22’de yamuk yapıdaki köpük yapının köpük önü, köpük girişi, köpük çıkışı ve köpük arkası için üç boyutlu hız dağılımları ($H_f=10 \text{ mm}$, $a/b=0,66$, 30 ppi ve $Ra=1,04 \times 10^8$) verilmiştir. Şekil 5.21’de oluşan hız dağılımına benzer karakteristik Şekil 5.22’de de görülmektedir. Kanal ön girişinde köpük girişinin başlangıcında vorteks oluşumları meydana gelmektedir. Aynı şekilde kanalın köpük ile daralması hızın dar kesitte hızlanmasına yol açmaktadır. Buna göre kanal çıkışına doğru hızın köpük tarafına doğru arttığı kanal yüzeyine doğru azaldığı gözlemlenmektedir.



Şekil 5.23. Farklı a/b oranları için çıkışta meydana gelen üç boyutlu yerel hız dağılımı: (a) $a/b=0$ (b) $a/b=0,66$ ($Ra=1,04 \times 10^8$, $H_f=20$ mm)

Şekil 5.23'te görünüş oranları $a/b=0$ ve $a/b=0,66$ durumları için çıkış bölgesinde meydana gelen hız dağılımları verilmiştir. Kanal ısıtma bölgesine doğru akışkan hızının arttığı gözlemlenmektedir. Görünüş oranı arttıkça kanalda oluşan maksimum hız dağılımının kanal yan yüzeyine doğru yönlendiği gözlemlenmektedir. Bu da bu noktada meydana gelen taşınım miktarının daha fazla olduğunu köpük tarafına doğru ise ölü bölgelerin meydana geldiğini göstermektedir. Köpük tarafının bulunduğu yüzeyde akışkan hızının sıfıra yakın olduğuna ulaşılmaktadır. Ayrıca köpük yakınında girişte meydana gelen kopmadan dolayı köpük yüzeyine doğru negatif hız bölgelerinin meydana geldiği ve vorteks oluşumuna sebep verdiği sonucuna ulaşılmaktadır.



Şekil 5.24. Farklı köpük yoğunluğuna göre üç boyutlu yerel hız dağılımı: (a) 10 ppi (b) 30 ppi ($Ra=2,63 \times 10^7$, $a/b=0,66$)

Farklı köpük yoğunluğuna ait yerel hız değişimleri Şekil 5.24'te 10 ppi ve 30 ppi için değişimler görülmektedir. Kanal yan yüzeyine doğru bu grafikler içinde benzer sonuçlar elde edilmiştir. 10 ppi ortamın hız dağılımı 30 ppi ortama göre daha düşük olduğu gözlemlenmektedir.

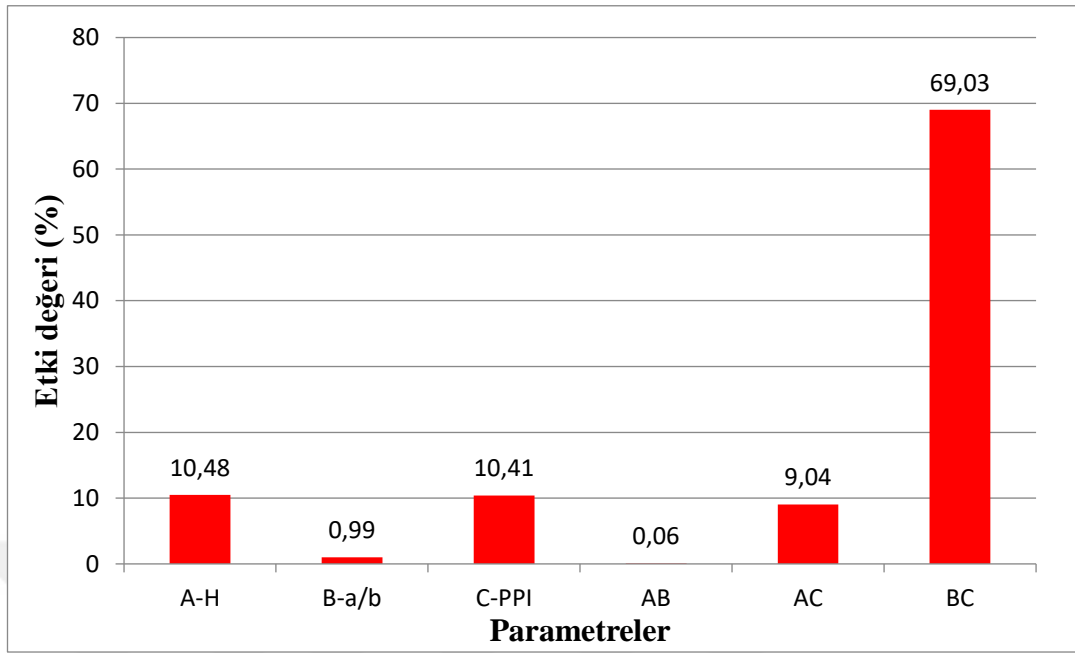
5.2.4. Anova testi

Bağımsız değişkenlerin birbirleri ile etkileşim ölçülerini ve bunun sonucunda bağımlı değişkenlere etkilerini analiz etmek için Anova testi yapılmaktadır. Anova testi ile F istatistiğini sonucu elde edilir. F istatistiği, verilerin sistematik varyanslarını sistematik olmayan varyanslarıyla kıyaslar. Anova verilerin tutarlılığını belirler.

Çizelge 5.2. Anova Testi

Kaynak	Kareler Toplamı	Df	Kareler Ortalaması	F-değeri	p-değeri	
Model	85647,02	14	6117,64	1622,35	< 0,0001	Önemli
A-H	6,83	1	6,83	1,81	0,1984	
B-a/b	0,6439	1	0,6439	0,1708	0,6853	
C-ppi	6,78	1	6,78	1,80	0,2001	
D-Ra	74330,57	1	74330,57	19711,84	< 0,0001	
AB	0,0359	1	0,0359	0,0095	0,9235	
AC	5,89	1	5,89	1,56	0,2306	
AD	1,20	1	1,20	0,3175	0,5815	
BC	44,97	1	44,97	11,93	0,0035	
BD	44,52	1	44,52	11,81	0,0037	
CD	1,77	1	1,77	0,4683	0,5042	
A ²	0,6847	1	0,6847	0,1816	0,6761	
B ²	1,90	1	1,90	0,5042	0,4886	
C ²	3,04	1	3,04	0,8057	0,3836	
D ²	367,53	1	367,53	97,47	< 0,0001	
Kalıntı değeri	56,56	15	3,77			
Uyumsuzluk	56,56	6	9,43			
Hata	0,0000	9	0,0000			
Toplam	85703,58	29				

Şekil 5.25'te Anova analizine bağlı olarak her bir bağımsız değişkenin bağımlı değişken ortalama Nusselt sayısı üzerindeki değişimi verilmektedir. Görüldüğü gibi Rayleigh sayısı dışında bireysel olarak ortalama Nusselt sayısı üzerindeki en önemli parametreler metal köpük yüksekliği ve gözenek yoğunluğudur. Bununla birlikte bağımsız değişkenlerin etkileşimi sonucu ısı transferindeki artış değeri önemli oranda değişmektedir. Şöyle ki, görünüş oranının ortalama Nusselt sayısı üzerindeki etkisi oldukça düşük olmasına karşın görünüş oranı (a/b) ile gözenek yoğunluğunun etkileşimi sonucunda Nusselt sayısının yaklaşık %70 olarak arttığı gözlenmektedir.



Şekil 5.25. Rayleigh sayısı dışındaki parametrelerin ortalama Nusselt sayısı üzerindeki etkisi

6. SONUÇLAR

Bu çalışmada 10, 20, 30 ppi gözenek yoğunluğuna sahip bakır köpük malzemeler üçgen ve yamuk olacak şekilde akış kanalına yerleştirilerek Rayleigh sayısının 1×10^5 ile 2×10^8 değerleri arasında ve laminer akış şartlarında doğal taşınım ile ısı transferi incelenmiştir. Metal köpük malzemelerin yüksekliği (H_f) 10 mm, 15 mm, 20 mm olacak şekilde ve akış doğrultusuna paralel yerleştirilmiştir. Elde edilen değerler aşağıda özetlenmiştir.

- Rayleigh sayısının artmasına bağlı olarak yerel ve dolayısıyla ortalama Nusselt sayısı artmaktadır. Doğal taşınım ile ısı transferi üzerindeki en etkin parametrenin Rayleigh sayısı olduğu belirlenmiştir.
- Gözenek yoğunluğu arttıkça akışkanın gözenekli yapı içerisindeki hızı azalmaktadır. Bu durum ısı transferinde nispeten bir azalma ile sonuçlanmaktadır. Buna karşın gözenekli yapının kanatçık etkisine bağlı olarak gözeneksiz yapıya göre ısı transferini daima arttırmaktadır.
- Görünüş oranı arttıkça metal gözenekli yapının kanal içerisindeki ısıtma yüzey alanı artmakta buna bağlı olarak ortalama Nusselt sayısı artmaktadır.
- Metal köpük malzeme yüksekliği (H_f) arttıkça ısı transferi arttığı gözlenmektedir. Yüksekliğin artması ısı transfer yüzey alanının artmasına neden olmasından dolayı ısı transferinde de bir artışla sonuçlanmaktadır.
- Akış kanalı içerisinde sıcak yüzeye yakın bölgelerde sıcaklık farkına bağlı olarak hava yukarı doğru yönelmekte ve hızlanmaktadır. Isıtma yüzeyinden uzaklaştıkça havanın ortalama hızı azalmakta ve belirli bir mesafe sonra aşağı doğru yönelmektedir. Bu nedenle ısıtma yüzeyine göre kanal yüksekliğinin belirli bir mesafeden sonra ısı transferi üzerinde olumsuz etkiye sahip olduğu görülmektedir.
- Etki oranlarına göre Rayleigh sayısının ortalama Nusselt sayısı üzerinde en büyük etkiye sahip olduğu bunu metal köpük yüksekliği ve gözenek yoğunluğu takip ettiği belirlenmiştir.

KAYNAKLAR

- Abdelatifefa, M. A. ve Omara, M. A., 2019. Free convection experimental study inside square tube with inner roughened surface at various inclination angles. *International Journal of Thermal Sciences* 144, 14-21.
- Akbal, S. ve Baytaş, A.C., 2010. Gözenekli ortamda ikili geçirgen yapının doğal taşınım ile ısı ve kütle geçişine etkisi. *İtü Dergisi/d mühendislik*, 9(4), 3-14.
- Ampofo, F. ve Karayiannis, T.G., 2003. Experimental benchmark data for turbulent natural convection in an air filled square cavity. *Int. J.of Heat and Mass Transfer*, 46, 3551-3572.
- Aydin, O. ve Yang, W.J., 2000. Natural Convection in Enclosures with Localized Heating from Below and Symmetrical Cooling from Sides. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, 10, 5, 518-529.
- Başpınar, M.S. ve Yurtçu Ş. 2011. Metalik köpük malzemelerin mekanik özelliklerini belirlemede kullanılan matematiksel modeller. *Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi*, 8(1), 69-78.
- Baytaş, A.C. ve Pop, I., 2002. Free Convection in a Square Porous Cavity Using a Thermal Nonequilibrium Model. *International Journal of Thermal Sciences*, 41, 861-870.
- Baytaş, A.C., 2006. Gözenekli ortamlarda taşınım olayı. *İtü Dergisi Fen Bilimleri*, 4(1), 3-13.
- Bergman, T.K., Lavine A.S., Incropera, F.P, and Dewitt, D.P, 2011. *Fundamentals of heat and mass transfer*. 7th ed., John Wiley and Sons, New Jersey, USA. 594-597.
- Bhowmik, H. ve Tou, K.W. 2005. Experimental study of transient natural convection heat transfer from simulated elektronik chip. *Experimental Thermal and Fluid Science* 29, 485–492.
- Cengel, Y.A., 2003. *Heat Transfer: A Practical Approac*. 2nd ed., McGraw-Hill, New York, USA.
- Chen, K.S., Ku, A.C. and Chou, C.H., 1990. Investigation of natural convection in partially divided rectangular enclosures both with and without an opening in the partition plate: Measurement results. *Journal of Heat Transfer*, 112, 648-652.

- Chu, H.H.S., Churchill, S.W. ve Patterson, C.V.S., 1976. The Effect of Heater Size, Location, Aspect Ratio, and Boundary Conditions on Two-Dimensional, Laminar, Natural Convection in Rectangular Channels. *Journal of Heat Transfer*, 194-201.
- Corvaro, F. and Paroncini, M., 2009. An experimental study of natural convection in a differentially heated cavity through a 2D-PIV system. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52, 355-365.
- Da Silva, A.K., Lorente, S. ve Bejan, A., 2004. Optimal Distribution of Discrete Heat Sources on a Wall with Natural Convection. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47, 203-214.
- Dalal, A. ve Das, M.K., 2006. Natural Convection in a Rectangular Cavity Heated from Below and Uniformly Cooled from the Top and both Sides. *Numerical Heat Transfer, Part A*, 49, 301-322.
- Darcy, H.P.G., 1856. *Les fontaines publiques de la ville de Dijon*. Victor Delmont, Paris.
- Das, S. ve Morsi, Y., 2002. Natural Convection Inside Dome Shaped Enclosures. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, 12, 2, 126-141.
- Doğan, A., Atmaca, İ., ve Özbacı, O., 2015. Metal Köpük Malzemeler ve Yüzey Soğutmada Kullanımı. 12. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 8-11 Nisan, İzmir, 2641-2652.
- Doğan, A., Pırasacı, T., Gören A., 2013. İçerisinde Gözenekli Bloklar Bulunan Kanalda Karışık Konveksiyonla Isı Transferinin Sayısal Olarak İncelenmesi. *Mühendis ve Makine*, 54(638), 33-38.
- Dullien, F.A.L., 1992. *Porous Media, Fluid Transport and Pore Structure*. Academic Press, San Diego.
- Evin, D. ve Tanyıldızı, V., 2006. Tabanı Kısmi Olarak Isıtılan Yatay Bir Kanalda Akışa Dik Engellerin Isı Transferi Üzerine Etkileri. *Science and Eng., J of Fırat Univ.*, 18, 2, 249-255.
- Fills, P. ve Poulikakos, D., 1986. An Experimental Study of the Effect of Wall Temperature Nonuniformity on Natural Convection in an Enclosure Heated from the Side. *International Journal of Heat & Fluid Flow*, 7, 4, 258-265.
- Holtzman, G.A., Hill, R.W. ve Ball, K.S., 2000. Laminar Natural Convection in Isosceles Triangular Enclosures Heated from Below and Symmetrically Cooled from Above. *Journal of Heat Transfer*, 122, 485-491.

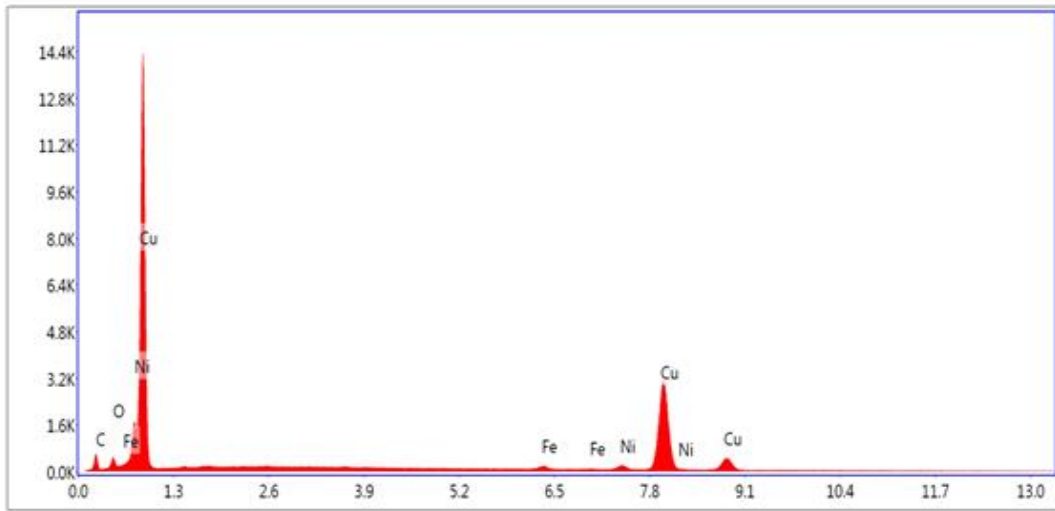
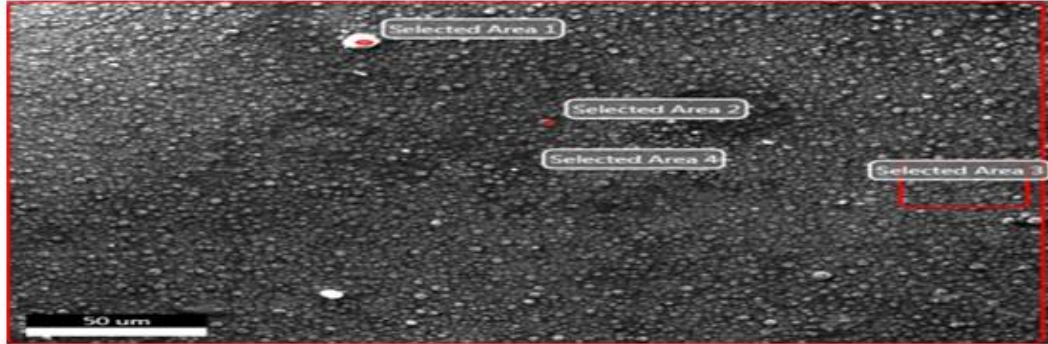
- Hong, J.T., Yamada, Y., Tien, C.L., 1987. Effects of non-Darcian and nonuniform porosity on vertical plate natural convection in porous media. *Journal of Heat Transfer* 109, 356-362.
- Jahnke, C.C., Subramanian, V. ve Valentine, D.T., 1998. On the Convection in an Enclosed Container with Unstable Side Wall Temperature Distributions. *International Journal of Heat Mass Transfer*, 41, 15, 2307-2320.
- Kaviany, M., 1995. *Principles of Heat Transfer in Porous Media*. Springer-Verlag, New York.
- Kazmierczak, M. ve Chinoda, Z., 1992. Buoyancy-Driven Flow in an Enclosure with Time Periodic Boundary Conditions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 35, 6, 1507-1518.
- Koca, A., Öztop, H.F. and Varol, Y., 2007. İçerisinde hem blok şeklinde hem de yatay pozisyonda elektronik ısıtıcılar bulunan üçgen kesitli oyukta doğal taşınımın ısı transferinin incelenmesi. ULIBTK'07 16. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 1, 480-486.
- Liaqat, A. ve Baytaş, A.C., 2001. Conjugate Natural Convection in a Square Enclosure Containing Volumetric Sources. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44, 3273-3280.
- May, H.-O., 1991. A Numerical Study on Natural Convection in an Inclined Square Enclosure Containing Internal Heat Sources. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 34, 4-5, 919-928.
- Misra, D. ve Sarkar, A., 1997. Finite Element Analysis of Conjugate Natural Convection in a Square Enclosure with a Conducting Vertical Wall. *Comput. Methods Appl. Engrg.*, 141, 205-219.
- Moukalled, F. and Acharya, S., 2001. Natural convection in a trapezoidal enclosure with offset baffles. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 15, 2, 212-218.
- Müftüoğlu, A. ve Bilgen, E., 2008. Natural Convection in an Open Square Cavity with Discrete Heaters at Their Optimized Positions. *International Journal of Thermal Sciences*, 47, 369-377.
- Nansteel, M.W. ve Greif, R., 1984. An Investigation of Natural Convection in Enclosures with Two- and Three-Dimensional Partitions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 27, 4, 561-571.
- Ozan, S., ve Katı, N., 2011. Metal köpükler. 6th International Advanced Technologies Symposium (IATS'11), May 16-18, Elazığ, Turkey, 317-320.

- Pop, I. ve Ingham D.B., 2001. Convective Heat Transfer: Mathematical and Computational Modelling of Viscous Fluids and Porous Media. Pergamon, Oxford.
- Ridouane, E.H., Campo, A. ve Hasnaoui, M., 2006. Turbulent Natural Convection in an Air-Filled Isosceles Triangular Enclosure. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 27, 476-489.
- Saeid, N.S. ve Yaacob, Y., 2006. Natural Convection in a Square Cavity with Spatial Side-Wall Temperature Variation. *Numerical Heat Transfer, Part A*, 49, 683-697.
- Sarris, I.E., Lekakis, I. ve Vlachos, N.S., 2002. Natural Convection in a 2D Enclosure with Sinusoidal Upper Wall Temperature. *Numerical Heat Transfer, Part A*, 42, 513-530.
- Shi, X. ve Khodadadi, J.M., 2003. Laminar Natural Convection Heat Transfer in a Differentially Heated Square Cavity Due to a Thin Fin on the Hot Wall. *Journal of Heat Transfer*, 125, 624-634.
- Valencia, A., ve Frederick, R.L., 1989. Heat Transfer in Square Cavities with Partially Active Vertical walls. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 32, 8, 1567-1574.
- Wu, W. and Ching, C.Y., 2010. Laminar natural convection in an air-filled square cavity with partitions on the top wall. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53, 1759-1772.
- Xia, Q., Yang, K.T. ve Mukutmoni, D., 1995. Effect of Imposed Wall Temperature Oscillations on the Stability of Natural Convection in a Square Enclosure. *Journal of Heat Transfer*, 117, 113-120.
- Yavuz, G., 2010. Metalik Köpük Malzemeler ve Uygulama Alanları. *Teknik Not, Taşıt Teknolojileri Dergisi*, 2(1), 49-58.
- Zhao, M., Cheng, L., 2010. Finite element analysis of flow control using porous media. *Ocean Engineering*, 37, 1357-136.

EKLER



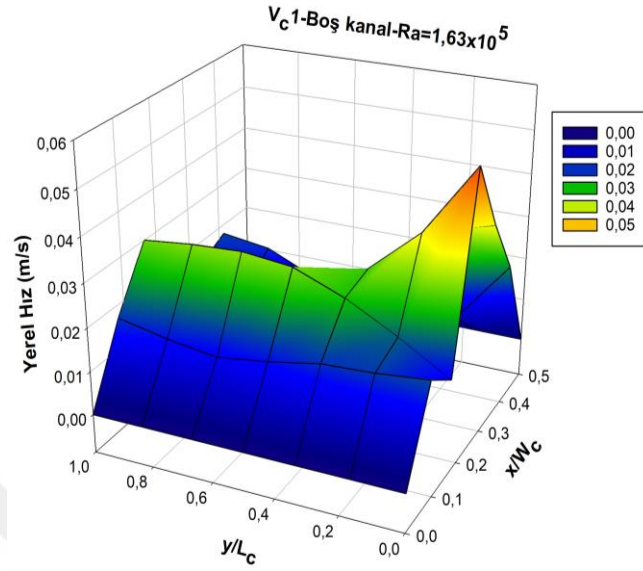
EK-1. Taramalı Elektron Mikroskobu (TEM) analiz sonucu



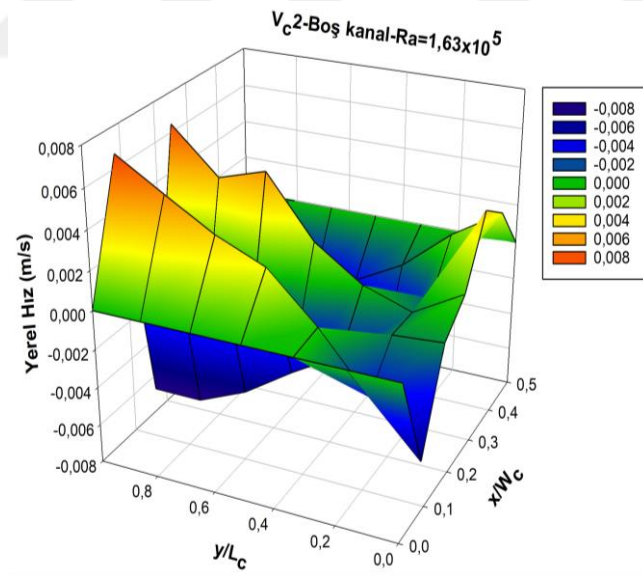
Element	Weight %	Atomic %	Net Int.	Error %	Kratio	Z	R	A	F
C K	15.66	46.13	287.00	10.60	0.04	1.27	0.85	0.2	1
O K	4.06	8.99	240.76	10.55	0.01	1.22	0.88	0.28	1
FeK	1.06	0.67	128.86	19.53	0.02	0.96	1.01	1	1.54
NiK	2.50	1.50	182.97	12.33	0.03	0.97	1.02	1	1.21
CuK	76.72	42.71	3,872.95	2.27	0.74	0.92	1.03	1	1.04

Şekil E1.1. Gözenekli metal köpük için Taramalı electron mikroskobu (TEM) analiz sonucu

EK-2. Deneysel verilere göre hız dağılımları

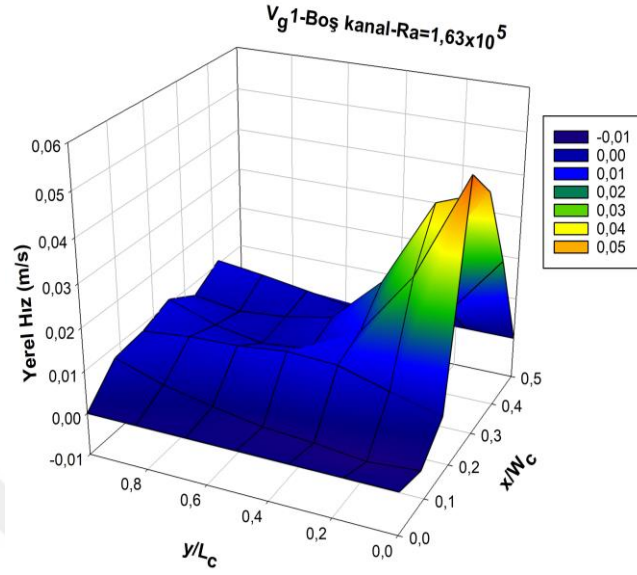


Şekil E2.1. Boş kanalda meydana gelen V_{c1} hızı için üç boyutlu yerel hız dağılımı ($Ra=1,63 \times 10^5$)

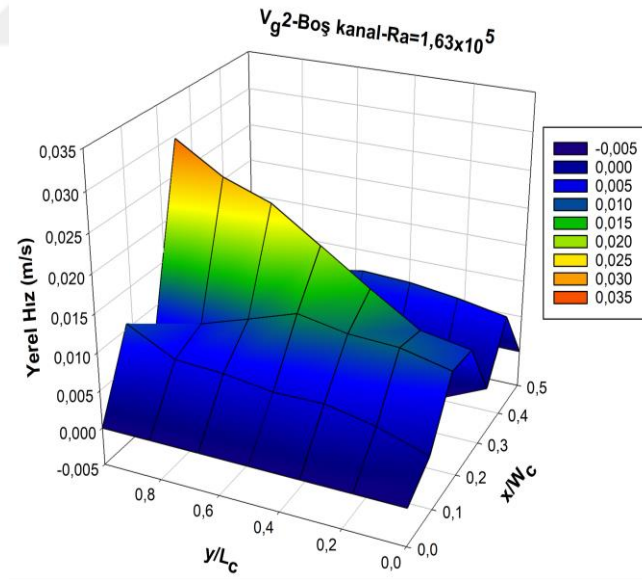


Şekil E2.2. Boş kanalda meydana gelen V_{c2} hızı için üç boyutlu yerel hız dağılımı ($Ra=1,63 \times 10^5$)

EK-2. (Devam) Deneysel verilere göre hız dağılımları

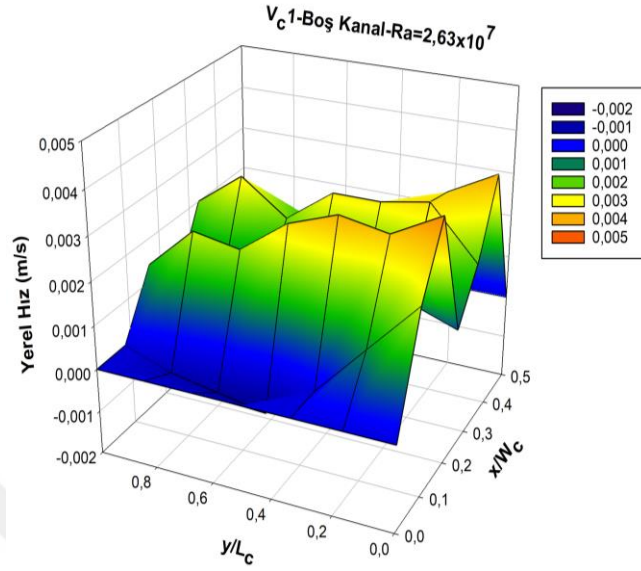


Şekil E2.3. Boş kanalda meydana gelen V_{g1} hızı için üç boyutlu yerel hız dağılımı ($Ra=1,63 \times 10^5$)

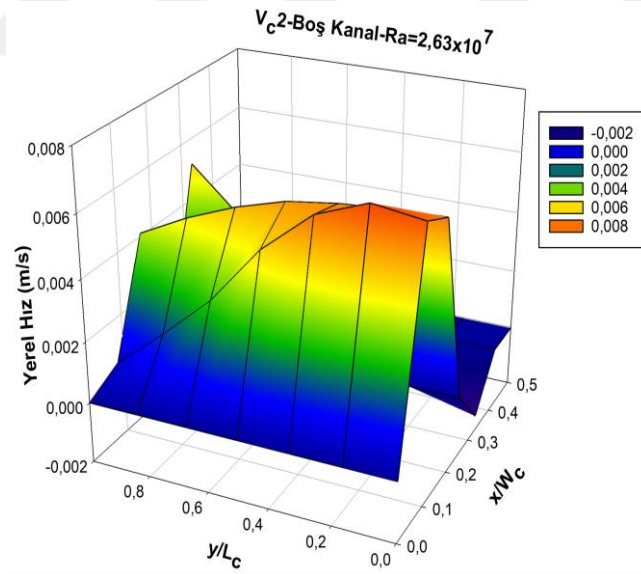


Şekil E2.4. Boş kanalda meydana gelen V_{g2} hızı için üç boyutlu yerel hız dağılımı ($Ra=1,63 \times 10^5$)

EK-2. (Devam) Deneysel verilere göre hız dağılımları

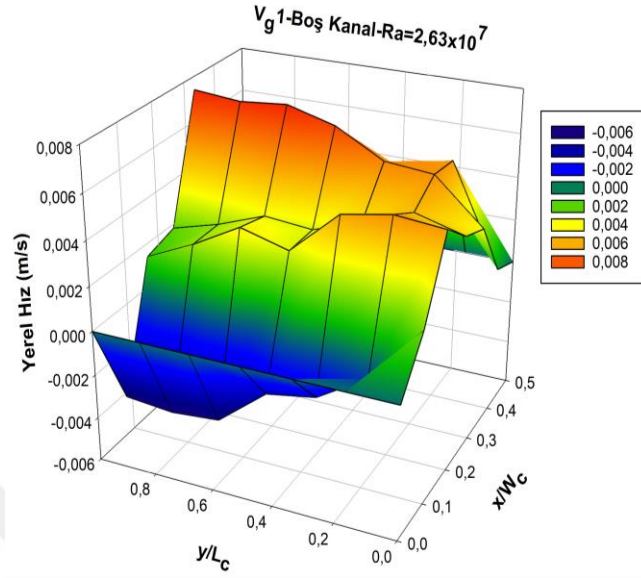


Şekil E2.5. Boş kanalda meydana gelen V_{c1} hızı için üç boyutlu yerel hız dağılımı ($Ra=2,63 \times 10^7$)

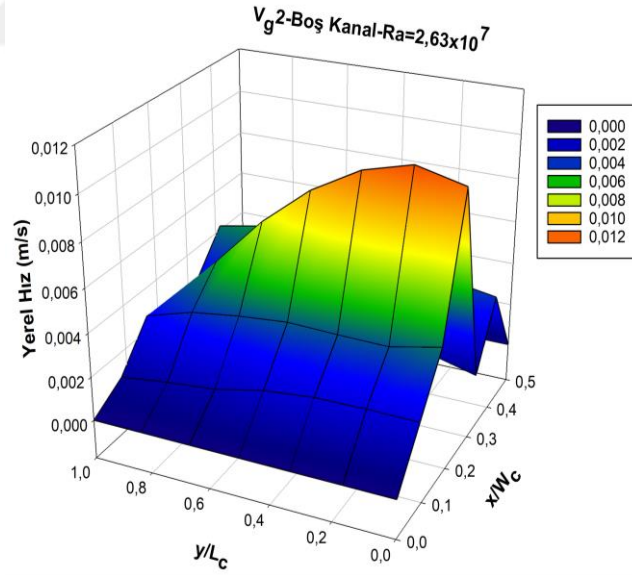


Şekil E2.6. Boş kanalda meydana gelen V_{c2} hızı için üç boyutlu yerel hız dağılımı ($Ra=2,63 \times 10^7$)

EK-2. (Devam) Deneysel verilere göre hız dağılımları

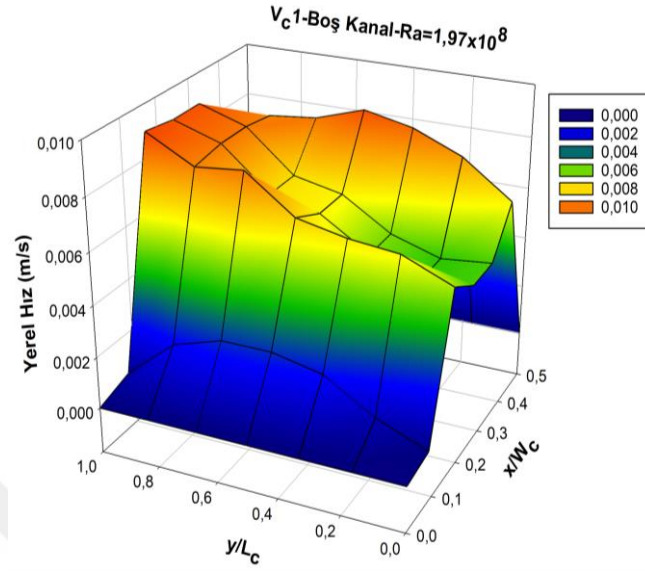


Şekil E2.7. Boş kanalda meydana gelen V_{g1} hızı için üç boyutlu yerel hız dağılımı (Ra=2,63x10⁷)

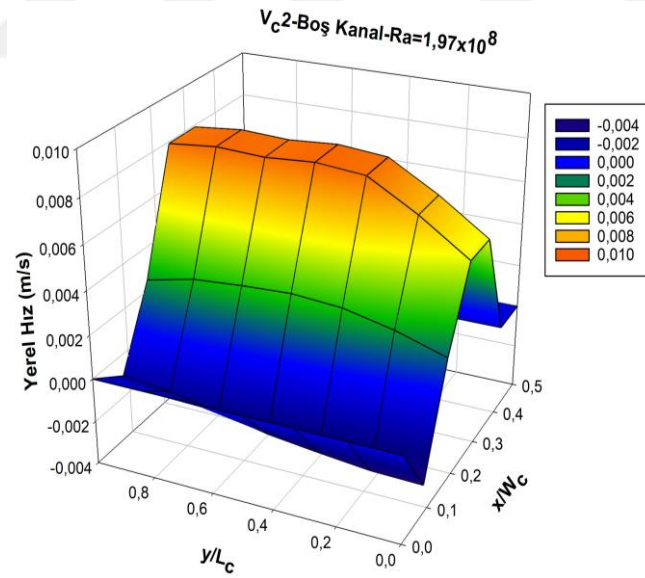


Şekil E2.8. Boş kanalda meydana gelen V_{g2} hızı için üç boyutlu yerel hız dağılımı (Ra=2,63x10⁷)

EK-2. (Devam) Deneysel verilere göre hız dağılımları

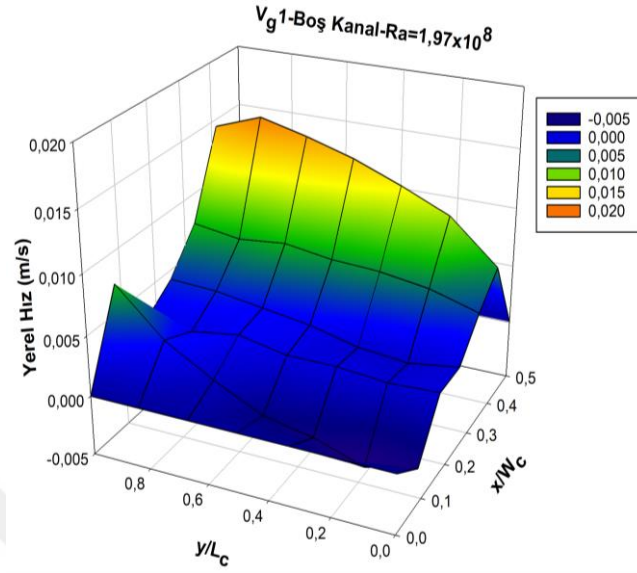


Şekil E2.9. Boş kanalda meydana gelen V_{c1} hızı için üç boyutlu yerel hız dağılımı ($Ra=1,97 \times 10^8$)

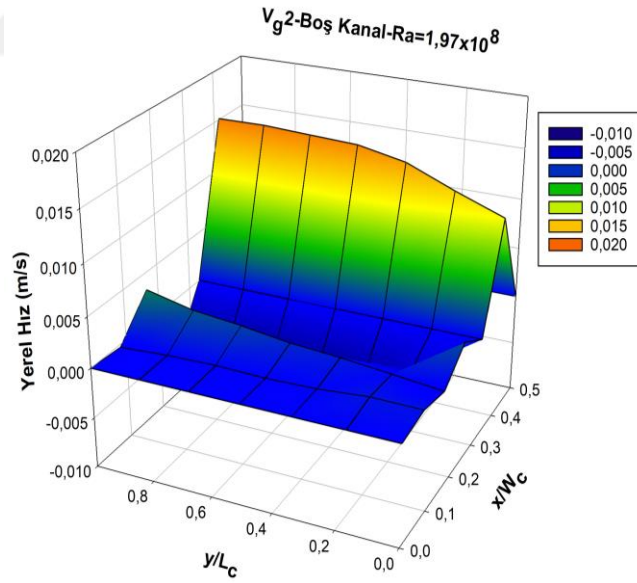


Şekil E2.10. Boş kanalda meydana gelen V_{c2} hızı için üç boyutlu yerel hız dağılımı ($Ra=1,97 \times 10^8$)

EK-2. (Devam) Deneysel verilere göre hız dağılımları

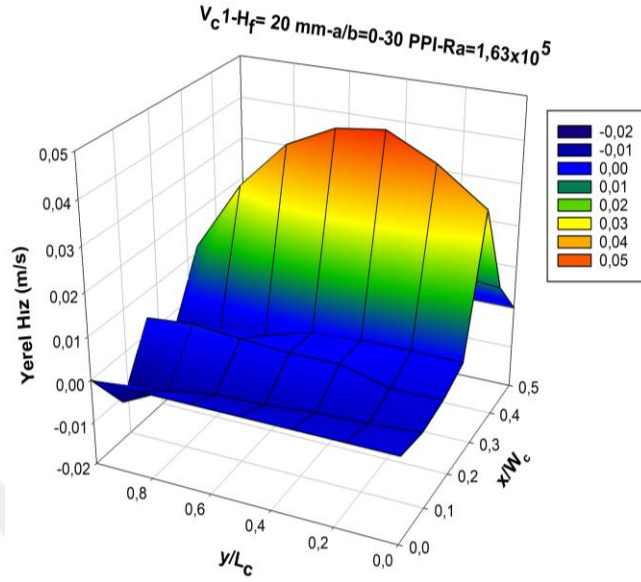


Şekil E2.11. Boş kanalda meydana gelen V_{g1} hızı için üç boyutlu yerel hız dağılımı (Ra=1,97x10⁸)

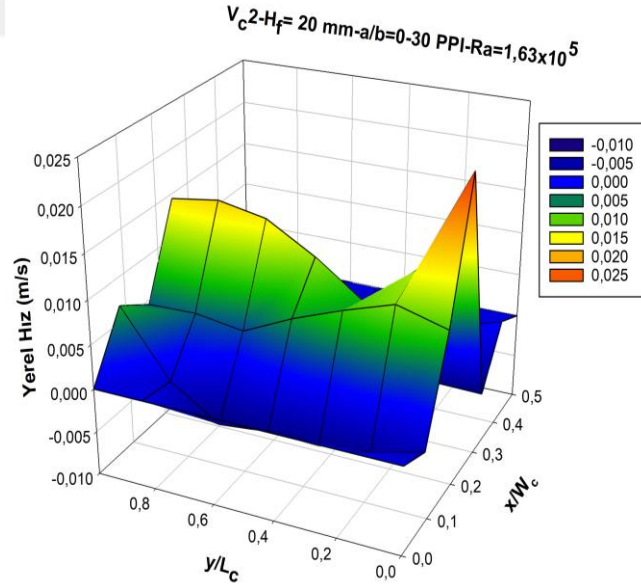


Şekil E2.12. Boş kanalda meydana gelen V_{g2} hızı için üç boyutlu yerel hız dağılımı (Ra=1,97x10⁸)

EK-2. (Devam) Deneysel verilere göre hız dağılımları

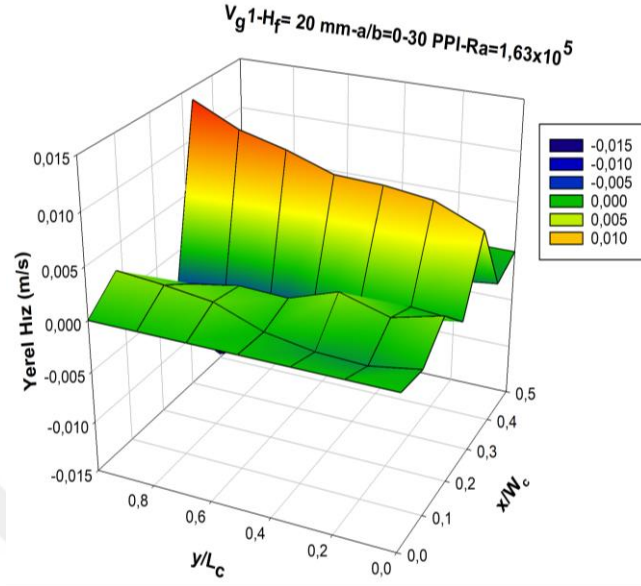


Şekil E2.13. $Ra=1,63\times 10^5$; $H_f=20\text{ mm}$; $a/b=0$; 30 ppi şartlarında meydana gelen V_{c1} hızı için üç boyutlu yerel hız dağılımı

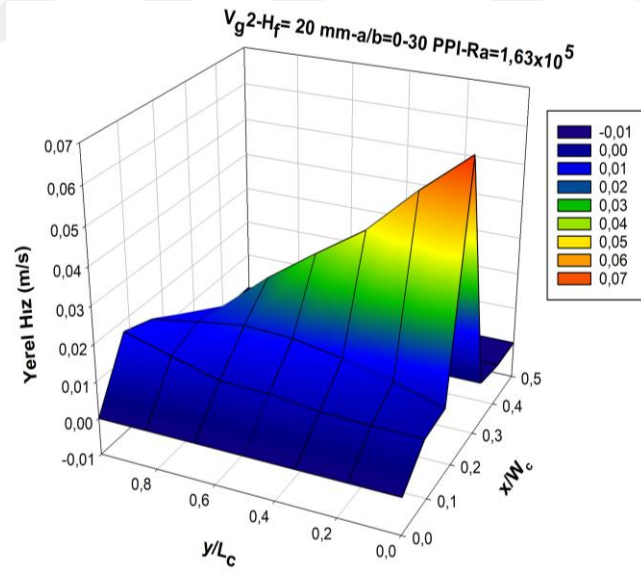


Şekil E2.14. $Ra=1,63\times 10^5$; $H_f=20\text{ mm}$; $a/b=0$; 30 ppi şartlarında meydana gelen V_{c2} hızı için üç boyutlu yerel hız dağılımı

EK-2. (Devam) Deneysel verilere göre hız dağılımları

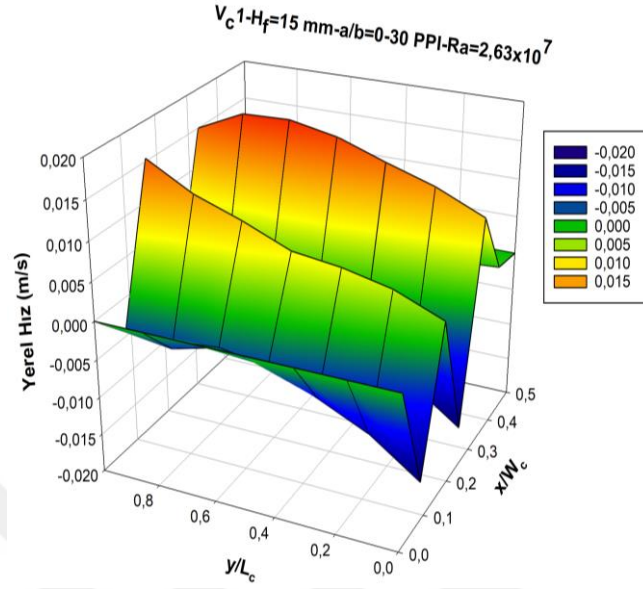


Şekil E2.15. $Ra=1,63 \times 10^5$; $H_f=20\text{ mm}$; $a/b=0$; 30 ppi şartlarında meydana gelen V_{g1} hızı için üç boyutlu yerel hız dağılımı

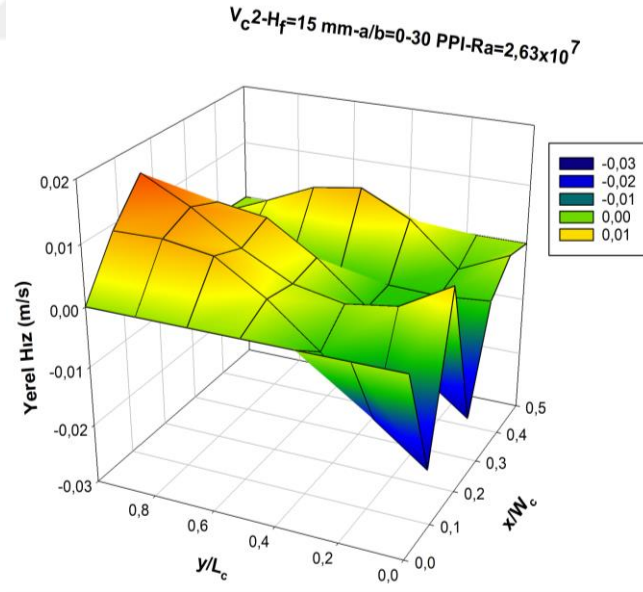


Şekil E2.16. $Ra=1,63 \times 10^5$; $H_f=20\text{ mm}$; $a/b=0$; 30 ppi şartlarında meydana gelen V_{g2} hızı için üç boyutlu yerel hız dağılımı

EK-2. (Devam) Deneysel verilere göre hız dağılımları

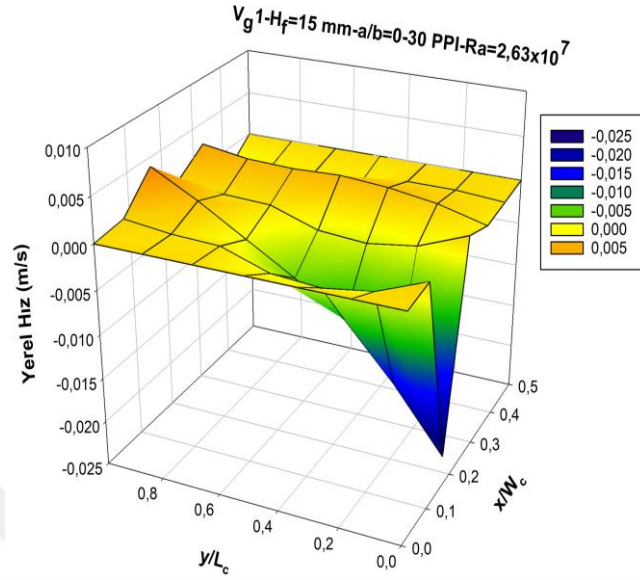


Şekil E2.17. $Ra=2,63 \times 10^7$; $H_f=20 \text{ mm}$; $a/b=0$; 30 ppi şartlarında meydana gelen V_{c1} hızı için üç boyutlu yerel hız dağılımı

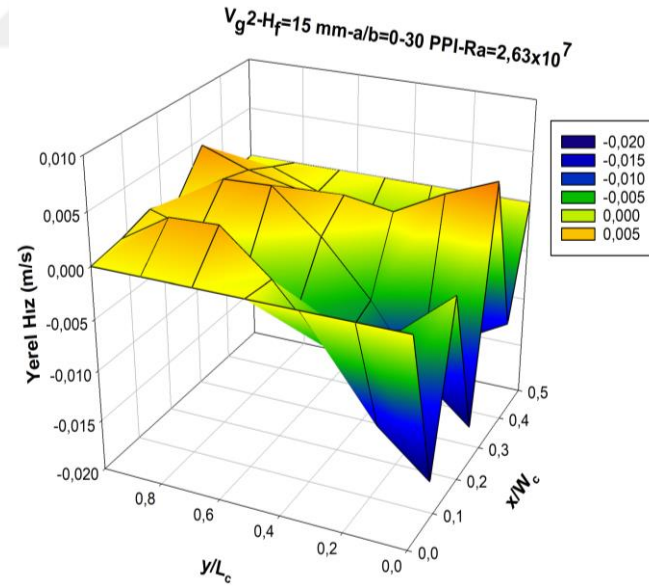


Şekil E2.18. $Ra=2,63 \times 10^7$; $H_f=20 \text{ mm}$; $a/b=0$; 30 ppi şartlarında meydana gelen V_{c2} hızı için üç boyutlu yerel hız dağılımı

EK-2. (Devam) Deneysel verilere göre hız dağılımları

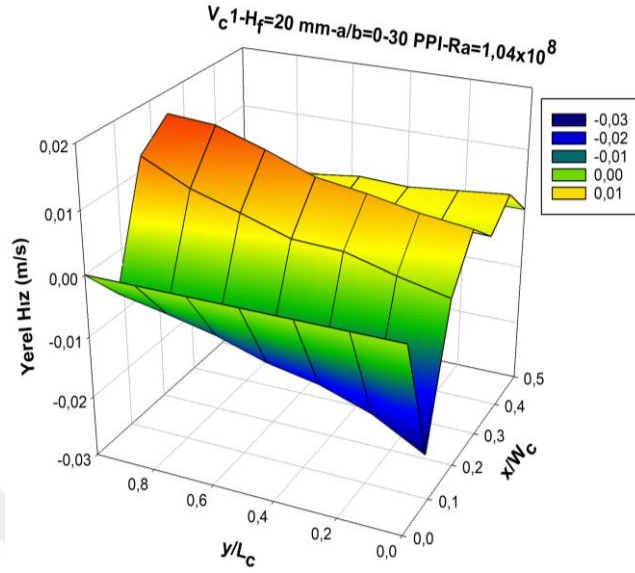


Şekil E2.19. $Ra=2,63 \times 10^7$; $H_f=20$ mm; $a/b=0$; 30 ppi şartlarında meydana gelen V_{g1} hızı için üç boyutlu yerel hız dağılımı

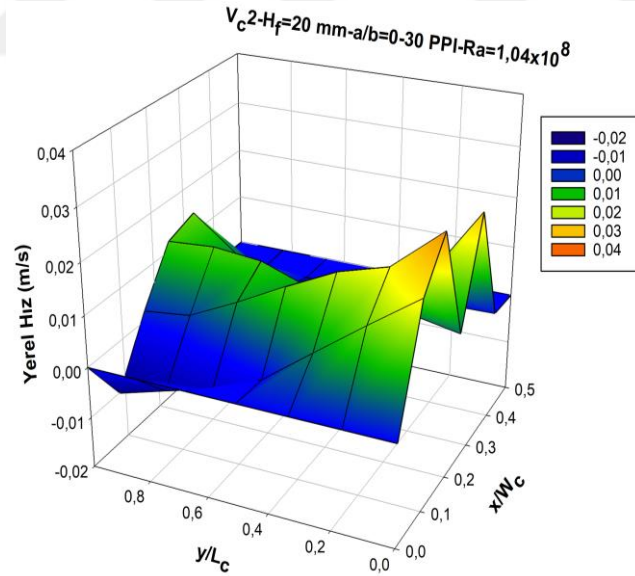


Şekil E2.20. $Ra=2,63 \times 10^7$; $H_f=20$ mm; $a/b=0$; 30 ppi şartlarında meydana gelen V_{g2} hızı için üç boyutlu yerel hız dağılımı

EK-2. (Devam) Deneysel verilere göre hız dağılımları

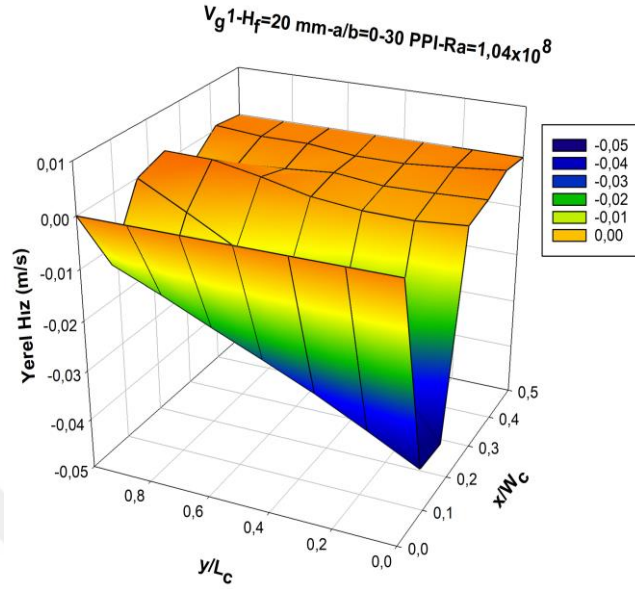


Şekil E2.21. $Ra=1,04 \times 10^8$; $H_f=20 \text{ mm}$; $a/b=0$; 30 ppi şartlarında meydana gelen V_{c1} hızı için üç boyutlu yerel hız dağılımı

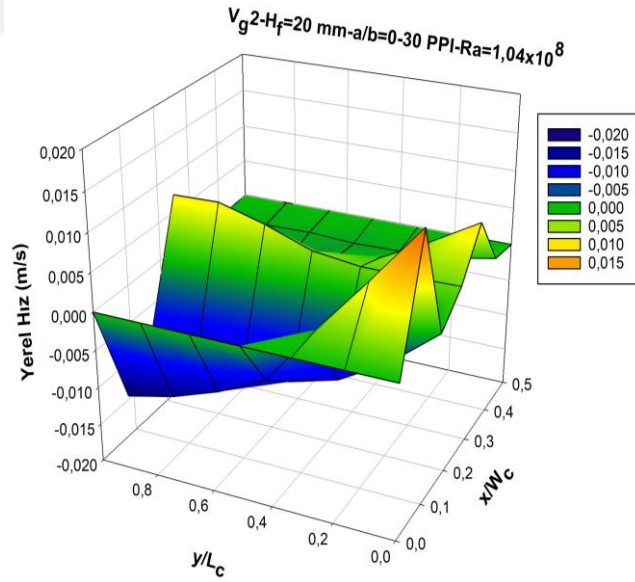


Şekil E2.22. $Ra=1,04 \times 10^8$; $H_f=20 \text{ mm}$; $a/b=0$; 30 ppi şartlarında meydana gelen V_{c2} hızı için üç boyutlu yerel hız dağılımı

EK-2. (Devam) Deneysel verilere göre hız dağılımları



Şekil E2.23. $Ra=1,04 \times 10^8$; $H_f=20 \text{ mm}$; $a/b=0$; 30 ppi şartlarında meydana gelen V_{g1} hızı için üç boyutlu yerel hız dağılımı



Şekil E2.24. $Ra=1,04 \times 10^8$; $H_f=20 \text{ mm}$; $a/b=0$; 30 ppi şartlarında meydana gelen V_{g2} hızı için üç boyutlu yerel hız dağılımı

ÖZ GEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, Adı : KAVALCI, Önder
Uyruğu : T.C.
Doğum tarihi ve yeri : 07.08.1990 - Osmancık
Medeni hali : Bekâr
Telefon : 0 (505) 835 33 34
E-posta : oonder.kavalci@gmail.com

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Lisans	Hitit Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü	2014
Lise	Çorum Atatürk Lisesi (YDA)	2008

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2015-2017	Akyıldız İnşaat	Proje Mühendisi
2017-...	KSC Mühendislik	Proje Mühendisi

Yabancı Dil

İngilizce