

**T.C.  
HİTİT ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**FARKLI KANAL GEOMETRİLERİNDE KANAL  
YÜZEYİNDEKİ ENGELLERİN ISI TRANSFERİNE  
ETKİSİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

**SALİH DAĞLI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**DANIŞMAN  
Doç. Dr. Sinan ÇALIŞKAN**

**ARALIK 2016  
ÇORUM**

Salih DAĞLI tarafından hazırlanan “Farklı Kanal Geometrilerinde Kanal Yüzeyindeki Engellerin Isı Transferine Etkisinin Deneysel Olarak İncelenmesi” adlı tez çalışması 20.12.2016 tarihinde aşağıdaki jüri üyeleri tarafından oy birliği / oy çokluğu ile Hitit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Doç. Dr. Sinan ÇALIŞKAN (Danışman) .....



Doç. Dr. İrfan KURTBAŞ .....



Yrd. Doç. Dr. Mevlüt ARSLAN .....



Hitit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu’nun 05.01.2017... tarih ve 2017/02... sayılı kararı ile Salih DAĞLI’nın Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda Yüksek Lisans derecesi alması onanmıştır.



Prof. Dr. Ali KILIÇARSLAN

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü V.

**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 yaptığımı beyan ederim.

Salih DAĞLI



# FARKLI KANAL GEOMETRİLERİNDE KANAL YÜZEYİNDEKİ ENGELLERİN ISI TRANSFERİNE ETKİSİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

Salih DAĞLI

HİTİT ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ  
Aralık 2016

## ÖZET

Bu tez çalışmasında, farklı geometri tipine sahip kanallar içerisinde türbülanslı akışa dik bir şekilde yerleştirilen; tüm ve ayrık dizilim biçimlerine ( $S_x$ ), farklı geometri tipine, farklı engel aralık değerlerine ( $s$ ) ve farklı yerden yükseklik değerlerine ( $g$ ) sahip engellerin ısı transferi ve sürtünme faktörü üzerindeki etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Ölçümler Reynolds sayısı, kanal tipi ( $AR$ ), engel geometri tipi, dizilim biçimi ( $S_x$ ), engel aralığı ( $s$ ) ve engelin yerden yüksekliği ( $g$ ) için yapılmıştır. Kanal akışında Reynolds sayısı kanal akışı için 3000 ile 15000 arasında alınmıştır. Isı transferi sonuçları termal görüntüleme tekniği kullanılarak elde edilmiştir. Her kanal geometrisi ve engel için ısı transferi ve basınç düşüşünün etkileri Reynolds sayısının fonksiyonu olarak Nusselt sayısı, sürtünme faktörünü ve ısı performans faktörünü veren grafikler elde edilmiştir. Yine bu çalışmada Taguchi deneysel dizayn metodu kullanılarak farklı geometrilerdeki engellerin sistemindeki tasarım parametrelerinin optimum değerleri belirlenmeye çalışılmıştır. Belirlenen tüm deney durumları için elde edilen ısı transferi verileri boş kanal verileri ile karşılaştırılmıştır. Yerel ve ortalama Nusselt sayısı sunulmuş ve toplam ısı transferi iyileştirmesi incelenmiştir. En iyi ısı transferi artışı üçgen kesitli engel (U-KE) ve ters üçgen kesitli (TU-KE) kullanılan durumlarda elde edilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Kanal geometrisi, Engel tipi, Termal görüntüleme, Isı transferi



**EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE EFFECT IN DIFFERENT  
CHANNEL GEOMETRY OBSTACLES LOCATED IN A CHANNEL  
SURFACE ON HEAT TRANSFER**

Salih DAĞLI

HITIT UNIVERSITY  
GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

December 2016

**ABSTRACT**

In this experimental thesis study examined that the effect on heat transfer and friction factor for obstacles which be placed in different geometric types tunnels with perpendicularly to the flow and has all discrete and array formats (Sx), different geometric type, different obstacles range values (s) and different ground clearance values (g). The measurements in this study is made for Reynolds number, channel type (AR), geometry type of obstacle, sequence format (Sx), range of obstacle (s) and height of obstacle. The number of Reynolds was taken between 3000 and 15000 for channel flow. Heat transfer results were obtained using thermal imaging technique. Graphs were obtained that give heat number and the pressure drop effect of Reynold number as a function of Nusselt number, friction factor and thermal performance number for each channel geometry and obstacle. In this study, optimum values of the design parameters in the different geometric obstacles determine system by using Taguchi experimental design method. The heat transfer data obtained for all the specified test cases were compared with the empty channel data. Local and average Nusselt numbers were presented and total heat transfer improvement is examined. The best heat transfer enhancements were obtained with using triangular section obstacle (U-KE) and reverse triangular section obstacle (TU-KE) conditions.

**Keywords:** Channel geometry, Obstacle type, Thermal imaging, Heat transfer

## TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca bana daima zaman ayırmayı ihmal etmeyen, bilgi ve tecrübelerini benden esirgemeyen, değerli görüş ve destekleriyle bana her türlü katkıyı sağlayan ve yardımcı olan değerli danışmanım Doç. Dr. Sinan ÇALIŞKAN'a, en içten teşekkürlerimi sunarım.

Tez savunma jürimde bulunan değerli hocalarım Doç. Dr. İrfan KURTBAŞ ve Yrd. Doç. Dr. Mevlüt ARSLAN'a sonsuz teşekkür ederim.

Çalışmalarım boyunca hep desteklerini gördüğüm Alapala Makine ve Gıda Sanayi A.S yönetim kurulu başkanı sayın İsmail ALAPALA'ya,

Deney sisteminin kurulmasında MUH19004.15.010 numaralı proje ile finansal desteklerinden dolayı Hitit Üniversitesi Bilimsel Araştırmalar Proje Birimi'ne,

Yalnızca yüksek lisans tezimin hazırlanması aşamasında değil, her zaman yanımda olan ve beni destekleyen aileme,

Berber çalıştığım sevgili arkadaşlarıma sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

**Bu tez çalışmasına, MUH19004.15.010 numaralı proje kapsamında vermiş oldukları destekten dolayı, Hitit Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinatörlüğü'ne teşekkür ederiz.**

## İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET .....	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER .....	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ .....	x
ŞEKİLLER DİZİNİ .....	xi
RESİMLER DİZİNİ.....	xiii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ .....	xvi
1. GİRİŞ .....	1
2. KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	3
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	21
3.1. Deney Düzeneginin Tanıtılması.....	21
3.1.1. Test bölümü .....	23
3.1.2. Engeller.....	24
3.1.3. Isıtma yüzeyini gerdirme mekanizması .....	26
3.1.4. Doğru akım (DC) güç kaynağı.....	27
3.1.5. Termal kamera .....	28
3.1.6. Fan .....	29
3.1.7. Frekans kontrol cihazı.....	30
3.1.8. Anemometre ve basınç ölçüm cihazı .....	30
3.1.9. Isıl çiftler.....	32
3.2. Taguchi Deneysel Dizayn Metodu İle Optimizasyon İçin Deney Planı .....	34
3.3. Veri Analizi.....	39
3.4. Deneysel Belirsizlikler.....	41
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA.....	43
4.1. Taguchi Deneysel Dizayn Sonuçları.....	43
4.2. Deneysel Sonuçlar .....	52
4.2.1. Sıcaklık dağılımları .....	53
4.2.2. Isı transfer analizi.....	80
4.2.3. Sürtünme faktörü .....	90
4.2.4. Isıl performans faktörü.....	95

	<b>Sayfa</b>
4.2.4. Isı transferinde artış analizi.....	100
5. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	103
KAYNAKLAR.....	106
EKLER.....	113
ÖZGEÇMİŞ.....	119

## ÇİZELGELER DİZİNİ

<b>Çizelge</b>	<b>Sayfa</b>
Çizelge 3.1. Hız transmitterinin teknik özellikleri .....	31
Çizelge 3.2. Basınç ölçerin teknik özellikleri .....	32
Çizelge 3.3. Deneysel çalışmada incelenen parametreler ve değerleri .....	38
Çizelge 3.4. Seçilen $L_{16}(4^4 \cdot 2^2)$ deney planı .....	38
Çizelge 3.5. Ölçülen büyüklüklerdeki belirsizlikler .....	42
Çizelge 4.1. Seçilen $L_{16}(4^4 \times 2^2)$ ortogonal dizi ve SNR değerleri .....	44
Çizelge 4.2. Nusselt sayısı için faktöriyel etkisi ve katkı oranı .....	45
Çizelge 4.3. Sürtünme faktörü için faktöriyel etkisi ve katkı oranı .....	45
Çizelge 4.4. Isıl performans faktörü için faktöriyel etkisi ve katkı oranı .....	46
Çizelge 4.5. Engellere ait optimum şartlar ve performans değerleri.....	46
Çizelge 4.6. Deney isimlerinin kısaltılmaları.....	54

## ŞEKİLLER DİZİNİ

<b>Şekil</b>	<b>Sayfa</b>
Şekil 3.1. Deney düzeneğinin genel görünümü .....	22
Şekil 3.2. Engellerin boyut ölçüleri, engel aralığı ve engel engelin yerden yükseklik ifadeleri .....	22
Şekil 3.3. Farklı geometri tipine sahip kanalların genel görünümü (a) AR=1, (b) AR=0,83 .....	25
Şekil 3.4. Engellerin kanal içerisindeki dizilim biçimleri (a) 1-7 engeller, (b) 1, 4, 7 engeller .....	25
Şekil 3.5. Isıl çiftlerin kalibrasyon eğrisi .....	33
Şekil 4.1. Parametrelerin Nusselt sayısı üzerine etkileri .....	47
Şekil 4.2. Parametrelerin sürtünme faktörü üzerine etkileri .....	47
Şekil 4.3. Parametrelerin ısı performans faktörü üzerine etkileri .....	48
Şekil 4.4. Nusselt sayısı için seviyelerin katkı yüzdeleri .....	48
Şekil 4.5. Sürtünme faktörü için seviyelerin katkı yüzdeleri .....	49
Şekil 4.6. Isı performans faktörü için seviyelerin katkı yüzdeleri .....	49
Şekil 4.7. Boş kanal için (a) Sürtünme faktörünün (b) Nusselt sayısının doğrulaması .....	52
Şekil 4.8. Farklı geometri tipine sahip engel bulunan kanalda ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	80
Şekil 4.9. Geometri tipine göre ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	84
Şekil 4.10. Kanal tipine göre ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	84
Şekil 4.11. Engel aralığına (s) göre ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	84

<b>Şekil</b>	<b>Sayfa</b>
Şekil 4.12. Yerel Nusselt sayısının $x/D_h$ boyutsuz mesafesine göre değişimi .....	85
Şekil 4.13. Sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi .....	90
Şekil 4.14. Geometri tipi, kanal tipi ve engel aralık değerlerine göre Sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	93
Şekil 4.15. Isıl performans faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	95
Şekil 4.16. Kanal tipi ve engellerin dizilim biçimine göre ısı performans faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi .....	99
Şekil 4.17. Engel geometri tipine göre ısı transfer artış faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	101
Şekil 4.18. Kanal tipine göre ısı transfer artış faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	101
Şekil 4.19. Engel aralık değerine göre ısı transfer artış faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....	101



## RESİMLER DİZİNİ

<b>Resim</b>	<b>Sayfa</b>
Resim 3.1. Test bölümü genel görünüşü.....	23
Resim 3.2. Folyo gerdirme sistemi .....	26
Resim 3.3. Gerdirme mekanizmasının bağlantı yeri.....	27
Resim 3.4. Bakır pabuçlar.....	27
Resim 3.5. DC güç kaynağı.....	28
Resim 3.6. DC güç kaynağının bağlantı elemanları.....	28
Resim 3.7. Termal kamera .....	29
Resim 3.8. Fan ve boru sisteminin görüntüsü.....	29
Resim 3.9. Frekans kontrol cihazı.....	30
Resim 3.10. Anemometre.....	31
Resim 3.11. Esnek bağlantı lastiği .....	31
Resim 3.12. (a) Basınç ölçer, (b) Basınç problemleri .....	32
Resim 3.13. Dijital Termometre .....	33
Resim 3.14. K tipi ısı çifti.....	33
Resim 4.1. Boş kanal ( $AR=0,83$ ) için sıcaklık konturları (A) .....	57
Resim 4.2. Boş kanal ( $AR=0,625$ ) için sıcaklık konturları (B).....	58
Resim 4.3. Boş kanal ( $AR=1$ ) için sıcaklık konturları (C).....	59
Resim 4.4. Boş kanal ( $AR=1,25$ ) için sıcaklık konturları (D) .....	60
Resim 4.5. $AR=0,625$ _ S-KE_ s=0_ g=2,5_ $S_x=1-7$ için sıcaklık konturları (E) .....	61
Resim 4.6. $AR=0,83$ _ U-KE_ s=3_ g=2,5_ $S_x=1, 4, 7$ için sıcaklık konturları (F).....	62

<b>Resim</b>	<b>Sayfa</b>
Resim 4.7. AR=1_K-KE_s=6_g=10_Sx=1-7 için sıcaklık konturları (G).....	63
Resim 4.8. AR=1,25_TU-KE_s=10_g=10_Sx=1, 4, 7 için sıcaklık konturları (H).....	64
Resim 4.9. AR=0,83_S-KE_s=6_g=10_Sx=1, 4, 7 için sıcaklık konturları (I).....	65
Resim 4.10. AR=0,625_U-KE_s=10_g=10_Sx=1-7 için sıcaklık konturları (J).....	66
Resim 4.11. AR=1,25_K-KE_s=0_g=2,5_Sx=1, 4, 7 için sıcaklık konturları (K).....	67
Resim 4.12. AR=1_TU-KE_s=3_g=2,5_Sx=1-7 için sıcaklık konturları (L).....	68
Resim 4.13. AR=1_S-KE_s=10_g=2,5_Sx=1, 4, 7 için sıcaklık konturları (M).....	69
Resim 4.14. AR=1,25_U-KE_s=6_g=2,5_Sx=1-7 için sıcaklık konturları (N).....	70
Resim 4.15. AR=0,625_K-KE_s=3_g=10_Sx=1, 4, 7 için sıcaklık konturları (P).....	71
Resim 4.16. AR=0,83_TU-KE_s=0_g=10_Sx=1-7 için sıcaklık konturları (R).....	72
Resim 4.17. AR=1,25_S-KE_s=3_g=10_Sx=1-7 için sıcaklık konturları (S).....	73
Resim 4.18. AR=1_U-KE_s=0_g=10_Sx=1, 4, 7 için sıcaklık konturları (T).....	74
Resim 4.19. AR=0,83_K-KE_s=10_g=2,5_Sx=1-7 için sıcaklık konturları (U).....	75
Resim 4.20. AR=0,625_TU-KE_s=6_g=2,5_Sx=1, 4, 7 için sıcaklık konturları (V).....	76
Resim 4.20. AR=0,625_TU-KE_s=6_g=2,5_Sx=1, 4, 7 için sıcaklık konturları (V).....	76

<b>Resim</b>	<b>Sayfa</b>
Resim 4.21. Termal görüntülere ait boyutsu mesafelerin gösterimi ( $D_h=0,044$ için) .....	77
Resim 4.22. Termal görüntülere ait boyutsu mesafelerin gösterimi ( $D_h=0,05$ için) .....	77
Resim 4.23. Termal görüntülere ait boyutsu mesafelerin gösterimi ( $D_h=0,054$ için) .....	77
Resim 4.24. Termal görüntülere ait boyutsu mesafelerin gösterimi ( $D_h=0,061$ için) .....	77

## SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler	Açıklama
$A_p$	Görüntü alan
$A_t$	Toplam alan
AR	Çerçeve oranı
$D_h$	Hidrolik çap
$f$	Sürtünme faktörü
$g$	Engelin tabandan yüksekliği
$h$	Ortlama ısı transferi katsayısı
$h$	Engel yüksekliği
H	Kanal yüksekliği
I	Akım
$k$	Havanın ısı katsayısı
L	Test bölgesi uzunluğu
Nu	Nusselt sayısı
$Nu_{ort}$	Ortlama Nusselt sayısı
Pr	Prandtl sayısı
Q	Isı transferi
Re	Reynolds sayısı
s	Engel aralık değeri
Sx	Engel dizilim biçimi

<b>Simgeler</b>	<b>Açıklama</b>
T	Sıcaklık
U	Ortlama hız
V	Voltaj
W	Kanal genişliği
$x/D_h$	Boylamasına boyutsuz mesafe
$y/D_h$	Enlemesine boyutsuz mesafe
$\Delta P$	Basınç değişimi
$\eta$	Isıl performans faktörü
$\nu$	Kinematik viskozite
$\rho$	Akışkan yoğunluğu

<b>Kısaltmalar</b>	<b>Açıklama</b>
K-KE	Kare kesitli engel
S-KE	Silindir kesitli engel
TU-KE	Ters üçgen kesitli engel
U-KE	Üçgen kesitli engel

## 1. GİRİŞ

Günümüzde endüstriyel çalışmalarda ısı transferinin artırımını sağlamak en sık karşılaşılan bir mühendislik problemidir. Özellikle elektronik alanındaki hızlı teknolojik gelişmeler, bu gelişmelerle birlikte elektronik cihazların kullanım sahalarının hızla artmasına ve sistemlerin soğutulmasına duyulan ihtiyaç bu mühendislik probleminin temelini olmuştur. Ayrıca her geçen gün elektronik elemanların boyutları küçülmekte ve birim hacimde oluşan ısı miktarı artmaktadır. Bu sebeple oluşan problemlerin çözümü için sistematik bir yaklaşımda bulunmak gerekmektedir. Bu amaçla araştırmacılar endüstriyel sistemlerde enerjiyi daha faydalı kullanabilecek sistemler tasarlamakta veya mevcut sistemler için iyileştirme çalışmaları yapmaktadır. Bu şekilde enerjinin kullanım süresi artacak ve maliyetler düşecektir.

Günümüz teknolojisinde ısı transferinin artırılmasıyla enerji tasarrufu sağlama çabaları oldukça fazladır. Bu sebeple ısı transferini artırmak için çeşitli çalışmalar yapılmıştır. Özellikle son dönemlerde başta dış güç kaynağı kullanılması gerekmeyen, ısı artışı için özel yüzey geometrileri ve akışkan katkılar kullanılan pasif yöntemler, dışarıdan ek enerjiye veya güce ihtiyaç duyan aktif yöntemler ve bu iki yöntemin bir arada kullanıldığı karma yöntemler olmak üzere birçok metot geliştirilmiştir ve geliştirilmeye de devam etmektedir.

Aktif yöntemler, dışarıdan enerjiye veya güce ihtiyaç duyulması, akışkan hızının artırılmış olduğu durumlarda, düşük hız gerektiren sistemlerde istenilen verimin elde edilememesi ve gürültülü bir çalışma ortamı yaratması gibi birçok dezavantajlara sahiptir. Buna karşın akış oranı sabit tutularak ısı transferini artırma yöntemi olan pasif yöntemler oldukça fazla tercih edilmektedir. Bu yöntemde en çok kullanılan metod ise ısı transfer katsayısı düşük olan kısımda genişletilmiş yüzeyler yani engeller kullanılır. Bu metodda akışın gerçekleştiği alan içerisinde yüzey pürüzlülüğü oluşturularak, girdap üreteçleri kullanarak ya da kanal içerisinde farklı tiplerde engeller yerleştirilerek akış yapısı değiştirilir, böylece yüzey alanının artırılmasıyla ve akımın türbülansının artmasını sağlayarak, taşınımın gerçekleşen ısı ve kütle transferinde artım sağlanmış olur.

Fakat genişletilmiş yüzeylerde ısı transferinin artmasına karşın basınç değerlerinde belirli bir miktarda düşüş olmaktadır. Bu sebeple bu tür yüzeylerin kullanılmasındaki asıl amaç, ısı transferinde maksimum artışı, basınç düşüşündeki artışı ya da akış oranını minimuma indirerek elde etmektir. Ancak tüm sistem performansını artıracak optimum değerler elde edilmelidir.

Kanallar içerisinde kullanılan engellerin geometrileri ve dizilim durumları ısı transferi açısından önemli bir etkidir. Isıl performans ve ölçülen değerlerin doğruluğu açısından kullanılan engellerin düzgün bir aerodinamik yapıya sahip olması ve kanal içerisinde engeller ile ısıtma yüzeyi arasındaki ısı transferinin iyi olması için engel yüzeylerin oldukça pürüzsüz olması oldukça önemlidir.

Bu çalışmada Taguchi deneysel dizayn metodu kullanılarak optimize edilen farklı kesitlerde kanal geometrileri ve farklı geometrilerde engeller kullanılmıştır. Çalışılan deney sistemine etki eden parametreler; Reynolds sayısı, kanal kesiti, engel tipi, kanal içerisinde engellerin dizilim biçimi, engellerin kanal tabanından yüksekliği ve engel aralık mesafesi olmuştur. Bu parametreler çerçevesinde ilk olarak tüm kanal durumları içerisine engeller yerleştirilerek yerel, ortalama Nusselt sayısı ve basınç düşüş değişimleri deneysel olarak incelenmiştir.

Yüzeyin ısıtılan bölgesinde hesaplanan ortalama Nusselt sayılarının engellerden yatayda ve dikeyde belirli uzaklıklarda maksimum değere ulaştığı gözlenmiştir. Bu değişimlerin belirlenebilmesi için termal görüntüleme tekniği kullanılmıştır. Kanal içerisine yerleştirilen engelin konumu ve boyutlarının ısı transferinde etkili oluşu ve maksimum ısı transferinin elde edildiği optimum parametreler ortaya çıkarılmıştır.

Gerçekleştirilen çalışmamızın asıl amacı farklı kanal geometrilerinde, kanal içerisine farklı geometrilerde engeller yerleştirilerek mevcut parametrelerin ısı transferi ve sürtünme faktörünü engel geometrisi, engel aralığı ve engel dizilimi üzerinde incelemektir. Literatürde yapılan incelemelerde çalışma yöntem ve parametrelerimize benzer bir çalışmanın hemen hemen bulunmadığı görülmüştür. Bu sebeple çalışmamızın literatüre önemli bir katkı sağlayacağı düşünülmektedir.

## 2. KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI

Literatür incelendiğinde farklı kanal kesit geometrileri ve kanal içinde farklı geometrilere engel kullanımı ile ilgili deneysel ve numerik çalışmalar olduğu tespit edilmiştir. Bu çalışmalar ana hatlarıyla aşağıda özetlenmiştir.

Wang ve Wang (2016), yapmış oldukları sayısal çalışmada, dikdörtgen kesitli kanal yüzeyine dairesel kesitli engeller yerleştirilerek, engellerin kanal tabanından yükseklik değerlerinin ve engel kesiti arasındaki boşluğun ısı transferine ve kanal içi basınç kaybına etkisini incelemiştir. Yapılan sayısal çalışma sonucunda ısı transfer değişiminin engel çapı ile yerleştirilen engelin kanal tabanından olan yükseklik oranına bağlı olduğu sonucuna ulaşmışlardır.

Pirouz ve ark. (2011), dikdörtgen kesitli kanal üst ve alt tabanına engeller yerleştirilerek ısı transferi ve basınç kayıplarını Lattice Boltzmann Method (LBM) yöntemi ile incelemiştir. Çalışmalarında Reynolds sayısını 200 ile 1000 arasında, sistem ısı akısını ise 950 ile 20200 arasında almışlardır. Yapmış oldukları sayısal çalışma sonucunda engel kullanımının ısı verimliliğini artırdığı gözlemlenmiştir. Ayrıca engeller arasındaki mesafeyi azaltarak ısı transferinde artış elde edilebileceği görülmüştür.

Esfe ve ark. (2015), yapmış oldukları sayısal çalışmada, kanal içerisinden akışkan madde geçirerek engel dizilim ve engel geometrileri gibi farklı parametrelere bağlı olarak ısı transferi ve sürtünme faktörü değişimlerini sayısal olarak incelemiştir. Akış ve geometriye bağlı olarak ısı transferi ve sürtünme karakteristiklerini sonlu hacimler ve SIMPLE algoritmasını kullanarak sıcaklığa bağlı ve sıcaklıktan bağımsız korelasyonlar geliştirmişlerdir. Elde edilen veriler kullanılan engellerin Nusselt sayısını ortalama Nusselt sayısından %10 daha az bir oranda artırdığını göstermektedir.

Tanda (2011), yapmış olduğu deneysel çalışmada, dikdörtgen kanal içerisine 45° açılı bir şekilde engeller yerleştirilerek, 9000-35500 Reynolds değerlerinde engel aralıklarının ısı transferine ve ısı verimliliğine etkisini incelemiştir. Çalışma sonucunda en iyi performansı  $p/e = 13,3$  değeri için elde etmiştir.



Alamgholilou ve Esmailzadeh (2012), gerçekleştirmiş oldukları deneysel çalışmada, dikdörtgen kesitli kanal içerisine sıralı bir şekilde engeller yerleştirilerek laminer akış (500-2000) ve türbülanslı akış (2000-4500) altında ısı transferine etkisini incelemişlerdir. Çalışmada akışın hidrodinamik ve ısı davranışları, Korono rüzgârı uygulaması ile pasif, aktif ve bileşik yöntemler kullanılarak incelenmiştir. İncelemelerinde engeller arası boşluğun (S), engel yüksekliğine oranına göre ölçümler yapmışlardır. En iyi ısı performansı, yüksek Reynolds sayıları altında, pasif yöntem kullanılan çalışmada %6 -%13 olarak ölçmüşlerdir.

Agraval ve ark. (2015), kanal duvarına engeller yerleştirilerek ısı transferi değişimini incelemişlerdir. Kanalın farklı bölgelerinde duvar yüzeyinin engelsiz ve engelli durumlarını lazer yardımı ile ölçümler yapmışlardır. Elde edilen sonuçlara göre engel bulunan duvar yüzeyi üzerinde gerçekleşen ısı transferinin verimliliğinin, düz duvar yüzeyinde ölçülen ısı değerlerinden %4 ile %7 oranlarında daha yüksek olduğu görülmüştür. Yapılan deneysel inceleme sonucunda ayrıca engellerin tabana yakın olduğu bölgelerde ısı transferinde azalma olduğunu belirlemişlerdir.

Liang ve ark. (2007), yapmış oldukları sayısal çalışmada, Large Eddy simülasyon (LES) metodunu kullanarak kanal içerisine yerleştirilen engelin ısı transferine etkisini incelemişleridir. Çalışmalarında 72x72 mm ebatlarında kanal ile %10 orantılı olarak 7,2 mm çapında dairesel engeller kullanmışlardır. Gerçekleştirilen çalışmada  $Re=2580$  alınmıştır. Ölçümlerini girdap oluşum uzunluğu, vorteks oluşumu ve Strouhal sayısına bağlı olarak yapmışlardır. Ortalama akışın artması ile girdap oluşum uzunluğunun azaldığını gözlememişlerdir.

Chatterjee (2012), yapmış olduğu sayısal çalışmada, çok düşük Reynolds sayılarında (10-40) kanal içerisinde kare ve silindir engeller kullanarak, engeller arkasında oluşan girdap faktörünün termal yüzeyler üzerindeki etkisini incelemiştir. Çalışmada akış alanının farklı özellikleri Reynolds sayısı, engelin şekli ve blokaj parametresine bağlı olarak ölçümler yapmıştır. Gerçekleştirilen sayısal çalışmada amaç girdap oluşum başlangıcı için termal akış parametresinin (Richardson sayısı) kritik değerini tahmin etmektedir. Silindir engel ile gerçekleştirilen ölçümde, Reynolds sayısının artması ile kritik  $Ri$  sayısında bir azalma olmuştur.

Perng ve ark. (2012), yapmış oldukları sayısal çalışmada, kanal içine yerleştirilmiş blok engeller ile bir girdap üreticisinin ısı transferine etkisini kararsız laminer akış altında incelemiştir. Çalışmalarında genel olarak Darcy-Brinkman-Forchhimer modeli gözenekli girdap üreticilerini tercih etmişlerdir. Reynolds sayısı, Darcy sayısı ve engel genişlik ve yüksekli parametrelerine bağlı olarak ölçümler yapmışlardır. Isı transfer artışının Reynolds sayısı ve yükseklik-genişlik oranına bağlı olduğunu saptamışlardır. Ayrıca gözenekli jeneratör kullanımının ısı transferi verimliliğini çok az bir miktarda artırdığını belirlemiştir.

Tisay ve ark. (2003), yaptıkları sayısal çalışmada, alt plaka üzerine monte edilmiş farklı boyutlardaki dikdörtgen bloklarla yatay bir kanalda karışık konveksiyon altında ısı transferi performansını incelemiştir. Kanal üst kısımlarında saptırma plakaları kullanmışlardır. Çalışmalarında ölçümleri farklı Reynolds sayıları, farklı engel yüksekliği ve Grashof sayısı gibi parametrelere bağlı olarak yapmışlardır. Sonuçlar incelendiğinde en iyi ısı performansın  $H_b=0,4$  değerinde  $Pr$  için yaklaşık %320,  $Re$  için ise yaklaşık %130 olduğu saptanmıştır.

Doğan ve ark. (2006), yapmış oldukları deneysel çalışmada, yatay kanal içerisine kanalın alt ve üst yüzeylerine yerleştirmiş oldukları ısıtıcı kaynakların ısı transferine etkisini incelemiştir. Deneysel çalışmada, çeşitli Reynolds ve Grashof sayıları ve  $AR=2,4,10$  değerleri parametrik olarak kullanılmıştır. Ölçümler, ortalama yüzey sıcaklığı ve Nusselt sayılarının dağılımları elde edilmiş ve bu değerlere göre Reynolds ve Grashof sayılarının etkileri değerlendirilmiştir. Gerçekleştirilen deneysel çalışmada sonucunda, Grashof sayısının artması ile ısı verimliliğinin arttığı tespit edilmiştir.  $AR$  oranlarına göre sonuçlar sentezlendiğinde, üst ısıtıcı ortalama yüzey sıcaklıklarının  $AR=2$  durumunda alt ısıtıcıların ortalama yüzey sıcaklığından yüksek olduğunu belirlemiştir. Nusselt sayısının kapalı değerleri ve düşük Reynolds sayıları için ısı transfer gelişimini olumlu etkilediği görülmüştür.

Şara (2003), yapmış olduğu deneysel bir çalışmada, dikdörtgen kesitli kanal içerisine kare kesitli bloklar yerleştirerek, bu blokların kanal içerisindeki basınç kaybına ve ısı transferine etkisini araştırmıştır. Çalışma sonucunda düşük Reynolds sayısında engellerin aralıklı dizilişlerinin ısı performansı artırdığı belirlenmiştir.

Young ve Vafai (1999), yapmış oldukları deneysel ve sayısal çalışmada, tekli ve çoklu dizilime sahip engelleri kullanarak yatay bir kanalda, zorlanmış taşınım ile ısı transferini, Reynolds sayısının  $Re=800$  ile  $3000$  aralığında incelemiştir. Kanal girişinde ısı akısının engel durumlarına göre  $950-20200W$  arasında almışlardır. Çalışmalarında kanal genişliğinin ve kanala verilen ısı gücünün değişiminin etkilerini araştırmış ve bu değerlendirmelere göre ampirik korelasyonlar geliştirmişlerdir.

Gül ve ark. (2006), yapmış oldukları deneysel çalışmada, dikdörtgen kesitli bir kanal içerisinde akışa dik ve kanal tabanına paralel bir şekilde yerleştirilen kare kesitli bir engelin ısı transferine etkisini incelemiştir. Çalışmalarında Reynolds sayısını  $3000-15000$  arasında almışlar, yatay ve düşey doğrultuda konumu değiştirilen engelin konumunun ve boyutunun ısı transferi üzerinde etkili olduğu ve maksimum ısı transferinin sağlandığı optimum parametreler elde etmişlerdir. Gerçekleştirilen çalışma sonucunda ısı transferinde %142 iyileşme sağlamışlar fakat sürtünme kayıplarında %200 artış olduğunu belirlemişlerdir.

Wu ve Perng (1999), elektronik elemanların pasif metotlarla soğutulması üzerine gerçekleştirdikleri sayısal çalışmada, yatay bir kanal içerisine engeller yerleştirilerek ısı transferi üzerindeki etkilerini incelemiştir. Çalışmalarında engel konum açısını  $30^{\circ}-90^{\circ}$ , Reynolds sayısını  $260-530$  ve Grashof sayısını da  $0-320000$  aralığında almışlardır. Çalışma sonucunda Nusselt sayısında yaklaşık %39,5 oranında bir verim elde etmişlerdir.

Jubran ve ark. (1996), yaptıkları çalışmada, yatay bir kanal içerisine sıralı bir şekilde yerleştirilen farklı geometrilere sahip engellerin ısı transferine etkisini ve basınç düşümünü deneysel olarak incelemiştir. Çalışmalarında dikdörtgen ve silindirik geometrilere sahip engeller kullanarak Reynolds sayısını üç farklı değerde almışlardır ( $1690-2250-2625$ ). Gerçekleştirilen ölçümler sonucunda dikdörtgen geometriye sahip engelin silindirik geometriye sahip engelden %40 oranında daha iyi bir ısı transferi sağladığını belirlemişlerdir. Ayrıca Reynold sayısının düşük olduğu durumlarda silindirik kesitli engelin kullanıldığı çalışmalarda basınç düşüşünün %15 daha az olduğunu tespit etmişlerdir.

Meinders ve ark. (2002), yapmış oldukları çalışmada, yatay bir kanalın duvarlarına yerleştirilmiş küp kesitli engellerin ve özellikler bu engellerin kanal içerisinde konumlarının ısı transferine etkisini türbülanslı akış şartlarında incelemiştir. Bu çalışmada, yerel ısı transferinin, yerleştirilen engellerin dizilim şekil ve konumlarına göre ciddi bir biçimde değişiklik olduğu tespit edilmiştir. Elde edilen veriler doğrultusunda kanal içerisine yerleştirilen engeller için elde edilen ısı transfer katsayısının, engelin yerleştirildiği konumdan bağımsız olduğu belirlenmiştir.

Kıvılcım (2007), yapmış olduğu tez çalışmasında, yatay dikdörtgen bir kanalda akışa dik bir şekilde konumlandırılan dairesel olmayan dönel engellerin ısı transferine etkisini deneysel olarak incelemiştir. Reynolds sayısının 3000-15000 aralığında incelendiği çalışmada, kare ve dairesel kesitli olmak üzere iki farklı geometride ve her biri üç farklı boyutta seçilen engelin konumunu yatay ve düşey doğrultuda dokuz farklı noktada değiştirerek her bir engelin hem sabit hem de dönel olduğu durumlarda deneyler yapmıştır. Yapılan ölçümler sonucunda kare kesitli engelin dairesel kesitli engele göre daha iyi bir ısı transferi sağladığı saptanmıştır. Ayrıca çalışmada engel büyüklüğü arttıkça ısı transferinde doğru orantılı olarak arttığı görülmüştür.

Nakagawa ve ark. (1999), yapmış oldukları deneysel çalışmada, yatay bir kanal içerisinde farklı genişlik/yükseklik oranlara sahip engellerin türbülanslı akış altında ısı transferine etkilerini incelemiştir. Çalışmalarında üç farklı Reynolds sayısı kullanmışlardır. Isı akısı değişimlerini kanal üzerinde üç farklı noktada ölçmüş ve duvar ısı akısının engellerden kaynaklı oluşan vorteksler sebebiyle sürekli olarak değiştiğini gözlemlemiştir. En yüksek ısı akısının kanal sonuna doğru oluştuğunu ve bu nedenle en iyi ısı transferinin de bu durumda elde edildiğini belirtmişlerdir.

Leung ve ark. (2000), yaptıkları sayısal çalışmada, hava ile soğutulan bir kanalda, kanal içerisindeki engeller kullanarak elektronik devre kartları için bir simülasyon yapmışlar ve laminer akış altında zorlanmış ısı taşınımını incelemiştir. Çalışmalarında sonuçları dört farklı Nusselt sayısı için değerlendirmişlerdir.

Xie ve ark. (2014), yapmış oldukları sayısal çalışmada, kaburga kesitli engellerin ısı transferine etkisini ve soğutma performanslarını Fluent programını kullanarak incelemişlerdir. Çalışmalarında altı farklı iç kesite sahip engeller kullanmışlar ve bu engelleri kanal orta kısmına 45-90 ve 135° de konumlandırmışlardır. İncelemelerinde Reynolds sayısını 10000 ile 50000 aralığında almışlardır. En yüksek ısı performansı orta kısmı kesilmiş engelin 135° de konumlandırıldığı durumunda sağlanmıştır. Ayrıca çalışmada Reynolds sayısının yüksek olduğu durumlarda daha iyi ısı transferi sağlandığı görülmüştür.

Anghel ve Anglart (2012), dikey borular içerisinde çeşitli engeller kullanarak sistem içerisinden yüksek basınçlı su geçirerek, ısı transferine etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmalarında, beş farklı deney sistemi kullanmışlardır. Borular içerisine birinci durumda 2mm dairesel kesitli engel, ikinci durumda dairesel kesitli engel ve dikdörtgen kesitli engel diğer durumda ise kafesli yapıya sahip engeller yerleştirilerek deneysel ölçümler yapılmıştır. Ölçümler ise sisteme bağlı 88 adet ısı çifti gerçekleştirilmiştir. İncelemeler sonucunda borular içerisinde kullanılan engellerin akışı büyük ölçüde etkilediği görülmüştür. Kritik ısı akısının artırılmasında, silindirik ve kafes kesitli engelin kullanıldığı durumlarda %6 ile %17 değerleri arasında iyileşme sağlanmıştır.

Wu (2014), yapmış olduğu sayısal çalışmada, dikdörtgen kesitli kanalların en-boy oranlarının ısı transferi ve akış üzerindeki etkilerini incelemiştir. Gerçekleştirmiş olduğu çalışmada AR değerlerini 1, 0.75, 0.5, 0.25 olarak, Reynolds sayısını 300, Pr değerini ise 0,7 olarak almıştır. Her bir AR değerinde kanallar ile ölçümler yapılmıştır. Ölçümler sonucunda elde edilen verilere göre, kanal en boy artırılması akışın verimliliğini ve sıcaklık değişimini dikey yönde artırabilir. Nusselt sayısının ise girişten çıkışa kanal yüksekliği boyunca azaldığını belirtmiştir.

Fröhlich ve ark. (1998), yapmış oldukları sayısal çalışmada, dikdörtgen kesitli kanal içerisine akışa dik bir şekilde yerleştirilmiş dairesel kesitli bir engelin ısı transferine etkisini LES metodunu kullanarak incelemişlerdir. Reynolds sayısını 3900 ve 140000 olarak almışlardır. Ölçümlerini kanal daha önceki çalışmalarda farklı metodolar sonucu bulunan değerlerle karşılaştırmışlardır.

Shui ve ark. (2013), gerçekleştirmiş oldukları çalışmada, kanal en-boy oranının ısı transferine ve sürtünme özelliklerine etkisini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Deneylerinde yerel ısı transferi katsayı dağılımlarını ve sürtünme faktörü verilerini ölçmek için buhar soğutmalı kanallar kullanmışlar ve kanal içerisine  $60^\circ$  açılı engeller yerleştirmişlerdir. Test durumlarında  $AR=1/4$ ,  $1/2$ ,  $1/1$  ve  $2/1$  olmak üzere 4 farklı AR değerine sahip kanallar kullanılmıştır. Kanal içerisinde ise 4 farklı hidrolik çapta engeller kullanmışlardır. Reynolds sayısını ise 10000 ile 80000 aralığında almışlardır. Deneysel ve sayısal ölçümler sonucunda verilerin benzer bir eğilim gösterdiği görülmüştür. Elde edilen verilere göre ısı transfer katsayısı kanal boy oranı arttıkça arttığı görülmüştür ( $AR=1/1$  hariç). Buhar kullanarak gerçekleştirilen deneyler sonucunda ısı transfer katsayısının aynı şartlar altında hava kullanılarak gerçekleştirilen deneylerde elde edilen ısı transferi katsayısından %12 ile %25 aralığında daha yüksek olduğu bulunmuştur.

Sarkar (2009), yapmış olduğu çalışmada, dairesel kesitli bir engel yerleştirilen kanaldaki akışı LES metodunu kullanarak incelemiştir. Çalışmasında 0.25, 0.5 ve 1 olmak üzere üç farklı G/D oranını almışlardır. Burada G engelin kanal tabanından yüksekliği, D ise engel çapıdır. Reynolds sayısını ise 1400 değerinde belirlemiştir. Yapılan ölçümler sonucunda G/D oranının ısı transferi ve duvar sınır tabakasının değişiminde oldukça etkili olduğu görülmüştür. G değerinin düşük olduğu durumlarda sınır tabaka değeri ve engel arkasında oluşan girdap değerlerinin daha yüksek olduğu belirlenmiştir. En yüksek ısıl verimlilik G değerinin 0,6 olduğu durumda gerçekleşmiştir.

Bhadouriya ve ark. (2015), yapmış oldukları sayısal çalışmada, bükülmüş kare kesitli kanal içerisindeki hava akışının ısı transferi ve sürtünme faktörü üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Deneyler, uniform duvar sıcaklığı sınır koşulu 11,5 ile 16,5 değerlerinde büküm oranı ve Reynolds sayısını 600 ile 70000 değerleri arasında alınarak hava ile gerçekleştirilmiştir. Çalışmalar sonucunda düz kare kanal ile karşılaştırıldığında 11,5 büküm değerine sahip kanalda daha iyi ısı transferi ve basınç düşüşü elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlar kompakt ısı değiştirici tasarımlarına yardımcı olacağı ifade edilmiştir.

Ahmed ve ark. (2015), yaptıkları sayısal ve deneysel çalışmada, kombine girdap üretici ve nanosiviler kullanarak eşkenar üçgen kanalda ısı transferini ve akışkan özelliklerini incelemişlerdir. İki farklı nanosiviyi su içerisinde damıtarak süspansiyon haline getirip kanal içerisinde geçirmişlerdir. Gerçekleştirilen deneysel ve sayısal çalışmalar sonucunda baz sıvı ile kanal içerisinde vorteks üretici kullanılmasının ısı transferini ve ısı verimliliği olumlu yönde etkilediği görülmüştür. Ölçümler sonucunda bileşik vorteks üreticileri kullanarak basınç değerinde düşüş elde edilebileceği gözlemlenmiştir.

Gutierrez ve ark. (2015), dikdörtgen kesitli yatay bir kanal içerisine paralel şekilde farklı geometrilerde engeller, bloklu ısıtıcılar ve kavisli akım kısıtlayıcı yerleştirilerek ısı transferi üzerindeki etkisini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmada deflatörlerin amacı kanal içerisinde ısı hareketi artırmak ve bloklar arasında oluşan akışını değiştirmektir. Yapılan çalışmanın genel amacı minimum basınç düşüşü ve maksimum ısı transferi için engel geometrisi, yön değiştirici konumu, kanal yüksekliği ve saptırıcı yarıçapı gibi parametrelerin etkisini belirlemektir. Çalışmalar sonucunda farklı geometrik faktörlerin ısı transferi üzerinde güçlü bir faktör olduğu görülmüştür. En iyi ısı verimliliği tekli saptırıcının kullanıldığı durumda ölçülmüştür.

Promvonge ve ark.(2014), gerçekleştirmiş oldukları deneysel çalışmada, kare kanal içerisine bükümlü şeritler yerleştirilerek ısı transferine etkisini incelemişlerdir. Elde edilen verilere göre şeritlerin büküm açılarının ısı transferini etkilediği görülmüştür. Tek bükümlü şerit %17 daha fazla ısı verimliliği sağlanmıştır.

Kotcioğlu ve ark. (1998), içerisinde girdap üreticilerin bulunduğu dikdörtgen kesitli kanallardaki ısı transferini, farklı Reynolds sayılarında ve türbülanslı akış koşullarında deneysel olarak incelemişlerdir. Kanal içerisine girdap üreticileri sistemli bir şekilde daralan ve genişleyen durumda yerleştirilmiştir. Yerleştirilen bu kanatçıkların açıları  $7-20^\circ$  değerleri aralığında değiştirilmiştir. Yapılan ölçümler sonucunda her bir kanatçık çiftinin arka kısmındaki geçiş bölgelerinde güçlü bir akış karışımı gözlemlenmiştir. Bu akış karışımının ısı transferinin iyileşmesini sağladığı tespit edilmiştir.

Gül ve Evin (2006), yapmış oldukları deneysel çalışmada, kesit değişiminin akış karakteristikleri üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Çalışmalarında 300 mm kanal boyunca kesit değişimi gerçekleştirerek yatay ve düşey yöndeki hız dağılımlarını gözlemlemişlerdir. Kanalın giriş ve çıkış kesit oranını 1,2 kanalın üst-alt kenarlarının ve yan kenarlarının kanal eksenleri ile yaptıkları açıları sırasıyla 4° ile 5° olarak belirlemişlerdir. Reynolds sayısını 12000-500000 aralığında almışlardır. Çalışma sonucunda kanalda eksen boyunca meydana gelen alan artışı nedeniyle akışkan, kanal içerisinde ilerledikçe hızdaki azalmalar açıkça görülmüştür. Kesit alanı değişiminin akışın hız dağılımı üzerinde etkili olduğu belirlenmiştir.

Mikielewicz ve ark. (2012), yaptıkları sayısal çalışma ile, bir rüzgar tüneli içerisine eğimli engeller yerleştirerek ısı transferine etkisini incelemişlerdir. Çalışmalarında Reynolds sayısını 9000-35500 aralığında, kanal en-boy oranını 6,37 ve engel en-boy oranını 11 olarak almışlardır. İlk olarak kararlı-sıvı kristal tekniği ile yüzey sıcaklığı ve ısı transferi katsayılarını incelemişlerdir. İkinci durumda ise PIV yöntemini kullanarak engeller ile oluşturulan engelin akış şeklinin çıkarmaya çalışmışlardır. Çalışma sonucunda engel kullanılan kanallarda elde edilen verilerin boş kanalda elde edilen verilere göre iki veya üç kat yüksek olduğu belirlenmiştir.

Chang ve ark. (2010), yaptıkları deneysel çalışma ile, duvarları pürüzlü ve çukurlu altıgen kanallar kullanarak ısı transferi üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Çalışmalarında 4 farklı çukur geometrisi ve 900-30000 aralığında Reynolds sayısını kullanmışlardır. En iyi sonuç dış bükey-iç bükey duvarlı kanalda gerçekleşmiştir.

Chaitanya ve Dhiman (2012), yapmış oldukları sayısal çalışmada, kanal içerisine dairesel kesitli iki engel yerleştirerek ısı transferi ve sürtünme faktörü üzerindeki etkisini momentum ve enerji denklemlerini çözerek incelemişlerdir. Sonrasında aynı durumları ANSYS Fluent programında çözümlenmişlerdir. İncelemelerini Reynolds sayısını 1-40 aralığında, Prandtl sayısını 50 ve T/D oranlarını 1,5-4,0 belirleyerek gerçekleştirmişlerdir. Elde edilen veriler ışığında ortalama Nusselt sayısının T/D oranının artırılması ile yükseldiği belirlenmiştir. En iyi ısı verimliliği ve düşük sürtünme katsayısı,  $Re=40$  ve  $T/D=1,5$  parametreleri için %42 olarak gerçekleşmiştir.



Chen ve ark. (2015), gerçekleştirmiş oldukları deneysel çalışmada, bir rüzgâr tüneli içerisine üzerine delikler açılmış dairesel kesitli bir boru engel yerleştirerek ısı akışındaki değişimi ve silindir üzerinde girdap oluşumunu pasif akış kontrol yöntemi ile incelemiştir. Çalışmalarında Reynolds sayısını 41600, dairesel engel boyutlarını ise iç çap 70 mm, dış çap 78 mm, kalınlık ise 30 mm olarak almışlardır. Dairesel engel üzerine 24 adet 15x4 mm kesitlerinde kanallar açmışlardır. Ölçümlerini farklı X/D oranlarına göre yapmışlardır. İncelemeler neticesinde pasif jet kontrol yöntemi kullanarak akışta %33,7 ile %90,6 iyileştirme elde etmişlerdir.

Turgut ve ark. (2009), yaptıkları sayısal çalışma ile, yamuk kesitli kanal içerisindeki hidrodinamik ve ısı olarak gelişmekte olan üç boyutlu zorlanmış konveksiyon ısı transferini kararlı rejim ve sabit yüzey sıcaklığı şartları altında incelemiştir. Reynolds sayısını 100-800 arasında ve Pr sayısını 0,7 olarak almışlardır. Çalışma sonucunda yerel Nusselt sayıları kanal boyunca mesafenin fonksiyonu olarak çizilmiştir.

Bhattacharyya ve Maiati (2004), kanal duvarına paralel bir şekilde yerleştirilen kare kesitli bir engelin ısı transferine etkisini sayısal olarak incelemiştir. İncelemelerinde farklı Reynolds sayılarını ve kare kesitli engelin kanal taban yüzeyinden yüksekliklerini ölçüm parametreleri olarak almışlardır. Yaptıkları sayısal çalışma sonucunda, yerleştirilen engelin kanal tabanına olan mesafesi artırıldığında ısı transferinde artış olduğunu gözlemlemişlerdir. Ancak engel arkasında yüksek oranlarda olumsuz vorteks oluştuğunu fark etmişlerdir.

Evin ve Tanyıldızı (2006), yapmış oldukları deneysel çalışmada, kısmi olarak ısıtılan dikdörtgen kesitli bir kanalda, üst akış bölgesine yüzeye paralel, akışa dik bir konumda yerleştirilen farklı çaplardaki dairesel engellerin ısı transferi üzerindeki etkilerini incelemiştir. Yapılan ölçümlere bağlı olarak yüzeyin ısıtılan bölgesi için ortalama Nusselt sayılarının engelden yatayda ve düşeyde belirli uzaklıklarda maksimum değerlere ulaştığı görülmüştür. Engel kullanılan kanallarda elde edilen verilerin, boş kanalda elde edilen değerlere göre daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. Engelsiz duruma nispeten 0,03 m çaplı engel ile 1,346 kat, 0,02 m çaplı engel ile 1,211 kat daha yüksek ısı transferi elde edilmiştir.

Peng ve ark. (2003), yapmış oldukları deneysel çalışma ile, bir boru içerisine üçgen kesitli engeller yerleştirilerek ısı transferine etkisini incelemişlerdir. Çalışmalarında 50 mm çapındaki boru içerisine iki adet üçgen engel yerleştirmişlerdir. Üçgen engeller arası mesafeyi ise 35 mm ve 65 mm olarak belirlemişlerdir. Ölçümler sonucunda elde edilen verilere göre üçgen geometrilerinin ve aralık değerlerinin ısı transferi üzerinde oldukça etkili olduğunu tespit etmişlerdir.

Selimefendiğil ve Öztop (2014), gerçekleştirdikleri sayısal çalışma ile kanal içerisine yerleştirilmiş dönel bir engelin ısı transferi üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Kanal alt yüzeyinde manyetik bir sistem yerleştirilerek engel üzerinde manyetik etki oluşturmuşlardır. Çalışmalarında Reynolds sayısını 10 ile 200, engel dönme açısını ise -75 ile 75 derece aralığında almışlardır. Çalışmadan elde edilen veriler ışığında manyetik etkinin azaltılması ve Reynolds sayısının artırılması ile yerel Nusselt sayısında artış olduğu tespit edilmiştir.

Beskok ve ark. (2012), dikdörtgen kesitli bir kanal içerisine yerleştirilmiş dairesel kesitli engeli belirli açılarda döndürerek ısı transferi ve sürtünme faktörü üzerindeki etkilerini sayısal bir çalışma ile incelemişlerdir. Çalışmalarında Reynolds sayısını 100 olarak belirlemişlerdir. Yapılan ölçümler sonucunda engel dönüş açısının Nusselt sayısının artışından etkili olduğu görülmüştür. Engel arkasından gerçekleşen vorteks dinamikleri, ısı sınır tabakası ve Prandtl sayısının ısı transferinin geliştirilmesinde önemli rol oynadığı ortaya çıkarılmıştır.

Barik ve ark. (2015), yapmış oldukları sayısal çalışma ile, farklı çıkıntılı yüzeyleri olan küçük kesitli dikdörtgen kanal içerisinde hidrodinamik değişimleri ve ısı değişimleri incelemişlerdir. Dikdörtgen, üçgen ve yamuk kesitli olmak üzere üç farklı çıkıntı yüzeyi kullanmışlardır. Ölçümlerinde  $X/D_h$  oranlarını referans olarak gerçekleştirmişlerdir. Elde edilen verilere göre, üçgen çıkıntılı kanal ile elde edilen değerlerin diğer çıkıntı geometrileri ile elde edilen değerlere kıyasla daha fazla ısı aktarma ve geliştirme oranı sağlanmıştır.

Singh ve ark. (2015), gerçekleştirdikleri sayısal ve deneysel çalışmada, ısıtılmış farklı kesitlere sahip kanallar içerisine farklı kesitlerde engeller monte ederek ısı transferine ve sürtünme faktörüne etkilerini incelemişlerdir.

Çalışmada engel hidrolik çapları eşit alınmıştır. Reynolds sayısı 10000-25000 aralığında tercih edilmiştir. Çalışmanın amacı sabit kütle akış hızları için akımın gerçekleştiği kesitlerin etkisini incelemektir. Çalışmalardan elde edilen sonuçlara göre, sabit Reynolds sayılarında silindir kanal içerisinde dairesel engel kullanılan durumda en iyi sonuç elde edilmiştir.

Hussam ve Sheard (2015), yaptıkları sayısal çalışmada, dikdörtgen kesitli bir kanal içerisine dairesel engeller yerleştirerek yüksek Hartmann sayılarında ısı akışını incelemişlerdir. Çalışmalarında farklı Reynolds sayılarını ve engelin kanal tabanından olan yüksekliğini dikkate almışlardır. G/D oranlarını 4,5-2,25-1,13-0,75-0,38 ve 0,19 olarak belirlemişlerdir. İncelemeler sonucunda engelin taban yüzeyinden olan mesafesinin büyük ölçüde ısı verimliliği ve akışı değiştirdiği görülmüştür. Dairesel engelin kanal merkezine yerleştirildiği durumda ısı transferinde %48 iyileşme tespit edilmiştir.

Wang ve Zhao (2015), yapmış oldukları çalışmada, LES metodunu kullanarak dikdörtgen kesitli kanal içerisine akışa dik bir şekilde yerleştirilmiş dairesel kesitli engelin ısı transferine etkisini sayısal olarak incelemişlerdir. Ayrıca bu çalışmada küçük ölçekli girdap üretici varlığı da incelenmiştir. Dairesel engelin çapının kanal tabanına olan uzaklığa oranı olarak G/D 0 ile 6,0 aralığında alınmıştır. Reynolds sayısını ise 3745 olarak seçilmiştir. Çalışma sonucunda kanal içerisine yerleştirilen dairesel engelin akışı büyük oranda değiştirdiği görülmüştür. G/D oranının 4,5 ten yukarı olduğu durumlarda Karman vorteks çizgisi görülmeye başlamıştır. Engelin kanal tabanına yakın olduğu durumlarda ise girdap oluşumunun bastırıldığı gözlemlenmiştir.

Çalışkan (2014), boylamasına kanatçıktan çıkarılarak elde ettiği yeni oluşturulmuş üçgen ve dikdörtgen şekilli girdap üreticiler bulunan dikdörtgen kanalda, ısı transferi değişimini deneysel olarak incelemiştir. Hem üçgen hem de dikdörtgen girdap üreticileri, boylamasına olan kanatçıktan 15°, 45° ve 75° olacak şekilde çıkarılmıştır. Reynolds sayısının 3288-37817 olduğu aralıkta, enine kanatçık aralığının (S), kanatçık yüksekliğine (h) oranı  $S/h = 0,59$  ve kanatçık yüksekliğinin (h), kanal yüksekliğine (H) oranı  $h/H = 0,6$  için ölçümler yapmıştır.

Hem üçgen hem de dikdörtgen girdap üreticilerinin ısı transfer sonuçlarını düz yüzey ile karşılaştırmıştır. En iyi ısı transfer performansını üçgen girdap üreticiler ile elde etmiştir. Girdap üreticilerin kullanımından dolayı ısı transferinde %23-55 arasında bir iyileşme olduğunu saptamıştır.

Koo ve Kleinstreuer (2004), bilgisayar ortamında gerçekleştirdikleri sayısal çalışma ile, farklı geometrilerdeki mikro kanallarda gerçekleşen viskoz yayılımın ısı transferi üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Çalışmalarında su, methanol, izopropil alkol gibi akışkanlar kullanmışlardır. Yaptıkları incelemeler sonucunda, kanallardaki viskoz yayılımın kanal geometrik parametrelerine (en-boy oranı) bağlı olduğunu tespit etmişlerdir.

Baytaş ve ark. (2011), gerçekleştirmiş oldukları deneysel çalışmada, dikdörtgen kesitli bir kanal içerisine daire, kare ve  $45^\circ$  döndürülmüş kare engeller koyarak gözenekli ortam şartları oluşturarak ısı transferi üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Bu üç durum için kanal kesiti içindeki hız dağılımları, ara yüzey ve Darcy hızları deneysel olarak tespit edilmiştir. Çalışma sonucunda elde edilen verilere göre en yüksek maksimum hızın kare engel kullanılan durumda olduğu tespit edilmiştir. En düşük maksimum hızın ise  $45^\circ$  döndürülmüş kare engellerin kullanıldığı durumda olduğu görülmüştür.

Zhang ve Parot (2000), yapmış oldukları çalışmada, kanal içerisine yerleştirilen üçgen kesitli engelin etrafında gerçekleşen türbülanslı akışı sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmalarını Reynolds sayısını 45000 değeri için gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarında girdap kopmaların zamana bağlı çözümlerde elde ettikleri Strouhal sayısı ve zaman ortalama hız profillerinin daha önceden yapılan deneysel çalışma sonuçları ile uyumlu olduğunu belirlemişlerdir. Ancak zamandan bağımsız hız çözümlerinde zaman ortalama hız profilleri verimli çıkmamıştır.

Turgut ve ark. (2014), yapmış oldukları çalışmada, farklı kesitlerdeki dikdörtgen kanallarda hidrodinamik ve ısıl olarak gelişmekte olan laminar akış ve ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir.

Çalışmada farklı en/boy oranlarında (0,25-0,5-1,0) üç farklı kanal kullanılmıştır. Sayısal çalışma ANSYS Fluent 13,0 paket programı vasıtasıyla gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar Nusselt sayısı, sürtünme faktörü, hidrodinamik ve ısı gelişme uzunluklarının Reynolds sayısı ile değişimi şeklinde ifade edilmiştir. Çalışma sonucunda ısı olarak tam gelişmiş şartlardaki Nusselt değeri en/boy=1, 0,5 ve 0,25 için sırasıyla 2982, 3413 ve 4461 olarak bulunmuştur.

Luo ve ark. (2005), yapmış oldukları sayısal çalışmada, eşkenar üçgen kanal içerisine kare kesitli engeller yerleştirilerek ısı transferi üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Çalışmalarında ANSYS Fluent paket programını kullanmışlardır. Reynolds sayısını 10400 değerinde almışlardır. Çalışma sonuçlarına göre düzgün aralıklı engel kullanımı ile ısı performansta artış gözlemlenmiştir. Engel konumlandırılan köşelerde ise ısı değerlerinde düşüş görülmüştür.

Zhou ve ark. (2000), yaptıkları sayısal çalışmada, merkezler arası mesafeleri 1,5D ve 3D olacak şekilde konumlandıkları engellerin türbülanslı akış şartlarında ısı transferi üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Akışa dik bölgede Reynolds gerilmeleri büyük küçük çap/aralık değerlerinde asimetric olduğu görülmüştür. Bunun nedeni olarak silindirler arasındaki boşluktan geçen akışın silindir arkasında yönün yapması olduğunu ifade etmişlerdir.

Luo ve ark. (1999), bir kare modelin arkasında çeşitli yatay ve düşey konumlarda yerleştirilen diğer bir kare modelle olan etkileşim ve ilişkilerini incelemişlerdir.  $L/D=2-16$  ve  $T/D=0-3,5$  arasında modellere ait kaldırma ve sürüklenme kuvvetlerinin çalkantılı ve ortalama değerlerini elde etmişlerdir. Özellikle  $L/D=3-4$  ve  $T/D=2-3$  bölgelerindeki değişimin özelliklerini belirtmişlerdir. Ayrıca, A salınım yüksekliği olmak üzere arkadaki modeli akışa dik yönde salınım yapacak şekilde sabit frekanslarda hareket ettirerek bunun aerodinamik kuvvetlere ve girdap etkilerini araştırmışlardır.

Mittal ve Raghuvanshi (1998), gerçekleştirdikleri çalışmada, dikdörtgen kesitli kanal içerisine iki farklı çapta dairesel kesitli engeller yerleştirilerek girdap oluşumu ve ısı transferi değişimini sonlu elemanlar metodunu kullanarak incelemişlerdir.

Çalışmalarını bir adet büyük çapta dairesel engel ve bu engelin arkasına çok daha küçük çapta başka bir dairesel engel kullanarak, farklı konumlarda, farklı P/D ve farklı T/D değerleri için yapmışlardır. Yapılan incelemeler sonucunda iki engel kullanılarak yapılan deneylerde tek engel kullanılarak yapılan deneylere kıyasla daha iyi ısı transferi sağlanmıştır.

Fu ve Tong (2004), yaptıkları sayısal çalışmada, bir kanal içerisine yerleştirilmiş salınımlı dairesel kesitli bir engelin ısı transferi ve sürtünme faktörü üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Kanal içi engelin davranışları Lagrange-Euler denklemleri kullanılarak açıklanmaya çalışılmıştır. Isı transferi özellikleri, Reynolds sayısı, salınımlı frekans etkisi gibi parametrelere bağlı olarak incelenmiştir. Yapılan ölçümlerde ısıtılmış bloklardan ısı transferinin çok gelişmiş olduğu tespit edilmiştir.

Sebastian ve Shine (2015), yaptıkları çalışmada, dikdörtgen kanal içerisine yerleştirilmiş yatay ısıtmalı dairesel bir engelin etrafında oluşan ısıl değişimleri sayısal olarak incelemişlerdir. Sonlu elemanlar metodu ile elde ettikleri sonuçları deneysel verilerle karşılaştırmışlardır. İncelemeler sonucunda silindirin alt ve üst kısımlarında açık geniş aralığında ısı akışları olmuştur. Silindirin üst konumda olduğu durumlarda Nusselt sayısında artış görülmüştür.

Valencia (1999), yapmış olduğu sayısal çalışmada, bir kanal içerisinde periyodik olarak enine bir şekilde monte edilmiş dikdörtgen kesitli engellerin ısı transferi üzerindeki etkisini araştırmıştır. İncelemeler sürekli laminer akış şartları altında yapılmıştır. Engel kullanımı ile kanal içerisindeki akışta sürekli salınımlar ve girdap dönüşümleri oluştuğu görülmüştür.

Liou ve Chen (1997), yaptıkları deneysel çalışma ile, dikdörtgen kesitli kanal içerisine akışa dik bir şekilde farklı konumlarda yerleştirdikleri kare kesitli engelin ısı transferi üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. İncelemelerini farklı engel kesitleri ve engelin kanal taban yüzeyinden olan yükseklik değerlerine göre gerçekleştirmişlerdir. H/D oranlarını 0,081, 0,106 ve 0,162 değerlerinde, Reynolds sayısını da 5000-50000 aralığında belirlemişlerdir. Nusselt değişimini belirlemek için ölçümler Lazer Doopler metodu ile gerçekleştirilmiştir. En yüksek Nusselt sayısı H/D oranı 0,106 olan engelin kullanıldığı deneyde elde edilmiştir.

Çalışmalar sonucunda boş kanal ile elde edilen veriler ile karşılaştırıldığında, engel yerleştirilerek yapılan çalışmalarda 1,3 kat daha yüksek ısı performans ve 1,9 kat daha yüksek pompa gücü elde edilmiştir.

Şahin ve ark. (2005), daralan genişleyen dizilime sahip dikdörtgen kanatçıklı ve Yakut ve ark. (2006), altıgen kanatçıklı ısı değiştiricilerinde belirledikleri parametrelerin ısı transferi ve akış karakteristiklerine olan etkilerini Taguchi deneysel dizayn metodunu kullanarak incelemiştir.

Chandar ve ark. (2003), yaptıkları deneysel çalışmada kare kesitli kanal içerisine, kanal yüzeyine gelecek şekilde sıralı engeller yerleştirerek türbülanslı akış altında ısı transfer karakteristiklerini deneysel ve sayısal olarak karşılaştırmalı incelemiştir. Ölçümlerini  $e/D_h=0,0625$ ,  $L/D_h = 20$  ve Reynolds sayısının 10000-80000 aralığında gerçekleştirmişlerdir. Yaptıkları incelemeler neticesinde kanal yüzeylerinde oluşturulan pürüzlülüğün ısı transfer miktarının arttığını gözlemlemiştir. Kanal yüzeylerine eklenen engel sayısının ısı transferi performansını ile doğru orantılı olarak arttığını saptamışlardır.

Kotcioğlu ve ark. (2013), yapmış oldukları çalışmada, periyodik olarak yerleştirilmiş levha tipi daralan-genişleyen yönlendiricilere sahip bir ısı değiştiricisinin bulunduğu dikdörtgen kesitli kanalda kanat eğim açısının, genişliğinin, yüksekliğinin, ısı transferi ve basınç düşüşüne etkilerini Taguchi deneysel dizayn metodu kullanarak incelemiştir. Taguchi deneysel dizayn metodunda performans parametreleri olarak Nusselt sayısı (Nu) ve sürtünme faktörünü (f) seçmişler ve bu parametrelere bağlı olarak bir deneysel plan (L25(56)) seçmişlerdir. Bu deneysel plan sonucunda ısı değiştiricisi dizaynında Taguchi deneysel dizayn metodunda minimum basınç düşüşü ve maksimum ısı transferini belirlemek için bir optimizasyon yapmışlardır.

Wang ve ark. (2016), yapmış oldukları sayısal çalışmada, H tipi bir boru modellemesi yaparak, içerisine engeller yerleştirerek bu engellere ait parametrelerin ısı performansına etkisini Taguchi dizayn metodunu kullanarak incelemiştir. Çalışmalarında engellere ait yükseklik, kesik değeri gibi parametrelere bağlı olarak incelemelerini gerçekleştirmişlerdir. Performans, ısı transferi ve akış sürtünme faktörü karakteristikleri ayrıntılı olarak ele alınmıştır.

Yapılan incelemeler sonucunda, engel genişlik ve yüksekliğinin ısı transferi üzerinde önemli rol oynadığı görülmüştür. Reynolds sayısının 9000-24000 aralığında %16 iyileşme olduğu tespit edilmiştir.

Güneş ve ark. (2011), yapmış oldukları deneysel çalışmada, dairesel kesitli kanal içerisine enine kesit sargılı tel engel yerleştirerek ısı transferi ve basınç değişimi üzerindeki etkisini Taguchi dizayn metodunu kullanarak incelemiştir. Çalışmada boru çapı ( $s/D$ ), hatve oranı ( $P/D$ ), tel ile kanal kesiti arasındaki boşluk değerleri ( $a/D$ ), Taguchi metodu parametresi olarak seçmişlerdir. Deneysel plan dizisi ise  $L9(3^4)$  seçilmiştir. Elde edilen verilere göre en iyi sonuç,  $s/D=0,0357$ ,  $P/D=1$ ,  $a/D=0,0714$  ve  $Re=19800$  değer dizisinde elde edilmiştir.

Lu ve ark. (2015), gerçekleştirmiş oldukları deneysel çalışmada, dairesel kesitli bir kanal içerisine spiral engeller yerleştirerek ısı transferine etkisini Taguchi dizayn metodunu kullanarak incelemiştir. Çalışmada tüp dış çapı, spiral engel çapı, spiral engel aralık mesafesi gibi parametreleri kullanmışlardır. İncelemeler sonucunda, engel dış çapının artması ile Nusselt sayısında ve basınç değerlerinde artış olduğu görülmüştür ancak engel aralık mesafesi arttıkça Nusselt sayısı ve basınç değerleri azalmıştır.

Chamoli (2015), yapmış olduğu deneysel çalışmada, dikdörtgen kesitli kanal içerisine delikli V kesitli engeller yerleştirerek ısı transferi üzerindeki etkilerinin Taguchi dizayn metodunu kullanarak incelemiştir. Çalışmasında, dizayn metodu olarak  $L16(4^4)$  ortogonal dizisini kullanmıştır. Çalışmada minimum basınç düşüşü ve maksimum Nusselt sayısı amaçlanmıştır. Gerçekleştirilen çalışmalar sonucunda, en iyi sonuçlar  $A2B2C1D4$  ve  $A4B1C4D3$  dizilerinde elde edilmiştir.

Bilen ve ark. (2001), gerçekleştirmiş oldukları deneysel çalışmada, kare kesitli kanal içerisine ve duvarlarına dikdörtgen kesitli alüminyum engeller yerleştirerek ısı transferine ve basınç düşüşüne etkisini Taguchi dizayn metodunu kullanarak incelemiştir. Çalışmalarında Reynolds sayısını 1520-4520 aralığında, engel yerleşim açısını  $0-45^\circ$  aralığında almışlardır. Çalışmalarında, dizayn metodu olarak  $L9(3^4)$  ortogonal dizisini kullanmıştır. Çalışma sonucunda, deneysel çalışma ile Taguchi metodundan elde edilen verilerin son derece tutarlı olduğu saptanmıştır.



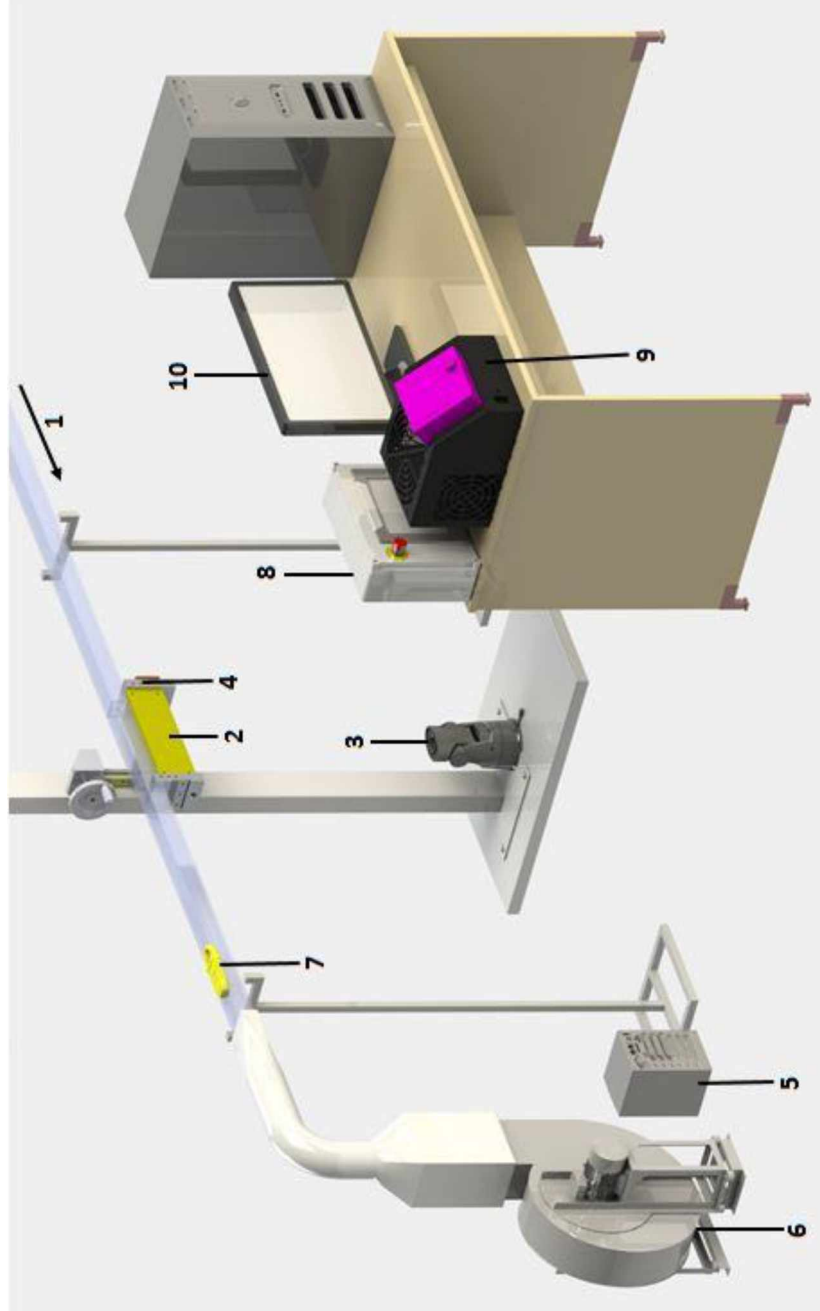
Literatür araştırmasından da görüleceği gibi, kanal içi engel ve farklı kanal geometrileri ile ilgili birçok deneysel ve sayısal çalışma gerçekleştirilmiştir. Literatürde genellikle tek bir kanal geometrisine, tek bir engel geometrisine ve çoklu olmayan dizilimlere bağlı olarak çalışılmıştır. Ancak farklı geometrilerdeki (AR=1,25, AR=1, AR=0,83, AR=0,625) kanallar ile farklı engel geometrileri ve bu engellerin kanal içerisindeki yerleşimi, dizilimlerine bağlı olarak karşılaştırılması pek yoktur. Bu amaca yönelik olarak dört farklı geometrideki kanallar içerisine yerleştirilen üç farklı geometriye sahip engellerin akış altında oluk mesafelerine bağlı olarak ısı transferi ve sürtünme faktörüne etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Ayrıca çalışmamızda Taguchi deneysel dizayn metodu kullanılarak ısı transferi ve sürtünme faktörüne etki eden optimum parametreler belirlenmiştir. Deneysel çalışmamızda, bu nedenle kanal içerisinde kullanılan engellerin farklı Reynolds sayılarında ısı transferi artışını belirleyebilmek için gerekli ölçümler yapılarak sonuçlarını yorumlamada kullanılacak veriler elde edilmiştir.

### 3. MATERYAL VE YÖNTEM

Deneyle, Hitit Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Laboratuvarı'nda kurulan deney düzeneğinde yapılmıştır. Bu bölümde deneysel çalışmanın yapıldığı deney düzeneği, test bölümü, sıcaklık değerlerinin ölçülmesi için kullanılan termal kamera ve ısıtma yüzeyi detaylı olarak anlatılmıştır.

#### 3.1. Deney Düzeneğinin Tanıtılması

Çalışmada kullanılan deney düzeneği Şekil 3,1'de detaylı olarak gösterilmiştir. Deney sisteminde fan, hava giriş bölümü, akış düzenleyicisi, termal kamera ile akış hızını, basınç farkını ve sıcaklığı ölçen cihazlar bulunmaktadır. Hava değişken hızlı bir fan ile kanalın test bölümünden geçirilmiştir. Çalışmada kullanılan kanal iç kesit alanları yükseklik ve genişlik olarak sırasıyla, AR=1,625 için 50x40mm, AR=1 için 50x50mm, AR=0,83 için 50x60mm ve AR=0,625 için 80x50 mm'dir. Kanal toplam uzunluğu 2500 mm'dir. Deneysel çalışmada kullanılan tüm kanallar 5 mm kalınlığındaki pleksiglas malzemeden imal edilmiştir. Isıtıcı plaka 277 mm uzunluğunda ve 50 mm genişliğindedir. Deneylede kullanılan ısıtıcı yüzey paslanmaz çelik folyodan imal edilmiş ve iki bakır plaka arasına düzgün bir şekilde gerdirilerek bağlanmıştır. Sürekli ısıtılan bir akış yüzeyi oluşturmak için folyo yüksek doğru akımlı bir güç kaynağı ile ısıtılmıştır. Reynolds sayısının bütün değerlerine bağlı olarak deneyle, tüm yüzeyler için  $562 \text{ W/m}^2$  olarak eşit ısı akısında yapılmıştır. Termal görüntüler kanala dik olarak ısıtıcının altına konumlandırılmış bir termal kamera ile elde edilmiştir. Paslanmaz çelik folyo yüzeyindeki ortalama ısı transferi katsayısı kanalın içindeki farklı hava akış oranları için ölçülmüştür. Deneysel verilerin hesaplanmasında, yorumlanmasında uygun adımların ve parametrelerin belirlenmesine bağlı olarak Taguchi deneysel dizayn metodu kullanılmıştır.

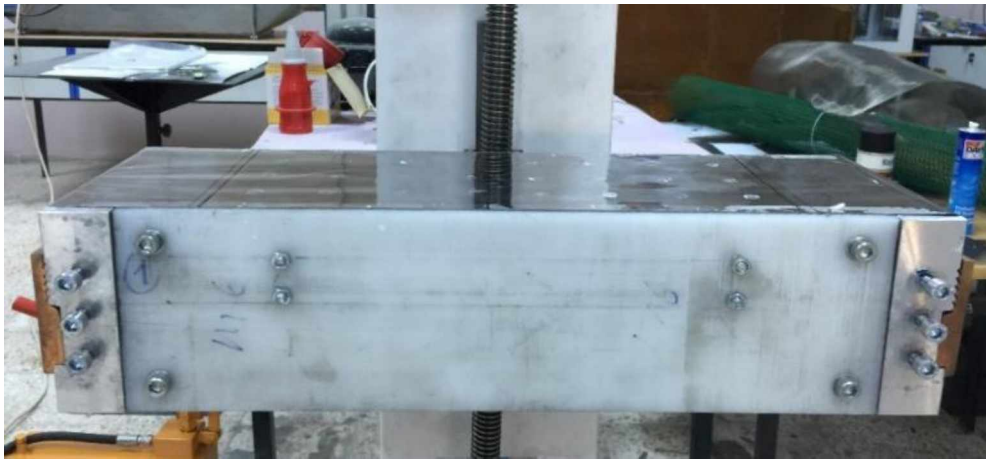


- |                        |                   |
|------------------------|-------------------|
| 1. Akış yönü           | 6. Fan            |
| 2. Test bölümü         | 7. Anemometre     |
| 3. Termal kamera       | 8. DC güç kaynağı |
| 4. Basınç probları     | 9. Mikromanometre |
| 5. Fan hızı ayarlayıcı | 10. Bilgisayar    |

**Şekil 3.1.** Deney düzeneğinin genel görünümü

### 3.1.1. Test bölümü

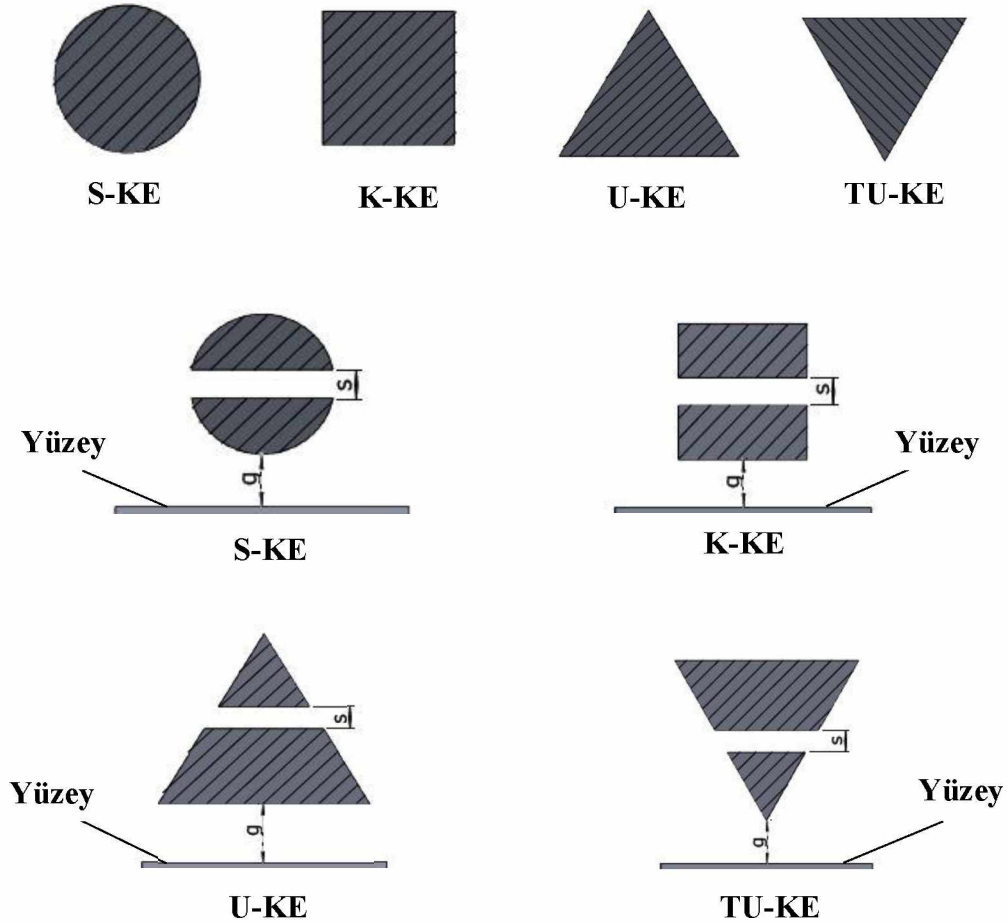
Isıtma yüzeyi paslanmaz çelik folyodan imal edilmiş ve 277x50 mm boyutlarında ve 0,02 mm kalınlığındadır. Isıtma yüzeyinin bulunduğu kısım ‘‘Test Bölümü’’ olarak isimlendirilmektedir. Test bölümü Resim 3,1’de gösterilmiştir. Yüzey üzerinde sabit ısı akısının sağlanması için ısıtma yüzeyi olarak paslanmaz çelik folyo seçilmiştir. Isıtma yüzeyinde (paslanmaz çelik folyo) ışıyım ile meydana gelecek kayıpları hesaplamak amacıyla 0,02 mm kalınlığındaki paslanmaz çelik folyonun alt yüzeyi yaklaşık 0,01 mm kalınlığında siyah boya tabakası ile kaplanmıştır. Aynı özelliklere sahip paslanmaz çelik folyo Sinan Çalışkan (2012), tarafından yapılan doktora tez çalışmasında da kullanılmıştır. Sinan Çalışkan, 0,02 mm kalınlığındaki paslanmaz çelik folyonun alt yüzeyini 0,01 mm kalınlığında siyah boya ile kapladıktan sonra boyalı ve boyasız yüzeyin emisivite değerini ölçerek, bu değerlerin sırasıyla 0,82 ve 0,13 olduğunu tespit etmiştir (Çalışkan, 2012). Bu deneysel çalışmada da aynı özelliklere sahip folyo kullanıldığı için boyalı ve boyasız yüzeyler için emisivite değerleri sırasıyla 0,82 ve 0,13 olarak alınmıştır. Yapılan araştırmalar sonucunda 0,02 mm kalınlığındaki paslanmaz çelik folyo çok ince olduğu için, paslanmaz çelik folyonun üst yüzeyinin sıcaklığı ile alt yüzeyinin sıcaklığının eşit olduğu tespit edilmiştir (Çalışkan, 2012). Bu sebeple deneysel çalışmamızda paslanmaz çelik folyonun üst yüzey ile alt yüzey sıcaklıkları eşit alınarak ısı transfer hesaplamaları yapılmıştır.



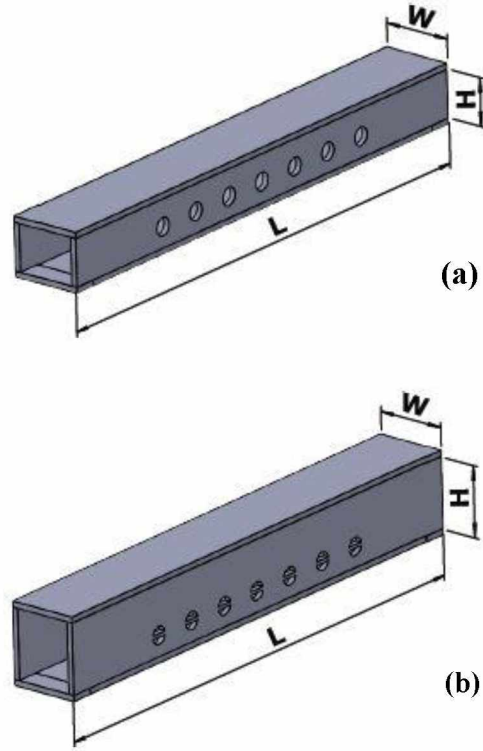
**Resim 3.1.** Test bölümü genel görünüşü

### 3.1.2. Engeller

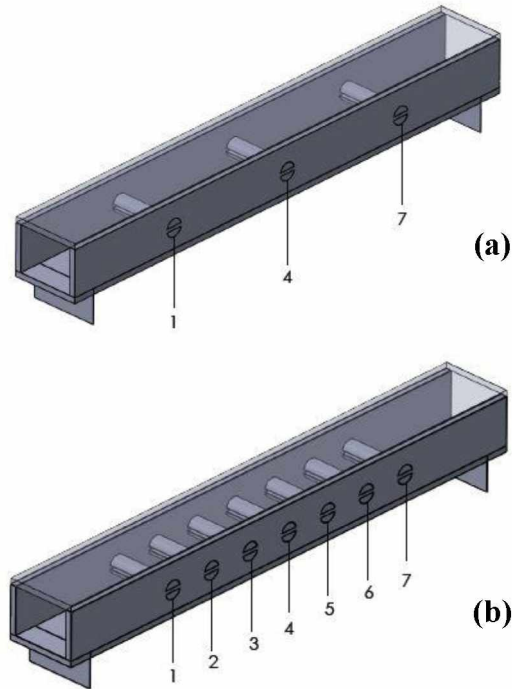
Çalışmalarımızda kullandığımız engeller ahşap malzemedен yüzey düzgünlüğü sağlanarak imal edilmiştir. Bu dört engel tipi de aynı uzunluğa ( $h$ ) ve aynı hidrolik çap ( $D_h$ ) değerlerine sahiptir. Deneysel çalışmalarımız, farklı kesitlerdeki engellerin tam ve bölünmüş aralık ( $s$ ) şekilleri olmak üzere, engelin yerden yüksekliği ( $g$ ) değerlerinde ve engellerin farklı dizilim biçimlerinde ( $S_x$ ) gerçekleştirilmiştir. Farklı engel kesitleri Şekil 3.2’de, farklı geometri tipine sahip kanalların genel görünümü Şekil 3.3’de ve Şekil 3.4’de engellerin kanal içerisindeki dizilimleri gösterilmiştir.



Şekil 3.2. Engel boyut ölçüleri, engel aralığı ve engelin yerden yükseklik ifadeleri



**Şekil 3.3.** Farklı geometri tipine sahip kanalların genel görünümü (a) AR=1  
(b) AR=0,83



**Şekil 3.4.** Engellerin kanal içerisindeki dizilim biçimleri (a) 1-7 Engeller  
(b) 1,4,7 Engeller

### 3.1.3. Isıtma yüzeyini gerdirme mekanizması

Isıtma yüzeyini gerdirme mekanizması Resim 3.2 ve 3.3’de gösterilmiştir. Isıtma yüzeyinin çok düzgün bir şekilde gerdirilmesi deneysel çalışmalarımızdan daha gerçekçi ve daha net sonuçlar elde etmemiz açısından oldukça önem arz etmektedir. Paslanmaz çelik folyonun bulunduğu ısıtma yüzeyinde ısınmadan kaynaklı uzamalar ve genleşmeler meydana gelecektir. Bu uzamalar ve genleşmeler ısıtma yüzeyinin mevcut gerginliği zamanla kaybolmasına sebep olacaktır. Güvenilir deneysel sonuçlar elde etmek için, ısıtma yüzeyinin sürekli olarak gerginliğini sabit tutmak amacıyla Resim 3.2’de gösterilen bir gerdirme mekanizması tasarlanarak imal edilmiştir.

Paslanmaz çelik folyoyu yüzeye iyice gerdirmek ve yüzeye sıkıştırmak için Resim 3.4’de görüldüğü gibi iki adet bakır pabuç kullanılmıştır. Bakır pabuçlar üzerine, ısıtma yüzeyine elektrik akımının düzgün bir şekilde iletilebilmesi, ısıtma yüzeyinin iyi bir şekilde gerginliğinin sağlanması ve bu gerginliğin korunması için 2 mm derinliğinde kanallar açılmıştır.



**Resim 3.2.** Folya gerdirme sistemi





**Resim 3.3.** Gerdirme mekanizmasının bağlantı yeri



**Resim 3.4.** Bakır pabuçlar

#### **3.1.4. Doğru akım (DC) güç kaynağı**

Isıtma yüzeyi üzerinde sabit ısı akısının sağlanabilmesi için paslanmaz çelik folyo Resim 3.5’de görülen 0-6 Volt ve 0-110 Amper aralığında değiştirilebilen DC güç kaynağı yardımıyla ısıtılmıştır. DC güç kaynağı ısıtma yüzeyine, test bölümünde yer alan bakır pabuçlar ile altı farklı noktadan Resim 3.6’da görüldüğü gibi bağlanmıştır. Bu şekilde ısıtma yüzeyine değişik akım ve voltaj değerlerinde güç verilmesi mümkün kılınmıştır.





**Resim 3.5.** DC güç kaynağı



**Resim 3.6.** DC güç kaynağının bağlantı elemanları

### 3.1.5. Termal kamera

Deney sistemimizde ısıtma yüzeyi üzerindeki sıcaklık dağılımlarının belirlenmesinde Resim 3.7’de görülen FLIR marka A640 model termal kamera kullanılmıştır. Paslanmaz çelik folyo üzerindeki sıcaklık dağılımına bağlı termal görüntüler, termal kameranın test bölümünün alt tarafına z yönüne dik bir şekilde yerleştirilmesiyle elde edilmiştir. Kamera AGEMA Researcher yazılımı ve bilgisayarlı termografi sistemi sayesinde, sıcaklıkları  $-20^{\circ}\text{C}$ ’den  $1200^{\circ}\text{C}$ ’ye kadar yaklaşık  $\pm\%2$  hassasiyetle ölçebilmektedir. Kullandığımız termal kamera sisteminde, 7,5 ile 13 mikrometre arasında  $320^{\circ}$ ye 240 piksel soğutulmamış odaksal yüzey belirleyici bulunmaktadır. Görüş alanı  $25^{\circ}\times 18,8^{\circ}/0,4$  m ve anlık görüş alanı 1,3 m-rad ve termal hassasiyet  $0,07^{\circ}\text{C} - 30^{\circ}\text{C}$  arasındadır. Termal kamera ile elde edilen görüntüler bilgisayar yardımı ile FLIR-QuickReport programı kullanılarak daha sonra analiz edilmek üzere görüntülenmiş ve kaydedilmiştir.



**Resim 3.7.** Termal kamera

### 3.1.6. Fan

Deney sistemine hava, Resim 3.8’de görülen devri ayarlanabilen 2950m<sup>3</sup>/saat kapasiteli, üç fazlı fan vasıtasıyla sağlanmıştır. Fan ile dikdörtgen kanala hava taşıyan boru arasındaki bağlantı bir nozul vasıtasıyla sağlanmıştır. Nozul fan çıkışına flanşından civatalar ile bağlanmıştır. Fan çıkışı ile dikdörtgen kanal arasındaki titreşimlerin en az seviyeye indirilebilmesi için fan çıkışı ile dikdörtgen kanal arasında Resim 3.8’de bulunan dairesel esnek boru kullanılmıştır.



**Resim 3.8.** Fan ve esnek boru sisteminin görüntüsü

### 3.1.7. Frekans kontrol cihazı

Deneysel çalışmalarımız farklı hızlarda gerçekleştirilmiştir. Farklı hızların elde edilebilmesi için fan debisinin farklı değerlerde ayarlanabilir olması gerekmektedir. Fan debisinin ayarlanabilmesi için de en verimli ve etkili yöntem frekans kontrol cihazı kullanılmasıdır. Bu sebeple fan debisini ayarlayabilmek için Resim 3.9'da gösterilen Vacon marka frekans kontrol cihazı kullanılmıştır. Frekans kontrol cihazı 0-50 Hz aralığında çalışmakta olup ve 0,01 Hz hassasiyete sahiptir.



**Resim 3.9.** Frekans kontrol cihazı

### 3.1.8. Anemometre ve basınç ölçüm cihazı

Gerçekleştirilen deneylerde hız ölçümleri için Resim 3.10'da gösterilen KIMO marka LV-107 model anemometre kullanılmıştır. Hız transmitterinin genel özellikleri Çizelge 3.1'de verilmiştir. Transmittere bağlı olan prob, esnek borunun çıkışında bulunan bunker ve kanal girişine monte edilmiş Resim 3.11'te gösterilen esnek kauçuk bağlantı lastiğinin ön kısmına konumlandırılmıştır.



**Resim 3.10.** Anemometre



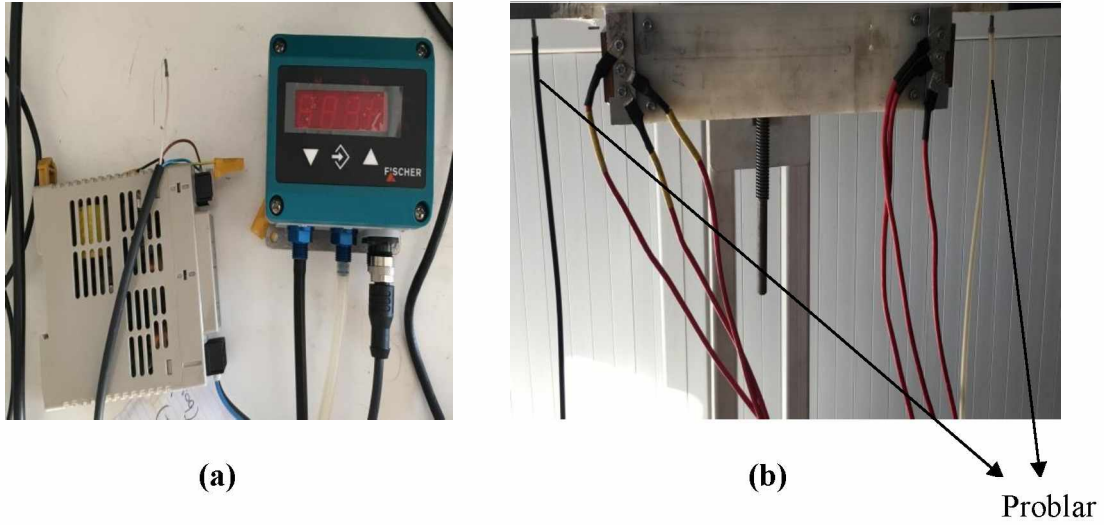
**Resim 3.11.** Esnek bağlantı lastiği

**Çizelge 3.1.** Hız transmitterinin teknik özellikleri

	Ölçü Birimi	Ölçüm Aralığı	Hassasiyet	Çözünürlük
<b>HAVA HIZI</b>	m/s, fpm, km/h	0,3 ile 3 m/s 3,1 ile 35 m/s	Okunan değerin $\pm\%3$ 'ü ya da $\pm 0,1$ m/s Okunan değerin $\pm\%1$ 'i ya da $\pm 0,3$ m/s	0,1 m/s
<b>HAVA DEBİSİ</b>	m <sup>3</sup> /h, cfm, l/s, m/h	0 ile 99999 m <sup>3</sup>	Okunan değerin $\pm\%3$ 'ü ya da $\pm 0,03$ m/s *alan (cm <sup>2</sup> )	1 m <sup>3</sup> /h
<b>ORTAM SICAKLIĞI</b>	°C, °F	-20 ile +80°C	Okunan değerin $\pm\%0,4$ 'ü ya da $\pm 0,3$ °C	0,1°C

Basınç ölçümleri Resim 3.12a'da gösterilen FISCHER (DE39) marka basınç ölçer kullanarak yapılmıştır. Basınç ölçere ait problemler Resim 3.12b'de görüldüğü gibi dikdörtgen kanalın test bölümünün giriş ve çıkış bölümlerine düzgün bir şekilde monte edilmiştir. Deney sisteminde kullanılan basınç ölçerinin genel özellikleri Çizelge 3.2'de verilmiştir.





**Resim 3.12.** (a) Basınç ölçer (b) Basınç probları

**Çizelge 3.2.** Basınç ölçerin teknik özellikleri

Ölçüm Girişleri	3 konnektör girişi, röleli yarıiletken elektriksel izolasyonlu (32V)
A/D Çevirici	24 Bit, 50 ölçüm/sn
Çıkış	2 soket, 1xRS bilgisayar çıkışı, 1xAnalog sinyal,hafıza,ekran
Ölçüm Aralığı	100 mbar
Hassasiyet	$\pm 2$ mbar
Ekran	Grafik 128x128 piksel, LED aydınlatma
Gövde	PA 6.6
Bağlantı	Paslanmaz çelik, seramik

### 3.1.9. Isıl çiftler

Test bölgesinin giriş ve çıkışındaki sıcaklıklar K tipi ısı çiftleri kullanılarak dijital termometre kullanılarak ölçülmüştür. Dijital termometre ve K tipi ısı çiftleri Resim 3.13 ve 3.14'de sırasıyla gösterilmiştir. Öncelikle ölçme devresini güvenli olarak kullanabilmek için, ısı çiftleri düzgün bir şekilde kalibre edilmiştir. K tipi ısı çiftlerinin kalibrasyonu iki şekilde yapılmıştır. Birinci durumda saf su ve buz bulunan bir kap bir ısıtıcı ile sürekli olarak ısıtılmıştır. Su banyosunun sıcaklığı artarken, banyo içerisine yerleştirilen termometreden sıcaklık değerleri okunarak ısı çiftlerinin kalibrasyonu yapılmıştır.

İkinci durumda bir barometre yardımıyla Çorum için atmosfer basıncı hesaplanarak bu atmosfer basıncına karşılık gelen saf suyun kaynama sıcaklığı tespit edilerek gerçekleştirilmiştir.

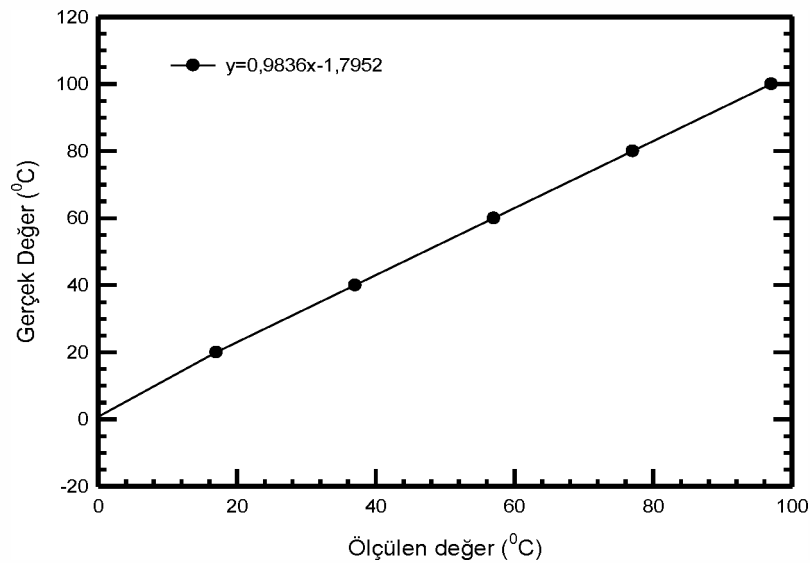
Elde edilen ölçüm değerleri 0-100°C arasında Şekil 3.6'da görüldüğü gibi çizilerek, kullanılan ısıl çiftler için sıcaklık ölçüm kalibrasyon eğrisi elde edilmiştir. Deneysel çalışmamızda ısıtıcı yüzeyin giriş ve çıkış sıcaklıkları, ısıtıcı yüzeye dikey olarak beş farklı mesafede ölçülüp, bu ölçümlerin ortalaması alınarak hesaplanmıştır.



**Resim 3.13.** Dijital Termometre



**Resim 3.14.** K tipi ısıl çift



**Şekil 3.5.** Isıl çiftlerin kalibrasyon eğrisi

### 3.2. Taguchi Deneysel Dizayn Metodu İle Optimizasyon İçin Deneysel Planı

Endüstriyel şartlar altında klasik deney tasarım yöntemlerinin kullanımını yeterince verimli ve kullanışlı olmamaktadır. Sistemi etkileyen faktör sayısının artmasıyla beraber, yapılması gereken deney sayısı da hızla artmakta ve buna bağlı olarak uygulamalar zorlaşmakta, maliyetler artmakta ve daha çok zaman gereksinimi doğmaktadır. Bu sebeple bu tarz durumlarda kesirli faktöriyel tasarım olan Taguchi deneysel dizayn metodu kullanılması çok daha kullanılabilir, verimli ve oldukça kolay olacaktır.

Taguchi deneysel dizayn metodunun parametre tasarım aşamasında kullanılması, yani ürüne doğrudan müdahale yerine, üretim başlamadan önce kullanılması işletmeler ve şahıslar açısından büyük bir kolaylık sağlayacaktır. Çünkü daha işe başlamadan sonuç hakkında bilgi sahibi olmak üretim ve süreç açısından daha önemli bir hale gelmiştir. Bu sayede, işletmeler sistemlerini maliyet ve zaman kaybı yaşamadan daha etkin ve daha verimli bir şekilde kurabilme imkanına sahip olacaktırlar.

Taguchi deneysel dizayn metodunun esas amacı; hedef değer etrafındaki değişkenliğin azaltılmasıdır, yani temeli deney tasarımına dayanmaktadır. Bu metod kesirli deney tasarım yöntemine, robust tasarımı ve ortogonal diziler gibi terimleri kazandırmaktadır.

Taguchi deneysel dizayn metodu, ortogonal dizileri (OA) kullanarak kontrol edilemeyen faktörlerin etkilerini en aza indirmeye çalışan bir deneysel tasarım metodudur. Bu metodun geniş uygulamalarından dolayı mühendislik analizlerinde ve endüstri çalışmalarında geniş bir kullanım alanına sahiptir.

Taguchi deneysel dizayn metodunda elde edilen deney sonuçları Sinyal/Gürültü (S/N) oranına çevrilerek değerlendirilmektedir. S/N oranı, değeri küçük olan değer iyi, büyük olan değer iyi, nominal değer iyi olarak kalite değerlerinin hedeflendiği değere göre farklı şekillerde hesaplanır ve analiz edilir. Bu yöntem iki temel esasa dayalıdır. İlki kalite kaybı, keyfi özelliklerle uyum içerisinde hedeflerden sapma olarak tanımlanabilir.

İkincisi ise, yüksek düzeylerde kaliteye sahip sistemleri ekonomik olarak elde edebilen ürünü dizayn edebilecek kalitenin gereksinimidir. Taguchi deneysel dizayn metodu, parametre dizaynı ,sistem dizaynı ve toleranslardan oluşan üç tasarım aşamasını içeren çok aşamalı bir süreçtir (Kotcioğlu ve ark., 2013).

Taguchi deneysel dizayn metodu kullanılarak, hedef değere tam olarak ulaşmanın yanı sıra, kontrol edilemeyen faktörlere karşı tasarımın duyarlılığı minimize ederek, kalite ve maliyet faktörlerinde optimum bir tolerans değer aralığının belirlenmesi amaçlanır. Taguchi deneysel dizayn metodu ile maliyet etkin tasarımlara ulaşır (Altuğ Karabey, 2010).

Taguchi deneysel dizayn metodu, üründe ve proseste, değişkenliği oluşturan ve kontrol edilemeyen faktörlere karşı, kontrol edilebilen faktörlerin en uygun kombinasyonunu seçerek, ürün ve prosesteeki değişkenliği en aza indirmeye çalışan bir deneysel tasarım metodudur (Canıyılmaz ve Kuntay, 2013). Bu metod; ürünlerin kalitesinin iyileşmesinde etkin olmasının yanında, çok daha az deneme ile kalite geliştirmede daha iyi sonuç elde etme olanağı sağlamaktadır. (Canıyılmaz ve Kuntay, 2013, Ross, 1989). Bunun yanı sıra felsefi olarak, proseste ve tasarımda kalitenin sağlanmasını öngörmektedir (Genichi ve Clausing, 1990). Bu metotta faktör seviyelerinin belirlenmesinde; gözlem yöntemi, sıralama yöntemi, sütun farkları yöntemi, varyans analizi yöntemi ve faktör etkilerinin grafiksel gösterim yöntemlerinden birisi uygulanmaktadır (Ross, 1989).

Taguchi deneysel dizayn metoduna göre ürün ve süreci etkileyen faktörler oldukça önemlidir. Bu faktörler kontrol edilebilen ve kontrol edilemeyen faktörler olmak üzere iki ana başlıkta toplanabilir. Taguchi deneysel dizayn metodunda, kontrol edilebilen faktörlerin optimum değerlerini belirleyebilmek için ortogonal dizileri içeren (OA) yüksek kesirli deney sistemleri kullanılır. Deney sonucunda ulaşılan verilerin hesaplamalarının yapılmasıyla belirlenen optimum şartlarda doğrulama deneyleri yapılarak, beklenen sonuca ulaşıp ulaşılmayacağı kontrol edilir.

Çok yüksek maliyete sebep olmaları nedeniyle kontrol edilemeyen faktörlerin olumsuz etkilerini belirleyip ortadan kaldırmak yerine, bunların olumsuz etkilerini azaltacak veya yok edebilecek kontrol edilebilen parametrelerin değerleri araştırılır.



Taguchi'ye göre incelenen probleme bağılı olarak kullanılacak “en büyük en iyi” ve “en küçük en iyi” durumları ile ifade edilen performans istatistikleri vardır. Bunlardan “en büyük en iyi” durumu;

$$Z_B = -10 \log \left( \frac{1}{n} \right) \sum_{i=1}^n \frac{1}{y_i^2} \quad (3.1)$$

ve “en küçük en iyi” durumu;

$$Z_K = -10 \log \left( \frac{1}{n} \right) \sum_{i=1}^n y_i^2 \quad (3.2)$$

denklemleri ile değerlendirilir.

Burada  $Z_B$  ve  $Z_K$  performans istatistiklerini,  $n$  denemelerde yapılan tekrar sayısını ve  $y_i$  i. deneyin performans değerini göstermektedir. Optimum çalışma şartlarına karşı gelen veya sistem performansını etkileyen parametrelerin optimum değerlerini sağlayan deneyler çalışma süresince deney planı içerisinde yer almamış ve yapılmamış olabilir. Bu sebeple optimum şartlara karşılık gelen performans değeri aşağıdaki denklemden yararlanılarak verilen ortogonal dizinin dengelenmiş karakteristiği kullanılıp tahmin edilebilir.

$$y_i = \mu + X_i + e_i \quad (3.3)$$

Burada  $\mu$  performans değerinin toplam ortalama değerini,  $X_i$  i. deneyde kullanılan parametre seviye kombinasyonunun etkisini ve  $e_i$  i. deneydeki hatayı göstermektedir.

Eş. 3.3. yardımıyla hesaplanan veriler bir nokta tahmini olduğundan, elde edilen sonuçların anlamlı olup olmadığını belirlemek için bir güven aralığı hesabı yapılmalıdır. Elde edilen sonuçların seçilen güven aralığı belirlemesi aşağıdaki denklem yardımıyla elde edilir (Ross, 1989):

$$y_i \pm \sqrt{F_{\alpha,1,DF_{MSe}} MSe \left( \frac{1+m}{N_D} + \frac{1}{n_r} \right)} \quad (3.4)$$

Burada  $F$ ,  $F$  çizelgesindeki değeri,  $\alpha$  hata seviyesini,  $DF_{MSe}$  hata kareler ortalamasının serbestlik derecesini,  $m$  optimum çalışma şartlarının tahmininde

kullanılan serbestlik derecesini,  $N_D$  toplam deney sayısını, ve  $n_r$  doğrulama deneylerindeki tekrar sayısını göstermektedir. Optimum şartları sağlayan deneyler seçilen deney planında bulunuyor ve deneysel sonuçlar yüzdelik şekilde ise tahminde bulunmadan önce aşağıdaki eşitlik ile Omega dönüşümü yapılır.

$$\Omega(db) = -10 \log\left(\frac{1}{p} - 1\right) \quad (3.5)$$

Bu ifade  $\Omega(db)$  yüzdelik değerini omega dönüşümü ile bulunan debisel değeri,  $p$  deneysel olarak elde edilen ürünün yüzdelik değerini ifade etmektedir.

Bu çalışmada sistem performansını etkileyen parametrelerle uyum içerisinde olması amacıyla ortogonal dizi (OA) deney tasarım yöntemi kullanılmıştır. Deneysel çalışmamızda altı parametre kullanılmıştır. Bu parametreler Reynolds sayısı, engel geometrisi, kanal tipi ve engel aralığı, engelin yerden yüksekliği ve engellerin dizilim biçimidir. Bu parametrelere ve seviyelere ait veriler Çizelge 3.3'de gösterilmiştir. Seçilen bu altı parametre ve seviyeler için faktöriyel dizayna göre toplamda ( $4^4 \cdot 2^2$ ) deney yapılması gerekmektedir. Ancak ortogonal dizi seçimi yapılmadan önce yapılması gereken minimum deney sayısı ( $N_m$ ) aşağıdaki eşitlik kullanılarak belirlenmiştir.

$$N_m = 1 + N_v[L_n - 1] \quad (3.6)$$

burada  $N_v$  kanaldaki değişken sayısını,  $L_n$  seviyelerin sayısını temsil etmektedir. Bu çalışmada kanal için değişkenlerin sayısı  $N_v = 2$  ve  $N_v = 4$ 'dür. Seviyelerin sayısı  $L_n = 4$  ve  $L_n = 2$ 'dir. Bu sebeple düşünülen dizayna ait minimum deney sayısı her bir deney deney elemanı için Çizelge 3.4'de görüldüğü gibi  $L_{16}$  ortogonal dizisinde seçilmiştir.

**Çizelge 3.3.** Deneysel çalışmada incelenen parametreler ve değerleri

Deneysel çalışmada incelenen parametreler ve değerleri

Parametreler	Seviyeler			
	1	2	3	4
A: Reynolds sayısı	3168	5431	10409	15388
B: Engel geometrisi	S-KE	U-KE	K-KE	TU-KE
C: Kanal tipi	AR=1	AR=1,25	AR=0,83	AR=0.625
D: Engel aralığı (s)	0	3	6	10
E: Engelin yerden yüksekliği (g)	2,5	10		
F: Engellerin dizilim biçimi	1-7 nolu engeller	1,4,7 nolu engeller		

**Çizelge 3.4.** Seçilen  $L_{16}(4^4 \cdot 2^2)$  deney planı

Deney	Parametreler					
	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>D</i>	<i>E</i>	<i>F</i>
<b>1</b>	1	1	1	1	1	1
<b>2</b>	1	2	2	2	1	2
<b>3</b>	1	3	3	3	2	1
<b>4</b>	1	4	4	4	2	2
<b>5</b>	2	1	2	3	2	2
<b>6</b>	2	2	1	4	2	1
<b>7</b>	2	3	4	1	1	2
<b>8</b>	2	4	3	2	1	1
<b>9</b>	3	1	3	4	1	2
<b>10</b>	3	2	4	3	1	1
<b>11</b>	3	3	1	2	2	2
<b>12</b>	3	4	2	1	2	1
<b>13</b>	4	1	4	2	2	1
<b>14</b>	4	2	3	1	2	2
<b>15</b>	4	3	2	4	1	1
<b>16</b>	4	4	1	3	1	2

Deneysel çalışmamızda hedef fonksiyonlar Nusselt sayıları (Nu), sürtünme faktörü (f) ve ısıl performans faktörü ( $\Pi$ ) olarak belirlenmiştir.

### 3.3. Veri Analizi

Deneysel çalışmamızda ısıtma yüzeyinden transfer edilen taşınım ile ısı miktarı aşağıdaki eşitlik ile ifade edilmektedir:

$$Q_{\text{taşınım}} = Q_{el} - Q_{\text{kayıp}} \quad (3.7)$$

Paslanmaz çelik folyonun alt tarafında meydana gelen doğal taşınım ve yan yüzeylerde meydana gelen iletimle ısı transferi  $Q_{\text{kayıp}}$  olarak tanımlanmaktadır. Burada sisteme verilen elektrik gücü  $Q_{el}$  aşağıdaki şekilde ifade edilmiştir:

$$Q_{el} = VI \quad (3.8)$$

Bu eşitlikte  $V$  sisteme verilen gerilimi ve  $I$  ise sisteme verilen akımı ifade etmektedir.

Isıtma yüzeyinin her iki yüzeyinde meydana gelen radyasyon ısı akısı  $q_r$ :

$$q_r^{\text{ön}} = \varepsilon_t \sigma (T^4 - T_b^4) \quad (3.9)$$

$$q_r^{\text{arka}} = \varepsilon_b \sigma (T^4 - T_\infty^4) \quad (3.10)$$

$\varepsilon_b$  ve  $\varepsilon_t$  sırasıyla boyalı ve boyasız yüzeylerin yayılım oranıdır.  $\sigma$  Stefan-Boltzman sabiti olup,  $T_b$  ve  $T_\infty$  da sırasıyla yüzey ve havanın sıcaklıklarıdır.

Plakanın alt kısmında doğal taşınım ile meydana gelen ısı transferi aşağıdaki formülasyon kullanılarak hesaplanmıştır:

$$q_f = h_f (T - T_\infty) \quad (3.11)$$

Burada  $h_f$  0,1 m/s hava hızı için 1,1 W/m<sup>2</sup>K olarak tanımlanan serbest taşınım katsayısıdır (Janssen ve ark., 1991).

İletim aşağıda verilen eşitlik ile hesaplanmıştır:

$$q_c = k \frac{\Delta T}{t} \quad (3.12)$$

Burada  $k$  paslanmaz çelik folyonun ısı iletkenliğidir.  $\Delta T$  paslanmaz çelik folyo boyunca sıcaklık farkıdır ve  $t$  paslanmaz çelik folyonun kalınlığıdır. Lytle ve Webb tarafından da belirtildiği üzere, paslanmaz çelik folyonun kalınlığının çok düşük (0,02 mm) olmasından dolayı yan yüzeylerden olan ısı transferi ihmal edilebilecek kadar azdır (Lytlye ve Webb, 1994).

Bu çalışmada yerel ısı transfer katsayısı ve yerel Nusselt sayısı aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır:

$$h_x = \frac{q_{taşınım}}{(T - T_{b,x})} \quad (3.13)$$

Burada  $T$  ve  $T_{b,x}$  sırasıyla ısıtıcı yüzeyin ve akışkanın film sıcaklığını temsil etmektedir.

$$Nu_x = \frac{h_x D_h}{k} \quad (3.14)$$

Nusselt sayısı hesaplanırken dikdörtgen kanalın hidrolik çapı ( $D_h$ ) esas alınmıştır. Bu eşitlikte  $h_x$  taşınım katsayısı ve  $k$  havanın ısı iletkenlik katsayısıdır.

Ortalama Nusselt sayısı ( $Nu_{ort}$ ), aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır:

$$Nu_{ort} = \frac{1}{L} \int Nu_x dx \quad (3.15)$$

Taşıyım ile elde edilen ısı akısı aşağıda verilen eşitlik ile değerlendirilmiştir:

$$q_{taşınım} = \frac{Q_{el} - Q_{kayıp}}{A_p} \quad (3.16)$$

Hesaplamalarda verilen ısı transfer yüzey alanı eşitliklerinde  $W$  ısıtma yüzeyinin genişliğini,  $L$  ısıtma yüzeyinin uzunluğunu temsil etmektedir.

Kanal hidrolik çapı temel alınarak hesaplanan Reynolds sayısı aşağıda verilmiştir:

$$Re = \frac{\rho U D_h}{\mu} \quad (3.17)$$

Burada  $Dh$  kanal hidrolik çapı,  $U$  akışkanın hızı,  $\rho$  akışkanın yoğunluğunu ve  $\mu$  akışkanın viskozitesini ifade etmektedir.

Kanal hidrolik çapları ( $Dh$ ) aşağıdaki gösterilen şekilde hesaplanmıştır:

$$Dh_1 = 2WH/(W + H) = [0,044m]$$

$$Dh_2 = 2WH(W + H) = ([0,05m]$$

$$Dh_3 = 2WH(W + H) = [0,054m]$$

$$Dh_4 = 2WH(W + H) = [0,061m] \quad (3.18)$$

Deneysel çalışmamızda kanal hidrolik çapı ( $Dh$ ), akışkanın hızı, ısıtma yüzeyinin uzunluğu ( $L$ ), akışkanın yoğunluğu ve basınç düşüşüne ( $\Delta P$ ) göre sürtünme faktörü  $f$ ,

$$f = \frac{\Delta P}{\left(\frac{L}{Dh}\right)\rho U^2/2} \quad (3.19)$$

eşitliği ile tanımlanmıştır.

### 3.4. Deneysel Belirsizlikler

Deneysel sonuçlardaki belirsizliği belirlemek için standart hata analizi yöntemi kullanılmıştır. Verilerdeki belirsizlik Kline ve McClintock tarafından önerilen prosedür ile saptanmıştır (Kline ve ark., 1953). Yapılacak bir deney sonucunda  $x$  bağımsız değişkenlerinin belirlenmesiyle saptanacak olan  $R$  bağımlı değişkeni, aşağıdaki şekilde ifade edilsin:

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (3.20)$$

Burada  $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ ; bağımsız değişkenleri,  $R$  ise sonuç değişkenini belirtmektedir.  $W_R$  sonuç değişkenindeki belirsizliği,  $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$  ise bağımsız değişkenlerdeki belirsizliği göstermek üzere aşağıdaki bağıntı Kline ve McClintock tarafından verilmiştir (Kline ve ark., 1953) :

$$w_R = \left[ \left( \frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left( \frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left( \frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.21)$$

Kline ve McClintock (1953) tarafından belirlenen metod ile, hem giriş hem de çıkış hava sıcaklıkları kalibre edilmiş K tipi ısı çiftleri ile 0,3°C hassasiyetle, her bir ısı çiftinin merkezindeki giriş hızları anemometre kullanılarak 0,03 m/s belirsizlik ile ölçülmüştür.

Deneyimizde akışkan özellikleri sabit kabul edilmiştir. Nusselt sayısı ve Reynolds sayısının hesaplanmasındaki belirsizlikler sırasıyla %4,5 ve %5,8'den az olarak bulunmuştur.

**Çizelge 3.5. Ölçülen büyüklüklerdeki belirsizlikler**

<b>Değişkenler</b>	<b>Belirsizlik (%)</b>
Sıcaklık, T	±3
Basınç, P	±0,25
Voltaj, V	±1
Akım, I	±0,1
Havanın dinamik viskozitesi, $\mu$ , (tablodan)	±0,048
Havanın termal iletkenliği, k, (tablodan)	±0,34
Havanın yoğunluğu, $\rho$ , (tablodan)	±0,008
Reynolds sayısı	±5,8'den az
Nusselt sayısı	±4,5'den az
Termal kamera	±2
Frekans kontrol cihazı	±0,01
Anemometre	±3

## 4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

### 4.1. Taguchi Deneysel Dizayn Sonuçları

Bu çalışmada, deneysel olarak elde edilen veriler kullanılarak, bu büyüklüklere ait sonuçlar standart Varyans Analizi Yöntemi (ANOVA) ile Faktör Etkilerinin Grafikselsel Gösterimi Yönteminin karşılaştırılması yapılarak analiz edilmiştir. Çizelge 3.4'te verilen deney planına göre yapılan deneyler sonucunda bulunan Nusselt sayıları ( $Nu$ ), sürtünme faktörü ( $f$ ) ve ısı performans faktörü ( $\eta$ ) ANOVA tablolarının oluşturulmasında esas alınan ortalama SNR değerleri Çizelge 4.1'de verilmiştir. Çizelge 4.1'de hesaplanan SNR değerlerinin ortalama değerleri Çizelge 4.2-4.4'te A, B, C, D, E, F parametreleri ve SNR değerlerine göre her bir parametre altı seviyede incelenmiş ve parametrelerin her biri için maksimum ve minimum değerleri elde edilmiştir. A, B, C, D, E, F parametrelerinin maksimum ve minimum değerlerinin toplamının her birinin maksimum ve minimum değerlerine bölünmesiyle her bir parametrenin katkı oranları bulunmuştur. Ayrıca bu optimum şartlar ve performans istatistiğinin doğruluğunun test edilebilmesi için belirlenen optimum şartlarda doğrulama deneyleri yapılmıştır. Doğrulama deneyleri sonucunda elde edilen performans değerleri hesaplanan güven aralığı içinde olduğundan deneysel sonuçların %5 hata seviyesinde olduğu kabul edilmiştir.  $Nu$  sayısı, ( $f$ ) ve ( $\eta$ )'nın her bir parametreye bağlı olarak performans istatistiği grafikleri Şekil 4.2-4.4'de verilmiştir. Çizelge 4.2, 4.3 ve 4.4'de bulunan SNR değerlerine bağlı olarak bütün parametreler için hesaplanan katkı yüzdelerinin  $Nu$  sayısı, ( $f$ ) ve ( $\eta$ )'ya bağlı olarak grafikleri Şekil 4.4-4.6'da sırasıyla gösterilmiştir.

Deneysel çalışmamızda temel amaç,  $Nu$  sayılarının ve ısı performans faktörünün ( $\eta$ ) maksimum ve sürtünme faktörünün ( $f$ ) minimum yapılması söz konusu olmuştur. Daha sonra bu üç amaç öncelik sırası da göz önünde bulundurularak birlikte değerlendirilmiş, yapılan varyans analiz tabloları ve performans istatistiği grafiklerine göre optimum çalışma şartları Çizelge 4.5'de verilmiştir.



Seçilen L16( $4^4 \times 2^2$ ) ortogonal dizi ve SNR değerleri

Deney No	A	B	C	D	E	F	Nu
1	1	1	1	1	1	1	24,340
2	1	2		2	1	2	22,138
3	1	3	3	3	2	1	20,490
4	1	4	4	4	2	2	18,209
5	2	1	2	3	2	2	25,008
6	2	2	1	4	2	1	30,053
7	2	3	4	1	1	2	29,682
8	2	4	3	2	1	1	37,602
9	3	1	3	4	1	2	43,079
10	3	2	4	3	1	1	48,179
11	3	3	1	2	2	2	54,682
12	3	4	2	1	2	1	56,406
13	4	1	4	2	2	1	60,903
14	4	2	3	1	2	2	96,231
15	4	3	2	4	1	1	52,846
16	4	4	1	3	1	2	72,145

**Çizelge 4.1.** Seçilen  $L_{16}(4^4 \times 2^2)$  ortogonal dizi ve SNR değerleri

$SNR_{N_b}$	f	$SNR_f$	$\eta$	$SNR_{\eta}$
27,726	0,506	5,917	0,790	-2,047
26,900	0,625	4,082	0,716	-2,902
26,231	0,402	7,915	0,705	-3,036
25,201	0,411	7,723	0,655	-3,675
27,959	0,141	17,016	0,821	-1,713
29,557	0,314	10,061	0,773	-2,236
29,455	0,370	8,636	0,704	-3,049
31,504	0,543	5,304	0,786	-2,092
32,690	0,059	24,583	1,050	0,424
33,661	0,543	5,304	0,571	-4,867
34,760	0,104	19,659	1,096	0,796
35,026	0,463	6,688	0,705	-3,036
35,577	0,212	13,473	0,700	-3,098
39,673	0,369	8,659	0,916	-0,762
34,469	0,088	21,110	0,809	-1,841
37,171	0,153	16,306	0,930	-0,630

**Çizelge 4.2.** Nusselt sayısı için faktöriyel etkisi ve katkı oranı

Nusselt sayısı için faktöriyel etkisi ve katkı oranı

Seviye	A	B	C	D	E	F
1	26,51	30,99	32,30	32,97	31,70	31,72
2	29,62	32,44	31,09	32,19	31,75	31,73
3	34,03	31,23	32,52	31,26		
4	36,72	32,23	30,97	30,48		
R(max-min)	10,21	1,46	1,55	2,49	0,05	0,01
Rank	1	4	3	2	5	6
Katkı oranı (%)	64,74	9,25	9,82	15,78	0,31	0,06

**Çizelge 4.3.** Sürtünme faktörü için faktöriyel etkisi ve katkı oranı

Sürtünme faktörü için faktöriyel etkisi ve katkı oranı

Seviye	A	B	C	D	E	F
1	6,41	15,24	12,98	7,47	11,4	9,47
2	10,25	7,02	12,22	10,63	11,4	13,33
3	14,05	14,33	11,61	11,63		
4	14,88	9	8,78	15,86		
R(max-min)	8,48	8,22	4,20	8,39	0	3,86
Rank	1	3	4	2	6	5
Katkı oranı (%)	25,58	24,79	12,66	25,30	0	11,64

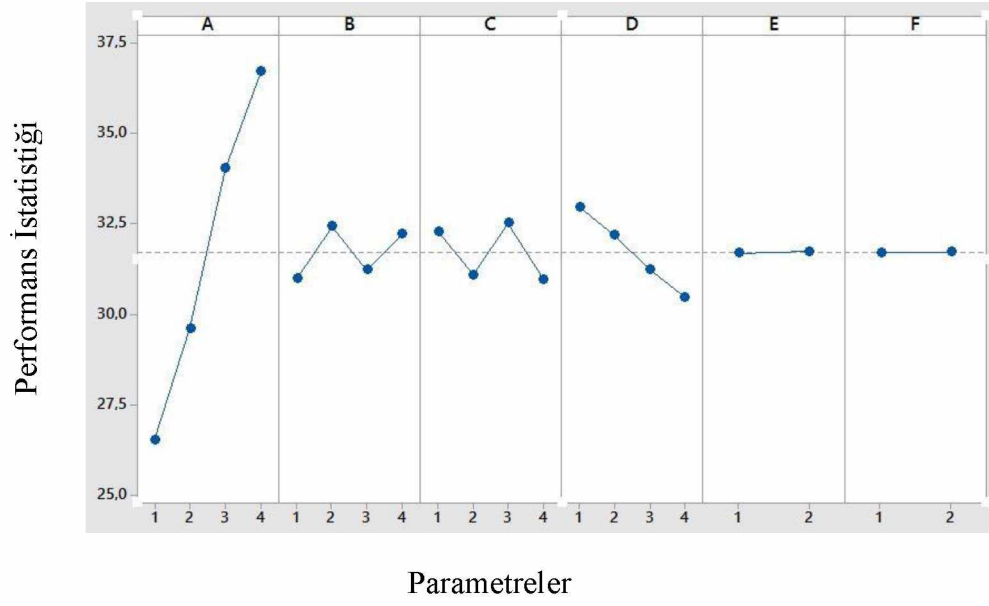
**Çizelge 4.4.** Isıl performans faktörü için faktöriyel etkisi ve katkı oranı

Isıl performans faktörü için faktöriyel etkisi ve katkı oranı						
Seviye	A	B	C	D	E	F
1	-2,91	-1,60	-1,02	-2,22	-2,12	-2,78
2	-2,27	-2,69	-2,37	-1,82	-2,09	-1,43
3	-1,67	-1,78	-1,36	-2,56		
4	-1,58	-2,35	-3,67	-1,83		
R(max-min)	1,33	1,08	2,64	0,73	0,03	1,34
Rank	3	4	1	5	6	2
Katkı oranı (%)	18,61	15,1	36,92	10,2	0,41	18,74

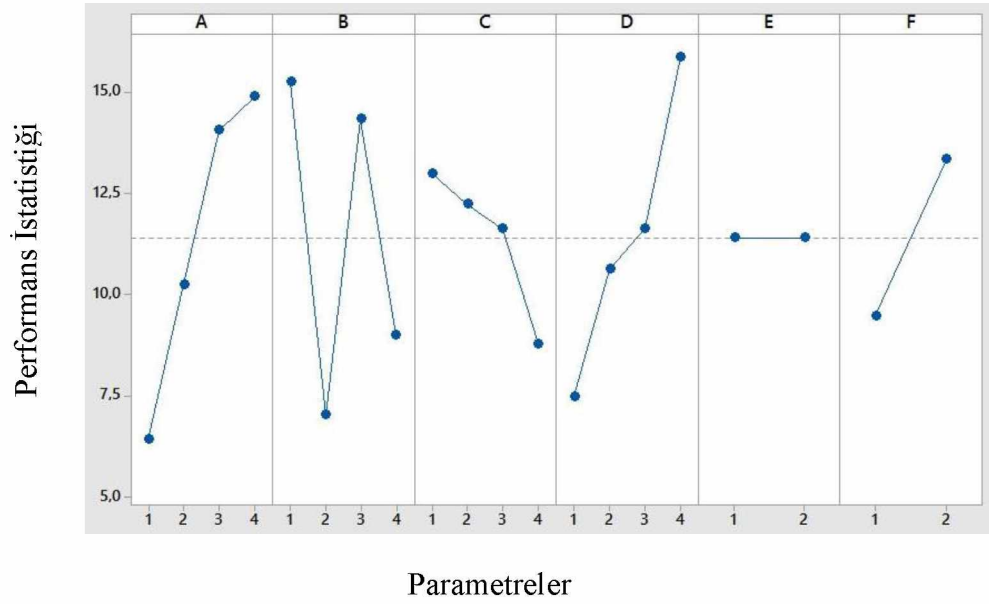
**Çizelge 4.5.** Deneylere ait optimum şartlar ve performans değerleri

		A	B	C	D	E	F
		Reynolds	Engel Geometrisi	Kanal Tipi	s	g	Dizilim Biçimi
Nusselt Sayısı	Optimum Seviye	4 <sup>a</sup>	2 <sup>d</sup>	3 <sup>c</sup>	1 <sup>b</sup>	2 <sup>e</sup>	2 <sup>f</sup>
	Optimum Değer	15388	U-KE	AR=0,83	0	10	1,4,7
Sürtünme Katsayısı	Optimum Seviye	4 <sup>a</sup>	1 <sup>c</sup>	1 <sup>d</sup>	4 <sup>b</sup>	1 <sup>f</sup>	2 <sup>e</sup>
	Optimum Değer	15388	S-KE	AR=1	10	2,5	1,4,7
Isıl Performans Faktörü	Optimum Seviye	4 <sup>c</sup>	1 <sup>d</sup>	1 <sup>a</sup>	2 <sup>e</sup>	2 <sup>f</sup>	2 <sup>b</sup>
	Optimum Değer	15388	S-KE	AR=1	3	10	1,4,7

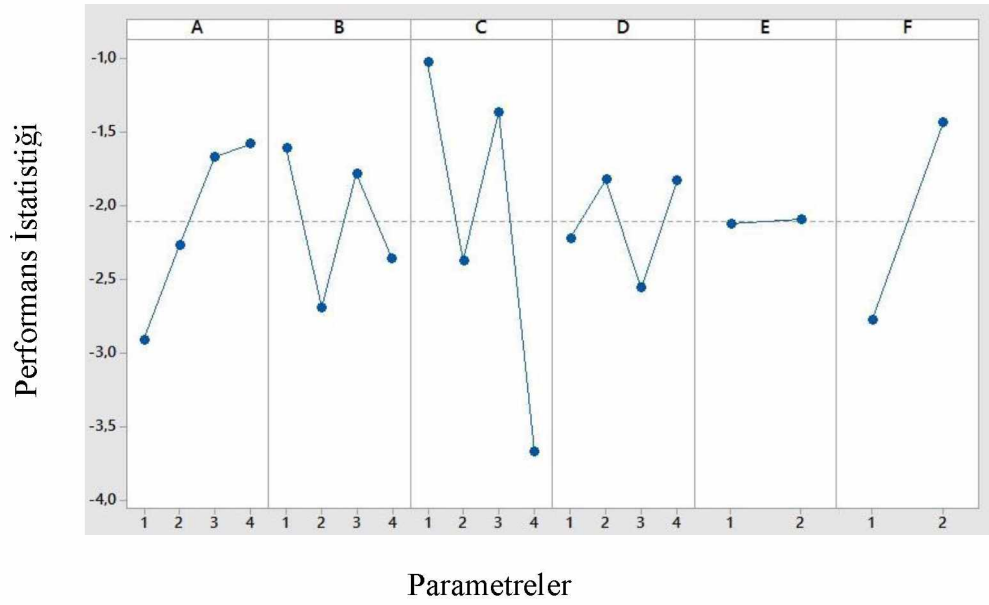
<sup>a</sup> 1.Derece Etkin<sup>b</sup> 2.Derece Etkin<sup>c</sup> 3.Derece Etkin<sup>d</sup> 4.Derece Etkin<sup>e</sup> 5.Derece Etkin<sup>f</sup> 6.Derece Etkin



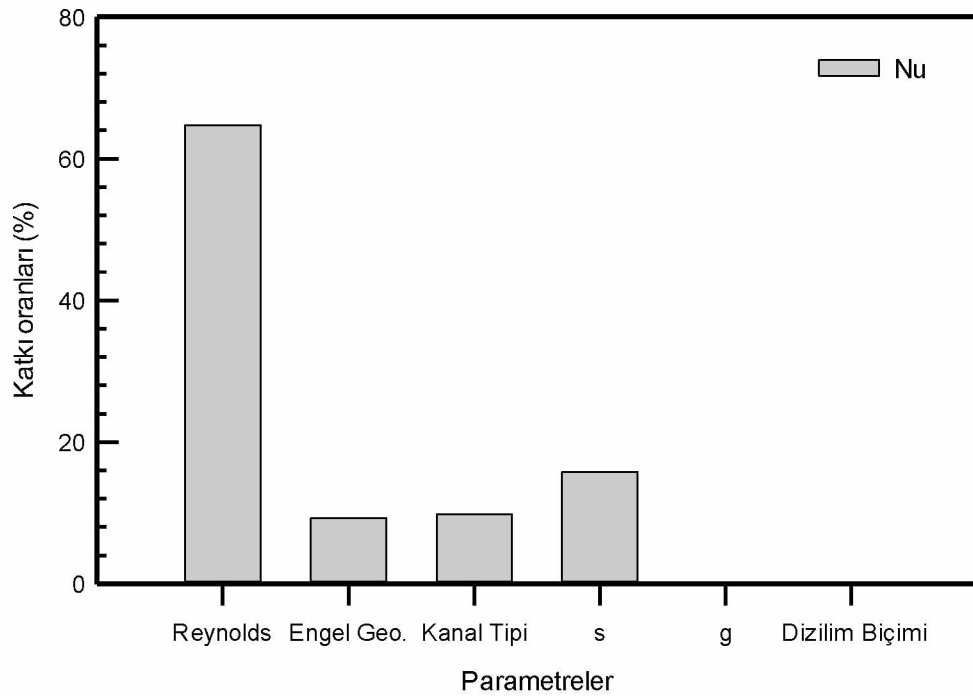
**Şekil 4.1.** Parametrelerin Nusselt sayısı üzerine etkileri



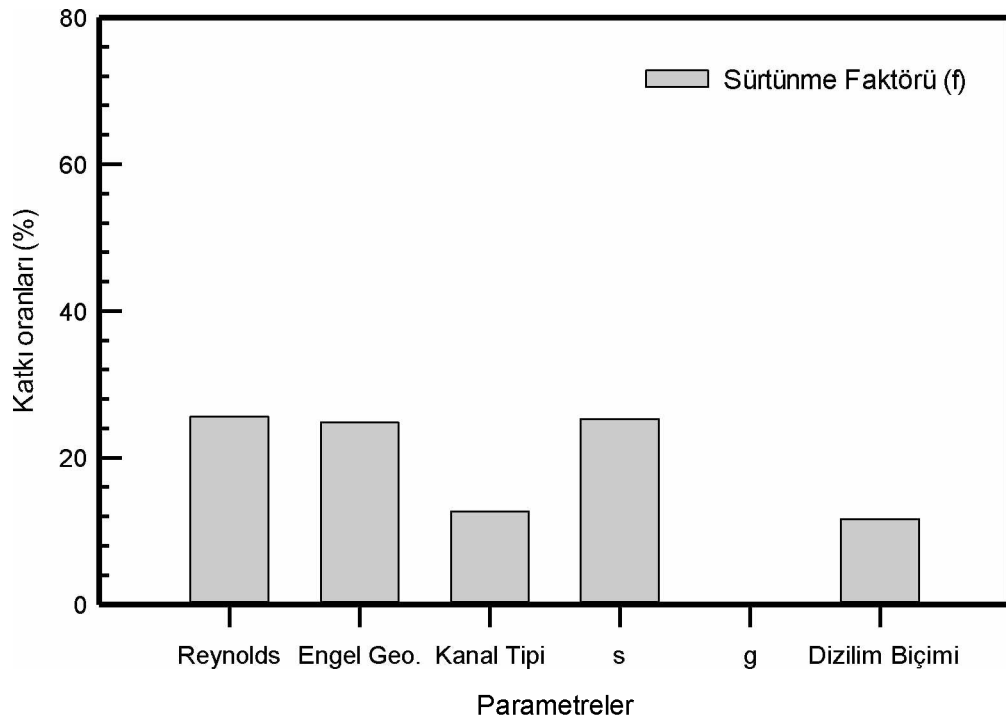
**Şekil 4.2.** Parametrelerin sürtünme faktörü üzerine etkileri



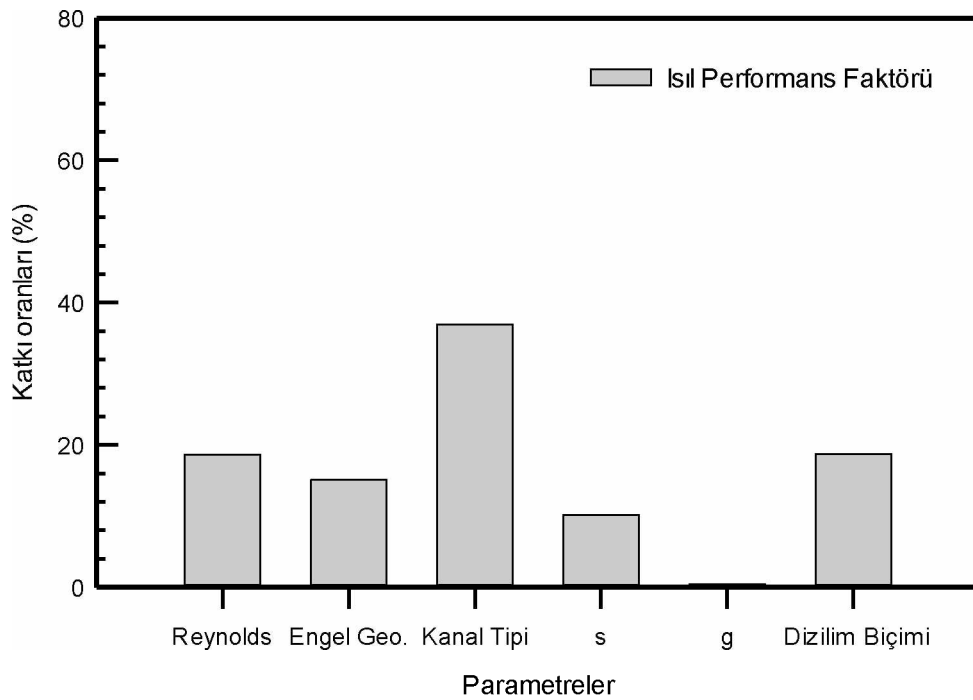
Şekil 4.3. Parametrelerin ısı performans faktörü üzerine etkileri



Şekil 4.4. Nusselt sayısı için seviyelerin katkı yüzdeleri



Şekil 4.5. Sürtünme faktörü için seviyelerin katkı yüzdeleri



Şekil 4.6. Isıl performans faktörü için seviyelerin katkı yüzdeleri

Gerçekleştirdiğimiz deneysel çalışmamızda katkı yüzdeleri ve seviyelerin etkileri varyans analizi (ANOVA) metodu kullanılarak bulunmuştur. Daha önce verilerin tanımlandığı MİNİTAB 17 paket programı kullanılarak %96 güven aralığında elde edilmiş ve elde edilen sonuçlar Çizelge 4.5'te gösterilmiştir.

Şekil 4.1 ve 4.3'te verilen grafiklerde “daha büyük daha iyi” kriterine göre maksimum noktanın sayısal değeri ilgili parametrenin en iyi değerini, minimum noktanın sayısal değeri ise ilgili parametrenin en kötü değerini göstermektedir. Şekillerdeki bütün parametrelere ait maksimum noktalar, gerçekleştirilen deneysel çalışmalarda ilgili parametrenin seçilen seviye aralığında en optimum durumunu gösterir.

Şekil 4.1 ve 4.4'te görüldüğü gibi Nusselt sayısı üzerindeki en etkili parametre Reynolds sayısıdır. Ortalama S/N oranlarının maksimum değerlerinin kullanılmasıyla elde edilen optimum değerlerin incelenmesi sonucunda; Reynolds sayısının dördüncü seviyede ( $Re=15388$ ) olduğu durumda ısı transferinde en iyi artışın olduğu tespit edilmiştir.

Nusselt sayısının, deneysel çalışmalarda kullanılan engel geometrisine bağlı olarak değiştiği ve optimum artışın sağlandığı engel geometri tipi U-KE, TU-KE olduğu görülmüştür. Kanal tipi olarak ise optimum artışın  $AR=1$  ve  $AR=0,83$  değerlerine sahip kanallarda sağlanmıştır.

Nusselt sayısına etki eden dördüncü parametre engel aralığı (s) değeridir. Optimum değerlerin incelenmesi sonucunda engel aralığı  $s=0$  olduğu durumda en iyi ısı transferi artışı görülmüştür.

Ortalama S/N oranlarının maksimum değerlerinin kullanılmasıyla elde edilen optimum değerlerin incelenmesi sonucunda; Nu sayısının değişiminde engelin yerden yüksekliği (g) ve engellerin dizilim biçiminin etkisinin olmadığı tespit edilmiştir. Bu parametreler kullanılarak gerçekleştirilen deneysel çalışmada ısı transferi artışında herhangi bir iyileşme sağlanamayacağı sonucuna varılmıştır.



Sürtünme faktörünün performans istatistiklerinin belirlenmesinde “daha küçük daha iyi” kriteri kullanılmıştır. Şekil 4.2 ve 4.5’te görüldüğü gibi sürtünme faktörüne etki eden en önemli faktör kanal geometrisidir. Kanal geometrisinin büyümesi ile basınç düşüşünün daha az olması dolayısıyla, sürtünme faktörü için en önemli parametre olan kanal geometrisinin optimum seviyesi  $AR=1$  bulunan durumdur.

Sürtünme faktörüne etki eden ikinci ve üçüncü parametreler sırayla geometri tipi ve kanal tipidir. Engel tipinin S-KE ve kanal tipinin  $AR=1$  olduğu durumda sürtünme faktörü değerinde optimum değerine ulaştığı tespit edilmiştir.

Sürtünme faktörünün değişiminde engel aralığı ve engellerin dizilim biçimi diğer iki önemli faktördür. Sürtünme katsayısı, engel aralığının en yüksek değerinde ( $s=10$ ) ve 1,4,7 şeklinde engel diziliminde optimum değere ulaşmıştır. Kaydırılmış sıralı dizilimde de sürtünme faktörü optimum değere ulaşmıştır.

Ortalama S/N oranlarının minimumu değerlerinin kullanılmasıyla elde edilen optimum değerlerin incelenmesi sonucunda; engelin yerden yüksekliğinin sürtünme faktörünün değişiminde etkisi olmadığı görülmüştür.

Isıl performans faktörünün ( $\eta$ ) “daha büyük daha iyi” kriterine göre elde edilmiş analiz sonuçları Şekil 4.3 ve 4.6’ da gösterilmiştir. Isıl performans faktörüne ( $\eta$ ) etki eden en önemli parametrenin kanal tipi olduğu ve optimum değerini  $AR=1$  olduğu durumda aldığı tespit edilmiştir.

Reynolds sayısının genel olarak artmasıyla ( $\eta$ )’nın arttığı ve optimum değerine Reynolds sayısının dördüncü seviyesinde ulaştığı görülmüştür.

Isıl performans faktörüne ( $\eta$ ) etki eden bir diğer faktör geometri tipi ve engel aralığıdır. Bu etkenler ( $\eta$ )’nın belirlenmesinde sırasıyla dördüncü ve beşinci derecede önceliklidir.

Engelin yerden yüksekliği parametresinin ( $\eta$ )’ya etkisinin olmadığı gözlemlenmiş olup, genel parametreler arasında altıncı sırada etkinlik derecesine sahiptir.

## 4.2. Deneysel Sonuçlar

Farklı AR değerlerine sahip kanallarda, zorlanmış taşınımla ısı transferi ve sürtünme faktörü için deneysel veriler türbölanslı akış altında incelenmiştir. Deney sonuçlarına göre öncelikle boş kanal için Nusselt sayıları ve sürtünme faktörleri hesaplanmıştır. Boş kanallar için elde edilen Nusselt sayıları ve sürtünme faktörleri literatürde bulunan türbölanslı akış altında Dittus-Boelter ve Blasius (Incropera, 1996), tarafından bulunan korelasyon ile karşılaştırılmıştır.

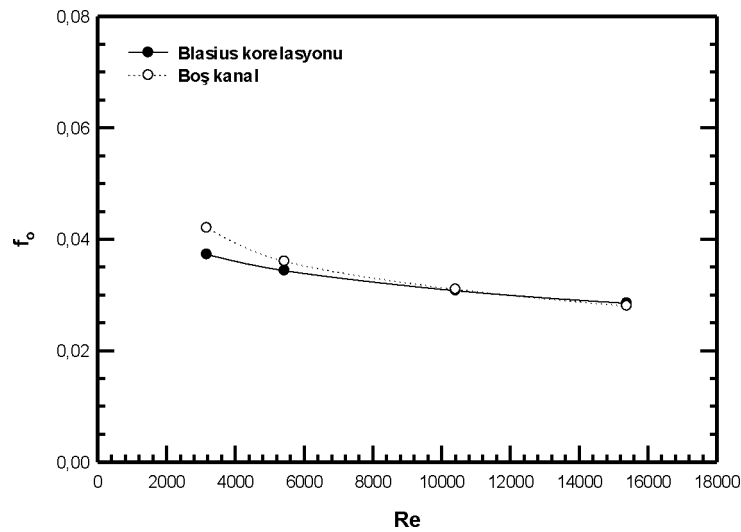
Blasius korelasyonu,

$$f = 0,316Re^{-0,25} \quad 3000 \leq Re \leq 20,000 \quad (4.1)$$

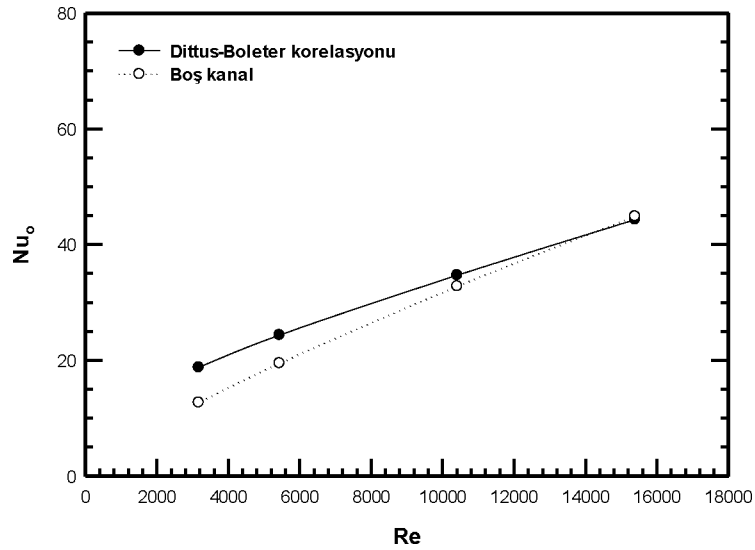
Dittus-Boelter korelasyonu,

$$Nu = 0,023Re^{0,8}Pr^{0,4} \quad (4.2)$$

Şekil 4.7a ve 4.7b'de sırasıyla sürtünme katsayısının ve Nusselt sayısının Eş. 4.1. ve 4.2. ile verilen korelasyonlar ile karşılaştırılması verilmiştir. Sürtünme katsayısının ve Nusselt sayısının sırasıyla %±4 ve %±12 sapma ile korelasyon ile uyum içerisinde olduğu görülmektedir.



(a)



(b)

Şekil 4.7. Boş kanal için (a) Sürtünme faktörünün (b) Nusselt sayısını doğrulaması

#### 4.2.1. Sıcaklık dağılımları

Gerçekleştirdiğimiz çalışmanın bu kısmında farklı tip kanallar ve farklı geometrilere sahip engeller için termal kamera yardımıyla maksimum görüş alanı oluşacak şekilde elde edilen görüntülerin, FLIR-QuickReport programı kullanılarak yüzeydeki sıcaklık dağılımları elde edilmiş ve Resim 4.1- 4.20'de gösterilmiştir. Sıcaklık dağılımlarının  $x/D_h$  ve  $y/D_h$  boyutsuz mesafelerine göre gösterimi de Resim 4.21- 4.24'de verilmiştir.

Deneysel veriler ışığında elde edilen sıcaklık konturları ve çizilen grafiklerin daha kolay bir şekilde tanımlanabilmesi için yapılan deneysel çalışma isimlerinde kısaltma yapılmıştır. Yapılan bu kısaltmalar Çizelge 4.6'da gösterilmiştir.

Çizelge 4.6. Deney isimlerinin kısaltmaları

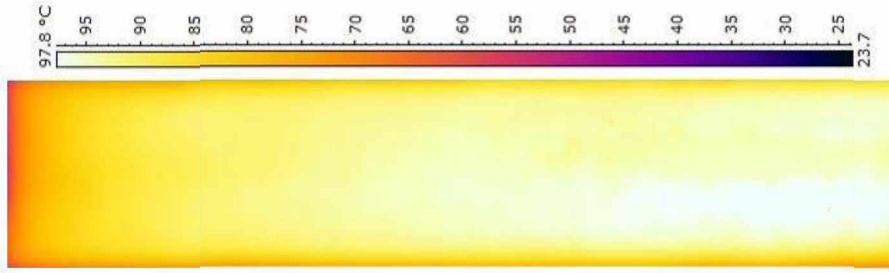
Deney Adları	Kısaltma	Reynolds	Kısaltma
Boş kanal (AR=0,83)	A	3168	A1
		5431	A2
		10409	A3
		15388	A4
Boş kanal (AR=0,625)	B	3168	B1
		5431	B2
		10409	B3
		15388	B4
Boş kanal (AR=0,625)	C	3168	C1
		5431	C2
		10409	C3
		15388	C4
Boş kanal (AR=0,625)	D	3168	D1
		5431	D2
		10409	D3
		15388	D4
AR=0,625_S-KE_s=0_g=2,5_Sx=1-7	E	3168	E1
		5431	E2
		10409	E3
		15388	E4
AR=0,83_U-KE_s=3_g=2,5_Sx=1, 4, 7	F	3168	F1
		5431	F2
		10409	F3
		15388	F4
AR=1_K-KE_s=6_g=10_Sx=1-7	G	3168	G1
		5431	G2
		10409	G3
		15388	G4

**Çizelge 4.6.** (Devam) Deney isimlerinin kısaltmaları

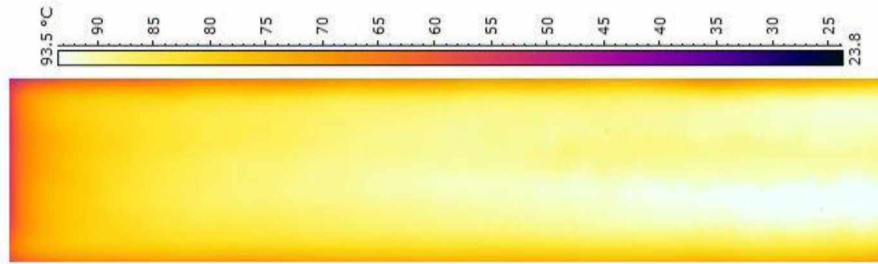
AR=1,25_TU-KE_s=10_g=10_Sx=1, 4, 7	H	3168	H1
		5431	H2
		10409	H3
		15388	H4
AR=0,83_S-KE_s=6_g=10_Sx=1, 4, 7	I	3168	I1
		5431	I2
		10409	I3
		15388	I4
AR=0,625_U-KE_s=10_g=10_Sx=1-7	J	3168	J1
		5431	J2
		10409	J3
		15388	J4
AR=1,25_K-KE_s=0_g=2,5_Sx=1, 4, 7	K	3168	K1
		5431	K2
		10409	K3
		15388	K4
AR=1_TU-KE_s=3_g=2,5_Sx=1-7	L	3168	L1
		5431	L2
		10409	L3
		15388	L4
AR=1_S-KE_s=10_g=2,5_Sx=1, 4, 7	M	3168	M1
		5431	M2
		10409	M3
		15388	M4
AR=1,25_U-KE_s=6_g=2,5_Sx=1-7	N	3168	N1
		5431	N2
		10409	N3
		15388	N4
AR=0,625_K-KE_s=3_g=10_Sx=1, 4, 7	P	3168	P1
		5431	P2
		10409	P3
		15388	P4

**Çizelge 4.6.** (Devam) Deney isimlerinin kısaltmaları

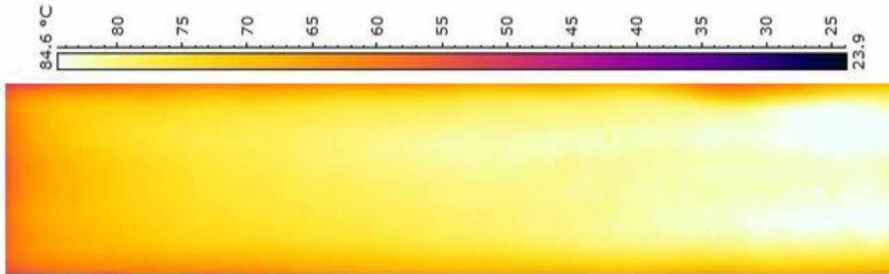
AR=0,83_TU-KE_s=0_g=10_Sx=1-7	R	3168	R1
		5431	R2
		10409	R3
		15388	R4
AR=1,25_S-KE_s=3_g=10_Sx=1-7	S	3168	S1
		5431	S2
		10409	S3
		15388	S4
AR=1_U-KE_s=0_g=10_Sx=1, 4, 7	T	3168	T1
		5431	T2
		10409	T3
		15388	T4
AR=0,83_K-KE_s=10_g=2,5_Sx=1-7	U	3168	U1
		5431	U2
		10409	U3
		15388	U4
AR=0,625_TU-KE_s=6_g=2,5_Sx=1, 4, 7	V	3168	V1
		5431	V2
		10409	V3
		15388	V4



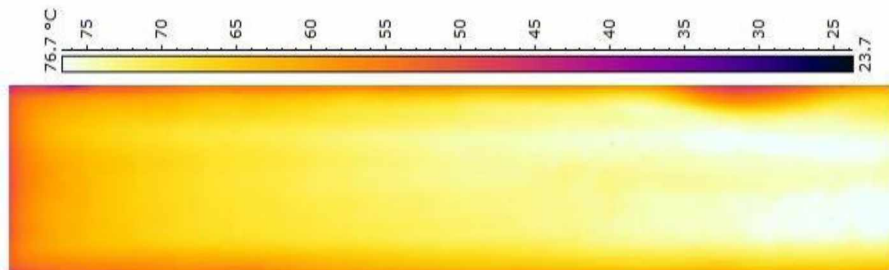
(a)  $Re=3168$  (A1)



(b)  $Re=5431$  (A2)

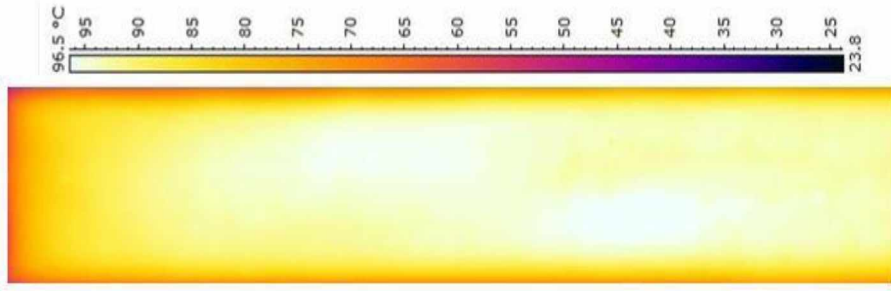
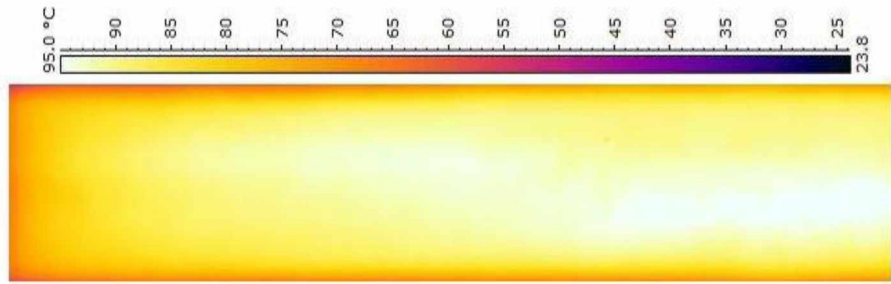
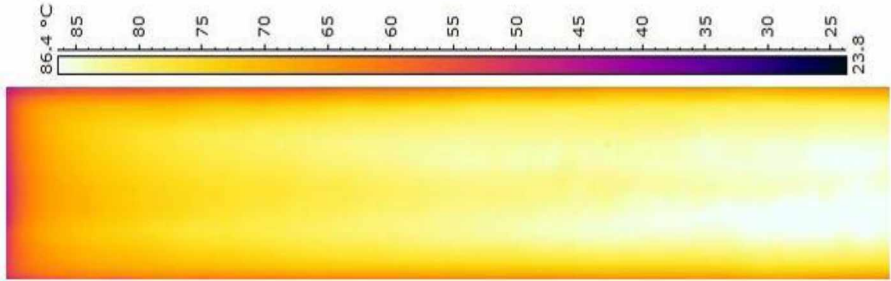
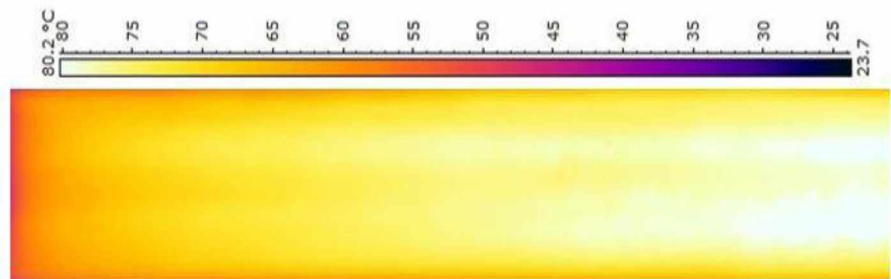


(c)  $Re=10409$  (A3)

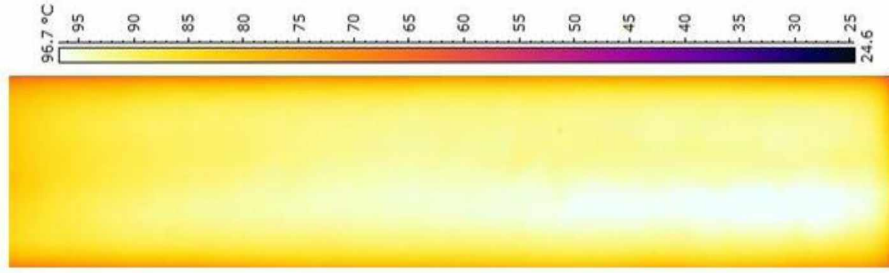
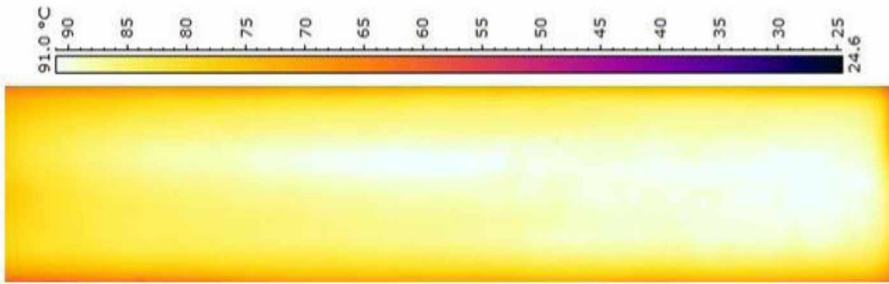
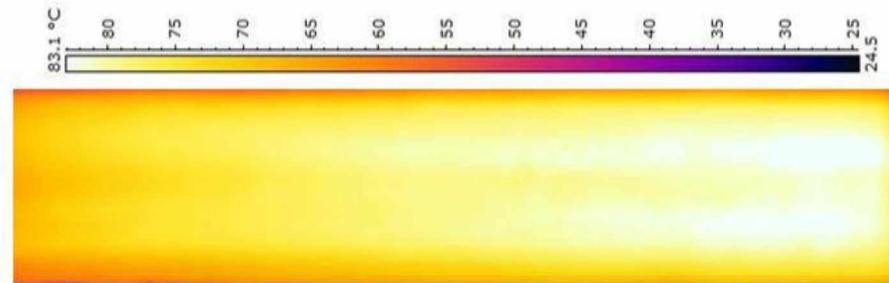
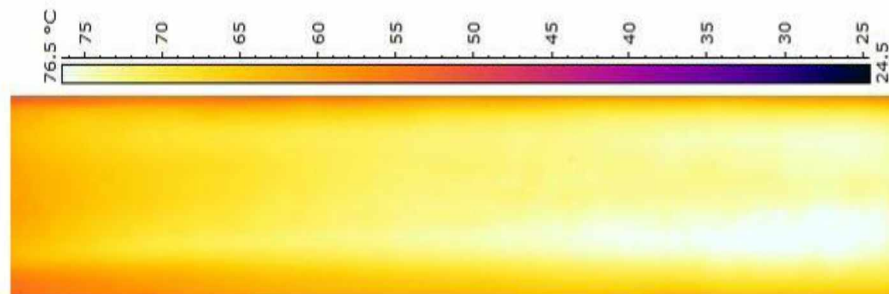


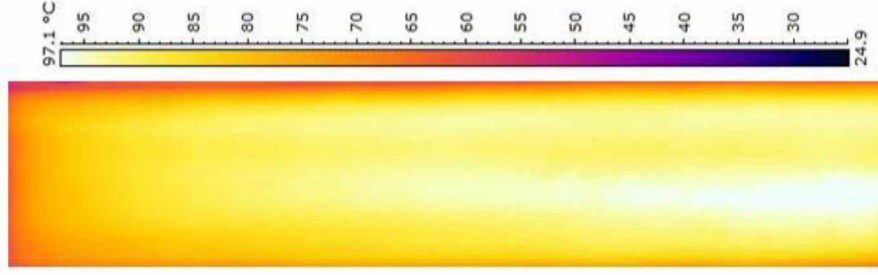
(d)  $Re=15388$  (A4)

**Resim 4.1.** Boş kanal ( $AR=0,83$ ) için sıcaklık konturları (A)

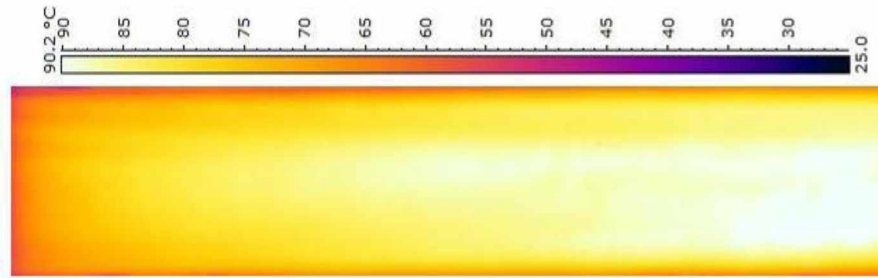
(a)  $Re=3168$  (B1)(b)  $Re=5431$  (B2)(c)  $Re=10409$  (B3)(c)  $Re=15388$  (B4)**Resim 4.2.** Boş kanal ( $AR=0,625$ ) için sıcaklık konturları (B)



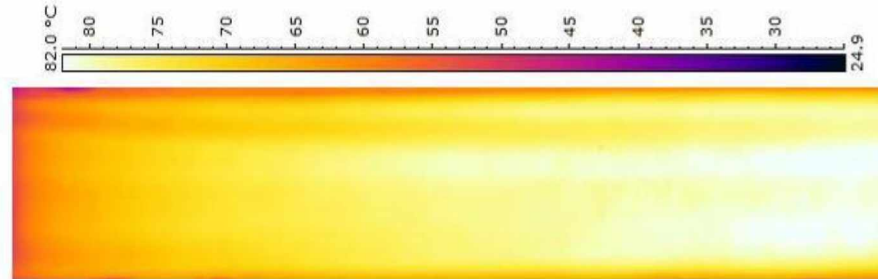
(a)  $Re=3168$  (C1)(b)  $Re=5431$  (C2)(c)  $Re=10409$  (C3)(d)  $Re=15388$  (C4)**Resim 4.3.** Boş kanal ( $AR=1$ ) için sıcaklık konturları (C)



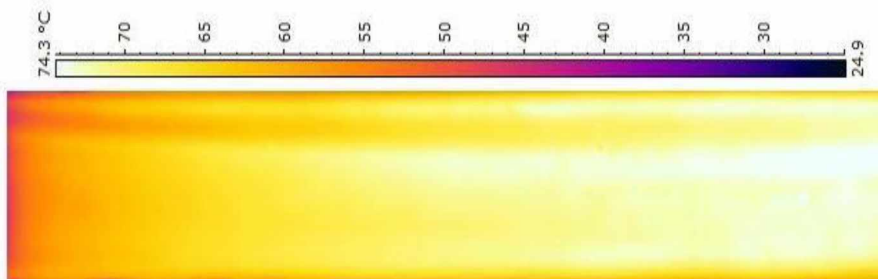
(a)  $Re=3168$  (D1)



(b)  $Re=5431$  (D2)

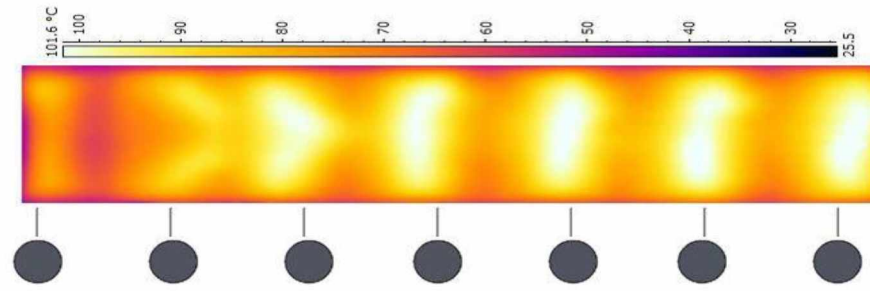
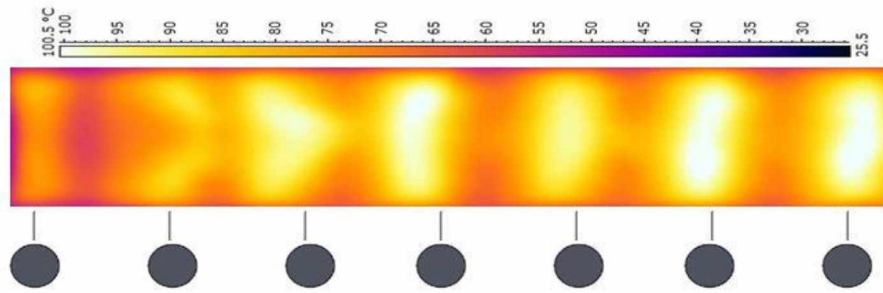
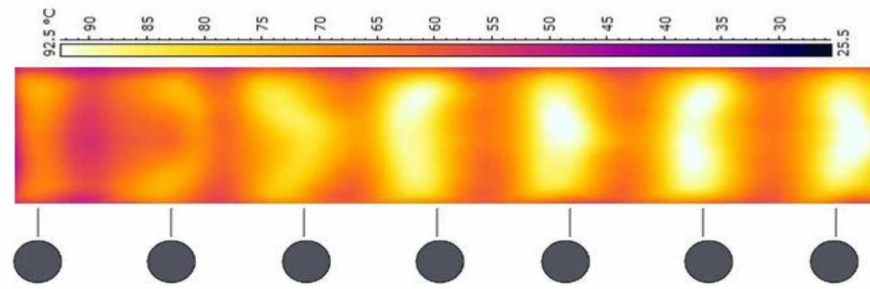
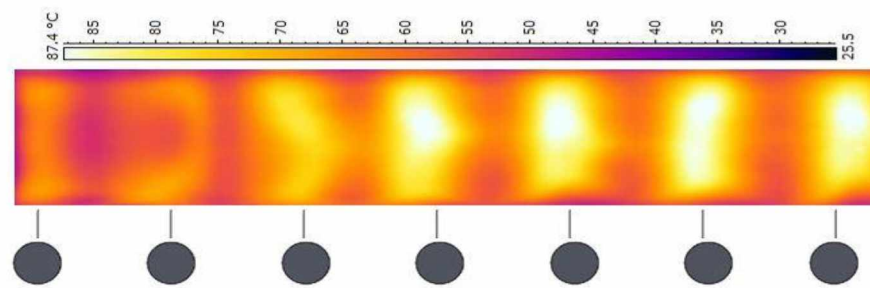


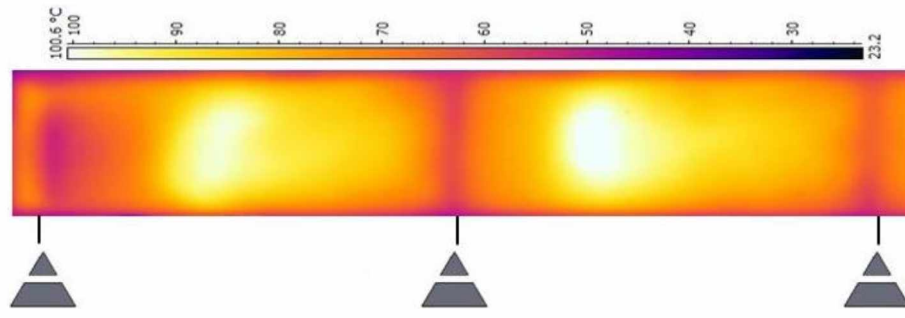
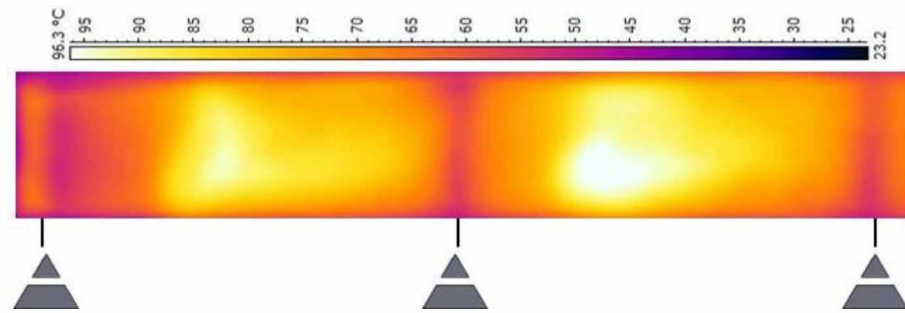
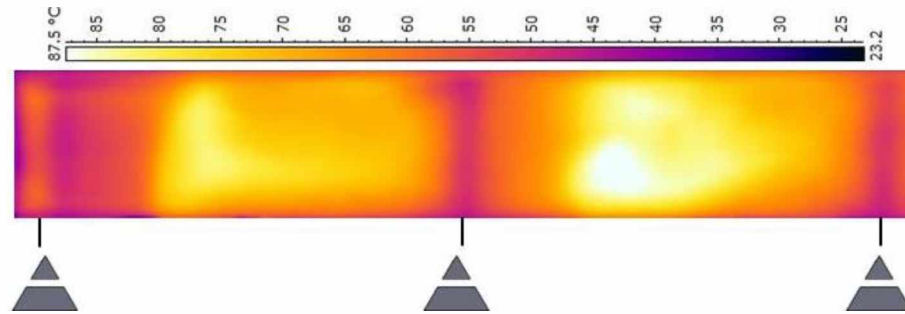
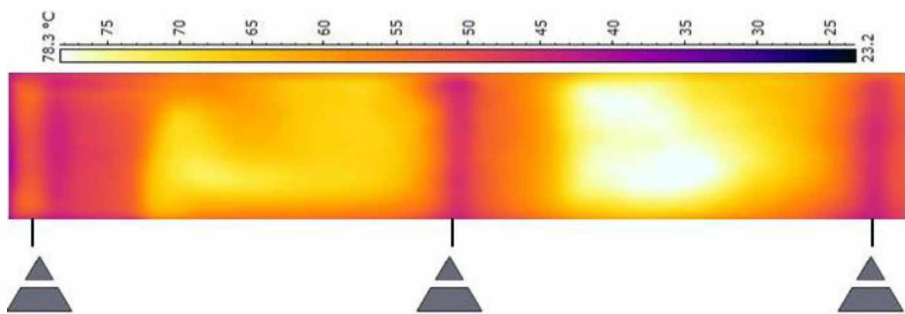
(c)  $Re=10409$  (D3)

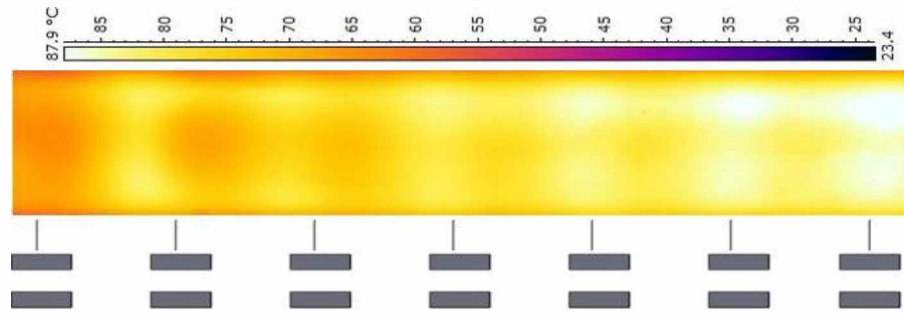
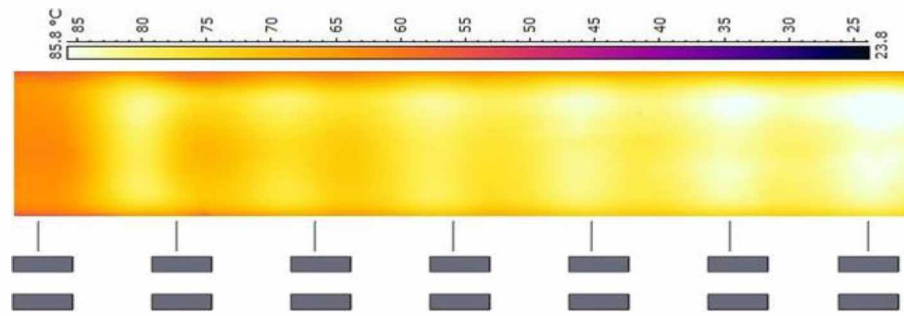
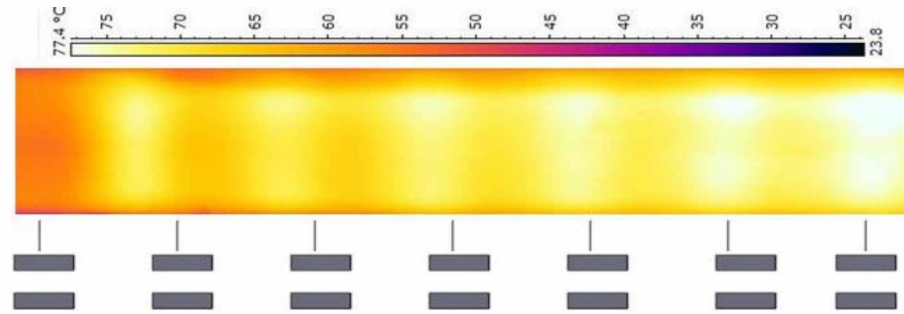
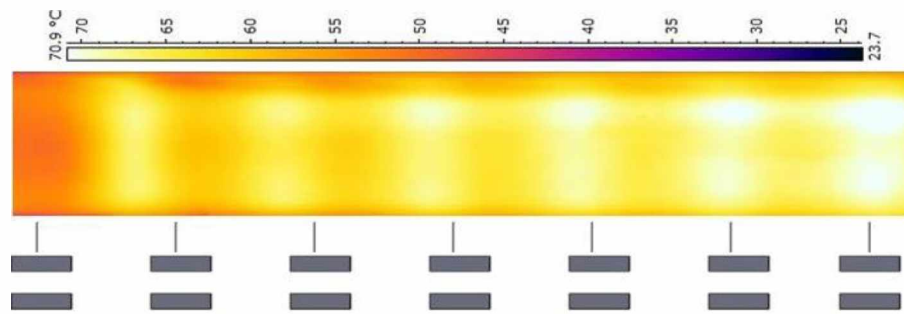


(d)  $Re=15388$  (D4)

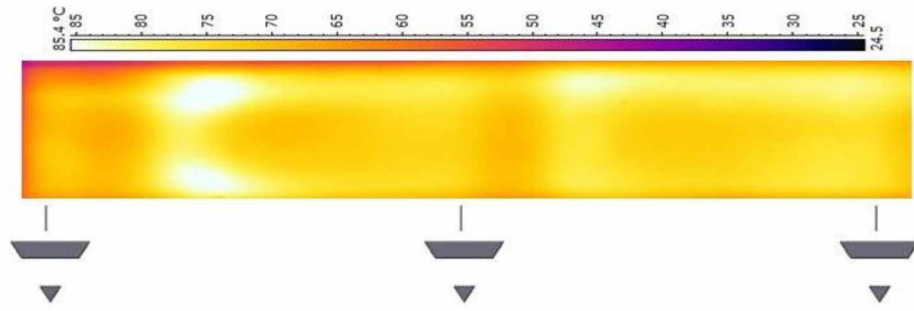
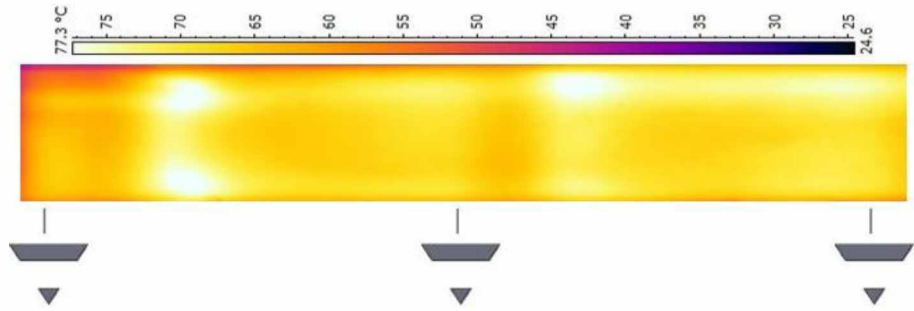
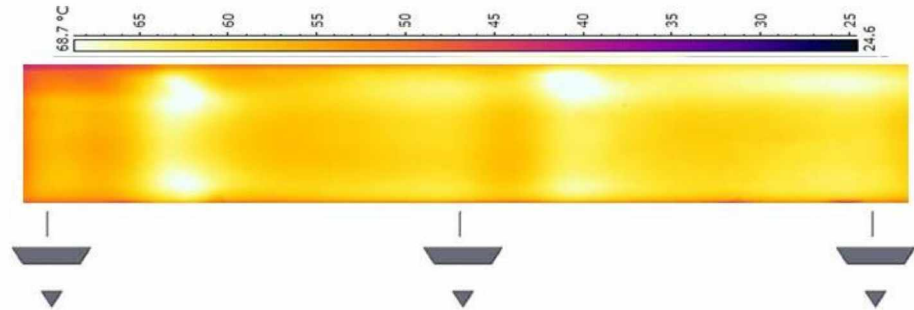
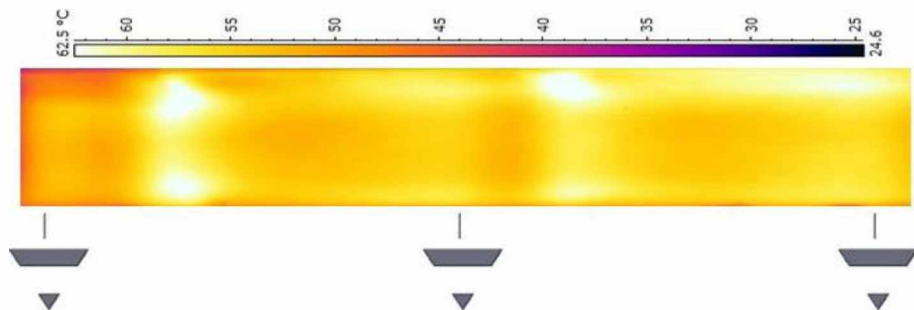
**Resim 4.4.** Boş kanal ( $AR=1,25$ ) için sıcaklık konturları (D)

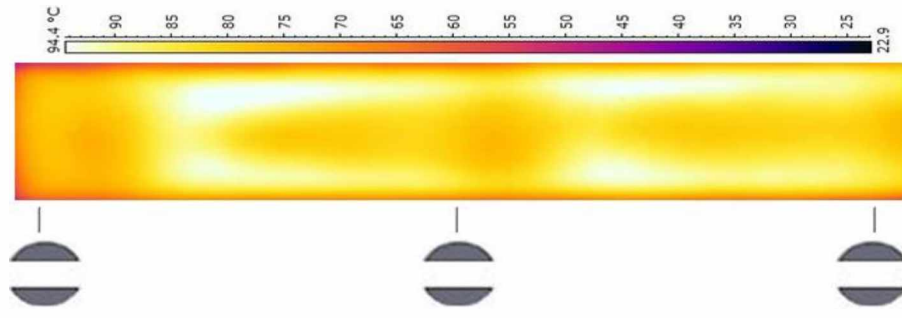
(a)  $Re=3168$  (E1)(b)  $Re=5431$  (E2)(c)  $Re=10409$  (E3)(d)  $Re=15388$  (E4)Resim 4.5.  $AR=0,625$ \_S-KE\_s=0\_g=2,5\_Sx=1-7 için sıcaklık konturları (E)

(a)  $Re=3168$  (F1)(b)  $Re=5431$  (F2)(c)  $Re=10409$  (F3)(d)  $Re=15388$  (F4)Resim 4.6.  $AR=0,83$  \_  $U-KE$  \_  $s=3$  \_  $g=2,5$  \_  $S_x=1, 4, 7$  için sıcaklık konturları (F)

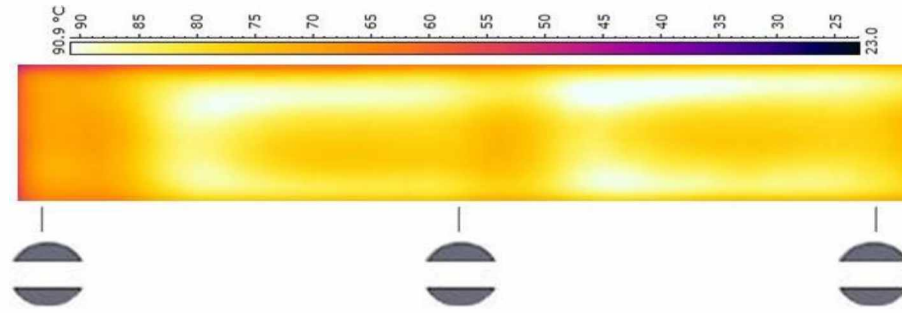
(a)  $Re=3168$  (G1)(b)  $Re=5431$  (G2)(c)  $Re=10409$  (G3)(d)  $Re=15388$  (G4)**Resim 4.7.** AR=1\_K-KE\_s=6\_g=10\_Sx=1-7 için sıcaklık konturları (G)



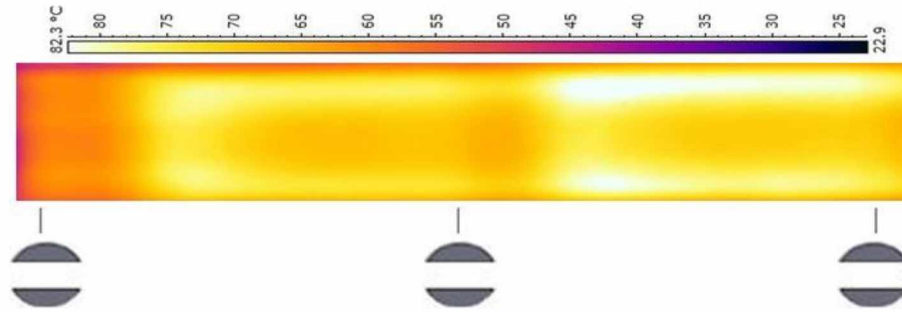
(a)  $Re=3168$  (H1)(b)  $Re=5431$  (H2)(c)  $Re=10409$  (H3)(d)  $Re=15388$  (H4)**Resim 4.8.** AR=1,25\_ TU-KE\_ s=10\_ g=10\_ Sx=1, 4, 7 için sıcaklık konturları (H)



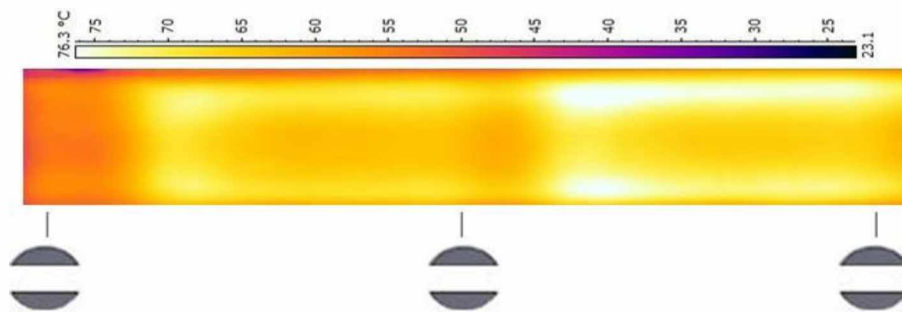
(a) Re=3168 (I1)



(b) Re=5431 (I2)

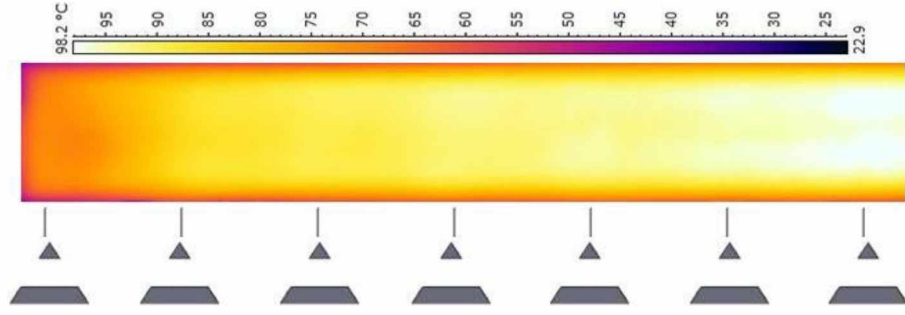


(c) Re=10409 (I3)

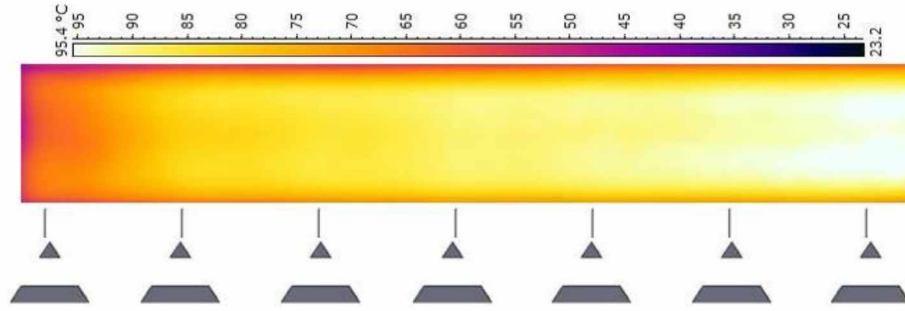


(d) Re=15388 (I4)

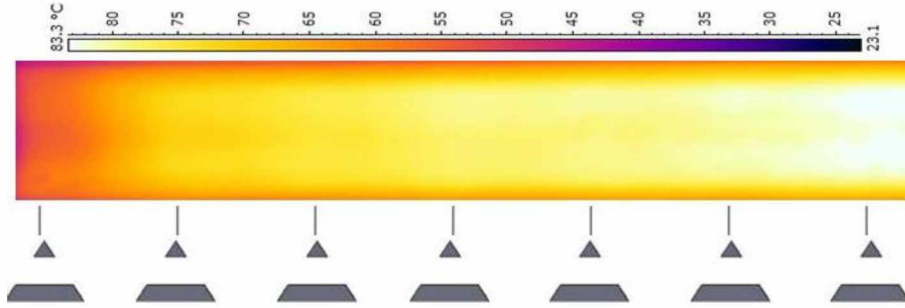
Resim 4.9. AR=0,83 \_ S-KE \_ s=6 \_ g=10 \_ Sx=1, 4, 7 için sıcaklık konturları (I)



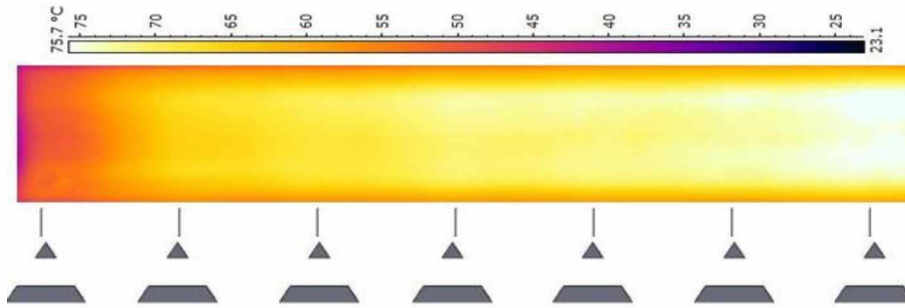
(a) Re=3168 (J1)



(b) Re=5431 (J2)



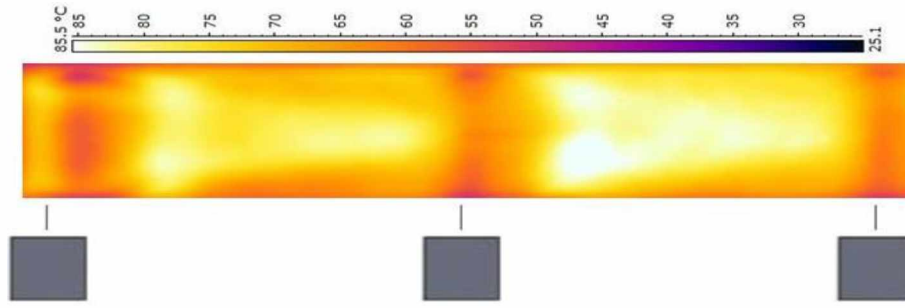
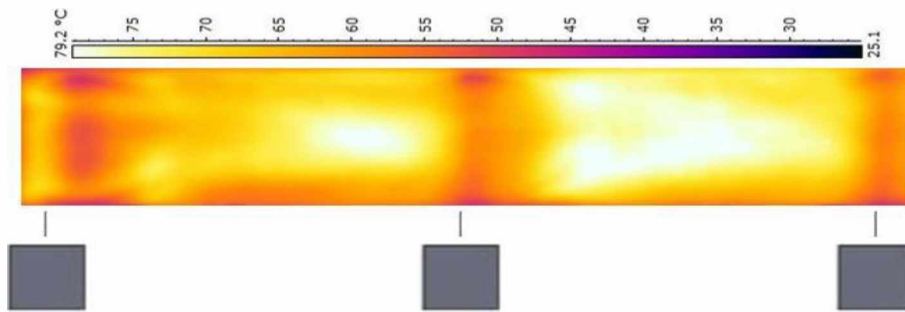
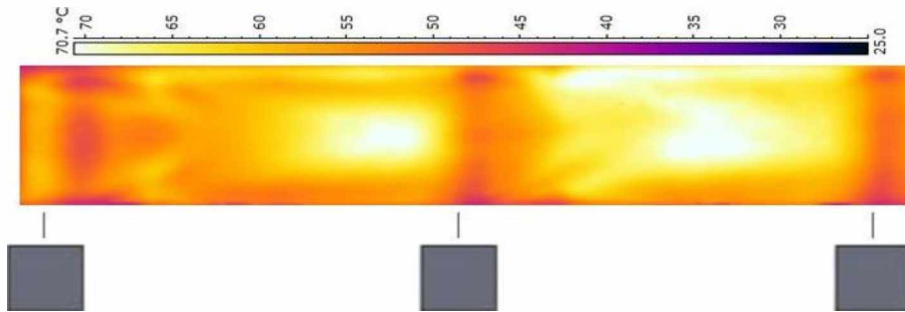
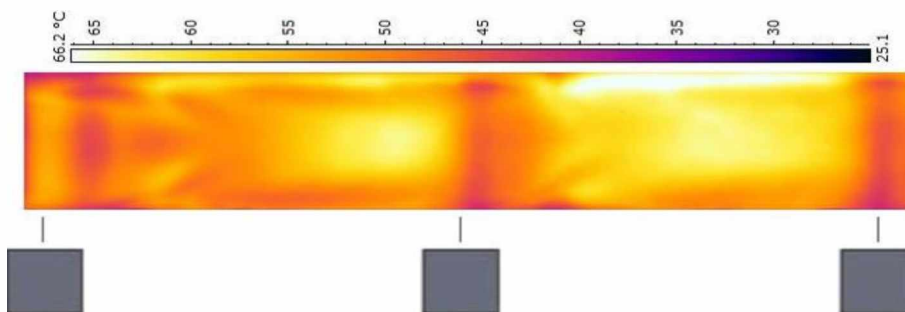
(c) Re=10409 (J3)

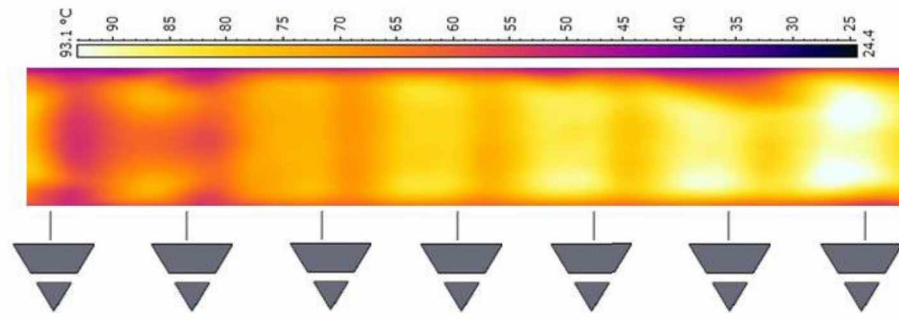
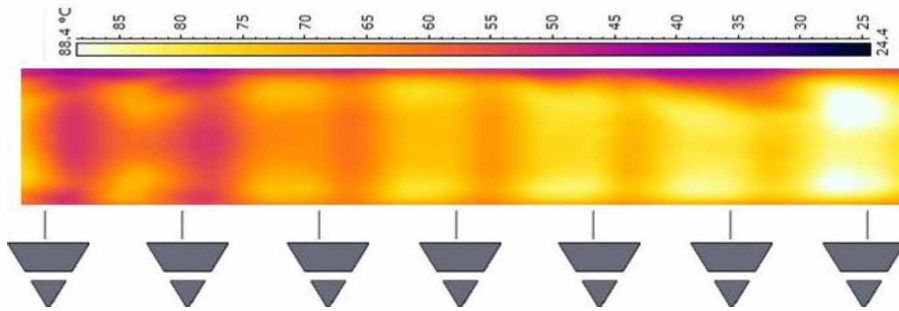
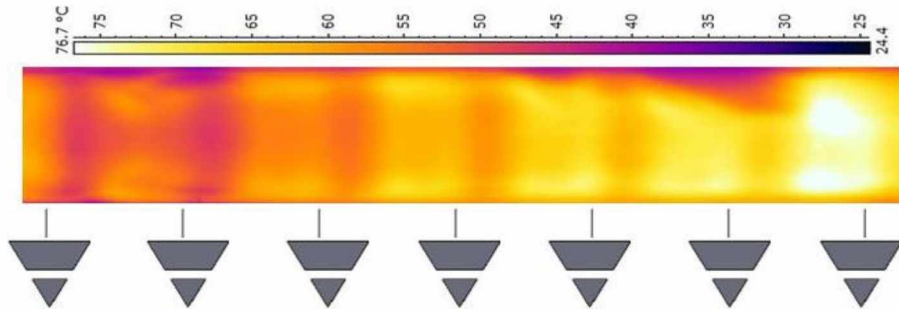
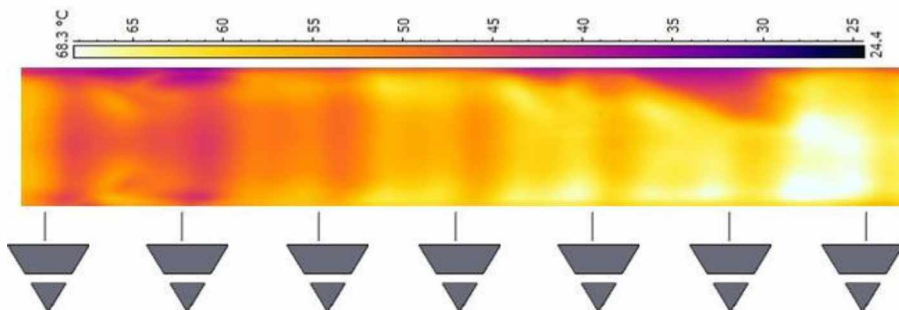


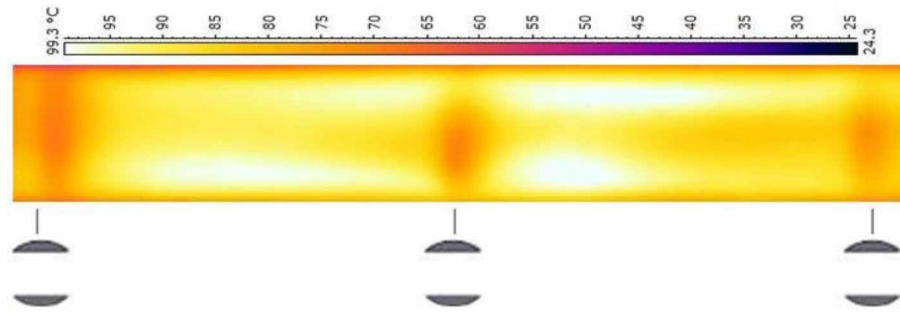
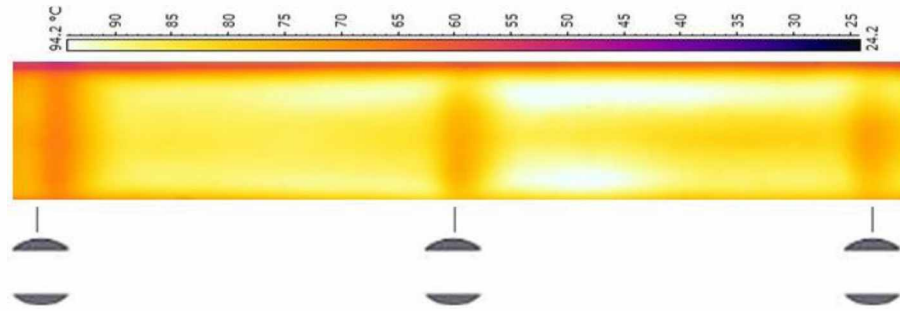
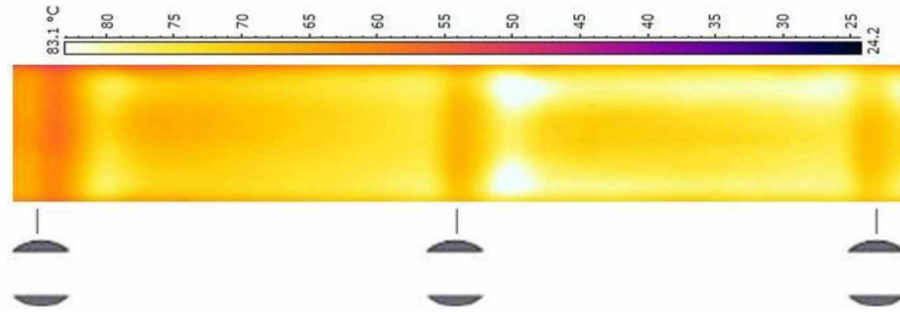
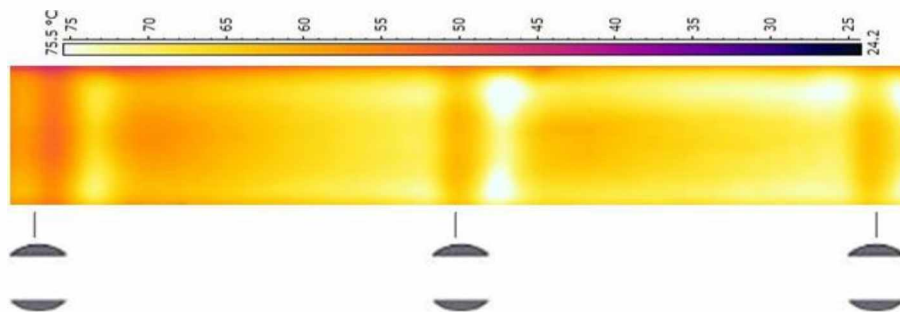
(d) Re=15388 (J4)

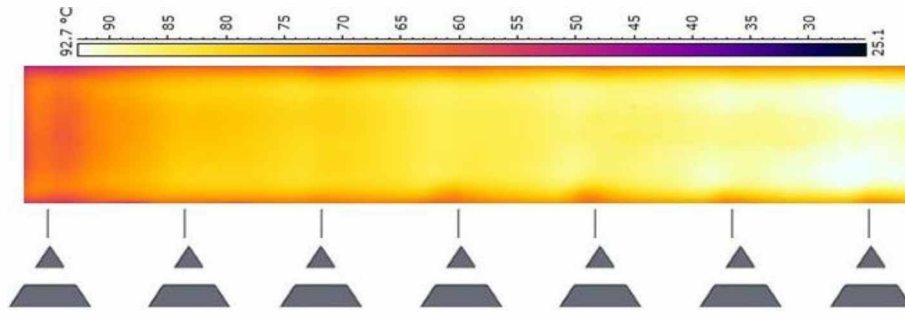
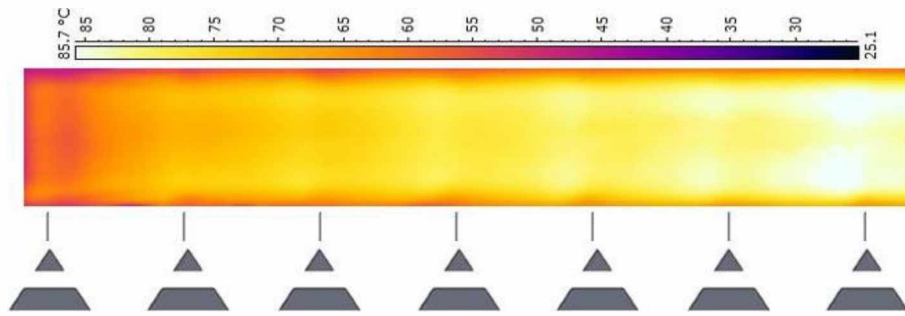
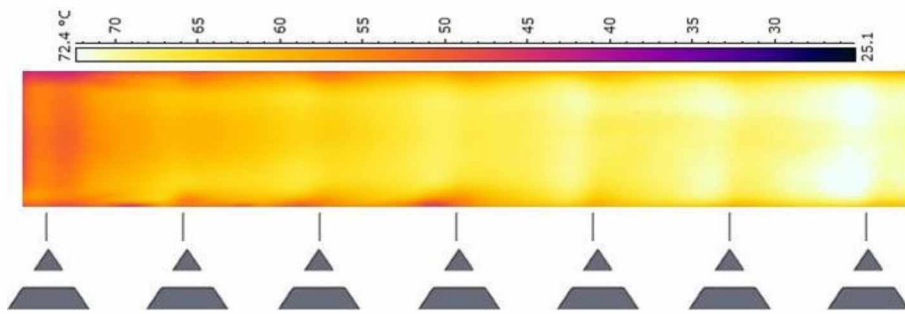
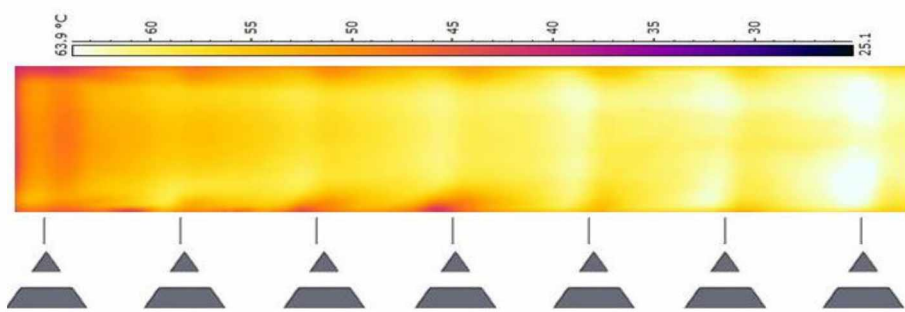
Resim 4.10. AR=0,625\_ U-KE\_ s=10\_ g=10\_ Sx=1-7 için sıcaklık konturları (J)

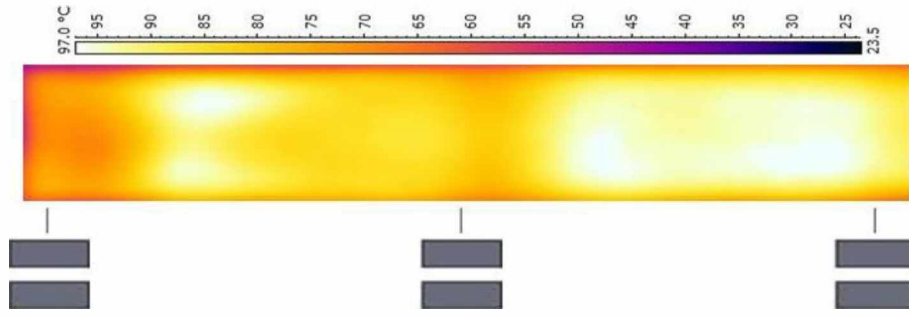
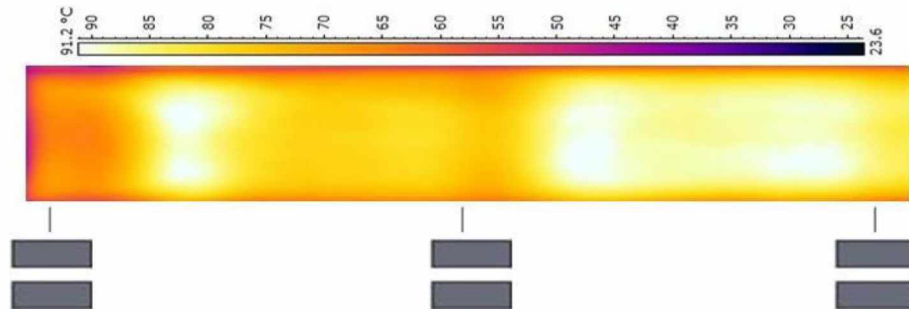
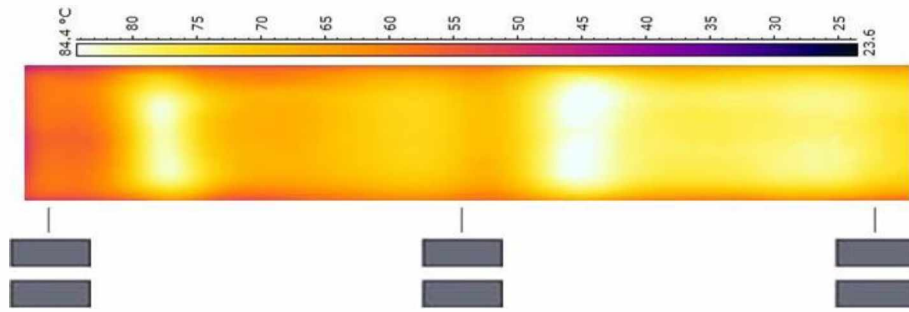
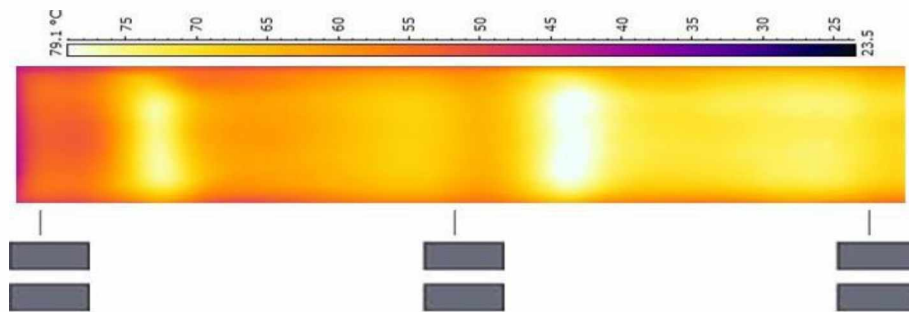


(a)  $Re=3168$  (K1)(b)  $Re=5431$  (K2)(c)  $Re=10409$  (K3)(d)  $Re=15388$  (K4)Resim 4.11.  $AR=1,25$  \_K-KE\_  $s=0$  \_g=2,5\_  $S_x=1, 4, 7$  için sıcaklık konturları (K)

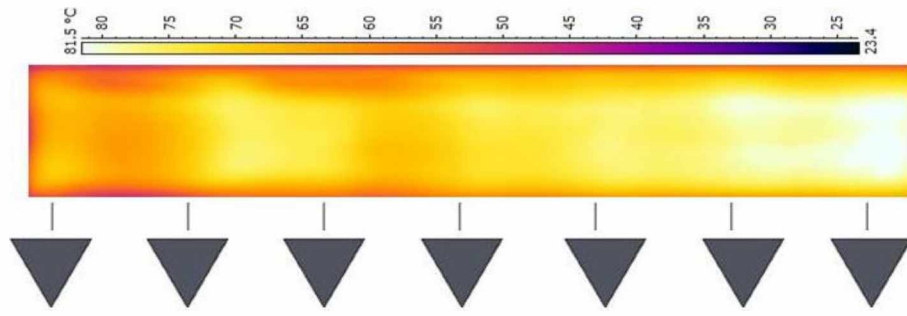
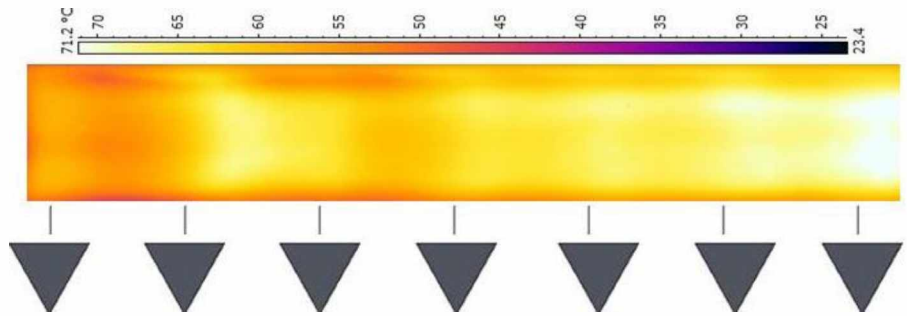
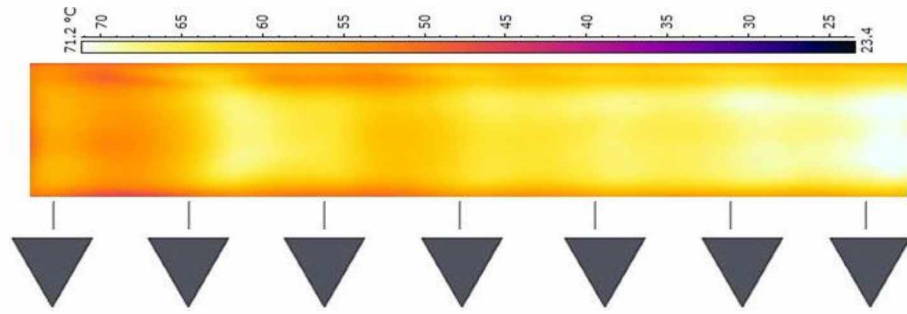
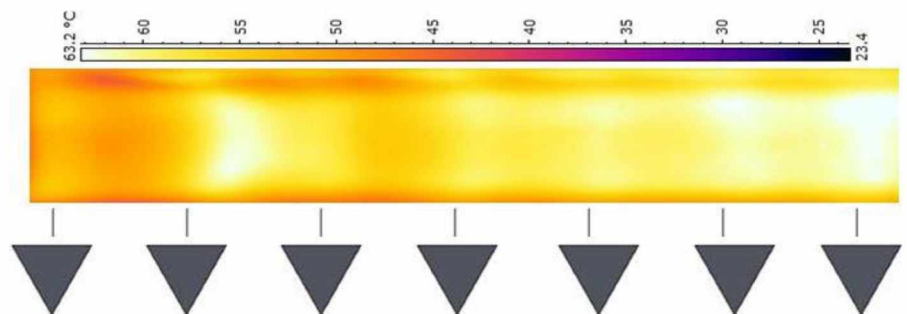
(a)  $Re=3168$  (L1)(b)  $Re=5431$  (L2)(c)  $Re=10409$  (L3)(d)  $Re=15388$  (L4)Resim 4.12.  $AR=1$ \_TU-KE\_s=3\_g=2,5\_Sx=1-7 için sıcaklık konturları (L)

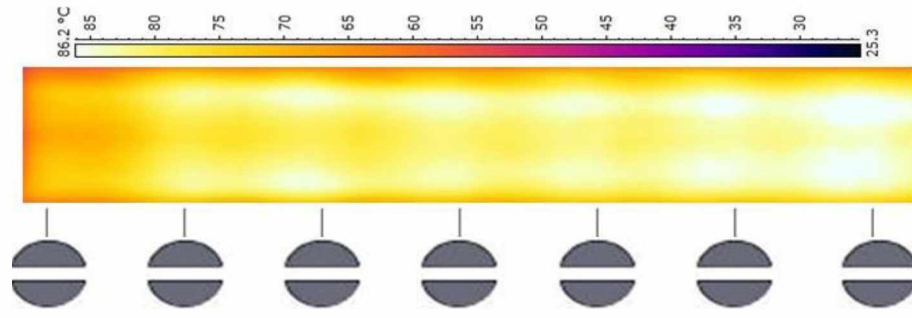
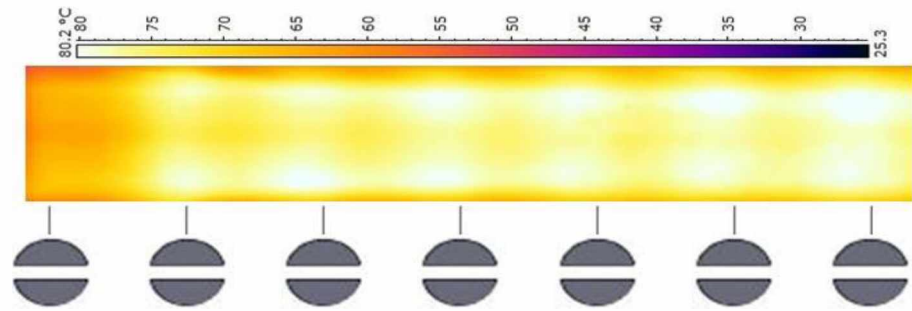
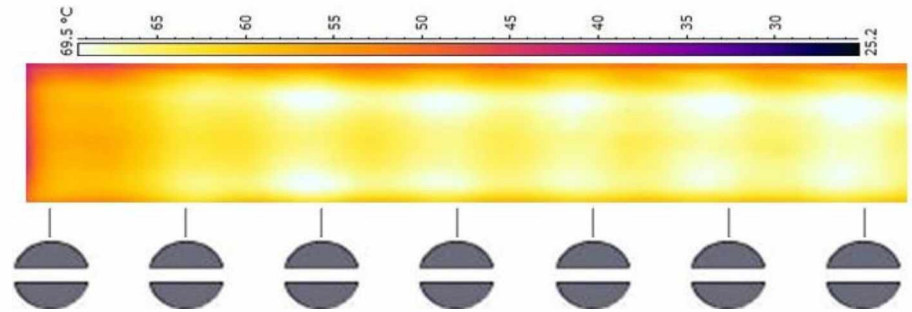
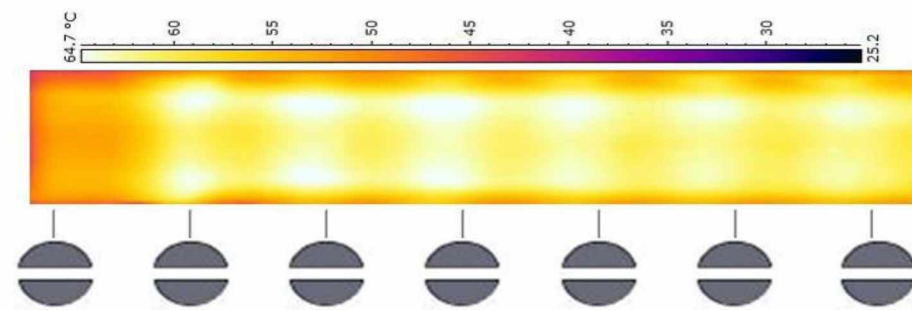
(a)  $Re=3168$  (M1)(b)  $Re=5431$  (M2)(c)  $Re=10409$  (M3)(d)  $Re=15388$  (M4)Resim 4.13.  $AR=1$  \_  $S-KE$  \_  $s=10$  \_  $g=2,5$  \_  $Sx=1, 4, 7$  için sıcaklık konturları (M)

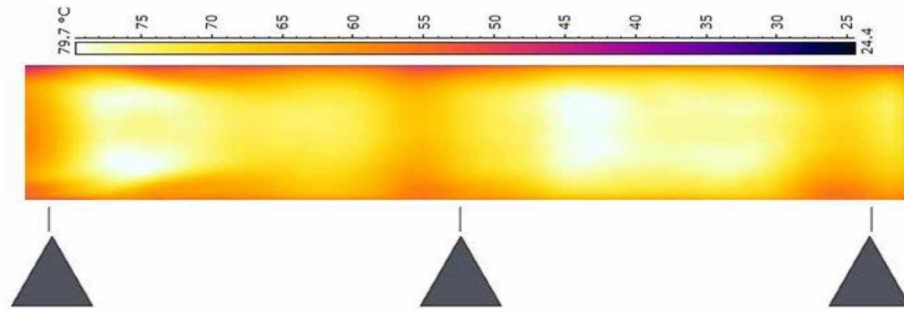
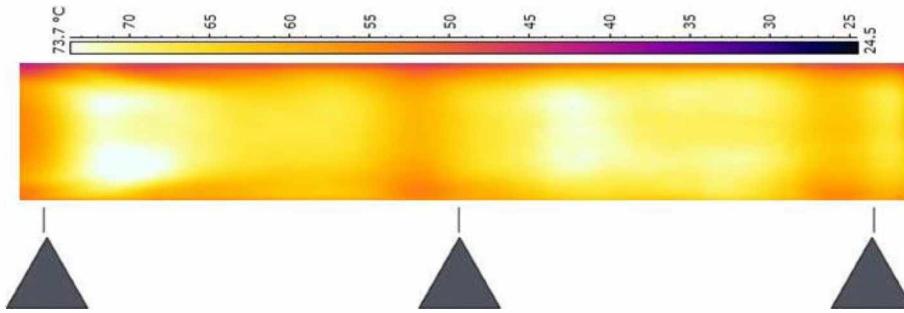
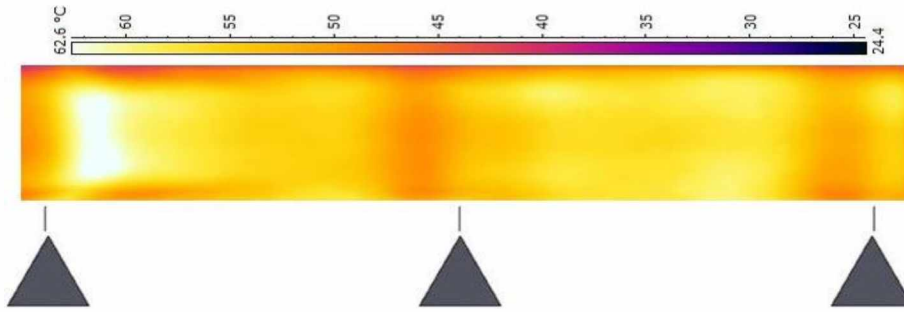
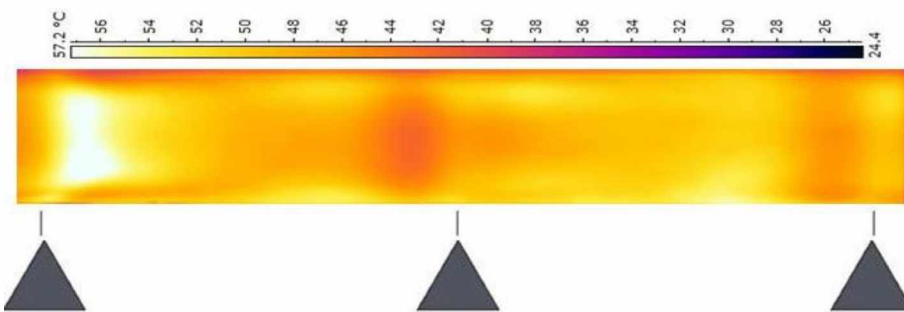
(a)  $Re=3168$  (N1)(b)  $Re=5431$  (N2)(c)  $Re=10409$  (N3)(d)  $Re=15388$  (N4)**Resim 4.14.** AR=1,25 \_ U-KE \_ s=6 \_ g=2,5 \_ Sx=1-7 için sıcaklık konturları (N)

(a)  $Re=3168$  (P1)(b)  $Re=5431$  (P2)(c)  $Re=10409$  (P3)(d)  $Re=15388$  (P4)Resim 4.15.  $AR=0,625$  \_K-KE\_  $s=3$  \_ $g=10$  \_  $Sx=1, 4, 7$  için sıcaklık konturları (P)

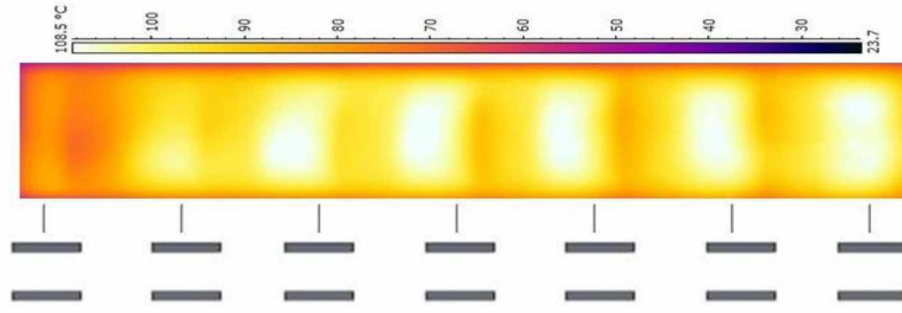
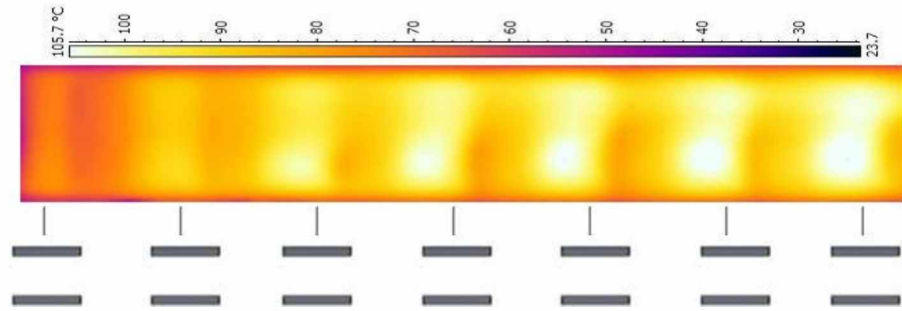
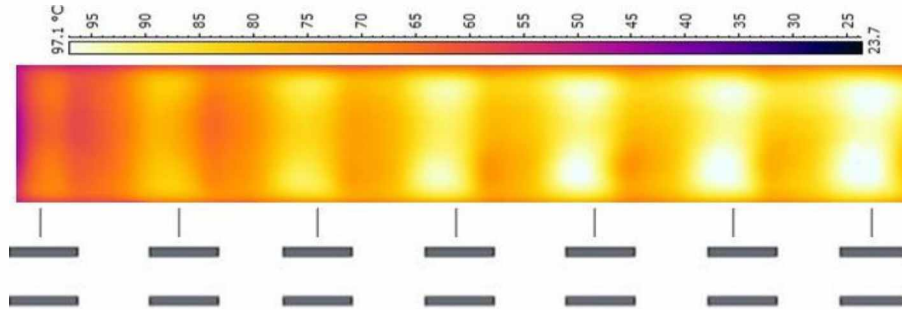
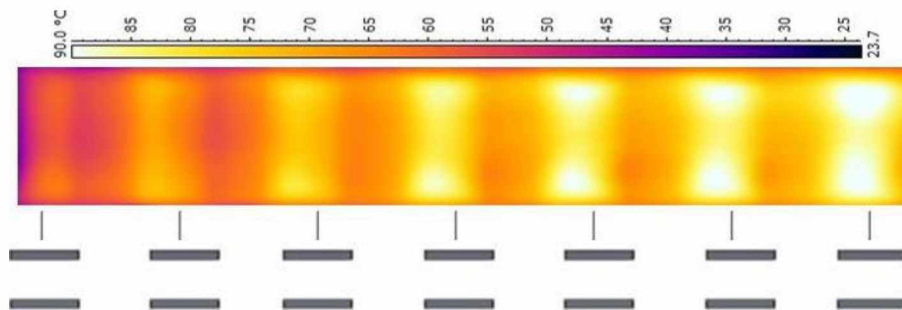


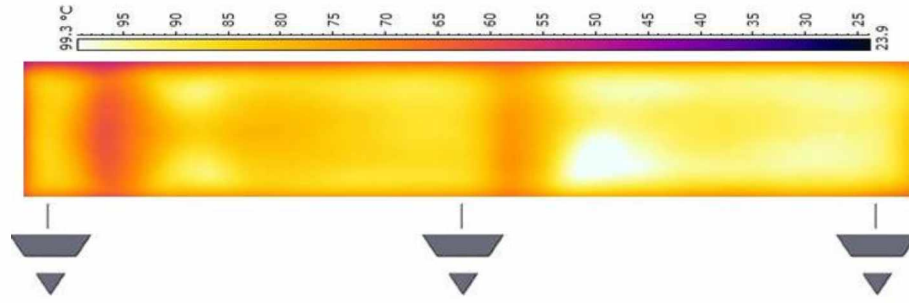
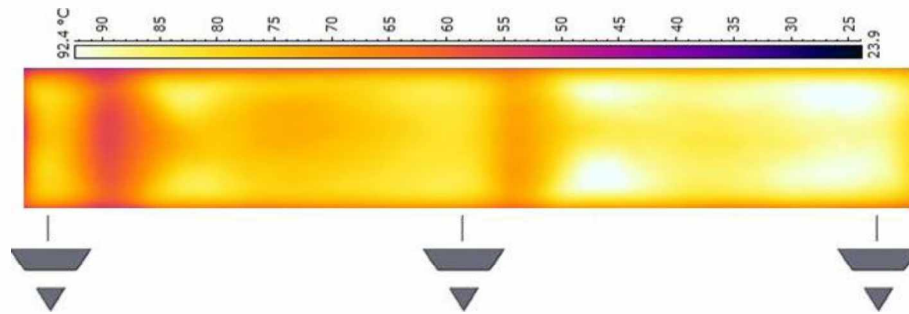
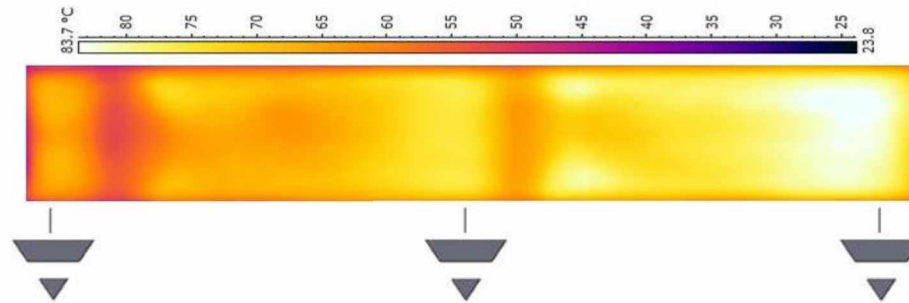
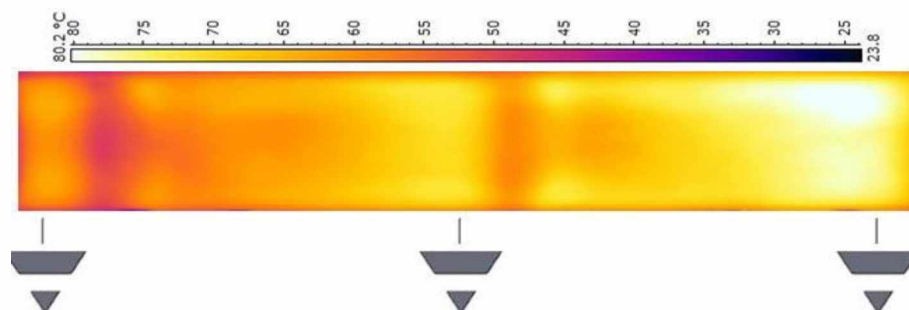
(a)  $Re=3168$  (R1)(b)  $Re=5431$  (R2)(c)  $Re=10409$  (R3)(d)  $Re=15388$  (R4)Resim 4.16.  $AR=0,83$  \_  $TU-KE$  \_  $s=0$  \_  $g=10$  \_  $Sx=1-7$  için sıcaklık konturları (R)

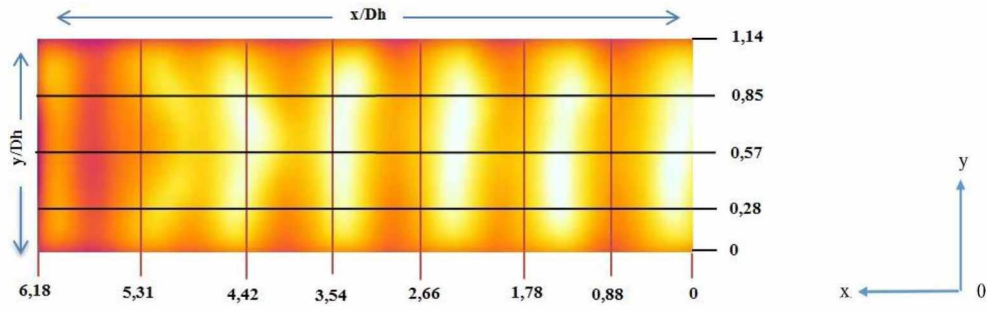
(a)  $Re=3168$  (S1)(b)  $Re=5431$  (S2)(c)  $Re=10409$  (S3)(d)  $Re=15388$  (S4)Resim 4.17.  $AR=1,25$  \_  $S-KE$  \_  $s=3$  \_  $g=10$  \_  $Sx=1-7$  için sıcaklık konturları (S)

(a)  $Re=3168$  (T1)(b)  $Re=5431$  (T2)(c)  $Re=10409$  (T3)(d)  $Re=15388$  (T4)**Resim 4.18.** AR=1\_ U-KE\_ s=0\_ g=10\_ Sx=1, 4, 7 için sıcaklık konturları (T)

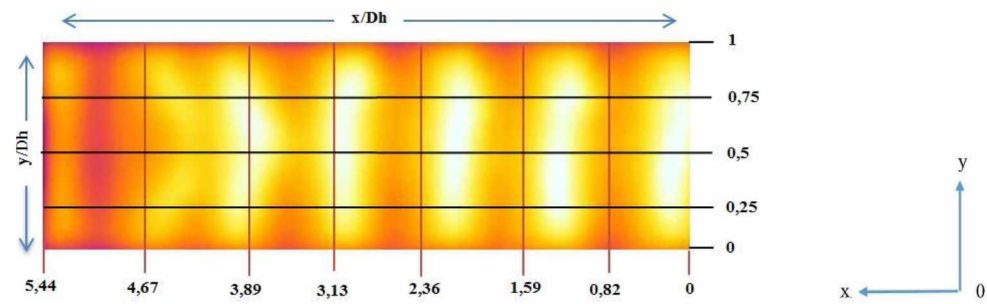


(a)  $Re=3168$  (U1)(b)  $Re=5431$  (U2)(c)  $Re=10409$  (U3)(d)  $Re=15388$  (U4)Resim 4.19.  $AR=0,83$  \_  $K-KE$  \_  $s=10$  \_  $g=2,5$  \_  $Sx=1-7$  için sıcaklık konturları (U)

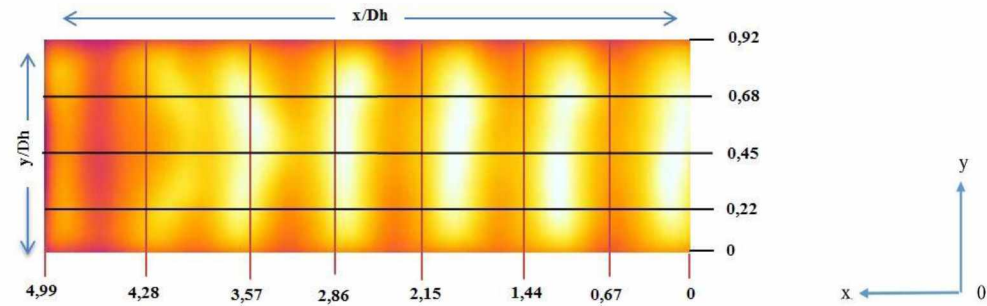
(a)  $Re=3168$  (V1)(b)  $Re=5431$  (V2)(c)  $Re=10409$  (V3)(d)  $Re=15388$  (V4)**Resim 4.20.** AR=0,625\_ TU-KE\_ s=6\_ g=2,5\_ Sx=1,4,7 için sıcaklık konturları (V)



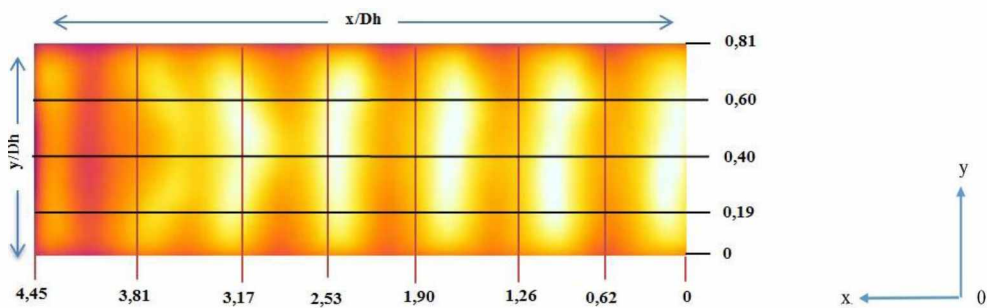
**Resim 4.21.** Termal görüntüleri ait boyutsuz mesafelerin gösterimi ( $D_h=0,044$  için)



**Resim 4.22.** Termal görüntüleri ait boyutsuz mesafelerin gösterimi ( $D_h=0,05$  için)



**Resim 4.23.** Termal görüntüleri ait boyutsuz mesafelerin gösterimi ( $D_h=0,054$  için)



**Resim 4.24.** Termal görüntüleri ait boyutsuz mesafelerin gösterimi ( $D_h=0,061$  için)

Deneysel sisteminin test bölgesi giriş ve çıkış noktalarından itibaren, akış yönünde test bölgesi boyunca farklı kanal geometrileri içerisinde farklı geometri tipindeki engellere ait düzenlemeler için  $Re=3168$ ,  $Re=5431$ ,  $Re=10409$  ve  $Re=15388$  değerlerine ait sıcaklık dağılımlarının konturları Resim 4.1-4.20’de verilmiştir. Isıtma yüzeyi  $562 \text{ W/m}^2$  sabit ısı akısıyla ısıtılmıştır. Beklenildiği gibi tüm sıcaklık konturlarından da görüldüğü üzere deneysel çalışmalarımızda giriş bölgesinden başlayarak akış yönünde sıcaklık değerleri giderek artmaktadır. Sıcaklık konturlarından görüldüğü gibi, giriş kısmında soğuk olan akışkanın ısıtılması sonucu oluşan sıcak akışkanla yüzey arasında taşınım ile ısı transferi gerçekleşmesiyle ısı sınır tabaka gelişmeye başlamakta ve kanal boyunca ilerledikçe ısıl açıdan gelişmiş durumlara ulaşmaktadır. Isıl sınır tabaka; içerisinde sıcaklık gradyanları ve ısı geçişinin olduğu bölgeler olarak tanımlanmaktadır. Bu bölgeler dışında kalan kısımlarda söz konusu gradyanlar ve bunlara bağlı gerçekleşen ısı aktarımları ihmal edilebilir ölçüdedir. Bu durum sıcaklık konturlarındaki renk değişimlerinden de net bir şekilde görülmektedir.

Sıcaklık konturlarından elde edilen veriler incelendiğinde, kanal girişinde yerel sıcaklıkların düşük olduğu görülmüştür. Fakat akışkanın engellere temas etmesinden sonra, girdap oluşumlarından ve akışkan karışımının artmasından dolayı boyutsuz  $x$  mesafesi ve boyutsuz  $y$  mesafeleri boyunca yerel sıcaklıklarının yükseldiği tespit edilmiştir. Resim 4.1-4.20’den görüldüğü gibi U-KE ve TU-KE kullanılan deney durumlarında ısı sınır tabakanın daha yüksek seviyelerde gelişmesi ile S-KE ve K-KE kullanılan deney durumlarından daha iyi ısı transferi sağlanmıştır. Kanal içerisindeki akışkan engellerle temas edene kadar homojen yapıda bir özellik göstermiştir.

Resim 4.1-4.20’deki sıcaklık konturlarına bakıldığında, yüksek Reynolds sayılarında daha az sıcaklık farkları görülmüştür. Bunun sebebi Reynolds sayısının artmasıyla ısı sınır tabaka kalınlığı azaldığından, engellerin, engel aralıklarının oluşturduğu dalgalanmaların ve ısı aktarım katsayısının arttığı, böylece de ısı transferinin arttığı tespit edilmiştir.

Deneysel çalışmada, farklı geometri tipinde engel kullanılmasındaki öncelikli amaç, türbülans oluşumunun sağlanmasıyla ısı aktarımının ve ısı aktarımı yüzeyinin artırılmasıdır. Resim 4.1-4.20'deki sıcaklık konturlerinden de görüleceği gibi tüm deney durumlarında ısı aktarımı boş kanala göre artmıştır.

U-KE ve TU-KE kullanılan deney durumlarına ait sıcaklık konturları incelendiğinde, tüm U-KE ve TU-KE kullanılan tüm dizilim ve konumlar için ısı transfer artışının S-KE ve K-KE kullanılan deneylere kıyasla daha yüksek şekilde gerçekleştiği görülmüştür. Bunun en temel sebebi, üçgen geometriye sahip engellerin üzerinden geçen akışkanda meydana gelen girdaplar ve hava karışımının yükselmesidir. Ayrıca kanal içerisindeki akışkan, kanal boyunca ilerledikçe U-KE ve TU-KE'lerin meydana getirdiği dalgalanmaların artarak daha iyi bir ısı transferi elde edilmesine olanak sağlamaktadır.

Deneysel çalışmada kullanılan tüm engeller aynı hidrolik çapa ( $D_h$ ) sahip olsalarda, U-KE ve TU-KE geometrik yapısı dolayısıyla daha keskin köşelere ve açılmalı yüzey hatlarına sahiptir. Bu durumlar, U-KE ve TU-KE'lerin daha geniş yüzey alanına sahip olmasını sağlar. Elde edilen sıcaklık konturleri de incelendiğinde, bu engellerin kullanıldığı deney durumlarında, geniş yüzey alanına sahip olmalarından dolayı daha iyi ısı transferi artışı olduğu belirlenmiştir.

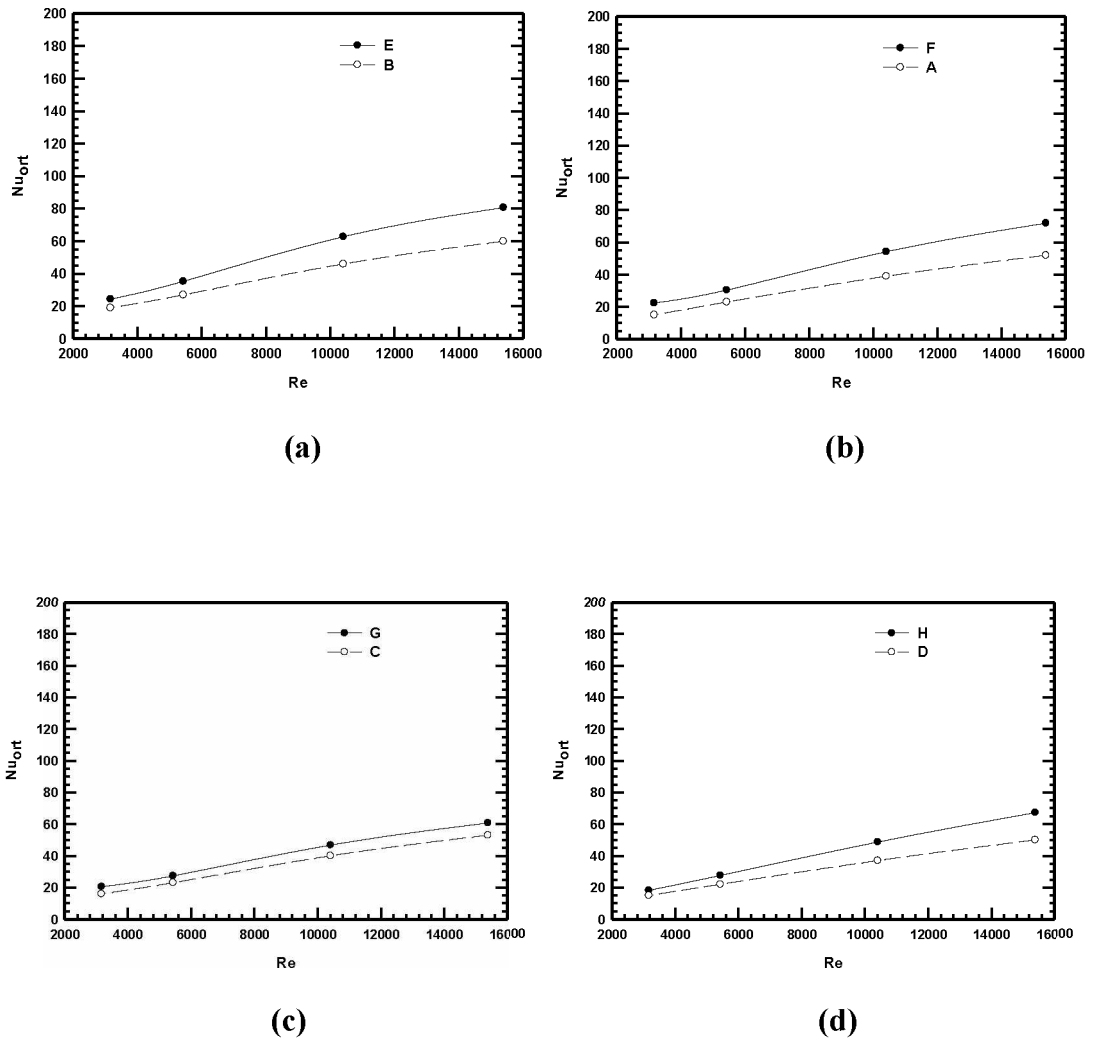
Kanal içerisine yerleştirilen tüm engelli durumlarda, engellerin oluşturduğu hava karışımının etkisiyle ve genişleyen ısı aktarım yüzeyleri sayesinde engel bulunan kanallarda ısı transferi artışı sağlanmaktadır. Test bölümünün giriş ve çıkışlar sıcaklıkları arasında en büyük fark, U-KE ve S-KE engeller içeren deney durumlarında tespit edilmiştir.

Reynolds sayısının artması ve engel aralık değerleri ile ısı sınır tabakanın incilmesi sonucunda ısı transferi artmıştır. Engel aralık değeri arttıkça, engel üzerinden ve içerisinden akışkan geçişi kolaylaştığı için ısı transferinin daha yüksek oranlarda gerçekleştiği görülmüştür.

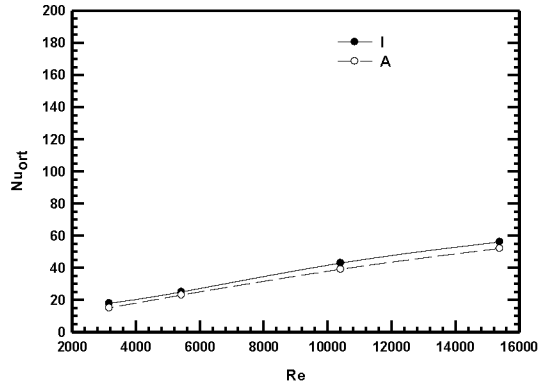
Tüm sıcaklık konturleri incelendiğinde, en iyi ısı transferinin  $AR=0,83$  K-KE\_S=10\_G=2,5\_Sx=1-7 için (U1) deney durumunda gerçekleştiği görülmüştür.

#### 4.2.2. Isı transfer analizi

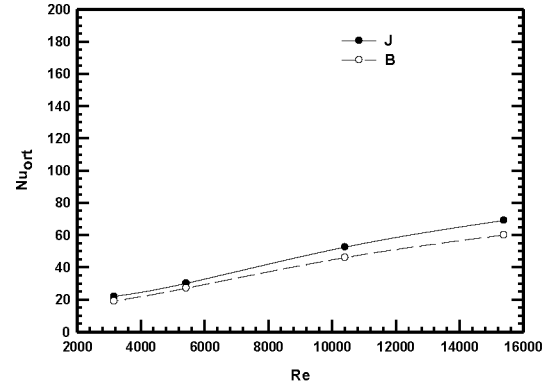
Farklı geometri tipindeki engellerin, farklı kanal geometrilerine göre, Reynolds sayısı, engel aralığı, engelin yerden yüksekliği ve engelin dizilim biçimine bağlı olarak, Taguchi deneysel dizayn metoduyla elde edilen deney sistemine göre oluşan, her bir deney durumuna ait ısı transfer sonuçları incelenmiştir. Her bir deney durumuna ait ortalama Nusselt sayısı ( $Nu_{ort}$ ) ile Reynolds sayısının ( $Re$ ) değişimi boş kanal verileri ile birlikte Şekil 4.8 ve 4.9’da gösterilmiştir.



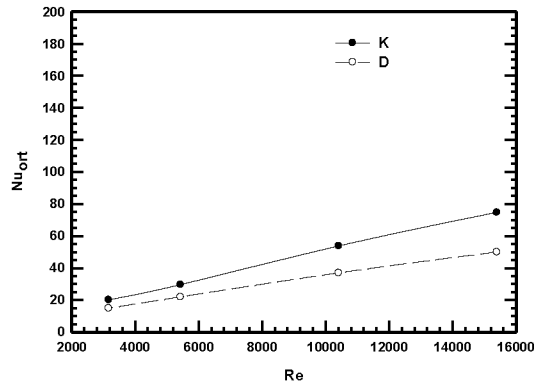
**Şekil 4.8.** Farklı geometri tipine sahip engel bulunan kanalda ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



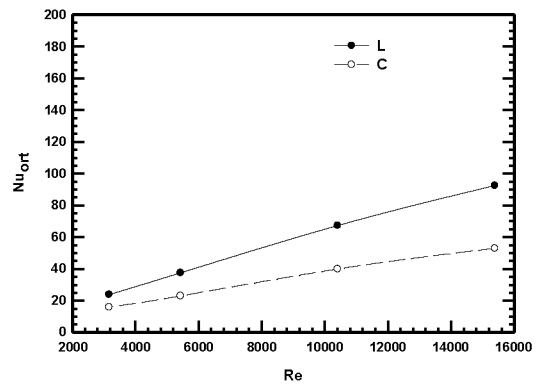
(e)



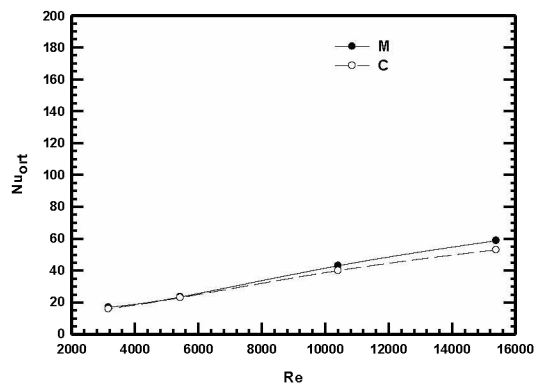
(f)



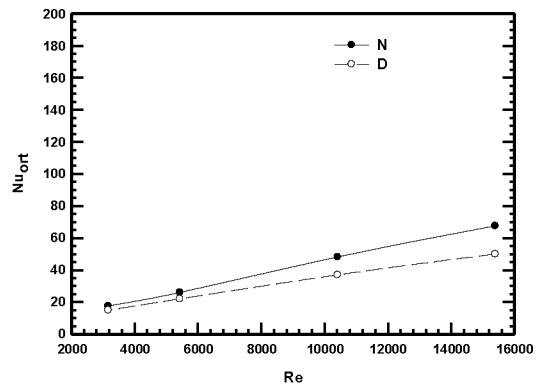
(g)



(h)

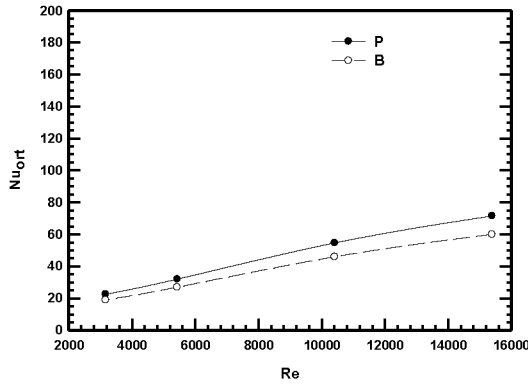


(k)

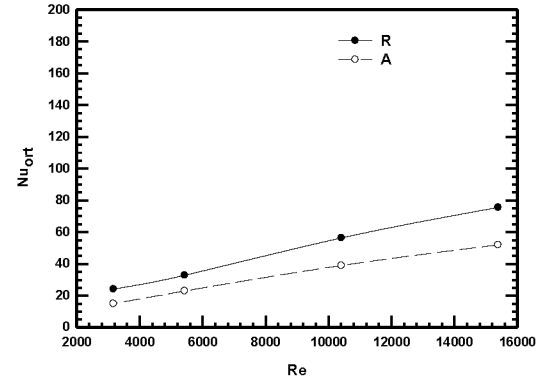


(l)

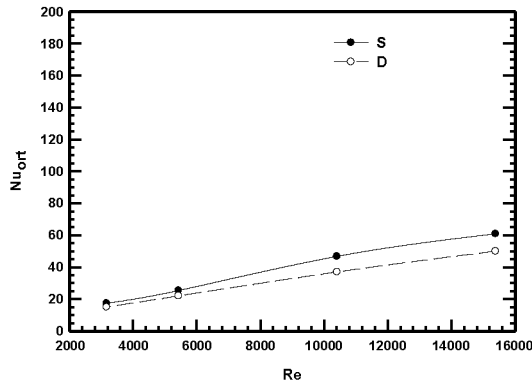
**Şekil 4.8.** (Devam) Farklı geometri tipine sahip engel bulunan kanalda ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



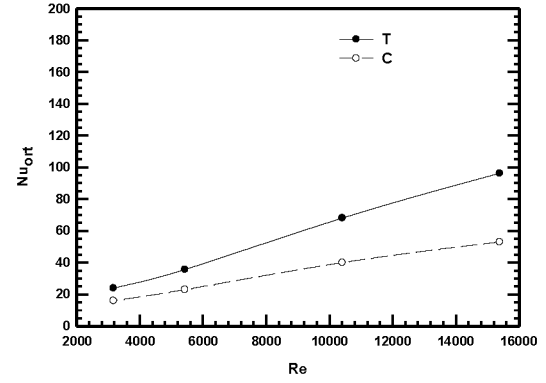
(m)



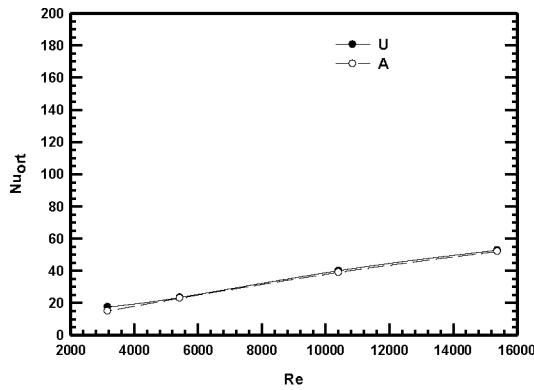
(n)



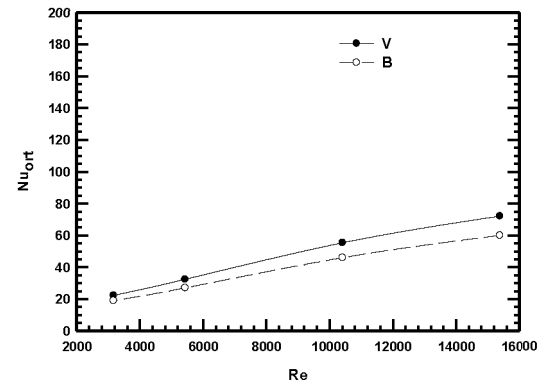
(o)



(p)



(r)



(s)

Şekil 4.8. (Devam) Farklı geometri tipine sahip engel bulunan kanalda ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



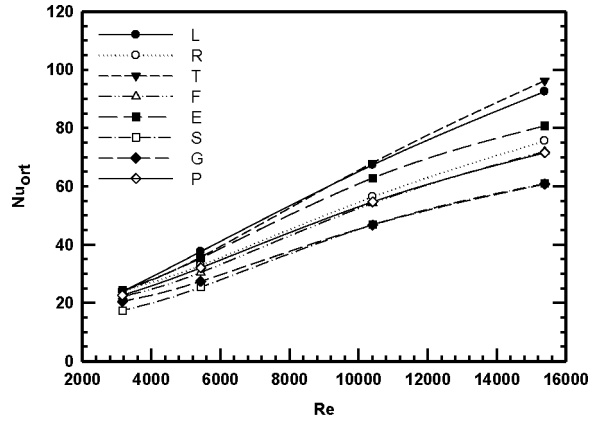
Test bölümü boyunca ortalama Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişimleri Şekil 4.8-4.11'de gösterilmiştir. Elde edilen sonuçlar, Taguchi deneysel dizayn düzenine göre önce kendi aralarında sonra da tüm veriler bir arada incelenmiştir.

Bütün grafiklerde de görüldüğü gibi Reynolds sayısının artmasıyla Nusselt sayısı artmaktadır. Şekil 4.8'de görüldüğü üzere üçgen geometriye sahip engellerin,  $s=0$  olduğu durumda yani engelin ayrık olmadığı durumda, Reynolds sayısı ve Nusselt sayısı arasındaki değişimlerin diğer geometrideki engellere göre daha iyi olduğu bu sebeple de ısı transferi açısından da daha iyi olduğu gözlenmiştir.

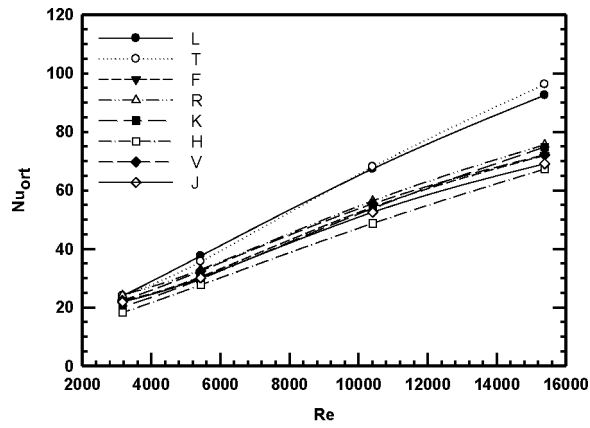
Şekil 4.8'de görüldüğü oluşan girdaplar ve akış karışımından dolayı da U-KE ve TU-KE kullanılan durumlarda Nusselt sayısındaki artış K-KE ve S-KE kullanılan durumlardaki artıştan daha fazladır.

Tüm durumlarda engelin yerden yüksekliğinin ( $g$ ) ve engellerin kanal içerisindeki dizilim biçimlerinin Nusselt sayısındaki değişim etkisi diğer durumlara göre çok daha azdır. Engel aralık değerinin ( $s$ ) artmasıyla ise bütün kanal ve geometri tipi içinde Nusselt sayısındaki değişimin daha fazla olduğu görülmektedir.

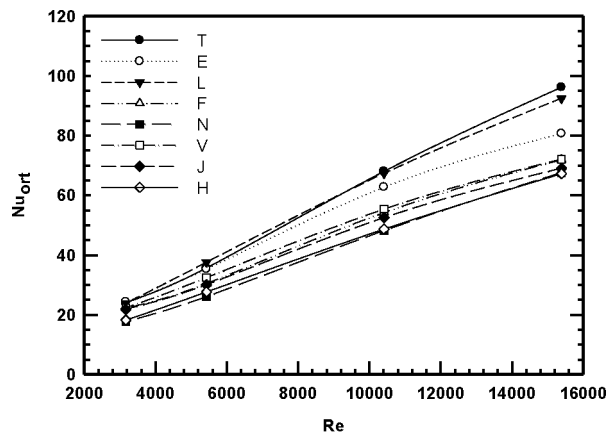
Taguchi deneysel dizayn metoduna göre verilerin analizi sonucu Nusselt sayısına en çok etki eden parametrenin Reynolds sayısı, en az etki eden parametrenin ise akış engelin yerden yüksekliği ve engellerin dizilim biçimi olduğu Şekil 4.1'de gösterilmiştir. Bu sebeple engelin yerden yüksekliğinin ve engellerin dizilim biçiminin Nusselt sayısına etkisinin yaklaşık olarak %1 civarında olmasından dolayı ihmal edilmiştir. Bu yüzden Nusselt sayısı ve Reynolds sayısı arasındaki karşılaştırma geometri tipine, kanal tipine ve engel aralığına göre Şekil 4.9-4.11'de gösterilmiştir.



Şekil 4.9. Geometri tipine göre ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 4.10. Kanal tipine göre ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



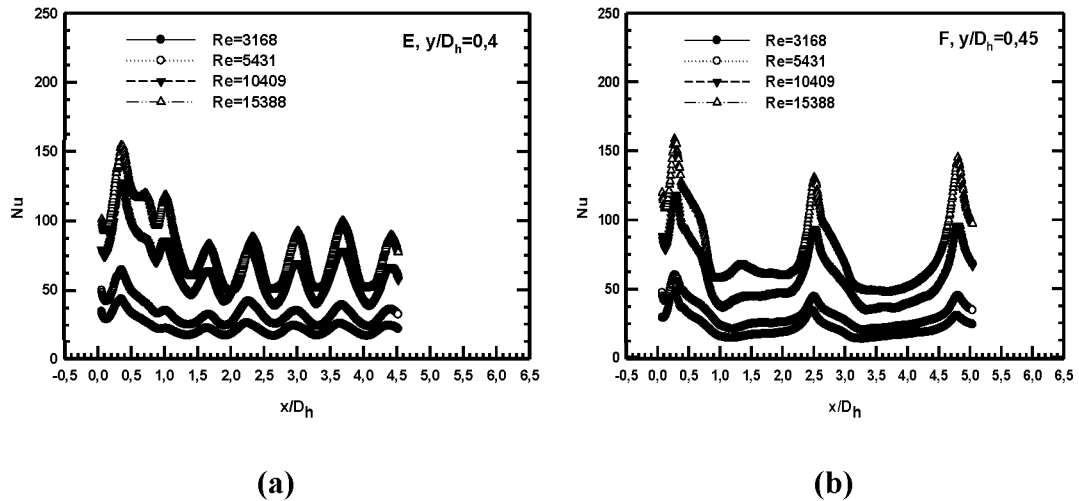
Şekil 4.11. Engel aralığına(s) göre ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

Farklı engel geometrilerinin kullanıldığı deneyler ile boş kanal karşılaştırıldığı zaman, en yüksek Nusselt sayısı, üçgen kesitli engellin kullanıldığı ve  $AR=1$  ve  $s=0$  değerleri için (T), boş kanala göre 1,82 katlık bir oranda elde edildi. Bu artış ters üçgen kesitli engel geometrisi içinde boş kanalın 1,73 katı olarak elde edilmiştir.

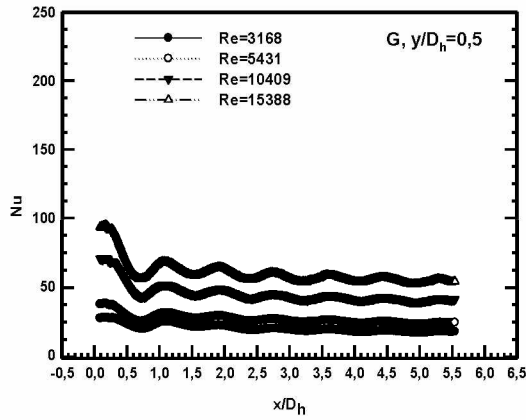
Değişik kanal tipi kullanılan deneyler ile boş kanal karşılaştırıldığı zaman, en yüksek Nusselt sayısı  $AR=1$ , TU-KE ve  $s=3$  için (L) boş kanalın 1,73 katı olarak elde edilmiştir. Bu artışın  $AR=1,25$  için ise boş kanalın 1,34 katı olduğu görülmüştür.

Farklı engel aralık değerlerinin ( $s$ ) kullanıldığı deneyler ile boş kanal karşılaştırıldığı zaman, en yüksek Nusselt sayısı,  $s=0$ , U-KE ve  $AR=1$  değerleri için (T) boş kanala göre 1,82 katlık bir oranda olduğu tespit edilmiştir. Bu artış  $s=10$  değeri içinde boş kanalın 1,15 katı olarak elde edildi.

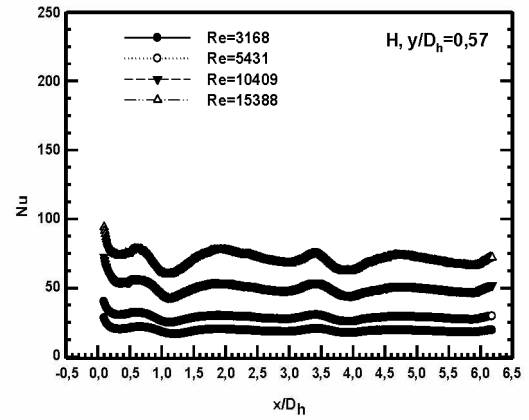
Gerçekleştirilen tüm deney durumlarında, test bölümünün  $x$  eksenini boyunca yerel Nusselt sayısı değişimleri Şekil 4.12'de gösterilmiştir. Tüm şekillerden görüldüğü gibi  $x$  yönünde mesafe boyutsuzlaştırması yapılmış ve bu durumlar  $x/D_h$  ile ifade edilmiştir.



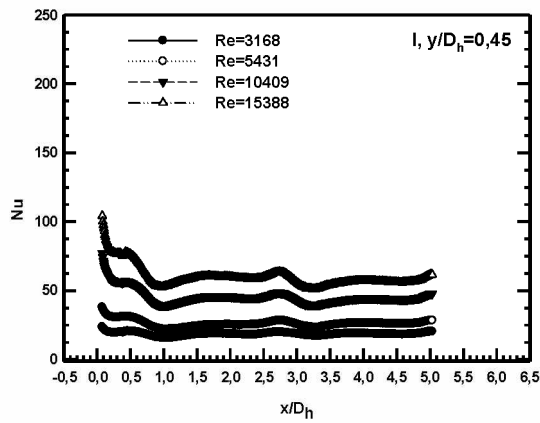
Şekil 4.12. Yerel Nusselt sayısının  $x/D_h$  boyutsuz mesafesine göre değişimi



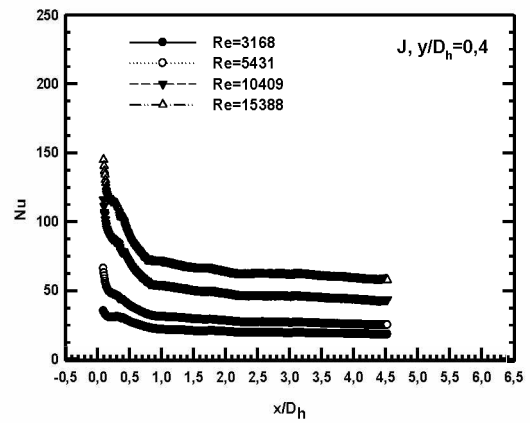
(c)



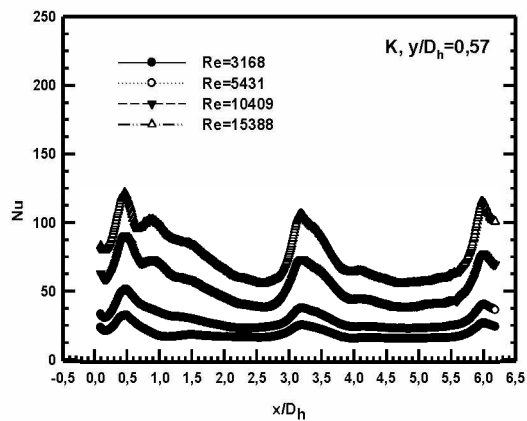
(d)



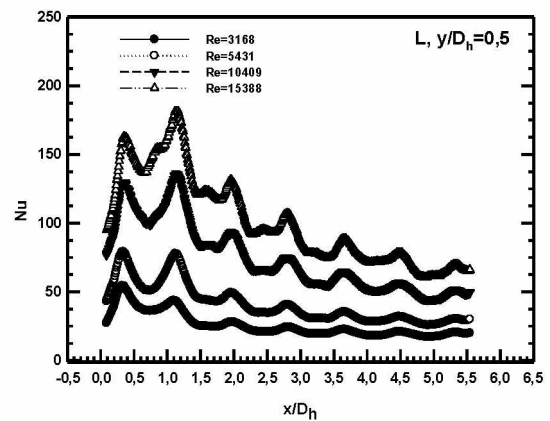
(e)



(f)

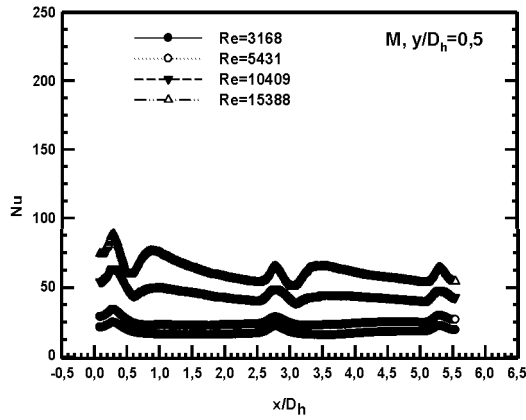


(g)

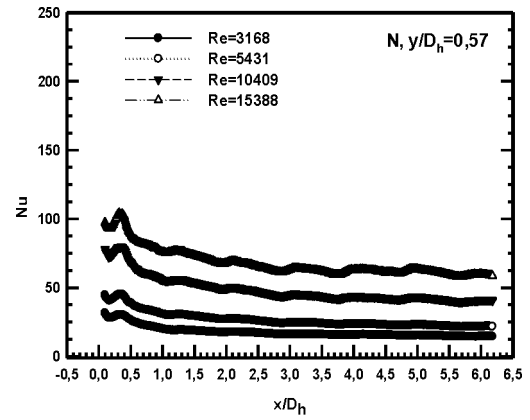


(h)

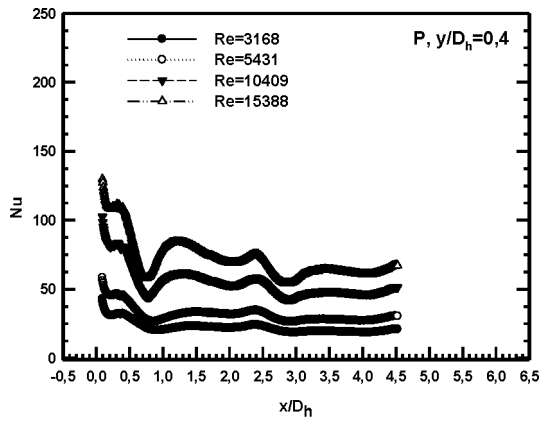
Şekil 4.12. (Devam) Yerel Nusselt sayısının  $x/D_h$  boyutsuz mesafesine göre değişimi



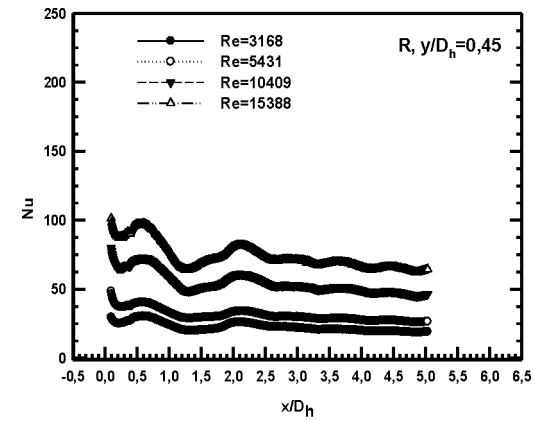
(k)



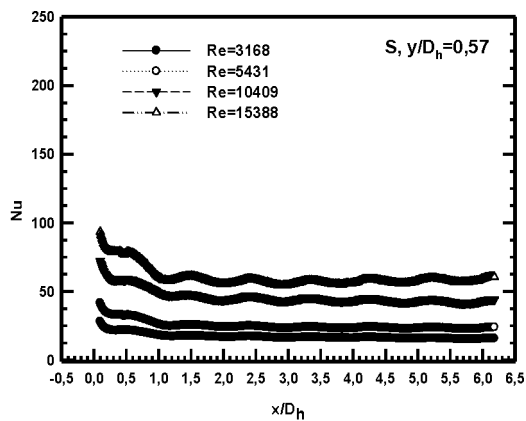
(l)



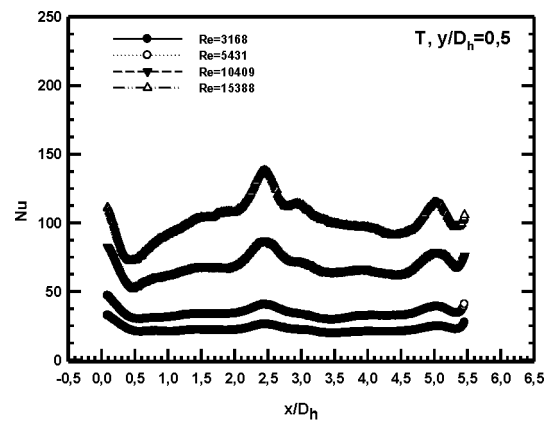
(m)



(n)

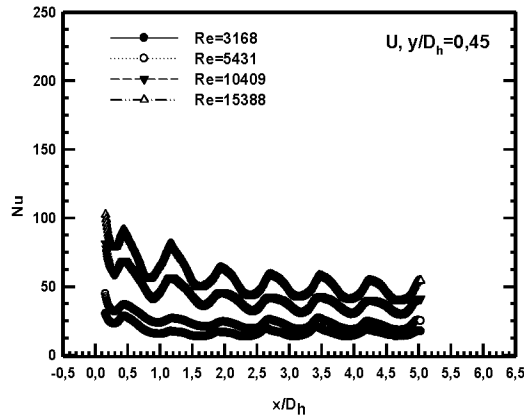


(o)

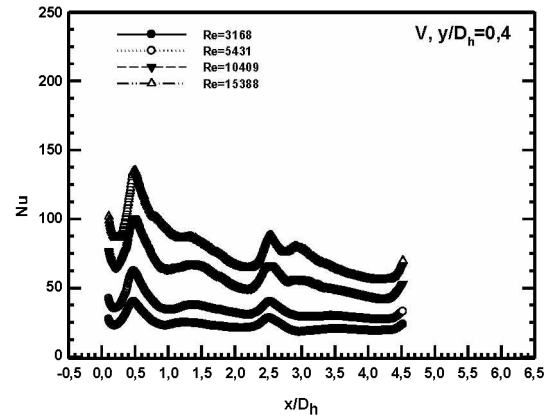


(p)

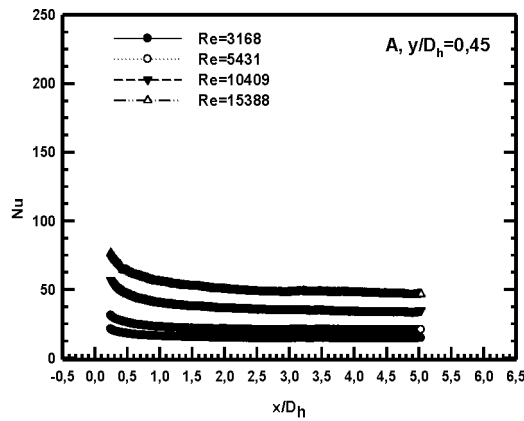
Şekil 4.12. (Devam) Yerel Nusselt sayısının  $x/D_h$  boyutsuz mesafesine göre değişimi



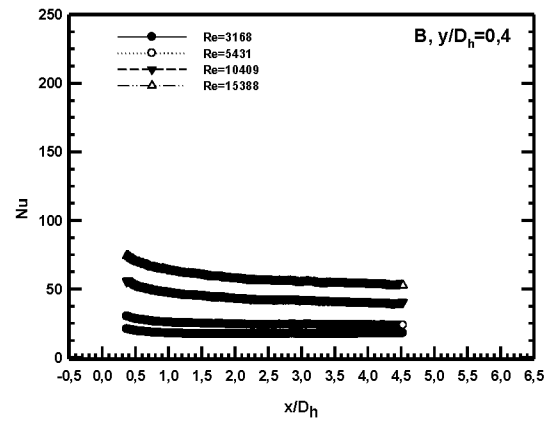
(r)



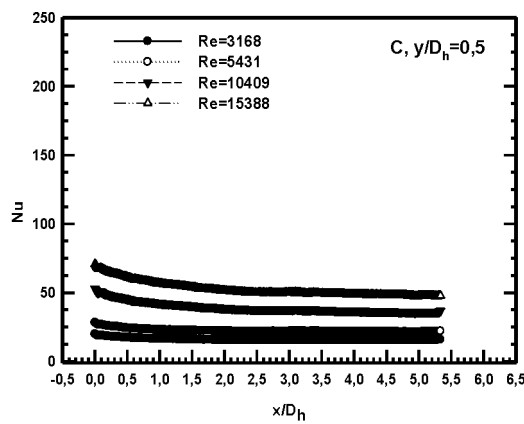
(s)



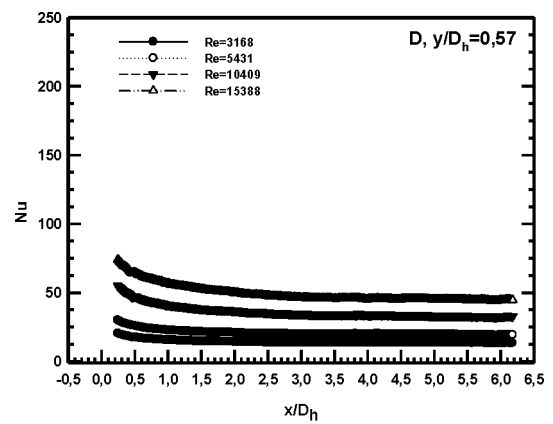
(t)



(u)



(v)



(y)

Şekil 4.12. (Devam) Yerel Nusselt sayısının  $x/D_h$  boyutsuz mesafesine göre değişimi

Yerel Nusselt sayısının  $x/D_h$  boyutsuz mesafesine göre değişim grafikleri incelendiğinde, bütün deney sonuçlarında tüm engel tipleri, kanal geometri tipleri, engel aralık değeri, engelin yerden yüksekliği ve engellerin dizilim biçimine göre yerel Nusselt sayısının boş kanallarda ölçülen yerel Nusselt sayısından yüksek olduğu görülmüştür.

Şekil 4.12'deki grafiklerde kanal içerisinde kullanılan engellerin, yerel Nusselt sayısının ciddi bir şekilde yükselttiği görülmektedir. Bu artış engeller arasında kalan bölgelerde meydana gelmektedir. Bunun sebebi ise, kanal içerisinde girdap oluşumlarının daha etkin olduğu ve kanal içerisindeki akışkanın bu bölgelerde daha iyi karışmasıdır. Ancak boş kanallarda, akış herhangi bir engelle karşılaşmadığı için kanal girişinde yerel Nusselt sayısı yüksek değerlerde iken kanal içerisinde giderek azalmış ve belirli bir mesafe sonrasında sınır tabaka kalınlık değerinin sıfır olması sebebiyle sabit hale gelmiştir.

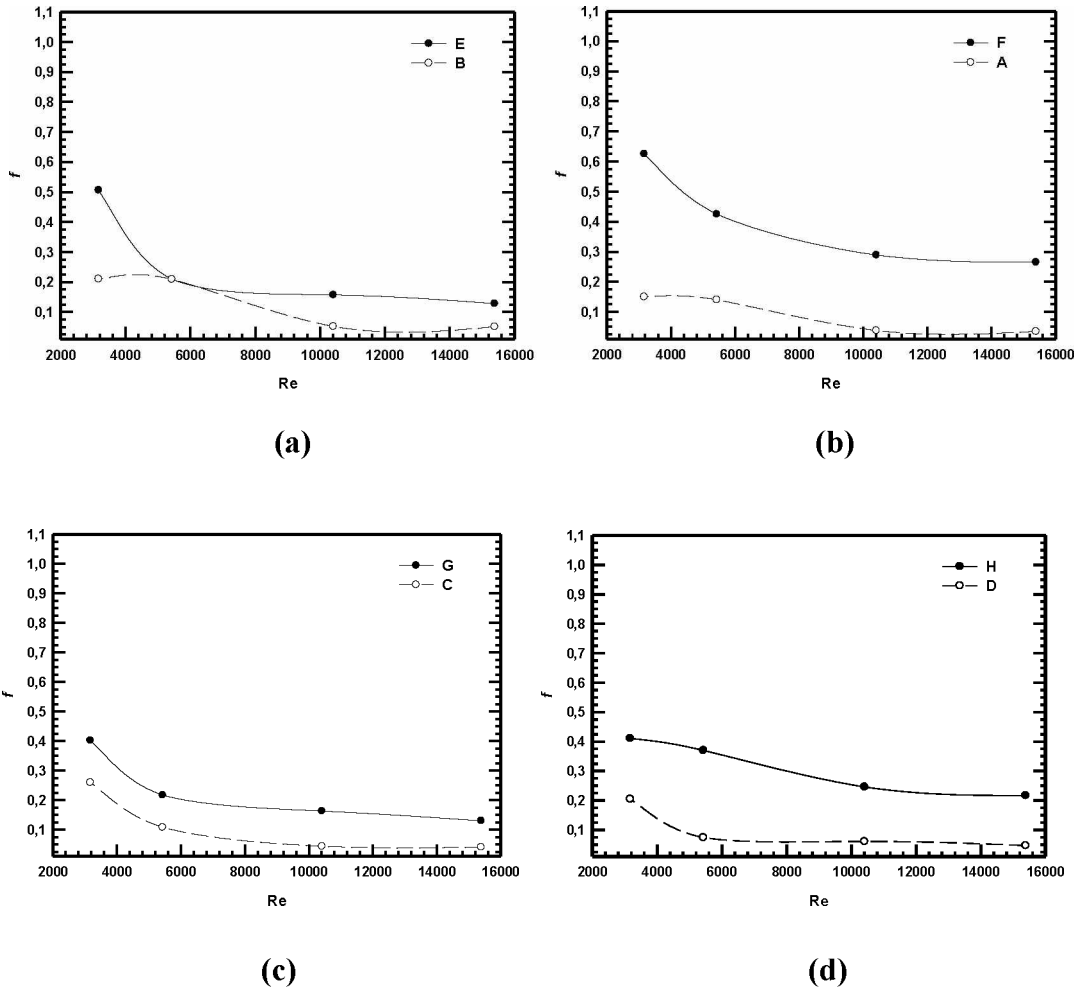
Şekil 4.12'de bulunan grafiklerden de görüldüğü gibi, tüm deney durumlarında, kullanılan tüm engel tipi ve kanal tiplerinde, engel aralık değerlerinde ve engel dizilim şekillerinde, kanal çıkışında yerel Nusselt sayısında azalma olmuştur. Bu azalmanın sebebi, kanal çıkışına doğru kanal içerisindeki hava karışımının zayıflaması ve çıkışta oluşan girdapların azalmasıdır.

Boyutsuz  $x/D_h$  mesafesi boyunca maksimum Nusselt sayısı,  $AR=0,625$  olan kanal tipinde (E)  $y/D_h=0,4$  ve  $x/D_h=0,62$  olduğu durumda 163,85 olarak tespit edilmiştir.  $AR=0,83$  olan kanal tipinde (F) ise  $y/D_h=0,45$  ve  $x/D_h=0,67$  olduğu durumda 183,17 değerine ulaştığı belirlenmiştir.

Yüksek yerel Nusselt sayısı, engel tipine göre değerlendirildiğinde en yüksek değerin TU-KE kullanılan durumda (L)  $y/D_h=0,5$  ve  $x/D_h=1,22$  olduğu durumda 185,63 değerine sahip olduğu belirlenmiştir. Aynı engel tipinde, diğer bir deneysel durum için (R)  $y/D_h=0,5$  ve  $x/D_h=1,22$  olduğu durumda 66,54 olarak tespit edilmiştir.

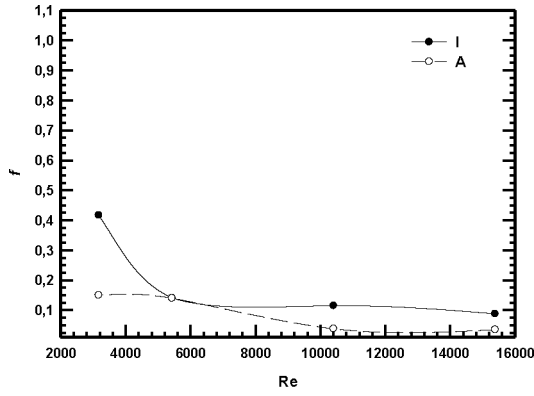
### 4.2.3. Sürtünme faktörü

Kanal akışı için boyutsuz basınç düşüşü olarak tanımlanan sürtünme faktörünün ( $f$ ) değerinin elde etmek için basınç ölçümleri yapılmıştır. Ölçümler FISCHER (DE39) model basınçölçer yardımıyla engelli durumlar ve boş kanal için sistem giriş ve çıkışındaki basınç farkı belirlenerek yapılmıştır. Şekil 4.13’de deneysel sonuçlara ait sürtünme faktörü ile Reynolds sayısı arasındaki ilişki grafiksel olarak gösterilmiştir. Taguchi deneysel dizayn metodundan elde edilen verilere göre engelin yerden yüksekliğinin ve engellerin dizilim biçiminin sürtünme faktörüne etkisinin az olduğu görülmüş ve bu parametreler incelemeye dahil edilmemiştir. Karşılaştırmalarda geometri tipi, kanal tipi ve engelin aralık değeri(s) durumlarına göre elde edilen grafikler Şekil 4.14’de verilmiştir.

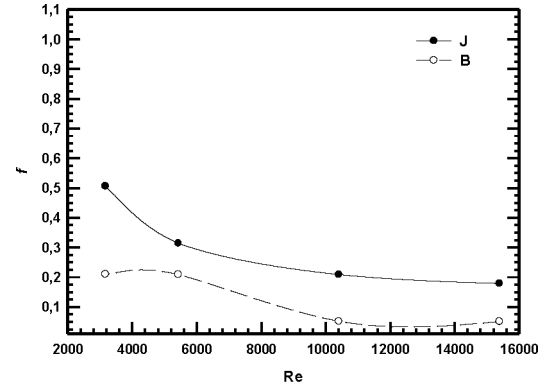


Şekil 4.13. Sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

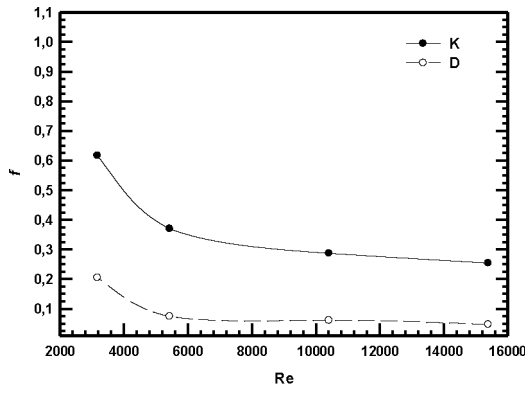




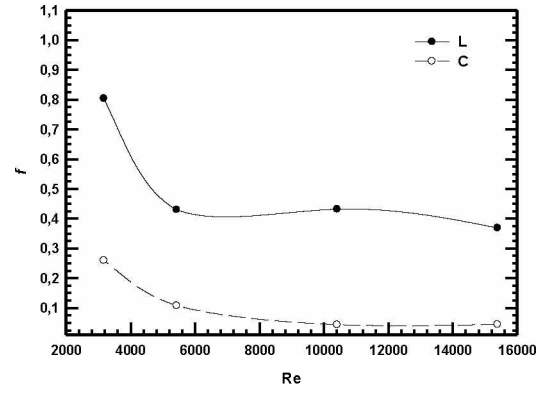
(e)



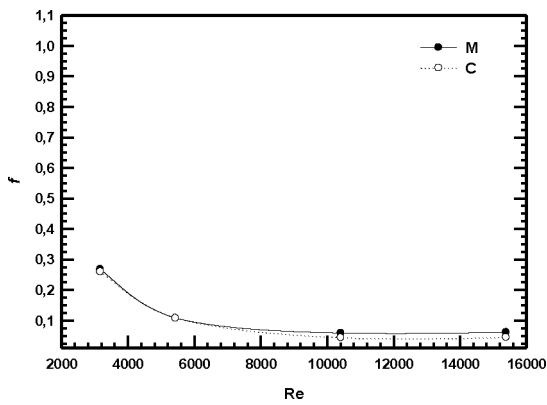
(f)



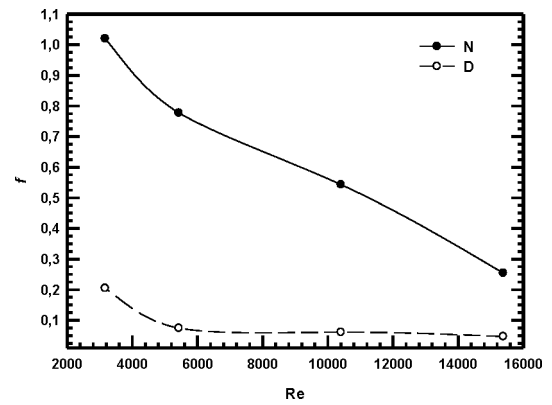
(g)



(h)

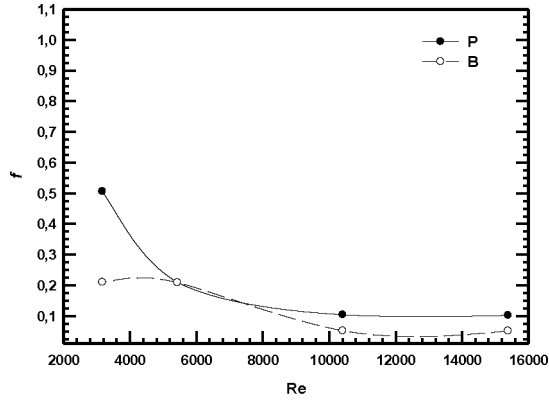


(k)

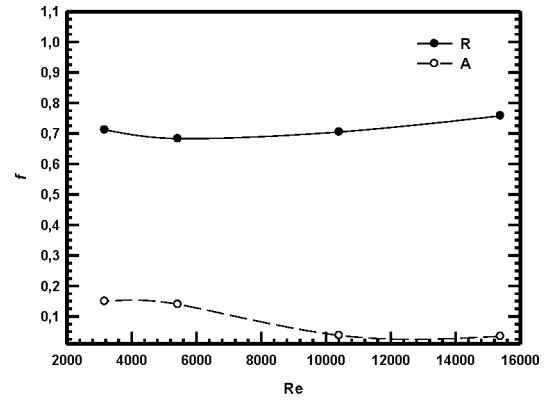


(l)

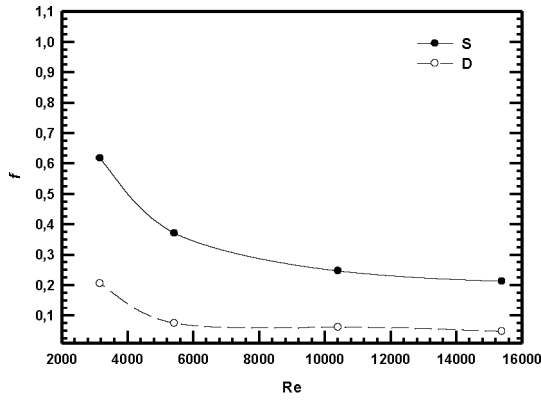
Şekil 4.13. (Devam) Sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



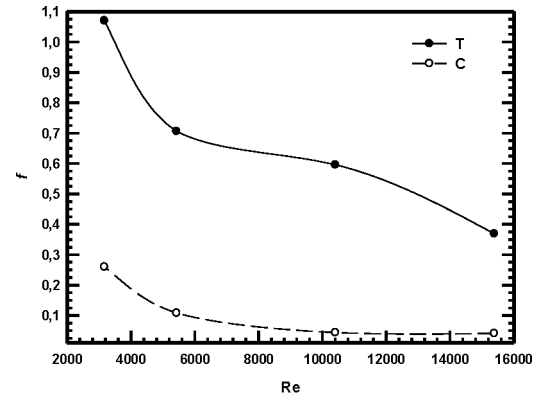
(m)



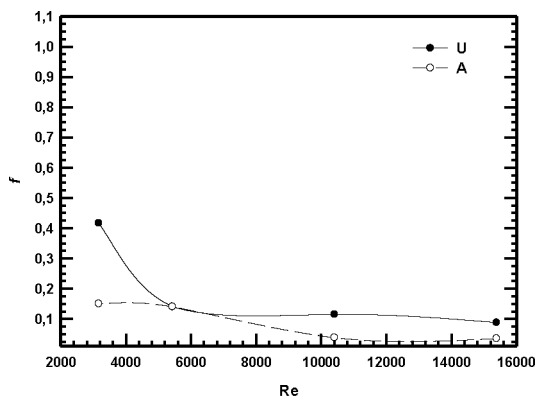
(n)



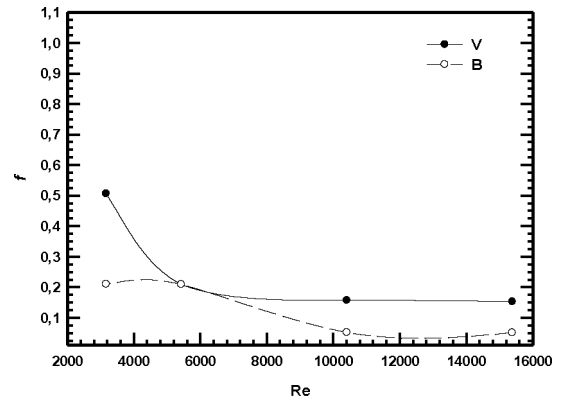
(o)



(p)



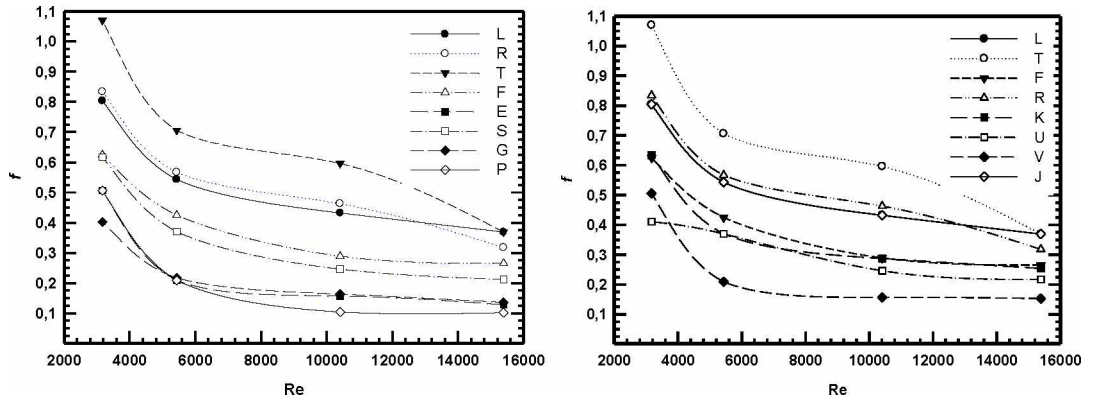
(r)



(s)

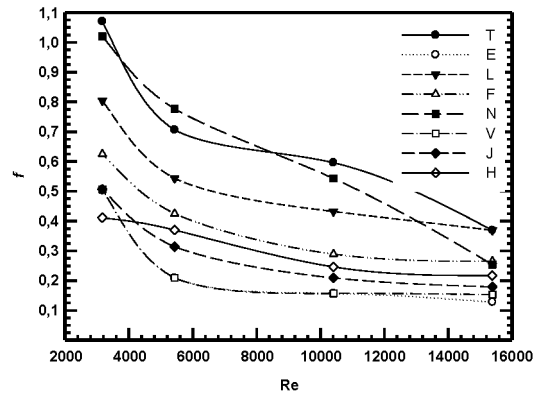
Şekil 4.13. (Devam) Sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

Deneysel çalışmada incelenen bütün geometri tipindeki engellere ve farklı kanal tipine ait verilerden elde edilen basınç düşüşü ve ısı transferine göre oluşan sürtünme faktörünün değişimine ait grafikler, yapılan her bir deney için ayrı ayrı olarak çizilmiş, tüm durumlar için Reynolds sayısının artmasıyla sürtünme faktörünün ( $f$ ) azaldığı görülmüştür. Şekil 4.13 ve 4.14 incelendiğinde sürtünme faktörüne ( $f$ ) etki eden en önemli parametrenin engel aralığı ( $s$ ) olduğu görülmüştür. Bu engel aralık değerleri arasında basınç düşüşü en fazla olan  $s=10$  değeridir, dolayısıyla sürtünme faktörü ( $f$ ) en yüksek olan deney durumlarıdır.



(a) Geometri tipi

(b) Kanal tipi



(a) Engel aralık değeri

Şekil 4.14. Geometri tipi, kanal tipi ve engel aralık değerlerine göre sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

Şekil 4.14a'da görüldüğü gibi sürtünme faktörü değerinin değişimini engel tipine göre incelediğimizde en yüksek artışın S-KE ve K-KE kullanılan durumlarda olduğu tespit edilmiştir. Bu artışa engellerin ardında oluşan girdaplar ve geçen akışkanda oluşan karışım etkisi sebep olmuştur.

Sürtünme faktörünün değişimini kanal tipine göre incelediğimizde,  $AR=1$  ve  $AR=1,25$  için sürtünme faktörünün maksimum değerlere ulaştığı tespit edilmiştir. Kanal yükseliğine bağlı olarak, kanal duvarlarında türbülans ne kadar artarsa basınç düşüşü de o kadar artacaktır dolayısıyla da sürtünme faktörü ( $f$ ) artmış olacaktır. Bu değer artışı incelendiğinde, M deney düzeninde,  $AR=1$ , S-KE ve  $Re=3168$  değerlerinde boş kanala göre 1,22 katı bir oranda elde edilmiştir.

Şekil 4.14c'de görüldüğü gibi sürtünme faktörü değerinin değişimini engel aralık değerine ( $s$ ) göre incelediğimizde en yüksek artışın  $s=6$  ve  $s=10$  değerleri kullanılan deneylerde elde edildiği görülmüştür. Engel aralık değeri arttığında, engeller üzerinden akışkan geçişi daha hızlı ve herhangi bir çarpmaya maruz kalmadan gerçekleştiğinden sürtünme faktörü değerleri ( $f$ ) en düşük seviyelerde olduğu belirlenmiştir.

Şekil 4.13 ve 4.14'de görüldüğü gibi tüm durumlar için düşük Reynolds sayısında sürtünme faktörü ( $f$ ) değeri maksimum olmuştur. Ancak Reynolds sayısının artmasıyla girdap ve türbülans oluşumları artacağından sürtünme faktörü ( $f$ ) değeri giderek azalmıştır.

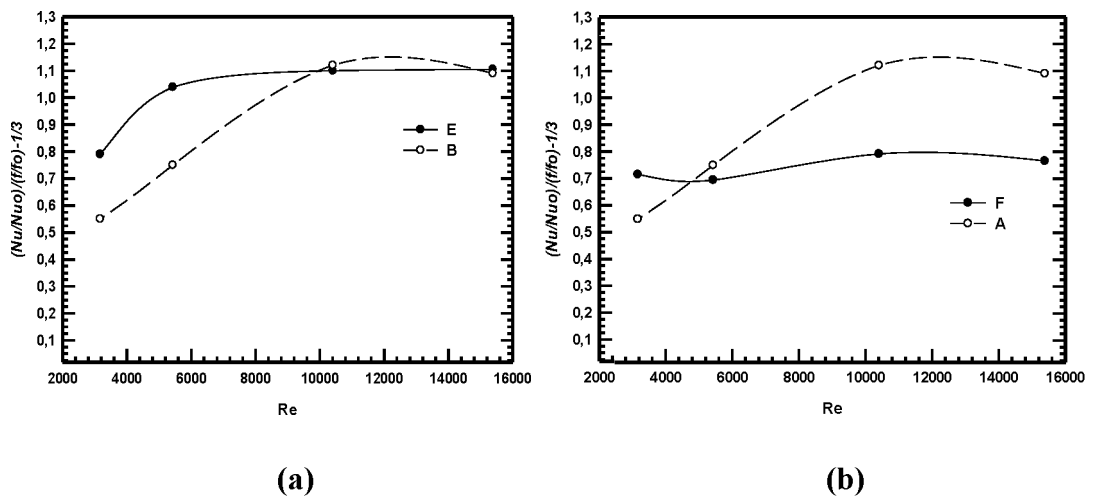
#### 4.2.4. Isıl performans faktörü

Sabit pompa gücü için ısı transferindeki iyileştirme, ısı performans faktörü ( $\eta$ ) olarak tanımlanmaktadır (Yakut, 2004). Isıl performans faktörü ( $\eta$ ),  $h$  engelli yüzeydeki ortalama ısı taşınım katsayısı,  $h_o$  engelsiz yüzeydeki ortalama ısı taşınım katsayısı olmak üzere aşağıda verilen eşitlik ile hesaplanmaktadır;

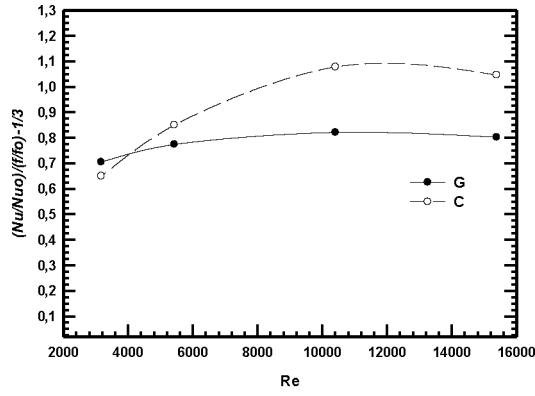
$$\eta = \frac{h}{h_o} = \frac{Nu}{Nu_o} = \left( \frac{Nu}{Nu_o} \right) \left( \frac{f}{f_o} \right)^{-1/3} \quad (4.3)$$

Bu formülde  $Nu_o$  boş kanal için Nusselt sayısını,  $f_o$  sürtünme faktörünü,  $Nu$  ve  $f$  de sırasıyla ortalama Nusselt sayısını ve sürtünme faktörünü ifade etmektedir.

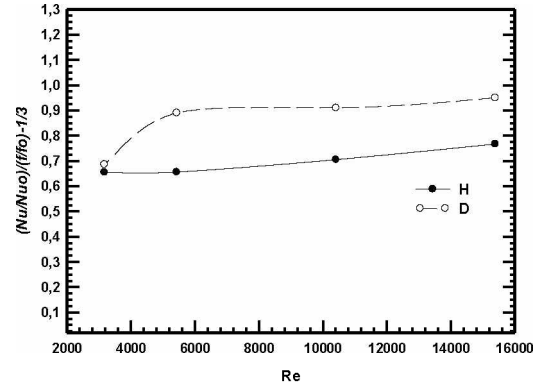
Deneysel çalışmamızdaki her bir deneye ait ısı performans faktörünün ( $\eta$ ) Reynolds sayısı ile değişimine ait grafikler Şekil 4.15’de gösterilmiştir. Isıl performans faktörünün hesaplamasında kullanılan  $(f/f_o)$  oranının Reynolds sayısı ile değişimini incelediğimizde, Taguchi deneysel dizayn metodundan elde edilen verilere göre engelin yerden yüksekliğinin ( $g$ ), ısı performans faktörüne ( $\eta$ ) etkisinin yaklaşık %1 civarında ve en etkisiz parametre olduğu görülmüş ve ihmal edilmiştir. Ayrıca engel aralık değerinin ( $s$ ) etkisinin de az olduğu tespit edilmiş ve bu parametre de inceleme de ihmal edilmiştir.



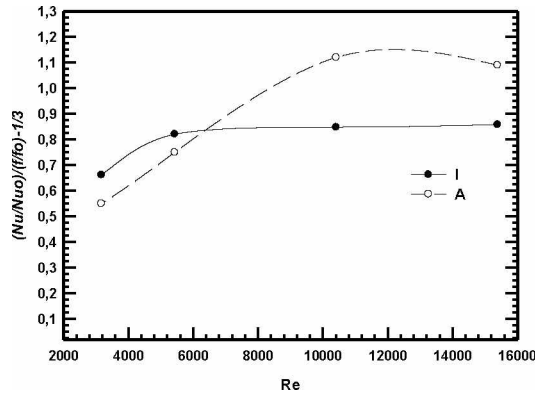
Şekil 4.15. Isıl performans faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



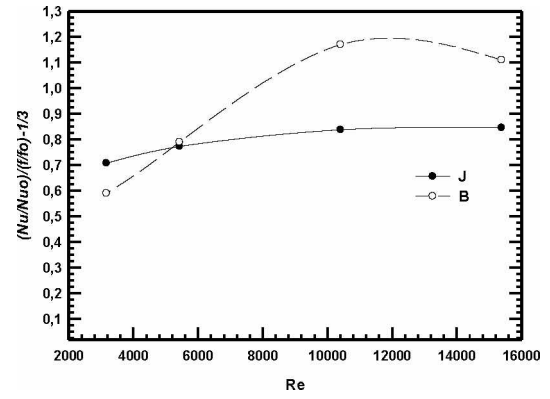
(c)



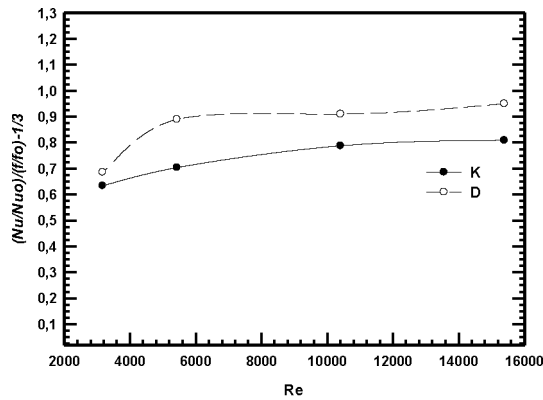
(d)



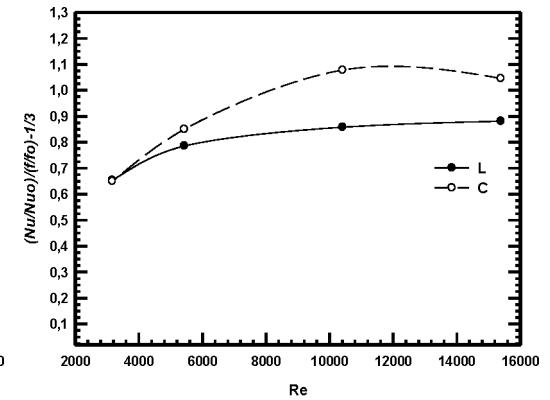
(e)



(f)

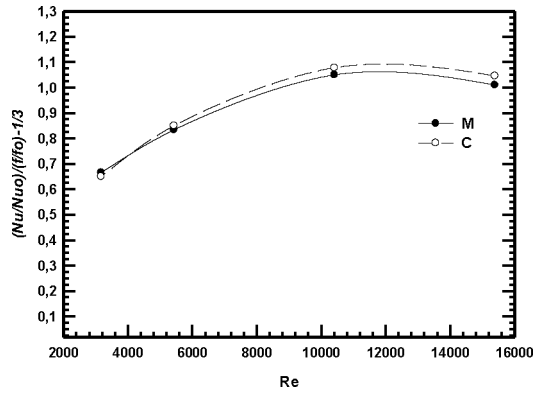


(g)

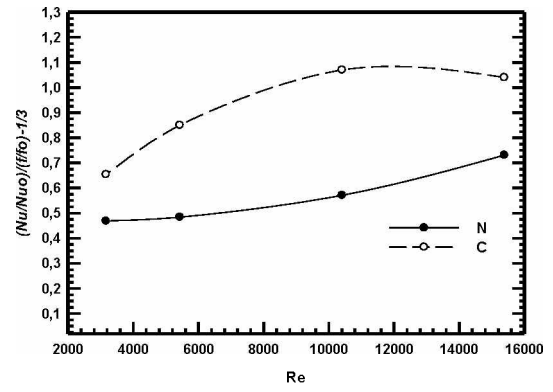


(h)

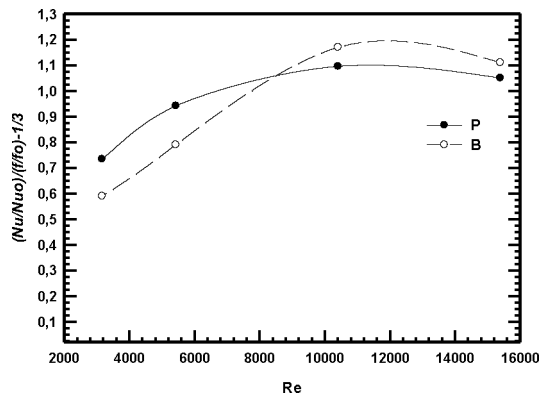
Şekil 4.15. (Devam) Isıl performans faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



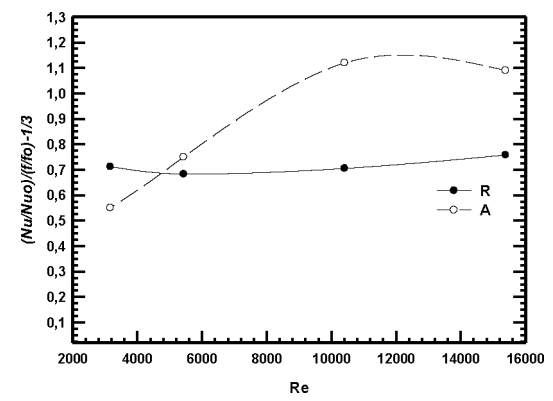
(k)



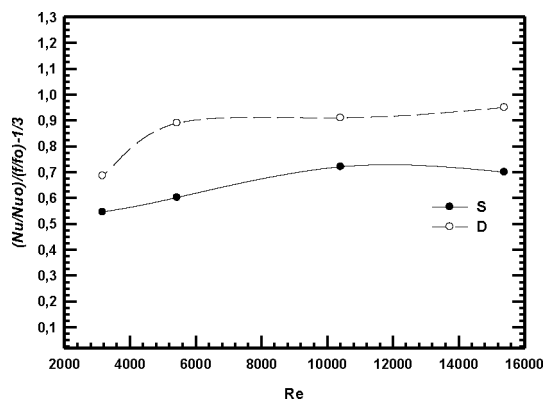
(l)



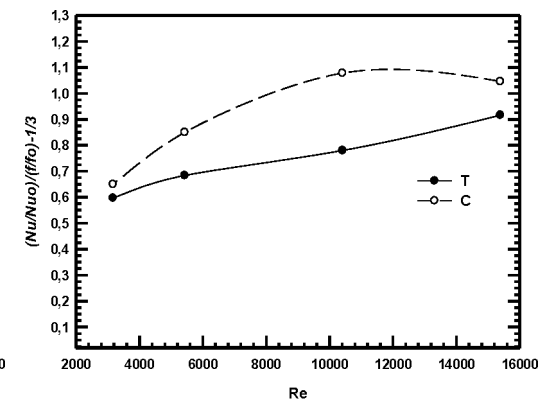
(m)



(n)

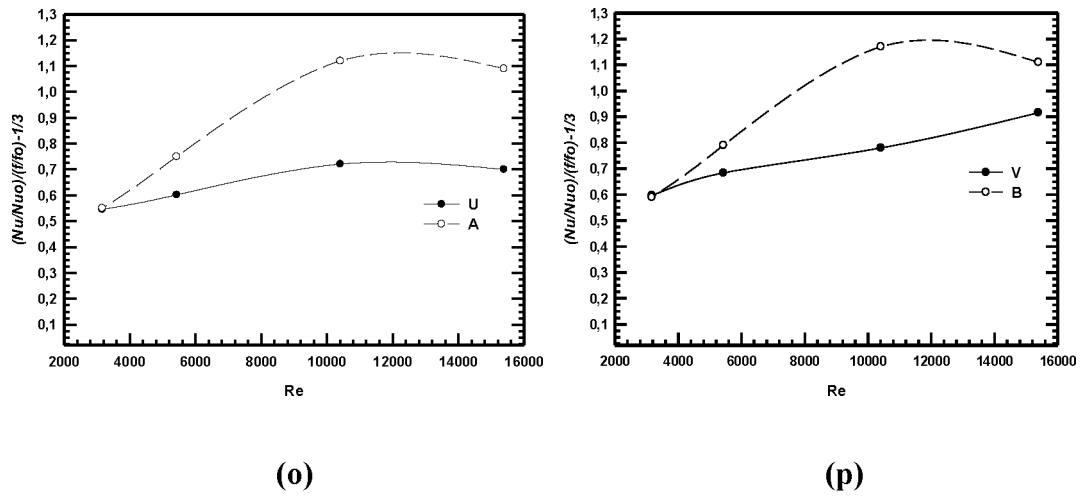


(o)



(p)

Şekil 4.15. (Devam) Isıl performans faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



**Şekil 4.15.** (Devam) Isıl performans faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

Deneysel çalışma için oluşturulan deney durumlarının, toplam veriminin artışına olan etkilerinin belirlenmesi çok önemlidir. Bunun sebebi Nusselt sayısının artışı sağlayan etkenler sürtünme faktörünününde (f) artmasına sebep olmaktadır. Deneysel çalışmada kullanılan yöntemde eğer Nusselt sayısında meydana gelen artış hızı, sürtünme faktöründe (f) meydana gelen artış hızından fazla ise kullanılan bu yöntem avantajlı olmaktadır.

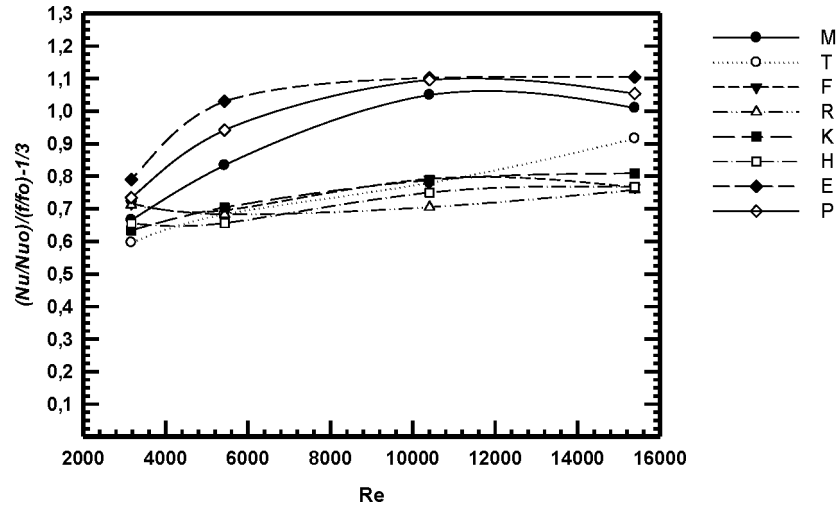
Isıl performans artışına deney durumlarının hangisinin etkisi olduğu, Eş. 4.3'de verilen ifadeye bakarak tespit edilebilir. Bu ifade  $\eta > 1$  ise kullanılan yöntemin bütünüyle avantajlı olduğunu söyleyebiliriz. Ancak  $\eta < 1$  olduğunda kullanılan yöntemin verimlilik oranı düşük olduğundan Nusselt sayısındaki artış dikkate alınmaksızın kullanılamaz olduğunu ifade edebiliriz.

Şekil 4.15'de yer alan grafiklerden anlaşılacağı gibi genel olarak kanal tipi  $AR=1$  ve engellerin dizilim biçiminin 1,4,7 olduğu deney durumlarında ısı performans faktörü ( $\eta$ ), 1'den büyüktür. Kullanılan kanal AR değeri yükseldikçe ( $\eta$ ), 1'den daha küçük değerlerde olmaktadır.

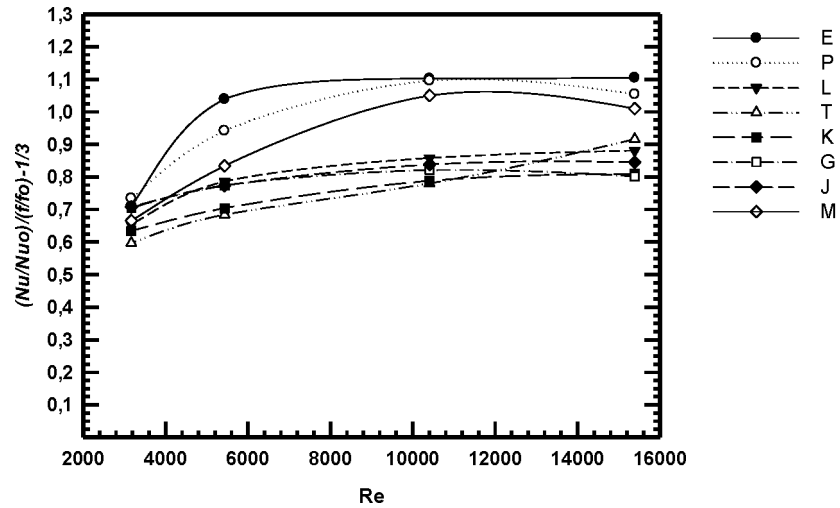
Taguchi deneysel dizayn metoduna göre, ısı performans faktörüne etki eden parametreler incelendiğinde ( $\eta$ )'ya etki eden en önemsiz parametre yaklaşık %1 etkiyle engelin yerden yükseklik değeri olmuştur ve ihmal edilmiştir.



Taguchi deneysel dizayn metoduna göre, ısı performans faktörüne en çok etki eden parametreler incelendiğinde,  $(\eta)$ 'ya etki eden en önemli parametrelerin kanal tipi ve engel dizilim biçimi olduğu görülmüştür. Bu yüzden ısı performans faktörünün Reynolds sayısı ile değişim grafikleri kanal tipi ve engel dizilim biçimine göre Şekil 4.16'da gösterilmiştir.



(a) Kanal tipi



(b) Engellerin dizilim biçimi

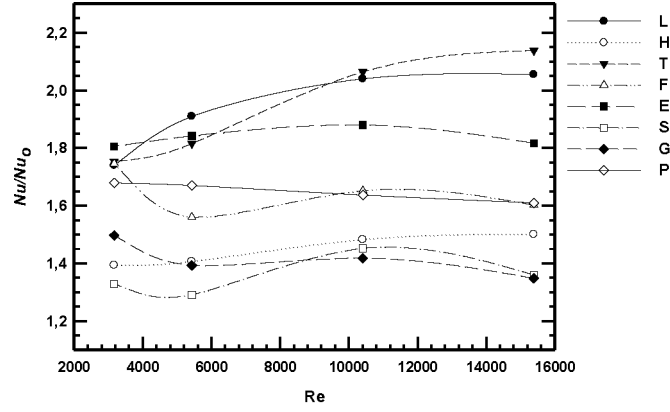
Şekil 4.16. Kanal tipi ve engellerin dizilim biçimine göre ısı performans faktörünün  $(\eta)$  Reynolds sayısı ile değişimi

Şekil 4.16'da görüldüğü gibi ısı performans faktörü ile Reynolds sayısı arasındaki bağıntıdan, kanal tipine göre  $AR=0,625$  değerinde ve engellerin dizilim biçimine göre  $S_x=1,4,7$  değerinde kullanılan deney durumlarında, yüksek Reynolds sayılarında enerji tasarrufu ve ısı transferinin artırımı açısından daha iyi performans sağladığı görülmüştür.

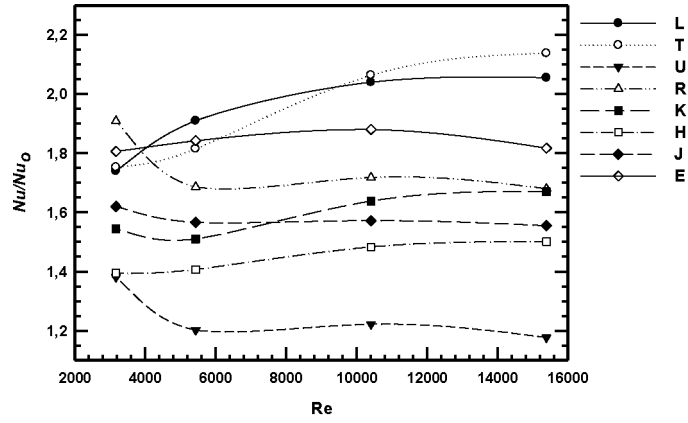
Şekil 4.16a ve 4.16b'de görüldüğü gibi hem kanal tipinin hem de engellerin dizilim biçiminin değiştirilmesi artmasıyla ısı performans faktörü ( $\eta$ ) değişmiştir. Maksimum ısı performans faktörü ( $\eta$ ), kanal tipinin  $AR=0,625$  olduğu durumda, engel dizilim biçiminin 1-7 olduğu ve  $Re=15388$  için  $\eta =1,10$  olarak elde edilmiştir. Engel dizilim biçiminin 1, 4, 7 olduğu durumda ise maksimum ( $\eta$ ) değerleri  $AR=0,625$ , K-KE,  $s=3$  ve  $Re=15388$  için  $\eta=1,05$  olarak elde edilmiştir.

#### 4.2.4. Isı transferinde artış analizi

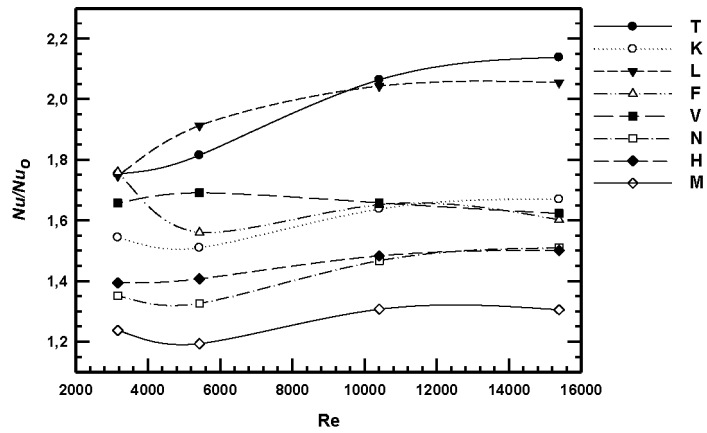
Farklı geometri tipinde engeller bulunan, farklı tipdeki kanallarda tam gelişmiş bölgede türbülanslı akış için ısı transfer artışını göstermek ve karşılaştırma yapabilmek için ısı transfer artış faktörü ( $Nu/Nu_0$ ) kullanılmıştır. Burada ( $Nu/Nu_0$ ), ortalama Nusselt sayısının ( $Nu$ ), kanal içi akışta tam gelişmiş türbülanslı akış için Nusselt sayısına (boş kanal,  $Nu_0$ ) oranı olarak tanımlanmaktadır. Gerçekleştirmiş olduğumuz tüm deneyler için elde edilen ( $Nu/Nu_0$ ) oranının Reynolds sayısı ile değişimini gösteren grafikler Şekil 4.17, Şekil 4.18, ve 4.19'da gösterilmiştir. Taguchi deneysel dizayn metodu verilerine göre, ısı transfer artış faktörünün Reynolds sayısı ile değişimini gösteren grafikler, engel tipine, kanal tipine ve engel aralık değerine göre oluşturulmuştur.



Şekil 4.17. Engel geometri tipine göre ısı transfer artış faktörünün ( $Nu/Nu_0$ ) Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 4.18. Kanal tipine göre ısı transfer artış faktörünün ( $Nu/Nu_0$ ) Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 4.19. Engelin aralık değerine göre ısı transfer artış faktörünün ( $Nu/Nu_0$ ) Reynolds sayısı ile değişimi

Şekil 4.17’de verilen grafik incelendiğinde,  $Re=3168$  ile  $15388$  arasında, aynı akış şartlarında  $(Nu/Nu_0)$  oranları yaklaşık olarak kullanılan engel tipine göre  $1,32$  ile  $2,05$  arasında değiştiği görülmüştür. En yüksek ısı transfer artış faktörü değeri TU-KE kullanılan deney durumlarında tespit edilmiştir.

Isı transfer artış faktörü değeri, kanal tipine göre,  $Re=3168$  ile  $15388$  arasında, aynı akış şartlarında yaklaşık olarak kullanılan kanal tipine göre  $1,38$  ile  $2,13$  arasında değiştiği Şekil 4.18’de görülmektedir. En yüksek  $(Nu/Nu_0)$  oranları,  $AR=1$  oranına sahip kanalın kullanıldığı deney durumlarında elde edilmiştir.

Şekil 4.19’da verilen grafik incelendiğinde,  $Re=3168$  ile  $15388$  arasında, aynı akış şartlarında  $(Nu/Nu_0)$  oranları yaklaşık olarak kullanılan engel aralık değerine göre  $1,23$  ile  $2,13$  arasında değişiklik gösterdiği görülmüştür. Engel aralık değerinin  $s=0$  ve  $s=3$  olduğu deney durumlarında en yüksek ısı transfer artış faktörü değeri maksimum değer elde edilmiştir.

Bu grafiklerin tümünden anlaşılacağı gibi kısmen bütün durumlarda artan Reynolds sayısı ile ısı artış faktörü  $(Nu/Nu_0)$  de artmıştır.

## 5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Yapılan bu tez çalışmasında, farklı AR değerlerine sahip kanallar içerisinde, 4 farklı geometrideki engeller farklı dizilimlerde yerleştirilmiş ve yüzeydeki ısı transferi ve sürtünme faktörü deneysel olarak incelenmiştir. Engellerin kullanılması sonucunda meydana gelen ısı transferi karakteristikleri sıcaklık konturları, yerel ve ortalama Nusselt sayıları, sürtünme faktörleri ve ısı performans faktörleri yardımıyla analiz edilmiştir. Deneysel Taguchi deneysel dizayn metodu kullanılarak tüm durumlar için optimum şartlar belirlenmiştir. Deneysel  $L_{16}(4^4 \times 2^2)$  ortogonal deneysel planına göre yapılmıştır. Deneysel bu plana göre; Reynolds sayısı (3168-15388), engel geometri tipi (S-KE, U-KE, K-KE, TU-KE), kanal tipi (AR=1, AR=1,25, AR=0,83, AR=0,625), engel aralığı (s=0, s=3, s=6, s=10), engelin yerden yüksekliği (g=2,5, g=10) ve engellerin dizilim biçimi (1-7 nolu engeller, 1, 4, 7 nolu engeller) olmak üzere beş parametre özelliklerine bağlı olarak gerçekleştirilmiştir. Deneysel elde edilen veriler Varyans Analiz Yöntemi (ANOVA) ve Faktör Etkilerinin Grafıksel Gösterimi Yöntemi ile analiz edilmiştir. Deneysel sonucunda elde edilen veriler ve tüm durumlarla ilgili analiz sonuçları aşağıdaki gibi özetlenmiştir;

⇒ Taguchi deneysel dizayn metodu ile toplam alan ısı transferi ele alınarak Nusselt sayısı, ısı performans faktörü ve sürtünme faktörü için optimum şartlar belirlenmiştir. Nusselt sayısı için en etkin parametrenin Reynolds sayısı, sürtünme faktörü için engel geometri tipi, ısı performans faktörü için ise kanal tipi olduğu tespit edilmiştir. Reynolds sayısının artması ile Nusselt sayısının ve ısı performans faktörünün giderek arttığı, sürtünme faktörünün ise giderek azaldığı gözlemlenmiştir.

⇒ Akış ve ısı transferi analiz çalışmalarında deney düzeneğinin kalibrasyonu için önce boş kanallar deneysel yapılmış ve elde edilen sonuçlar literatürde yer alan korelasyonlar (Dittus-Boelter ve Blasius) ile karşılaştırılmış ve ilgili korelasyonlar ile sonuçların uyumlu olduğu görülmüştür. Daha sonra S-KE, U-KE, K-KE ve TU-KE'ler için ısı transferi sonuçları incelenmiştir. Isı transfer analizinde tüm engel geometri tipleri için yerel ve ortalama Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile ilişkileri incelenmiştir. Bu incelemeler geometri tipine, kanal tipine ve engel aralık değerine (s) göre gerçekleştirilmiştir.

Gerçekleştirilen incelemeler sonucunda, tüm engel geometrilerin belirlenen bütün deney durumları için Reynolds sayısının artmasıyla Nusselt sayısının da arttığı görülmüştür. Ancak U-KE ve TU-KE kullanılan deney durumlarında meydana gelen Nusselt artışının, S-KE ve K-KE engel kullanılan deney durumlarında elde edilen Nusselt artışından daha fazla olduğu gözlemlenmiştir. Bu yüzden daha yüksek Nusselt artışı için U-KE ve TU-KE kullanımı daha avantajlıdır.

U-KE'ler için Nusselt sayısındaki maksimum artış; en yüksek Reynolds sayısında ( $Re=15388$ ), kanal tipi  $AR=1$ , engel aralık değeri  $s=0$  ve 1, 4, 7 dizilimi için (T4) boş kanalın 1,82 katı bir oranda gerçekleşmiştir. Bu artış TU-KE için ise boş kanalın 1,73 katı olmuştur.

Benzer şekilde S-KE için Nusselt sayısındaki maksimum artış  $Re=15388$ , kanal tipi  $AR=0,625$ , engel aralık değeri  $s=0$  ve 1-7 dizilimi için (E4) boş kanalın 1,35 katı olarak gerçekleşmiştir. K-KE için ise Nusselt sayısındaki maksimum artış  $Re=15388$ , kanal tipi  $AR=1,25$ , engel aralık değeri  $s=0$  ve 1, 4, 7 dizilimi için (K4) boş kanalın 1,42 katı bir oranda gerçekleşmiştir.

Nusselt sayısı ile elde edilen veriler doğrultusunda, engellerin dizilim biçiminin hiçbir etkisi olmadığı görülmüştür. Bunun yanısıra engelin yerden yükseklik değerinin ( $g$ ) Nusselt sayısının artışına etkisinin %0,3 civarında olduğu tespit edilmiştir. Bu yüzden bu parametrelerin Nusselt sayısının artışına dolayısıyla ısı transferi artışına hiçbir etkisi yoktur.

Boyutsuz  $x/D_h$  mesafesi boyunca maksimum Nusselt sayısı,  $AR=0,625$  olan kanal tipinde (E)  $y/D_h=0,4$  ve  $x/D_h=0,62$  olduğu durumda 163,85 olarak tespit edilmiştir.  $AR=0,83$  olan kanal tipinde (F) ise  $y/D_h=0,45$  ve  $x/D_h=0,67$  olduğu durumda 183,17 değerine ulaştığı belirlenmiştir.

Yüksek yerel Nusselt sayısı, engel tipine göre değerlendirildiğinde en yüksek değerin TU-KE kullanılan durumda (L)  $y/D_h=0,5$  ve  $x/D_h=1,22$  olduğu durumda 185,63 değerine sahip olduğu belirlenmiştir. Aynı engel tipinde, diğer bir deneysel durum için (R)  $y/D_h=0,5$  ve  $x/D_h=1,22$  olduğu durumda 66,54 olarak tespit edilmiştir.

⇒ Basınç ölçümleri sonucunda basınç değerlerinin artan Reynolds sayısı ile arttığı tespit edilmiştir. Artan Reynolds sayısı ile genel olarak tüm engel ve kanal tiplerinde sürtünme faktörünün azaldığı görülmüştür.

Sürtünme faktörü değerinin değişimini engel tipine göre incelediğimizde en yüksek artışın S-KE ve K-KE kullanılan durumlarda olduğu tespit edilmiştir. Bu artışa engellerin ardında oluşan girdaplar ve geçen akışkanda oluşan karışım etkisi sebep olmuştur.

Sürtünme faktörünün değişimini kanal tipine göre incelediğimizde, AR=1 ve AR=1,25 için sürtünme faktörünün maksimum değerlere ulaştığı tespit edilmiştir. Bu değer artışı incelendiğinde, M deney düzeninde, AR=1, S-KE ve Re=3168 değerlerinde boş kanala göre 1,22 katı bir oranda elde edilmiştir.

Engel aralık değerine (s) göre sürtünme faktörü değerinin değişimini incelediğimizde ise en yüksek artışın s=6 ve s=10 değerleri kullanılan deneylerde elde edildiği görülmüştür.

⇒ Reynolds ve ısı performans faktörü sayısı grafiklerinde, tüm engel tipleri, kanal tipleri ve engel aralık değerleri dikkate alınarak sürtünme faktörü ve ısı transferinin aynı akış şartlarında verim analizi gerçekleştirilmiştir.

Tüm deney durumlarında, ısı performans faktörü ( $\eta$ ), 1'den büyük bulunamıştır. Bu yüzden tüm parametrelerin, ısı performans için verimli olduğu söylenemez

Isı performans faktörü ( $\eta$ ), kanal tipine göre AR=0,625 değerinde ve engellerin dizilim biçimine göre Sx=1, 4, 7 değerinde kullanılan deney durumlarında, yüksek Reynolds sayılarında enerji tasarrufu ve ısı transferinin artırımı açısından daha iyi performans sağladığı görülmüştür.

Maksimum ısı performans faktörü ( $\eta$ ), kanal tipinin AR=0,625 olduğu durumda, engel dizilim biçiminin 1-7 olduğu ve Re=15388 için  $\eta = 1,10$  olarak elde edilmiştir. Engel dizilim biçiminin 1, 4, 7 olduğu durumda ise maksimum ( $\eta$ ) değerleri AR=0,625, K-KE, s=3 ve Re=15388 için  $\eta = 1,05$  olarak elde edilmiştir.

## KAYNAKLAR

- Alamgholilou, A., Esmailzadeh, E., 2012. Experimental investigation on hydrodynamics and heat transfer of fluid flow into channel for cooling of rectangular ribs by passive and EHD active enhancement methods. *Journal of Experimental Thermal and Fluid Science*, 38, 61-73.
- Agrawal, S., Simon, T.W., North, M., Bissell, D., 2015. Heat transfer augmentation of a channel flow by active agitation and surface mounted cylindrical pin fins. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 87, 557-567.
- Anghel, I.G., Anglart, H., 2012. Post-dryout heat transfer to high-pressure water flowing upward in vertical channels with various flow obstacles. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55, 8020–8031.
- Ahmed, H.E., Ahmed, M., Yusoff, M., 2015. Heat transfer enhancement in a triangular duct using compound nanofluids and turbulators. *Applied Thermal Engineering*, 91, 191-201.
- Beskok, A., Rasee, M., Celik, B., Yagiz, B., Cheraghi, M., 2012. Heat transfer enhancement in a straight channel via a rotationally oscillating adiabatic cylinder. *International Journal of Thermal Science*, 58, 61–69.
- Barik, K.A., Mukherjee, A., Patro, P., 2015. Heat transfer enhancement from a small rectangular channel with different surface protrusions by a turbulent cross flow jet. *International Journal of Thermal Science*, 98, 32–41.
- Baytaş, C., Erdem, D., Acar, H., Okşan Ç.Y., 2008-2011. An experimental and investigation in the composite channel for the boundary conditions at a fluid-solid interface. TUBITAK 1001 Project, 107M592.
- Bhadouriya, R., Agrawal, A., Prabhu, S.V., 2015. Experimental and numerical study of fluid flow and heat transfer in a twisted square duct. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 82, 143–158.
- Bhattacharyya, S., Maiti, D.K., 2004. Shear flow past a square cylinder near a wall. *International Journal of Engineering Science*, 42, 2119–2134.
- Bilen, K., Yapici, S., Celik, C., 2001. A Taguchi approach for investigation of heat transfer from a surface equipped with rectangular blocks. *Energy Conversion Management*, 42, 951–961.
- Chang, S.W., Chiang, K.F., Chou, T.C., 2010. Heat transfer and pressure drop in hexagonal ducts with surface dimples. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 34, 1172– 1181.



- Chatterjee, D., 2012. Triggering vortex shedding by superimposed thermal Buoyancy around bluff obstacles in cross-flow at low Reynolds numbers. *Numerical Heat Transfer Applied*, 61, 800–806.
- Chamoli, S., 2015. A Taguchi approach for optimization of flow and geometrical parameters in a rectangular channel roughened with V down perforated baffles. *Case Study of Thermal Engineering*, 5, 59–69.
- Canıylmaz, E., Kutay, F., 2003. Taguchi metodunda varyans analizine alternatif bir yaklaşım. *Journal of the Faculty of Engineering, Gazi University*, 8(3), 51-63.
- Chen, W.L., Gao, D.L., Yuan, W.Y., Li, H., Hu, H., 2015. Passive jet control of flow around a circular cylinder. *Experimental of Fluids*, 56, 201–215.
- Caliskan, S., 2014. Experimental investigation of heat transfer in a channel with new winglet-type vortex generators. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 78, 604-614.
- Chaitanya, N.S.K., Dhiman, A.K., 2012. Non-Newtonian power-law flow and heat transfer across a pair of side-by-side circular cylinder. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55, 5941–5958.
- Çalışkan, S., 2012. Farklı Jet ve Çarpma Plakası Özelliklerinde Çarpmalı Akışkan Jetlerinin Isı Transferi ve Akışının Deneysel ve Sayısal Olarak İncelenmesi. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Dogan, A., Sivrioglu, M., Baskaya, S., 2006. Investigation of mixed convection heat transfer in a horizontal channel with discrete heat sources at the top and at the bottom. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49, 2652–2662.
- Esfe, H.M., Arani, A.A.A., Niroumand, H.A., Yan, W., Karimipour, A., 2015. Mixed convection heat transfer from surface-mounted block heat sources in a horizontal channel with nanofluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 89, 783-791.
- Evin, D., Tanyıldızı, V., 2006. The effect of obstacles normal to the flow in a partially bottom heated horizontal channel on a heat transfer. *Science and Engineering Journal of Fırat University*, 18, 249-255.
- Frohlich, J., Rodi, W., Kessler, P., Parpais, S., Bertoglio, J.P., Laurence, D., 1998. Large eddy simulation of flow around circular cylinders on structured and unstructured grids. *Notes on Numerical Fluid Mechanics*, 319–338.
- Fu, W.S., Tong, B.H., 2004. Numerical investigation of heat transfer characteristics of the heated blocks in the channel with a transversely oscillating cylinder. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47, 341–351.
- Genichi, T., Clausing, D., 1990. Robust quality. *Harvard Business Review*, 65-76.

- Gül, H., Evin, D., Tanyıldızı, V., 2006. Experimentally investigation of the effect of a square cross-sectional obstacle located in a channel on heat transfer. *Journal of Engineering and Natural Sciences*, Sigma 2006/3.
- Gül, H., Evin, D., 2006. Experimental investigation of cross-sectional area effect on characteristics. *Research in the eastern region of Anatolia*, Elazığ.
- Günes, S., Manay, E., Senyigit, E., Ozceyhan, V., 2011. A Taguchi approach for optimization of design parameters in a tube with coiled wire inserts. *Applied Thermal Engineering*, 31, 2568-2577.
- Gutierrez, L.D., Guerrero, H.A., Ortiz, L.L., Leon, C.J., 2015. Numerical and experimental analysis of heat transfer enhancement in grooved channel with curved flow deflectors. *Applied Thermal Engineering*, 75, 800-808.
- Hussam, W.K., Sheard, J.G., 2013. Heat transfer in a high Hartmann number MHD duct flow with a cylinder placed near the heated side-wall. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 67, 944–954.
- Incropera, F., Dewitt, P.D., 1996. *Introduction to Heat Transfer*, Third edition, John Wiley, USA, 346 p.
- Jubran, B.A., Swiety, S.A., Hamdan, M.A., 1996. Convective heat transfer and pressure drop characteristics of various array configurations to simulate the cooling of electronic modules. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 39, 3519–3529.
- Janssen, L.P.B.M., Warmoeskerken, M.M.C.G., 1991. *Transport Phenomena data companion*. VSSD, Delft, The Netherlands, 154 p.
- Karabey, A., 2010. Isı Alıcılarda Çarpan Jetin Isı Akım ve Karakteristiklerinin Belirlenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum.
- Kotcioğlu, İ., Cansız, A., Khalaji, M.N., 2013. Experimental investigation for optimization of design parameters in a rectangular duct with plate-fins heat exchanger by Taguchi method. *Applied Thermal Engineering*, 50, 604-613.
- Kıvılcım, G., 2007. Yatay ve Dikdörtgen Kanallarda Akış ve Dik Dairesel Olmayan Dönel Engellerin Isı Transferine Etkisi. Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya.
- Koo, J., Kleinstreuer, C., 2004. Viscous dissipation effects in microtubes and microchannels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47, 3159–3169.

- Kotcioglu, I., Ayhan, T., Olgun, H., Ayhan, B., 1998. Heat transfer and flow structure in a rectangular channel with wing-type vortex generator. *Thermal Journal of Engineering and Environmental Science*, 185-195.
- Kline, S.J., McClintock, F.A., 1953. Describing uncertainties in single-sample experiments. *Mechanical Engineering*, 73, 3-8.
- Liang, C., Papadakis, G., 2007. Large eddy simulation of pulsating flow over a circular cylinder at subcritical Reynolds number. *Computers and Fluids*, 36, 299-312.
- Lytle, D., Webb, B.W., 1994. Air jet impingement heat transfer at low nozzle plate spacings. *International Journal Heat Mass Transfer*, 37, 1687-1697.
- Leung, C.W., Chen, S., Chan, T.L., 2000. Numerical simulation of laminar forced convection in a air-cooled horizontal printed circuit board assembly. *Numerical Heat Transfer*, 37, 373-393.
- Lorenzini, G., Hernandez, G., Luviano, O., Leon, C., 2015. Numerical and experimental analysis of heat transfer enhancement in a grooved channel with curved flow deflectors. *Applied Thermal Engineering* 75, 800-808.
- Luo, S.C., Li, L.L., Shah, D.A., 1999. Aerodynamic stability of the downstream of two tandem square-section cylinders. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 79, 79-103.
- Luo, D.D., Leung, C.W., Chan, T.L., Wong, W.O., 2005. Simulation of turbulent flow and forced convection in a triangular duct with internal ribbed surfaces. *Numerical Heat Transfer, Part A*.
- Lu, X., Zhang, G., Chen, Y., Wang, Q., Zeng, M., 2015. Effect of geometrical parameters on flow and heat transfer performances in multi-stream spiral-wound heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 89, 1104-1116.
- Liou, T.M., Chen, S.H., 1998. Turbulent heat and fluid flow in a passage disturbed by detached perforated ribs of different heights. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 41, 1795-1806.
- Meinders, E.R., Hanjalic, K., 2002. Experimental heat transfer from in-line and staggered configurations of two wall-mounted cubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45, 465-482.
- Mittal, S., Raghuvanshi, A., 2001. Control of vortex shedding behind circular cylinder for flows at low Reynolds numbers. *International Journal of Numerical Method of Fluids*, 35, 421-447.

- Mikielewicz, D., Stasiek, A., Jewartowski, M., Stasiek, J., 2011. Measurements of heat transfer enhanced by the use of transverse vortex generators. *Applied Thermal Engineering*, 49, 61–72.
- Nakagawa, S., Sende, M., Wakasugi, H., Hiraide, A., 1998. Heat transfer in channel flow around a rectangular cylinder. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 27, 84.
- Pirouz, M., Farhadi, M., Sedighi, K., Nemati, H., Fattahi, E., 2011. Lattice Boltzmann simulation of conjugate heat transfer in a rectangular channel with wall-mounted obstacles. *Scientia Iranica*, 18(2), 213-221.
- Perng, S.W., Wu, H.W., Jue T.C., 2012. Numerical investigation of heat transfer enhancement on a porous vortex-generator applied to a block-heated channel. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55, 3121-3137.
- Promvongse, P., Suwannapan, S., Pimsarn, M., Thianpong, C., 2014. Experimental study on heat transfer in square duct with combined twisted-tape and winglet vortex generators. *International Communication of Heat Mass Transfer*, 59, 158–165.
- Peng, J., Fu, X., Chen, Y., 2004. Flow measurement by a new type vortex flowmeter of dual triangulate bluff body. *Sensors and Actuators*, 115, 53–59.
- Ross, P.J., 1989. *Taguchi Techniques for Quality Engineering*. McGraw-Hill Professional, Singapore, 327 p.
- Sara, O.N., 2003. Performance analysis of rectangular ducts with staggered square pin fins. *Energy Conversion Management*, 44, 1787–1803.
- Shui, L.Q., Gao, J.M., Shi, X.J., 2013. Effects of duct aspect ratio on heat transfer and friction in steam-cooled ducts with 60-angled rib turbulators. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 49, 123–134.
- Singh, D., Premachandra, B., Kohli, S., 2015. Effect of nozzle shape on jet impingement heat transfer from a circular cylinder. *International Journal of Thermal Science*, 96, 45- 69.
- Selimefendigil, F., Oztop, H.F., 2014. Effect of a rotating cylinder in forced convection of ferrofluid over a backward facing step. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 71, 142-148.
- Sarkar, S., 2009. Large-Eddy simulation of wake and boundary layer interactions behind a circular cylinder. *Journal of Fluid Engineering*, 9, 01-14.
- Sebastian, G., Shine, S.R., 2015. Natural convection from horizontal heated cylinder with and without horizontal confinement. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 82, 3125-334.

- Şahin, B., Yakut, K., Kotcioğlu, İ., Çelik, C., 2005. Optimum design parameters of a heat exchanger. *Applied Energy*, 36, 1513-1517.
- Tanda, G., 2011. Effect of rib spacing on heat transfer and friction in a rectangular channel with 45° angled rib turbulators on one/two walls. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54, 1081-1090.
- Tsay, Y.L., Cheng, J.C., Chang, T.S., 2003. Enhancement of heat transfer from surface-mounted block heat sources in a duct with baffles. *Numerical Heat Transfer, Part A*, 43 (8), 827–841.
- Turgut, O., Onur, N., Arslan, K., Günbey, F., 2009. Numerical investigation of heat transfer problem in hydrodynamically and thermally developing laminar flow in trapezoidal cross-section duct. *Journal of Thermal Science and Technology*, No.2, 59-66.
- Turgut, O., Khastar, F., Gültekin, A.M., 2014. Numerical investigation of laminar flow and heat transfer in rectangular cross-sectional ducts. *Suleyman Demirel University, Journal of Natural and Applied Science*, 22-29.
- Valencia, A., 1999. Heat transfer enhancement due to self-sustained oscillating transverse vortices in channels with periodically mounted rectangular bars. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42, 2053–2062.
- Wang, J., Wang, C., 2016. Heat Transfer and flow characteristics of a rectangular channel with a small circular cylinder having slant-vent vortex generator. *International Journal of Thermal Science*, 104, 158-171.
- Wu, H.W., Perng, S.W., 1999. Effect of an oblique plate on the heat transfer enhancement of mixed convection over heated blocks in a horizontal channel. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42, 1217–1235.
- Wu, J.Y., Yang, G., 2014. Effect of aspect ratio and assisted buoyancy on flow reversal for mixed convection with imposed flow rate in the vertical three dimensional rectangular duct. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 77, 335–343.
- Wang, H., Liu, P., Yang, R., Wu, J., He, Y.L., 2016. Parametric study and optimization of H-type finned tube heat exchangers using Taguchi method. *Applied Thermal Engineering*, 103, 128–138.
- Wang, J., Zhao, Y., 2015. Heat and fluid flow characteristics of a rectangular channel with a small diameter circular cylinder as vortex generator. *International Journal of Thermal Science*, 92, 1–13.

- Xie, G., Liu, J., Ligrani, P.M., Sunden, B., 2014. Flow structure and heat transfer in a square passage with offset mid-truncated ribs. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 71, 44-56.
- Young, T.J., Vafai, K., 1999. Experimental and numerical investigation of forced convective characteristics of array of channel mounted obstacles. *ASME Journal of Heat Transfer*, 121, 34–42.
- Yang, G., Wu, J.Y., 2014. Effect of aspect ratio and assisted buoyancy on flow reversal for mixed convection with imposed flow rate in a vertical three dimensional rectangular duct. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 77, 335–343.
- Yakut, K., Alemdaroğlu, N., Kotcioğlu, İ., Çelik, C., 2006. Experimental investigation of thermal resistance of a heat sink with hexagonal fins. *Applied Thermal Engineering*, 26, 2262-2271.
- Zhang, X., Perot, B., 2000. Turbulent vortex shedding from triangle cylinder using the turbulent body force potential model. *ASME*, 11172.
- Zhou, Y., So, R.M.C., Liu, M.H., Zhang, H.J., 2000. Complex turbulent wake generated by two and three side-by-side cylinders. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 21, 125-133.

## EKLER

### EK-1. Hata analizi

Deneysel sonuçlardaki belirsizliği belirlemek için standart hata analizi yöntemi kullanılmıştır. Verilerdeki belirsizlik Kline ve arkadaşları tarafından önerilen sistematik ile belirlenmiştir (Kline ve ark., 1953). Yapılacak bir deney sonucunda  $x$  bağımsız değişkenlerinin belirlenmesiyle saptanacak olan  $R$  bağımlı değişkeni, aşağıdaki şekilde belirtilsin:

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (1.1)$$

Burada  $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ ; bağımsız değişkenleri,  $R$  ise sonuç değişkenini belirtmektedir.  $W_R$  ise sonuç değişkenindeki belirsizliği,  $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$  ise bağımsız değişkenlerdeki belirsizliği göstermek için aşağıdaki bağıntı McClintock ve Kline tarafından oluşturulmuştur (Kline ve ark., 1953):

$$w_R = \left[ \left( \frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left( \frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left( \frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (1.2)$$

Sıcaklık farkının hesaplanmasında ortaya çıkan hata oranı:

$$\Delta T = T_1 - T_2 \quad (1.3)$$

$$\frac{w_{\Delta T}}{\Delta T} = \left[ \left( \frac{w_{T_1}}{\Delta T} \right)^2 + \left( \frac{w_{T_2}}{\Delta T} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (1.4)$$

Görüntü alanının hesaplanmasında ortaya çıkan hata oranı:

$$A_p = LxW \quad (1.5)$$

$$\frac{w_{A_p}}{A_p} = \left[ \left( \frac{w_L}{L} \right)^2 + \left( \frac{w_W}{W} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (1.6)$$

Elektriksel olarak üretilen ısı  $q_e$ , zorlanmış taşınım  $q_{taşınım}$ , radyasyon  $q_r$ , doğal taşınım  $q_f$  gibi kısaltmalar yapılarak aşağıdaki formülde hata oranları hesaplanmıştır:

$$q_e = q_{taşınım} + q_r + q_f \quad (1.7)$$

EK-1. (Devam) Hata analizi

$$\frac{W_{qe}}{q_e} = \left[ \left( \frac{W_{qc}}{q_{taşınım}} \right)^2 + \left( \frac{W_{qr}}{q_r} \right)^2 + \left( \frac{W_{qf}}{q_f} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (1.8)$$

Doğal konveksiyonla çevreye transfer edilen ısı,  $q_f$ 'nin hesaplanmasında ortaya çıkan hata oranı:

$$q_f = h_f(T - T_s) \quad (1.9)$$

$$\frac{W_{qf}}{q_f} = \left[ \left( \frac{W_{h_f}}{h_f} \right)^2 + \left( \frac{W_T}{T} \right)^2 + \left( \frac{W_{T_s}}{T_s} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (1.10)$$

Işınım ile kaybolan ısı akımının hesaplanmasında ortaya çıkan hata oranı:

$$q_r = (\varepsilon_t + \varepsilon_b)\sigma(T^4 - T_s^4) \quad (1.11)$$

$$\frac{W_{qr}}{q_r} = \left[ \left( \frac{4T^3}{T^4 - T_s^4} W_{T_s} \right)^2 + \left( \frac{4T_s^3}{T^4 - T_s^4} W_T \right)^2 \right]^{1/2} \quad (1.12)$$

Yerel ısı transferi katsayısının hesaplanmasında ortaya çıkan hata oranı:

$$h_x = \frac{q_{taşınım}}{(T - T_{b,x})} \quad (1.13)$$

$$\frac{W_{h_x}}{h_x} = \left[ \left( \frac{W_{q_{taşınım}}}{q_{taşınım}} \right)^2 + \left( \frac{W_T}{T} \right)^2 + \left( \frac{W_{T_{b,x}}}{T_{b,x}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (1.14)$$

Nusselt sayısının hesaplanmasında ortaya çıkan hata oranı:

$$Nu = \frac{hD_h}{k_{hava}} \quad (1.15)$$

$$\frac{W_{Nu}}{Nu} = \left[ \left( \frac{W_h}{h} \right)^2 + \left( \frac{W_{D_h}}{D_h} \right)^2 + \left( \frac{W_{k_{hava}}}{k_{hava}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (1.16)$$



EK-1. (Devam) Hata analizi

Reynolds sayısının hesaplanmasında ortaya çıkan hata oranı:

$$Re = \frac{\rho u D_h}{\mu} \quad (1.17)$$

$$\frac{W_{Re}}{Re} = \left[ \left( \frac{W_\rho}{\rho} \right)^2 + \left( \frac{W_{D_h}}{D_h} \right)^2 + \left( \frac{W_u}{u} \right)^2 + \left( \frac{W_\mu}{\mu} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (1.18)$$

EK-2. Hata analizi ile ilgili örnek hesaplama

Hesaplamalar için ölçüm sistemlerinde ve üretici kataloglarında verilen hata oranları Çizelge 2.1’de gösterilmiştir.

**Çizelge 2.1.** Ölçüm sistemlerinde verilen hata oranları

Değişkenler	Hata (%)
Sıcaklık ölçümlerinde	±3
Boyut ölçümlerinde	±0,5 mm
Voltaj ölçümünde	±1
Akım ölçümlerinde	±0,1

Çizelgede gösterilen bu belirsizlik oranları kullanılarak deneylerde hesaplanan deney verileri Çizelge 2.2’de gösterilmiştir.

**Çizelge 2.2.** Hata analizi için yapılan örnek hesaplama

Değişkenler	Değerler
Isıtma yüzeyi eni	W=0,277 m
Isıtma yüzeyi boyu	L=0,05 m
Hava giriş hızı	U=1,23 m/s
Ortalama folyo yüzey sıcaklığı	T <sub>w</sub> =38,3 °C
Giriş sıcaklığı	T <sub>g</sub> = 23 °C
Ortam sıcaklığı	T <sub>s</sub> = 23 C
Isıtıcıya verilen toplam güç	Q <sub>e</sub> =32,076 W
Doğal konveksiyonla olan kayıp	Q <sub>f</sub> =0,28 W
Yan yüzeylerde iletim ile olan kayıp	İhmal edildi
Işınım ile olan kayıp	Q <sub>r</sub> =1,45 W
Taşınım ile akışkana aktarılan	Q <sub>t</sub> =30,35 W
Ortalama Nusselt sayısı	23,93
Reynolds sayısı	3168

Çizelge 2.2’de verilen deney verileri kullanılarak yapılan hata oranları aşağıda hesaplanmıştır. Analiz için AR=1 olan kanal seçilmiştir.

Sıcaklık farkının hesaplanmasında yapılan hata oranı ve miktarı:

$$\Delta T = T_w - T_g$$

$$\frac{W_{\Delta T}}{\Delta T} = \left[ \left( \frac{W_{T_w}}{\Delta T} \right)^2 + \left( \frac{W_{T_g}}{\Delta T} \right)^2 \right]^{1/2} = \left[ \left( \frac{38,3 * 0,03}{15,3} \right)^2 + \left( \frac{23 * 0,03}{15,3} \right)^2 \right]^{1/2} = 0,087$$

EK-2. (Devam) Hata analizi ile ilgili örnek hesaplama

$$W_{\Delta T} = 0,087 * 15,3 = 1,3^{\circ}\text{C}$$

Görüntü alanının hesaplanmasında ortaya çıkan hata oranı ve miktarı:

$$A_p = LxW$$

$$\frac{W_{A_p}}{A_p} = \left[ \left( \frac{W_L}{L} \right)^2 + \left( \frac{W_W}{W} \right)^2 \right]^{1/2} = \left[ \left( \frac{0,0005}{0,277} \right)^2 + \left( \frac{0,0005}{0,05} \right)^2 \right]^{1/2} = 0,0010$$

$$W_{A_p} = 0,0010 * 0,0288 = 0,000029 \text{ m}^2$$

Taşıyım ile ısı transferi katsayısının hesaplanmasında yapılan hata oranı:

$$h = \frac{Q_t}{A\Delta T}$$

$$\frac{W_h}{h} = \left[ \left( \frac{W_{Q_t}}{Q_t} \right)^2 + \left( \frac{W_A}{A} \right)^2 + \left( \frac{W(T - T_s)}{(T - T_s)} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\frac{W_h}{h} = 0,096$$

Nusselt sayısının hesaplanmasında yapılan hata oranı,  $D_h$  hidrolik çapındaki belirsizlik 0,1 mm alınarak

$$Nu = \frac{hD_h}{k}$$

$$\frac{W_{Nu}}{Nu} = \left[ \left( \frac{W_h}{h} \right)^2 + \left( \frac{W_{D_h}}{D_h} \right)^2 + \left( \frac{W_k}{k} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\left[ (0,096)^2 + \left( \frac{0,0001}{0,05} \right)^2 + (0)^2 \right]^{1/2} = 0,096$$

Reynolds sayısının hesaplanmasında yapılan hata miktarı:

$$Re = \frac{\rho u D_h}{\mu}$$

EK-2. (Devam) Hata analizi ile ilgili örnek hesaplama

$$\frac{W_{Re}}{Re} = \left[ \left( \frac{W_{\rho}}{\rho} \right)^2 + \left( \frac{W_{D_h}}{D_h} \right)^2 + \left( \frac{W_u}{u} \right)^2 + \left( \frac{W_{\mu}}{\mu} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\left[ \left( \frac{1,225 \cdot 0,008}{1,225} \right)^2 + \left( \frac{0,00005}{0,05} \right)^2 + \left( \frac{1,23 \cdot 0,03}{1,23} \right)^2 + \left( \frac{0,00001827 \cdot 0,048}{0,00001827} \right)^2 \right]^{1/2} = 0,0571$$

## ÖZGEÇMİŞ

### Kişisel Bilgiler

Soyadı, Adı : DAĞLI, Salih  
 Uyuğu : T.C.  
 Doğum tarihi ve yeri : 18.12.1990 - Bafra  
 Medeni hali : Bekar  
 Telefon : 0 (542) 574 84 11  
 e-mail : slhdgl@gmail.com

### Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Lisans	Anadolu Üniversitesi/Uluslararası İlişkiler Bölümü	2015
Lisans	Karabük Üniversitesi/Tasarım ve Konstrüksiyon Bölümü	2013
Lise	Sinop Anadolu Teknik Lisesi (Bilgisayar)	2008

### İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2013-	Alapala Makine ve Gıda San.A.Ş	Proje ve Ar-Ge Görevlisi

### Yabancı Dil

İngilizce

### Yayımlar

Bakal, A., Topcu, A., Eren, M., Dağlı S., 2015. Kopy Cam-Seramik Sızdırmazlık Malzemelerinin Isıl ve Mekanik Davranışlarının Deneysel İncelenmesi, 20. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 2-5 Eylül, Balıkesir, 129-133.