

**T.C.**  
**HİTİT ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**  
**MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**AKIŞ KANALINDAKİ DİRENÇ**  
**KONFIGÜRASYONUNUN ISI TRANSFERİNE**  
**ETKİSİNİN NÜMERİK OLARAK İNCELENMESİ**

**Yüksek Lisans Tezi**

**Hüseyin DURAN**

**Çorum 2019**



**AKIŞ KANALINDAKİ DİRENÇ KONFIGÜRASYONUNUN ISI  
TRANSFERİNE ETKİSİNİN NÜMERİK OLARAK  
İNCELENMESİ**

**Hüseyin DURAN**

**Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Yüksek Lisans Tezi**

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

**Çorum 2019**

Hüseyin DURAN tarafından hazırlanan “Akış Kanalındaki Direnç Konfigürasyonunun Isı Transferine Etkisinin Nümerik Olarak İncelenmesi” adlı tez çalışması ....../....../..... tarihinde aşağıdaki jüri üyeleri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Hitit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans/Doktora tezi olarak kabul edilmiştir.

Doç. Dr. Mustafa ÖZBEY .....(imza).....

Prof. Dr. İrfan KURTBAŞ .....(imza).....

Dr. Öğr. Üyesi S. Samed SEYİTOĞLU .....(imza).....

Hitit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulunun ..... tarihli ve ..... sayılı kararı ile Hüseyin DURAN’ın Makina Mühendisliği Anabilim Dalı’nda Yüksek Lisans derecesi alması onanmıştır.

Doç. Dr. Cengiz BAYKASOĞLU  
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

## TEZ BEYANI

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

Hüseyin DURAN

# AKIŞ KANALINDAKİ DİRENÇ KONFIGÜRASYONUNUN ISI TRANSFERİNE ETKİSİNİN NÜMERİK OLARAK İNCELENMESİ

Hüseyin DURAN

HİTİT ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

EKİM 2019

## ÖZET

Bu çalışmada, kare kesitli bir kanal içerisinde dikdörtgen dirençler yerleştirilerek ısı transferine etkileri nümerik olarak incelenmiştir. Kanal boyu 200 mm olarak belirlenmiştir. Dikdörtgen dirençler kanal yan yüzeyine göre üçgen, konkav ve düz şekilde yerleştirilmiştir. Bununla birlikte ısıtma yüzeyine 3, 6 ve 9 adet yerleştirilen dirençlerin, maksimum yüksekliği 20, 40 ve 60 mm değerleri için analizler yapılmıştır. Direnç kalınlığı 3 mm olarak seçilmiştir.

Akış hidrodinamik yönden tam gelişmiş, ısıl yönden gelişmekte olan bölgede göz önüne alınmıştır. Test bölümünün alt yüzeyine sabit ısı akısı sınır şartı uygulanmış, diğer yüzeyler adyabatik kabul edilmiştir. Çalışma akışkanı olarak hava ( $Pr=0,7$ ) kullanılmıştır. Türbülanslı akış rejiminde, Reynolds sayısının 10 000–30 000 aralığı için analizler gerçekleştirilmiştir. Türbülans modeli olarak  $k-\omega$  SST kullanılmıştır. Kanatçık dizilişinde düz sıralı kanatların maksimum ısı transferini sağladığı görülmüştür. Bununla birlikte maksimum basınç kaybı da aynı kanat uygulamasında elde edilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Nümerik analiz, türbülanslı akış, konkav direnç

**NUMERICAL INVESTIGATION OF THE EFFECT OF  
RESISTANCE CONFIGURATION IN THE FLOW CHANNEL  
ON HEAT TRANSFER**

Hüseyin DURAN

HİTİT UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

OCTOBER 2019

**ABSTRACT**

In this study, the effect of placing rectangular obstacles in a square section channel on heat transfer was investigated numerically. Channel length was determined as 200 mm. The rectangular obstacles are arranged as shapes of triangular, concave and flat with respect to the channel side surface. Besides, the obstacles were placed on the heating surface 3, 6 and 9 rows and analyzed for the maximum high values of the resistors 20, 40 and 60 mm. The obstacles are selected as 3 mm thickness.

The flow is considered in the hydrodynamically fully developed, thermally developing region. The boundary condition of constant heat flux was applied to the lower surface of the test section and the other surfaces were considered as adiabatic. Air ( $Pr=0,7$ ) was used as a working fluid. In the turbulent flow regime, numerical analyses were performed for the range 10 000–30 000 of the Reynolds number. For numerical analyses, the  $k-\omega$  SST turbulence model was used in ANSYS-FLUENT 14.5 commercial program. In the arrangement of the obstacles, it was seen that the flat obstacles provide maximum heat transfer. However, maximum pressure loss was also obtained in the same obstacle applications.

**Keywords:** Numerical analysis, turbulent flow, concave resistance

## TEŞEKKÜR

Tez çalıŐmalarına baŐladıđım andan itibaren bilgi ve tecrübesi ile bana yol gösteren desteğini hiç esirgemeyen, her daim yanımda olduğunu hissettiren tez danıŐman hocam Prof. Dr. İrfan KURTBAŞ'a, deney alıŐmalarımdaya gŸnŸn her saati yanımda olan ve bana bilgileri ile kılavuzluk eden Őđr. GŸr. Mehmet ŐENER ve ArŐ. GŸr. Selçuk KIZILCAOğLU'na, ayrıca maddi ve manevi en bŸyŸk destekçim sevgili eŐime sonsuz teŐekkŸr ederim.





**Bu tez çalışmasına, MUH19004.13.004 numaralı proje kapsamında vermiş oldukları destekten dolayı, Hitit Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinatörlüğü'ne teşekkür ederiz.**

**İÇİNDEKİLER**

	<b>Sayfa</b>
ÖZET .....	iv
ABSTRACT .....	v
TEŞEKKÜR .....	vi
İÇİNDEKİLER .....	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ .....	xi
TABLolar DİZİNİ .....	xii
ŞEKİLLER DİZİNİ .....	xiii
SİMGELER VE KISALTMALAR .....	xv
1. GİRİŞ .....	1
2. KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI .....	2
2.1. Isı Transferi ile İlgili Tanımlar .....	2
2.1.1. İletim .....	2
2.1.2. Taşınım .....	3
2.1.3. Reynolds sayısı .....	5
2.1.4. Hidrolik çap .....	6
2.1.5. Nusselt sayısı .....	6
2.1.6. Kütle debisi .....	7
2.1.7. Sürtünme katsayısı .....	7
2.2. Hidrolik Olarak Tam Gelişmiş Akışta Isı transfer Katsayısı .....	8
2.2.1. Borularda türbülanslı akış .....	8
2.3. Literatür Araştırması .....	12
3. MATERYAL VE YÖNTEM .....	18

**Sayfa**

3.1.	Yönetim Denklemleri .....	18
3.1.1.	Akışkanın hızı .....	18
3.1.2.	Kütlenin korunumu .....	20
3.1.3.	Momentumun korunumu .....	21
3.2.	Fiziksel Model.....	26
3.3.	Yöntem .....	30
3.3.1.	Ağ optimizasyonu .....	31
3.3.2.	Çözümün hücre sayısından bağımsız olduğunun gösterilmesi .....	32
3.3.3.	Çözümün kalıntı değerlerinden bağımsız olduğunun gösterilmesi .....	33
3.3.4.	Sınır şartları ve kabuller .....	34
3.4.	Türbülans Modeli .....	36
3.4.1.	Denklemlerin ayrıklaştırılması .....	39
3.4.2.	Sıkıştırılamaz akış için kalıntıların tanımlanması .....	42
3.4.3.	Kanal içi akışlarda duvar yakını yaklaşımı.....	43
4.	ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA .....	45
4.1.	Isı Transferi .....	45
4.2.	Sürtünme Katsayısı.....	52
4.3.	Termal Performans .....	57
4.4.	Deneysel Dizayn ve ANOVA Analizi.....	59
5.	SONUÇ VE ÖNERİLER.....	66
EKLER.....		70
EK-1 (n=2) İçbükey direnç tipleri için yerel Nusselt (Nux) değişimi ile hız, sıcaklık ve basınç dağılımları .....		71

**Sayfa**

EK-2 (n=1) Üçgen direnç tipleri için yerel Nusselt (Nux) değişimi ile hız, sıcaklık ve basınç dağılımları .....	81
EK-3 (n=0) Düz direnç tipleri için yerel Nusselt (Nux) değişimi ile hız, sıcaklık ve basınç dağılımları .....	89
ÖZ GEÇMİŞ.....	93



## ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 3.1. 6 kanatçıklı 40 mm'lik üçgen bir direnç profili için kanatçık boylarının hesaplanması .....	28
Çizelge 3.2. Boş kanalda $Re_D=30\ 000$ için Nu ve f değerlerinin değişimi .....	32
Çizelge 3.3. Boş kanalda $Re_D=30\ 000$ için Nu ve f sayılarının kalıntı değerlerine göre değişimi.....	33
Çizelge 3.4. Relaksasyon parametreleri .....	41
Çizelge 3.5. Hesaplamalarda kullanılan ayrıklaştırma yöntemleri.....	42
Çizelge 4.1. Nusselt sayısı için ANOVA varyans çizelgesi.....	60
Çizelge 4.2. Sürtünme katsayısı (f) için ANOVA varyans çizelgesi.....	61
Çizelge 4.3. Termal performans katsayısı (TPF) için ANOVA varyans çizelgesi.....	62

**TABLolar DİZİNİ**

<b>Tablo</b>	<b>Sayfa</b>
Tablo 3.1. Denetim hacmi üzerinde kütlenin korunumu .....	20
Tablo 3.2. Denetim hacmi üzerinde momentumun korunumu.....	21



## ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. Tek boyutlu ısı iletimi .....	2
Şekil 2.2. Plaka üzerinden akış.....	4
Şekil 2.3. Tam gelişmiş boru akışında (a) laminer ve (b) türbülanslı hız profilleri ....	9
Şekil 2.4. Bir boruda tam gelişmiş türbülanslı akış için duvar yasası ve logaritmik yasa hız profillerinin karşılaştırılması .....	12
Şekil 3.1. Denetim hacmi üzerinde kütle korunumu .....	20
Şekil 3.2. Denetim hacmi üzerindeki kuvvetler (Sadece x doğrultusundaki yüzey kuvvetleri gösterilmiştir.) .....	23
Şekil 3.3. Denetim hacmi üzerindeki yüzey kuvvetleri .....	24
Şekil 3.4. Direnç yerleştirilmemiş boş kanalın boyutları.....	27
Şekil 3.5. Test bölümü giriş ve çıkışındaki hız profili ( $Re_D=10\ 000$ ) .....	27
Şekil 3.6. (a) Direnç boyutlarının gösterimi (b) 9 Kanatçıklı $h^*=0,75$ (60 mm) içbükey direnç profilinin kanal içerisindeki görünümü .....	29
Şekil 3.7. Akış kanalının tam görünümü.....	29
Şekil 3.8. Kullanılan ağ yapısı.....	31
Şekil 3.9. Boş kanalda Dittus–Boelter eşitliği ve farklı türbülans modellerinin karşılaştırılması.....	32
Şekil 3.10. Problemden kullanılan sınır şartları .....	34
Şekil 4.1. Direnç yüksekliği $h^*=0,25$ ve $h^*=0,75$ için, $Re_D=10\ 000$ ve $Re_D=30\ 000$ değerlerinde ortalama Nusselt sayısının ( $Nu_m$ ) değişimi .....	45
Şekil 4.2. İçbükey ( $n=2$ ) direnç tipinde 20 mm direnç yüksekliği ( $h^*=0,25$ ) ve 9 direnç sayısında ( $k$ ), $Re_D$ değişimine göre yerel Nusselt sayısının ( $Nu_x$ ) ve hız sıcaklık dağılımlarının değişimi .....	48
Şekil 4.3. Direnç sayısı ( $k$ ) 3 ve 9 için direnç tipinin ( $n$ ) direnç yüksekliği ( $h^*$ ) ve Reynolds sayısının ( $Re_D$ ) ortalama Nusselt sayısı ( $Nu_m$ ) üzerindeki etkisi .....	49

<b>Şekil</b>	<b>Sayfa</b>
Şekil 4.4. Düz (n=0) ve içbükey (n=2) direnç tiplerinde 20 mm direnç yüksekliği ( $h^*=0,25$ ), 9 ve 3 direnç sayılarında (k), $Re_D=10\ 000$ için yerel Nusselt sayısının ( $Nu_x$ ) ve hız basınç dağılımlarının değişimi.....	51
Şekil 4.5. Düz (n=0) ve içbükey (n=2) direnç tiplerinde direnç yüksekliği ( $h^*$ ) değişiminin sürtünme katsayısı (f) üzerindeki etkisi .....	53
Şekil 4.6. Düz (n=0) ve içbükey (n=2) direnç tipinde, 20 mm ( $h^*=0,25$ ) ve 60 mm ( $h^*=0,75$ ) direnç yüksekliği değerlerinde $Re_D=30\ 000$ için, hız–basınç dağılımlarının değişimi .....	55
Şekil 4.7. Üçgen (n=1) direnç tipinde direnç sayısının (k) sürtünme katsayısı (f) üzerindeki etkisi.....	56
Şekil 4.8. Direnç sayısı (k) 3 ve 9 için, direnç yüksekliği $h^*=0,25$ ve 0,75 değerlerinde termal performans katsayısının (TPF) değişimi .....	58
Şekil 4.9. Düz (n=0) ve içbükey (n=2) direnç tiplerinde, direnç yüksekliği $h^*=0,25$ ve 0,75 için termal performans katsayısının (TPF) değişimi.....	59



## SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler	Açıklama
$Re_D$	Reynolds sayısı
$D_h$	Hidrolik çap [m]
$k$	Direnç sayısı
$h^*$	Direnç yüksekliği
$n$	Direnç tipi
$Nu$	Nusselt sayısı
$Nu_m$	Ortalama Nusselt sayısı
$Nu_x$	Yerel Nusselt sayısı
$\alpha$	Isı transfer katsayısı [ $W/m^2.K$ ]
$Q$	Isı akımı [W]
$q''$	Isı akısı [ $W/m^2$ ]
$T_w$	Yüzey sıcaklığı [K]
$T_f$	Akışkan sıcaklığı [K]
$U$	Hız [m/s]
$f$	Darcy sürtünme katsayısı
$Pr$	Prandtl sayısı
$\dot{m}$	Kütle debisi [kg/s]
$k$	Türbülans kinetik enerjisi
$\varepsilon$	Dağılma oranı
$\omega$	Özgül yayılım oranı
$\lambda$	Isı iletim katsayısı [ $W/m.K$ ]
$\mu$	Kinematik viskozite [kg/m.s]
$\rho$	Yoğunluk [ $kg/m^3$ ]

### Kısaltma

TPF	Termal performans faktörü
-----	---------------------------

## 1. GİRİŞ

Endüstriyel uygulamaların hızla geliştiği ve buna paralel olarak enerji ihtiyacının sürekli arttığı günümüzde bu ihtiyacın karşılanması mühendislik problemleri arasında her zaman ilk sırada yer almıştır. Fosil yakıtların azalmaya başladığı bu dönemde artan enerji ihtiyacının nasıl karşılanacağı ile beraber mevcut enerjinin nasıl daha etkin bir biçimde kullanılabilceği sorusu önemini zamanla daha da artırmaktadır.

Günümüz teknolojisinin en hızlı gelişim kaydettiği alanlardan biri olan bilgi teknolojileri, enerjinin nasıl daha verimli kullanılacağı ile ilgili problemlerin en çok karşılaştığı alanların başında gelmektedir. Özellikle mikro elektronik sistemlerin çeşitliliği, artan işlem hızları ve giderek küçülen boyutları bu tip uygulamaların en önemli çalışma parametrelerinden olan çalışma sıcaklığının dolayısı ile ısı transferinin de diğer etkenler ile birlikte optimize edilmesini gerekli kılmaktadır.

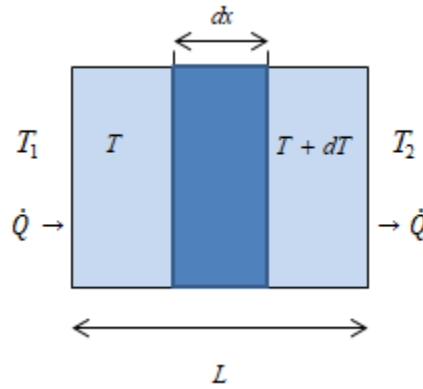
Isı transferinin gerçekleşmesini sağlayan ısı değiştiricilerinin verimleri mikro elektronik sistemlerin performanslarını doğrudan etkilemektedir. Isı değiştiricisi içerisinde gerçekleşen ısı transferinin büyük kısmı taşınım yolu ile gerçekleşmektedir. Taşınım ile ısı transferinin etkinliği, büyük ölçüde ısı değiştiricisinin geometrik yapısına bağlıdır. Geometrik yapılar değiştirilerek yüksek oranlarda ısı transferi sağlanırken buna bağlı olarak oluşan akışkan sirkülasyonu basınç kaybını artırdığından daha fazla pompa gücü ihtiyacı ortaya çıkmaktadır.

## 2. KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI

### 2.1. Isı Transferi ile İlgili Tanımlar

Isı transferi aralarında sıcaklık farkı bulunan iki kaynak arasındaki ısı alışverişini olarak tanımlanabilir. Isı geçişi, doğal olarak yüksek sıcaklıktan düşük sıcaklığa doğru gerçekleşir. Isı transferi farklı türden maddeler arasında değişik şekillerde gerçekleşebilir. Birbirlerine göre durağan konumda bulunan akışkan ve madde arasında iletim (kondüksiyon) ile ısı transferi oluşur. Akışkan, madde etrafında hareket halinde ise ısı transferi taşınım (konveksiyon) yolu ile gerçekleşir. Hareketten veya madde türünden bağımsız olarak sadece sıcaklık farkından dolayı meydana gelen bir diğer ısı transferi çeşidi ise ışınımdır (ısı radyasyonu). Endüstriyel uygulamalarda genellikle yukarıdaki ısı transferi türlerinin hepsi bir arada fakat farklı seviyelerde gerçekleşmektedir. Mühendislik uygulamalarında karşılaşılan problemler incelenirken bazı ısı transferi türleri hesaplamalara önemli derecede etki ederken bir kısmının etkisi ihmal edilebilir seviyelerde değerlendirilmektedir.

#### 2.1.1. İletim



Şekil 2.1. Tek boyutlu ısı iletimi

Isı iletimi, Şekil 2.1'de görülen homojen, sürekli rejim şartlarında ve aralarındaki sıcaklık farkının yapılarını bozacak kadar yüksek olmadığı varsayılan duvar yüzeyleri arasında matematiksel olarak ifade edilmek istendiğinde, Fourier Isı İletim

Kanunu olarak bilinen denklem  $dx$  kalınlığındaki bir kesit için aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$q'' = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \quad (2.1)$$

Bu ifadede yer alan  $q''$  [ $W/m^2$ ] birim alandan geçen ısı iletimi (akısı),  $\lambda$  [ $W/m.K$ ] duvar malzemesine ait olan ısı iletim katsayısı ve  $\frac{\partial T}{\partial x}$ ,  $x$  yönündeki birim mesafede meydana gelen sıcaklık değişiminin diferansiyel ifadesidir.  $dx$  elemanına ait yüzey alanı  $A$  olarak ifade edilirse, ısı akımı şu şekilde yazılır;

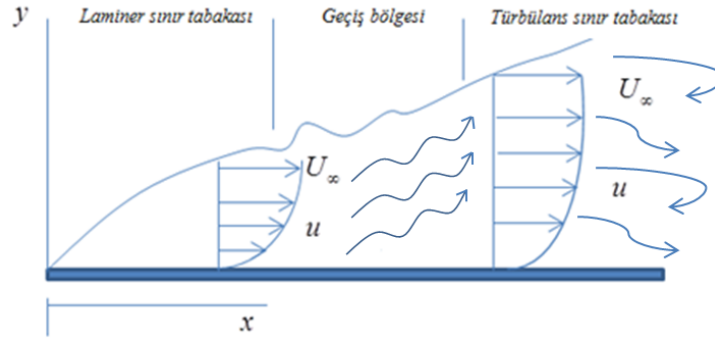
$$Q = -\lambda A \frac{\partial T}{\partial x} \quad (2.2)$$

Isı iletim katsayısı maddenin fiziksel bir özelliği olup sıcaklığa göre değişir. Isı akısı, belirli bir yönü ve sayısal bir değeri olmasından dolayı vektörel bir büyüklüktür ve sıcaklığın sayısal değerinin artış gösterdiği yöne zıt hareket eder. Bu nedenle Eş. 2.1'in sağ tarafına (-) ilave edilir. Isı akısının pozitif çıkması sisteme olan ısı transferini ifade ederken, negatif olması sistemden ısı akısı olduğunu gösterir (Yüncü ve Kakaç, 1999).

### 2.1.2. Taşınım

İletimde, ısı transferinin gerçekleştiği sistemler arasında kayda değer bir hareketin olmamasına karşın, taşınım ile ısı transferinde akışkan ortamının belirgin bir hareketi söz konusudur. Pratikte sıkça karşılaşılan boru ve kanallar içerisinde akışta belirlenmesi gereken, basınç kaybı ve kanal yüzeyi ile akışkan arasındaki ısı akımının hesaplanmasıdır. Akışkanın yüzeye temas ettiği noktada akışkan hareketi olmayacağı için bu noktada iletim denklemi yazılabilir.

$$q'' = -\lambda \left( \frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0} \quad (2.3)$$



**Şekil 2.2.** Plaka üzerinden akış

Şekil 2.2'deki düz plaka üzerinde akış göz önüne alındığında, plaka ucundan ( $x=0$ ) itibaren, içerisinde sürtünme kuvvetlerinin baskın olduğu bir tabaka meydana gelir. Bu tabaka içerisindeki akışkanın plakaya temas ettiği ilk noktada hızı sıfırdır. Plaka yüzeyinden  $y$  doğrultusunda uzaklaştıkça şeklin yüzeydeki kayma gerilmesinin azaldığı ve belirli bir mesafe sonra etkisini kaybettiği, bu noktadan sonra potansiyel akımın olduğu görülür. Potansiyel akış ve viskoz sınır tabaka arasındaki sınırı belirleyen yüzeye sınır tabaka denir. Sınır tabaka kalınlığı ( $U = 0,99U_\infty$ ) değerine ulaştığı nokta sınır tabakanın sonlandığı ve potansiyel akışın olduğu yer olarak kabul edilir.

Hız sınır tabakasına benzer olarak ayrıca bir ısı sınır tabaka da gelişir. Sıcaklığı  $T_\infty$  olan akışkan, yüzeyde sıcaklığı  $T_w(x)$  olan bir plaka üzerinden akışta akışkanın plakaya temas ettiği noktada sıcaklığı  $T_w(x)$ , bu noktadan yeteri kadar uzak olan bir mesafede ise sıcaklığı  $T_\infty$  olacaktır. Bu durum boyutsuz sıcaklık olarak aşağıdaki şekilde yazılabilir,

$$\theta = \frac{(T(x,y) - T_w(x))}{(T_\infty - T_w(x))} \quad (2.4)$$

Plaka yüzeyinden,  $\theta$ 'nın 0,99'a eşit olduğu noktaya kadar olan mesafe ısı sınır tabaka kalınlığı olarak adlandırılır. Plaka yüzeyinde akışkanın hızı sıfır olduğundan iletim yolu ile geçen ısı akışkan tarafından verilen ya da alınan ısıya eşit olacaktır.

$$q'' = -\lambda \left( \frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0} = -\lambda (T_w(x) - T_\infty) \left( \frac{\partial \theta}{\partial y} \right)_{y=0} \quad (2.5)$$

Eş. 2.5 aşağıdaki eşitlikler ile birlikte yeniden yazılırsa;

$$(T_w - T_f) = (T_w(x) - T_\infty) \quad (2.6)$$

$$\alpha = -\lambda \left( \frac{\partial \theta}{\partial y} \right)_{y=0} \quad (2.7)$$

$T_w$  sıcaklığındaki plaka yüzeyi ve bu yüzey ile temas halinde olan  $T_f$  ortalama sıcaklığındaki bir akışkan arasında ısı akısı aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$q'' = \alpha (T_w - T_f) \quad (2.8)$$

Eş. 2.8, Newton Soğutma Kanunu olarak ifade edilir ve  $\alpha$  [ $W/m^2 \cdot K$ ] akışkana ait ısı transfer katsayısıdır. Isı transfer katsayısı akış şartları, sıcaklık farkları gibi birçok etkene bağlı olarak değişmektedir (Yüncü ve Kakaç, 1999).

### 2.1.3. Reynolds sayısı

Reynolds sayısı (Re) akışın türünü belirlemek için kullanılan boyutsuz parametre olup, fiziksel olarak atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlerine oranıdır. Kanal akışı için kanal eşdeğer çapına dayalı Reynolds sayısı ( $Re_D$ );

$$Re = \frac{\rho V D_h}{\mu} \quad (2.9)$$

olarak yazılır. Burada,  $\rho$ ; akışkanın yoğunluğu [ $kg/m^3$ ],  $V$ ; akışkan ortalama hızı [ $m/s$ ],  $D_h$ ; hidrolik çap [ $m$ ] ve  $\mu$ ; dinamik viskozitedir [ $kg/m.s$ ].

#### 2.1.4. Hidrolik çap

Kanal kesit alanı ile ıslak çevre uzunluğu arasındaki ilişki olarak ifade edilir;

$$D_h = \frac{4 \times \text{Alan}}{\text{Çevre Uzunluğu}} \quad (2.10)$$

Burada, H; kanal yüksekliği [m], W; kanal genişliğidir [m].

#### 2.1.5. Nusselt sayısı

Akım ortamında özellikle taşınım ile gerçekleşen ısı transferinin etkinliğini veya büyüklüğünü gösteren boyutsuz parametre Nusselt sayısıdır. Akışkanın katı ile temas yüzeyinde taşınım ile gerçekleşen ısı transferinin iletimle meydana gelen ısı transferine oranı olarak ifade edilir. Nusselt sayısı fiziksel olarak yüzeydeki sıcaklık gradyentinin göstergesidir.

$$Nu = \frac{\alpha D_h}{\lambda} \quad (2.11)$$

Eş. 2.12'deki  $\alpha$  ortalama ısı transfer katsayısıdır [ $W/m^2K$ ].

$$\alpha = \frac{q''}{(T_w - T_f)} \quad (2.12)$$

$\lambda$ ; Akışkanın ısı iletim katsayısı [ $W/mK$ ],  $q''$ ; ısı akısı [ $W/m^2$ ],  $T_w$ ; duvar sıcaklığıdır [ $K$ ].

$$T_f = \frac{(T_{\text{çıkış}} - T_{\text{giriş}})}{2} \quad (2.13)$$

$T_f$ ; akışkanın sıcaklığı [ $K$ ],  $T_{\text{giriş}}$ ; akışkanın test bölümü girişindeki sıcaklığı [ $K$ ],

$T_{\text{çıkış}}$ ; akışkanın test bölümü çıkışındaki sıcaklığıdır [ $K$ ].

Boru içerisinde türbülanslı akışta ısı transferinin incelenmesi karmaşık olduğundan literatürde pürüzsüz borularda ısı transfer katsayısını hesaplamak için akışkanın fiziksel özelliklerinin sıcaklıkla değişmediği kabul edilerek çok sayıda ampirik veya yarı ampirik eşitlik geliştirilmiştir. Aşağıdaki eşitlikler kullanılarak Nusselt sayısı belli bir hata oranı ile hesaplanabilir (Yüncü ve Kakaç, 1999).

$$\text{Gnielinski, } Nu = \frac{f/8(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)}$$

$$\text{Dittus Boelter, } Nu = 0,023Re_D^{0,8}Pr^n$$

### 2.1.6. Kütle debisi

Akışkanın kütle debisi; birim zamanda geçen akışkan kütlesi olarak verilmektedir. Kütleli debi;

$$\dot{m}_{\text{giriş}} = A_{\text{giriş}} \rho V_g \quad (2.14)$$

$$\dot{m}_{\text{çıkış}} = A_{\text{çıkış}} \rho V_c \quad (2.15)$$

### 2.1.7. Sürtünme katsayısı

Boru ve kanal akışlarında, akışkanın sıkıştırılmaz olduğu, kanal kesitinin akış yönünde değişmediği ve sıcaklığın zamana göre sabit kaldığı sürekli rejim şartlarında akışkan ve kanal arasında sürtünme kuvvetine bağlı olarak oluşan basınç kaybının ve ısı akımının hesaplanması gerekir.

Kanalın birim uzunluğundaki basınç kaybı, genel olarak tam gelişmiş türbülanslı akışta elde edilen Moody veya Darcy sürtünme katsayısı  $f$  hesaplanarak bulunabilir (Yüncü ve Kakaç, 1999).



$$f = \frac{(\Delta P/L) \frac{4A}{P}}{\frac{1}{2} \rho U_m^2} \quad (2.16)$$

Burada,  $\Delta P$ ; basınç kaybı [Pa],  $L$ ; kanalın uzunluğu [m],  $P$ ; kanalın çevre uzunluğu [m],  $U_m$ ; akışkanın ortalama hızı [m/s] ve  $4A/P=D_h$ ; Hidrolik çaptır [m].

Eş. 2.16 tekrar düzenlenirse;

$$\Delta P = \frac{1}{2} f \rho U_m^2 \frac{L}{D_h} \quad (2.17)$$

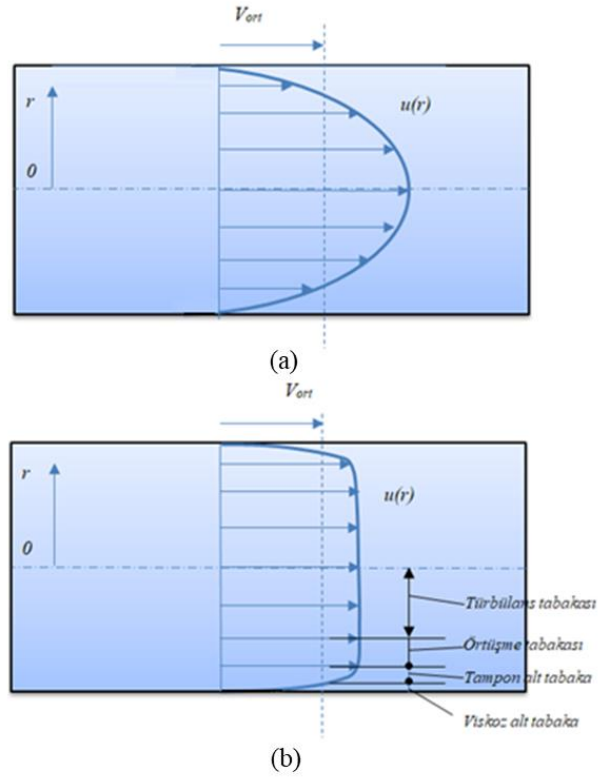
yazılabilir.

## 2.2. Hidrolik Olarak Tam Gelişmiş Akışta Isı transfer Katsayısı

### 2.2.1. Borularda türbülanslı akış

Mühendislik uygulamalarında karşılaşılan akışlar genellikle türbülanslıdır. Türbülanslı akış, içerisinde çok sayıda çalkantı olan karmaşık bir yapı olduğundan hesaplamalarda genel olarak ampirik ya da yarı ampirik eşitliklerden faydalanmak gerekir.

Türbülanslı akış, içerisinde meydana gelen girdap adı verilen dönen akışkan bölgelerinin akış boyunca rastgele ve hızlı çalkantıları ile karakterize edilir. Bu girdaplar kütle, momentum ve enerjiyi diğer akış bölgelerine, moleküler difüzyondan çok daha hızlı taşırlar. Çünkü türbülanslı akışta ısı, momentum ve kütle transferi büyük ölçüde artar ve yüksek sürtünme, ısı ve kütle geçiş katsayıları ortaya çıkar.



**Şekil 2.3.** Tam gelişmiş boru akışında (a) laminer ve (b) türbülanslı hız profilleri

Şekil 2.3'te görüldüğü gibi duvar yüzeyi boyunca türbülanslı akış, duvara olan mesafe ile karakterize edilecek şekilde dört tabakadan oluşmaktadır. Viskoz etkilerin baskın olduğu duvar yüzeyine çok yakın ince tabaka viskoz (laminer) alt tabakadır. Bu tabakadaki hız profili doğrusala çok yakındır. Viskoz alt tabakanın üzerinde türbülans etkilerinin etkin olmaya başladığı tampon tabaka bulunur. Bunun üzerinde ise, türbülans etkilerinin daha önem kazandığı fakat baskın olmadığı örtüşme (veya geçiş) tabakası vardır. Son tabakada türbülans etkilerinin moleküler difüzyon (viskoz) etkilerini bastırdığı ve akışın kalan kısmını ifade eden dış tabaka (veya türbülans) tabakası bulunmaktadır.

Türbülanslı akış karakteristikleri değişik bölgelerde oldukça farklıdır ve laminer akışta olduğu gibi bütün akış boyunca analitik bir bağıntı elde etmek zordur. Bu nedenle türbülans durumu için en iyi yaklaşım, boyut analizini kullanarak önemli değişkenleri ve fonksiyonel biçimlerini saptamak ve sonrasında her bir sabitin sayısal değerini bulmak için deneysel verileri kullanmaktır.

Viskoz alt tabakada hız gradyenti yaklaşık olarak  $du/dy$   $u/y$ 'de sabit kalır ve duvar kayma gerilmesi,

$$\tau_w = \mu \frac{u}{y} = \rho \nu \frac{u}{y} \text{ veya } \frac{\tau_w}{\rho} = \frac{\nu u}{y} \quad (2.18)$$

olarak ifade edilebilir. Burada,  $y$  duvardan olan uzaklığı göstermektedir.  $\tau_w/\rho$ 'nin karekökü hızdır ve sürtünme hızı olarak ifade edilir.

$$u_* = \sqrt{\tau_w/\rho}$$

Bu ifade Eş. 2.18'de yerine yazıldığında viskoz tabakadaki hız profili boyutsuz olarak şöyle ifade edilebilir.

$$\frac{u}{u_*} = \frac{y u_*}{\nu} \quad (2.19)$$

Eş. 2.19 duvar yasası olarak bilinir ve  $0 \leq y u_*/\nu \leq 5$  için pürüzsüz yüzeylerde deneysel veriler ile uyum gösterdiği görülmüştür. Bu nedenle viskoz alt tabakanın kalınlığı aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$y = \delta_{\text{alt tabaka}} = \frac{5\nu}{u_*} = \frac{25\nu}{u_\delta} \quad (2.20)$$

Buradaki  $u_\delta$  borudaki ortalama hızla yakından ilişkili olan viskoz alt tabakanın sınırındaki akış hızıdır. Böylece, viskoz alt tabaka kalınlığının kinematik viskozite ile doğru orantılı, fakat ortalama akış hızı ile ters orantılı olduğu görülmektedir. Diğer bir ifade ile hız dolayısı ile Re sayısı arttıkça viskoz alt tabaka bastırılır ve gittikçe incelir.

$\nu/u_*$  Büyüklüğünün boyutu uzunluk olup, viskoz uzunluk olarak adlandırılır ve yüzeyden olan  $y$  mesafesini boyutsuzlaştırmak için kullanılır. Sınır tabaka

analizlerinde aşağıda gösterilen boyutsuzlaştırılmış mesafe ve hızla çalışmak daha uygundur (Çengel ve Cimbala,2008).

$$\text{Boyutsuzlaştırılmış değişkenler: } y^+ = \frac{yu_*}{\nu} \text{ ve } u^+ = \frac{u}{u_*} \quad (2.21)$$

$$\text{Boyutsuzlaştırılmış duvar yasası: } y^+ = u^+ \quad (2.22)$$

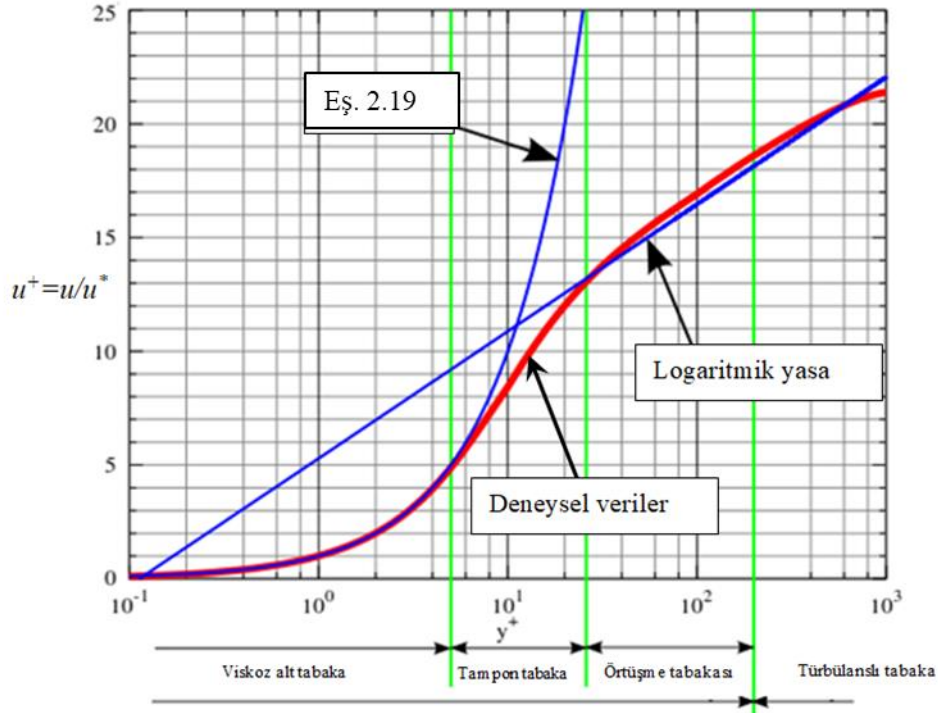
Örtüşme tabakasındaki hızın deneysel verileri, duvardan olan mesafenin logaritmasına göre çizildiğinde düz bir çizgi halinde görülmektedir. Boyut analizinin gösterdiğine ve deney sonuçlarına göre, örtüşme tabakasındaki hız uzaklığın logaritması ile doğru orantılıdır ve bu hız profili,

$$\frac{u}{u_*} = \frac{1}{k} \ln \frac{yu_*}{\nu} + B \quad (2.23)$$

olarak ifade edilebilir. Eş. 2.23 logaritmik yasa olarak bilinir Burada, k ve B değerleri deney ile 0,40 ve 5 olarak bulunan sabitlerdir. Sabit değerler yerine yazıldığında,

$$\text{Örtüşme tabakası; } \frac{u}{u_*} = 2,5 \ln \frac{yu_*}{\nu} + 5 \text{ veya } u^+ = 2,5 \ln y^+ + 5 \quad (2.24)$$

olarak bulunur.



**Şekil 2.4.** Bir boruda tam gelişmiş türbülanslı akış için duvar yasa ve logaritmik yasa hız profillerinin karşılaştırılması

Eş. 2.24'teki logaritmik yasa Şekil 2.4'te görüldüğü gibi duvara çok yakın ve boru merkezindeki bölgeler hariç, bütün akış bölgelerinde deneysel verileri doğrulamaktadır. Dolayısı ile borularda veya yüzey üzerindeki türbülanslı akışta genel bir hız profili olarak görülebilir (Çengel ve Cimbala, 2008).

### 2.3. Literatür Araştırması

Mühendislik uygulamalarının en yaygın problemlerinden olan kanal akışı ve kontrolü üzerine birçok çalışma yapılmış ve literatüre sunulmuştur. Bu problemler deneysel ve/veya sayısal olarak incelenmiştir.

Akram ve Dutta (2004), içerisine eğimli ve delik kanatçıklar yerleştirilmiş dikdörtgen kesitli kanal içerisinde sürtünme kayıpları ve ısı transfer karakteristikleri deneysel olarak incelenmiştir. Kanalin üst yüzeyine konulan kanatçıkların yönü,

mesafesi ve geometrisinin sürtünme kayıplarını etkilediği ayrıca artan Reynolds sayıları ile sürtünme katsayısının ve Nusselt sayısının arttığı gözlemlenmiştir.

Demirel (2006), biri kanatçiksız diğeri ise birbirlerine göre çapraz dizilmiş kanatçıklardan oluşan paralel iki levha arasında tam gelişmiş laminer akış şartlarındaki zorlanmış taşınım iki boyutlu ve sayısal olarak incelenmiştir. 100–500 Reynolds sayısı aralığında hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. Kanatçık sayısının artması ile birlikte Nusselt sayısının yükseldiği ve sürtünme katsayısı ile Reynolds sayısının ilişkili olduğu görülmüştür.

Kıvılcım (2007), dikdörtgen kesitli kanal içerisinde akış doğrultusuna dik ve kanalın alt yüzeyine paralel olarak düşey veya yatay bir şekilde farklı noktalara yerleştirilmiş hareketli veya sabit engeller kullanılmıştır. Deneysel çalışmalar 3000–15 000 Reynolds sayısı aralığında gerçekleştirilmiştir. Hareketli engellerin kullanıldığı durumlarda farklı dönme devirlerinin sonuca etkisi incelenmiştir. Sonuç olarak, kullanılan engellerin konumu, geometrisi, dönel veya sabit oluşu gibi parametrelerin ısı performansına etkileri incelenmiştir.

Promvonge ve ark. (2009), kare kesitli kanal içerisine akış doğrultusunu  $45^\circ$  ve  $90^\circ$  açıları ile kesecek şekilde engeller yerleştirilmiş ve 100–1200 Reynolds sayısı aralığında sayısal hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. Dirençler arası mesafe, yükseklik ve kanalın en boy oranı gibi parametreler değiştirilerek hesaplamalar yapılmıştır. Akışkan olarak hava kullanılmış, direnç yüksekliğinin artması ile birlikte  $45^\circ$  dirençte Nusselt sayısının ve sürtünme katsayısının arttığı görülmüştür.

Durmaz (2009), çalışmada offset–strip tipinde bir kanatçığın ısı transferi ve basınç kaybı üzerindeki etkisi deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Laminer akış, sabit ısı akışı ve sabit sıcaklık sınır şartlarında deneyler yapılmış ayrıca Pr sayısının etkisini incelemek amacı ile çözümler farklı akışkanlar kullanılarak tekrarlanmıştır. Sonuçlar, Kays ve London'ın (1964) deneysel sonuçları ve Manglik ve Bergles'in korelasyonlarından elde edilen sonuçlar ile karşılaştırdığında büyük oranda uyum gösterdiği görülmüştür.

Uslu (2010), hidrodinamik olarak tam gelişmiş, ısı olarak gelişmekte olan akış şartlarında eşkenar üçgen kesite sahip bir kanalda sabit ısı akısı sınır şartı uygulanmış, kanalın test kısmına yerleştirilen farklı yükseklik değerlerine sahip dirençlerin basınç kaybı ve Nusselt sayısına etkileri incelenmiştir. Ayrıca, yerleştirilen kanatçıkların sağladığı blokaj oranının değiştirilmesinin Nusselt sayısı ve basınç kaybı üzerine olan etkisi incelenmiş, Reynolds sayısının artması ile birlikte Nusselt sayısı ve basınç kaybının yükseldiği görülmüştür.

Arslan (2010), zeminine farklı eğim açılarında kanatçıklar yerleştirilmiş dikdörtgen kesitli kanal içerisinde hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. Darcy sürtünme faktörü ve Nusselt değerleri hidrodinamik ve ısı geçiş bölgesi için hesaplanmış, deneysel ve sayısal çalışmaların birbiri ile uyumlu oldukları belirlenmiştir. Tüm engeller için, eğim açısı değerlerine, Reynolds sayısı, Nusselt sayısı ve Darcy faktörlerine bağlı olacak şekilde bağıntılar geliştirilmiştir.

Manay (2010), kanal içerisine yerleştirilen eşkenar üçgenlerin ısı transferine ve akış karakteristiklerine etkileri sayısal ve deneysel olarak incelenmiş ve çalışmada parçacık görüntülemeli hız ölçüm tekniği kullanılmıştır. Kanal içerisine önce tek, daha sonra üst üste konulmuş eşkenar üçgen engeller yerleştirilmiştir. Üçgenlerin hepsi için kenar uzunlukları, üst üste konulanlar için ara mesafeler değiştirilerek deneyler yapılmış ve akışkan hızı arttıkça engellerin arkasında kalan iz bölgesi akışının daha yavaş geliştiği gözlemlenmiştir. Üst üste konulmuş üçgenler arası mesafe azaldıkça akış özelliği sanki tek biri cisim gibi davranış göstermiş, mesafe arttıkça geri bölgede akışın gelişme hızı azalmıştır. Ayrıca, Reynolds sayısının artması girdap oluşum uzunluğunun artmasına neden olmuş ve üst üste üçgenlerin olduğu akış tiplerinde ısı transferinin arttığı gözlemlenmiştir.

Promvonge ve Kwankaomeng (2010), İçerisinde, farklı yüksekliklerde, mesafelerde ve açılarda yerleştirilmiş V şeklinde engeller bulunan dikdörtgen kesitli kanal içerisine 5000–25 000 Reynolds sayısı aralığında gönderilen hava ile deneysel çalışmalar yapılmış, kanatçıkların Nusselt sayısını arttırdığı, kanatçıklar arası mesafenin artması ile birlikte ısı transferi miktarının azaldığı gözlemlenmiştir.

Promvonge (2010), 60° eğimli V tipi engellere sahip bir kanal içerisinde türbülanslı zorlanmış taşınım ile gerçekleşen ısı transferi incelenmiş ve sürtünme kaybı davranışları gözlemlenmiştir. Üç farklı blokaj ( $e/H = 0,10; 0,20$  ve  $0,30$ ), en boy ( $AR=10$ ),  $h^*=30$ mm yükseklik değeri ve farklı engeller arası mesafede ( $PR=P/H=1, 2$  ve  $3$ ) 5000–25 000 Reynolds sayısı aralığında deneyler yapılmıştır. Sonuç olarak, engel yerleştirilmiş kanalda Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve ısı performans faktörü açısından önemli bir artış sağlandığı gözlemlenmiştir.

Karakaş (2012), dikdörtgen kesitli bir kanal içerisine yerleştirilen konkav ve konveks dirençlerin ısı transferine, basınç kaybına ve sistemdeki ekserji kaybına etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Reynolds sayısı 2514–13 111 arasında seçilmiş ve buna bağlı olarak türbülanslı akış ve sabit ısı akısı şartlarında deneyler yapılmıştır. Yapılan deneylerde ısı transferi ve basınç kaybı üzerindeki en önemli parametrenin Reynolds sayısı olduğu, bununla birlikte direnç sayısı, direnç yüksekliği, direnç çapı ve direnç açısı ile ısı transferinin doğru orantılı olduğu görülmüştür.

Onur ve ark. (2012), yamuk kesitli bir kanal içerisinde zorlanmış laminer akışta ve hidrodinamik olarak tam gelişmiş fakat ısı olarak gelişmekte olan akış şartlarında sayısal hesaplamalar yapılmış, ısı transferi ve sürtünme katsayısına bağlı yeni korelasyonlar elde edilmiştir. Reynolds sayısının artmasının ısı transferini arttırdığı sürtünme katsayısını ise düşürdüğü gözlemlenmiştir. Elde edilen sonuçların literatürdeki diğer çalışmalar ile uyumluluğu görülmüştür.

Çıngı (2013), üzerlerinde gözenekler bulunan mikro yapıdaki ısı değiştiricilerin türbülanslı ortamda akış ve ısı performansları gözlemlenmiştir. Elde edilen sayısal değerler literatürdeki deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Isıl performansı etkileyen en önemli parametrenin kanal üzerindeki boşluğun ve kanalın uzunluğu olduğu belirlenmiştir.

Mergen (2014), kanal içerisindeki akışın ve elektronik elemanın üzerine uygulanan jet akışının soğutma performansı incelenmiştir. Jet ve elektronik eleman arası mesafe, kanal içi akış ve jet akışına ait Reynolds değerleri değiştirilerek çalışmalar



gerçekleştirmiş ve artan jet Reynolds sayısının (10 000, 17 500 ve 25 000) ısı performansını arttırdığı belirlenmiştir. Kanal içerisindeki akışın Reynolds sayısı (2000, 5000 ve 8000) arttırıldığında ise jetin elektronik eleman üzerine etkidiği noktanın akış yönünde yer değiştirdiği, bununla birlikte eleman yüzeyinde ısı birikimi meydana gelerek ısı transferinin negatif etkilendiği görülmüştür.

Güreşçi (2014), altıgen ve dikdörtgen kesitli kanatçık yapısına sahip ısı değiştiricileri ile üç farklı kanatçık yüksekliğinde ve beş farklı hız değerinde ( $20\,000 < Re < 90\,000$ ) Ansys–Fluent programı kullanılarak çalışmalar yapılmıştır. Sonuç olarak, ısı transferinin artan hız değerleri ile yükseldiği, kanatçık uzunluklarının artması ile negatif etkilendiği belirlenmiştir.

Wandhare ve ark. (2015), dikdörtgen kesitli kanal girişine farklı açılar ( $30^\circ$ ,  $45^\circ$  ve  $60^\circ$ ) ve farklı giriş çapları (30 ve 60 mm) verilerek çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Akışkan olarak havayı seçilmiş, sonuç olarak büyük açılı ve dar kesitli girişe sahip kanalda Nusselt sayısının arttığı gözlemlenmiştir.

Kumar ve ark. (2018), içerisinde farklı açılara, boşluk aralıklarına ve yükseklik değerlerine sahip V tipinde engeller yerleştirilmiş kanal içerisinde 3000–21 000 Reynolds sayıları aralığında deneysel çalışmalar yapılmış ve sonuçlar boş kanalda yapılan deneyler ile karşılaştırılmıştır. Boş kanala kıyasla, ayrık V tipindeki engellerin Nusselt sayısını ve sürtünme faktörünü sırasıyla 3,89 ve 6,08 kat arttırdığı gözlemlenmiştir. Ayrıca, ayrık V tipi engellerin, diğer (ayrık olmayan) V–tipindeki engellere göre daha yüksek termal performans gösterdiği görülmüştür.

Mennad ve ark. (2019), üst yüzeyine  $1000\text{ W/m}^2$  sabit ısı akısı uygulanan dikdörtgen kesitli bir kanalın üst ve alt yüzeylerine karşılıklı şekilde yerleştirilen kanatçıkların türbülans ve ısı transferine etkileri ile Reynolds sayısı ve kanatçık konfigürasyonunun basınç kaybı üzerindeki etkileri sayısal olarak incelenmiştir. Kanalın üst yüzeyindeki çıkıntıların ısı transferi ve basınç üzerinde herhangi bir etkilerinin olmadığı, alt yüzeye yerleştirilen üçgen kesitli kanatçıkların ısı transferini arttırdıkları, çıkıntıların ve kanatçıkların birlikte uygulandığı durumlarda ise ısı

transferinin %78 oranında arttığı, bununla birlikte basınç kaybının yükseldiği görülmüştür.

Menni ve ark. (2019), bir yüzüne kare, yamuk, üçgen şeklinde çentik açılmış diğer yüzeyinde ise akış doğrultusuna dik V tipinde engeller bulunan güneş kolektörü içerisinde bir yüzeye sabit sıcaklık sınır şartı diğer yüzeye ise ısı akısı sınır şartı uygulanması sonucunda ısı transfer katsayısının değişimi nümerik olarak incelenmiştir. 12 000–32 000 Reynolds sayısı aralığında yapılan hesaplamalarda üst yüzeyinde üçgen şeklinde çentikler açılan kanalın 32 000 Reynolds sayısında en iyi ısı transfer katsayısına ulaştığı gözlemlenmiştir.

### 3. MATERYAL VE YÖNTEM

#### 3.1. Yönetim Denklemleri

##### 3.1.1. Akışkanın hızı

Maddesel bir ortam içerisinde hareket söz konusu ise hareketin, mekaniğin ve termodinamiğin temel prensiplerine göre davranması gerekmektedir. Belirlenen akış alanı için Newton'un ikinci hareket yasasına göre yazılan,

$$\sum F = m \cdot \frac{d\bar{V}}{dt} \quad (3.1)$$

eşitliği geçerlidir. Bu eşitlikteki ivme ifadesi kartezyen koordinatlarda, hız vektörünün zamana göre olan toplam türevinin hesaplanması ile ifade edilir;

$$a = \frac{dV}{dt} = i \frac{du}{dt} + j \frac{dv}{dt} + k \frac{dw}{dt} \quad (3.2)$$

Hız vektörünün her bir bileşeni (u,v,w,), (x,y,z,t)'nin birer fonksiyonu olduğundan,

$$\begin{aligned} \frac{du(x,y,z,t)}{dt} &= \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial u}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial u}{\partial y} \frac{dy}{dt} + \frac{\partial u}{\partial z} \frac{dz}{dt} \\ \frac{dv(x,y,z,t)}{dt} &= \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\partial v}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial v}{\partial y} \frac{dy}{dt} + \frac{\partial v}{\partial z} \frac{dz}{dt} \\ \frac{dw(x,y,z,t)}{dt} &= \frac{\partial w}{\partial t} + \frac{\partial w}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial w}{\partial y} \frac{dy}{dt} + \frac{\partial w}{\partial z} \frac{dz}{dt} \end{aligned} \quad (3.3)$$

$$\frac{dx}{dt} = u, \quad \frac{dy}{dt} = v, \quad \frac{dz}{dt} = w \quad (3.4)$$

Eş. 3.4'te verilen hız ifadeleri Eş. 3.3'teki denklem takımında yerlerine konulduğunda;

$$\begin{aligned}
\frac{du(x, y, z, t)}{dt} &= \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \\
\frac{dv(x, y, z, t)}{dt} &= \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \\
\frac{dw(x, y, z, t)}{dt} &= \frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z}
\end{aligned} \tag{3.5}$$

elde edilir ve örnek u bileşeni için aşağıdaki gibi yazılır.

$$\frac{du}{dt} = \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = \frac{\partial u}{\partial t} + (\mathbf{V} \cdot \nabla)u \tag{3.6}$$

yerel hız bileşeni u 'ya göre elde edilen bu eşitlik genel hız vektörü V'ye göre tekrar düzenlenirse;

$$\mathbf{a} = \frac{d\mathbf{V}}{dt} = \frac{\partial \mathbf{V}}{\partial t} + u \frac{\partial \mathbf{V}}{\partial x} + v \frac{\partial \mathbf{V}}{\partial y} + w \frac{\partial \mathbf{V}}{\partial z} = \frac{\partial \mathbf{V}}{\partial t} + (\mathbf{V} \cdot \nabla)\mathbf{V} \tag{3.7}$$

elde edilir.

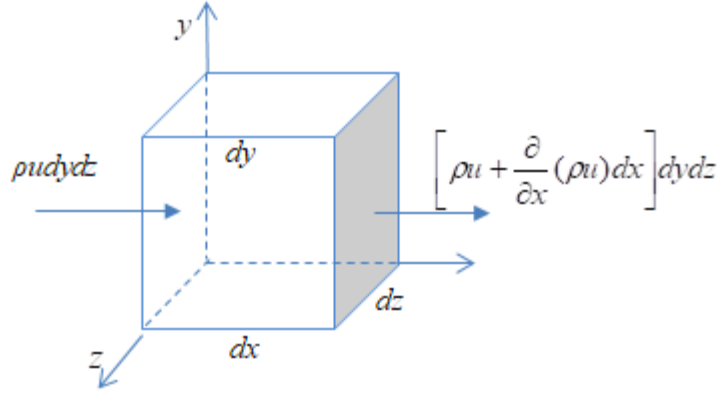
$$u \frac{\partial}{\partial x} + v \frac{\partial}{\partial y} + w \frac{\partial}{\partial z} = \mathbf{V} \cdot \nabla \tag{3.8}$$

$$i \frac{\partial}{\partial x} + j \frac{\partial}{\partial y} + k \frac{\partial}{\partial z} = \nabla \tag{3.9}$$

$\frac{\partial \mathbf{V}}{\partial t}$  terimi yerel ivme olarak adlandırılır ve sürekli akış şartlarında sıfır kabul edilir.

$u \frac{\partial \mathbf{V}}{\partial x} + v \frac{\partial \mathbf{V}}{\partial y} + w \frac{\partial \mathbf{V}}{\partial z}$  ifadesi ise akışkanın hızının konuma göre değiştiği bölgelerde oluşur.

### 3.1.2. Kütlenin korunumu



**Şekil 3.1.** Denetim hacmi üzerinde kütlenin korunumu

Şekil 3.1'deki sonsuz küçük birim hacminde bir akışkan elemanı üzerinde kütle korunumu ifadesi aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} dx dy dz + \sum (\rho AV)_{\text{çıkan}} - \sum (\rho AV)_{\text{giren}} = 0 \quad (3.10)$$

Giren Kütle Debisi	Çıkan Kütle Debisi
x yüzeyi için, $\rho u dy dz$	$\left[ \rho u + \frac{\partial}{\partial x} (\rho u) dx \right] dy dz$
y yüzeyi için, $\rho v dx dz$	$\left[ \rho v + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v) dy \right] dx dz$
z yüzeyi için, $\rho w dx dy$	$\left[ \rho w + \frac{\partial}{\partial z} (\rho w) dz \right] dx dy$

**Tablo 3.1.** Denetim hacmi üzerinde kütlenin korunumu

Eş. 3.10, Tablo 3.1'deki gibi tüm yüzeyler için tekrar düzenlenirse;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} dx dy dz + \frac{\partial}{\partial x} (\rho u) dx dy dz + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v) dx dy dz + \frac{\partial}{\partial z} (\rho w) dx dy dz = 0 \quad (3.11)$$

Birim hacim çok küçük olduğundan hacim ifadesi tüm terimlerden atılırsa, yoğunluk ve hızın türevlerini kapsayan bir kısmi diferansiyel denklem elde edilir,

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w) = 0 \quad (3.12)$$

Eş. 3.12 süreklilik denklemdir ve kısaltmak amacı ile gradyen vektör operatörü ile birlikte yazıldığında;

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w) \equiv \nabla \cdot (\rho V)$$

$$\frac{DV}{Dt} = \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V) = 0 \quad (3.13)$$

Eş. 3.13 elde edilir.

### 3.1.3. Momentumun korunumu

Birim hacimli eleman için momentumun korunumu ifadesi yazılırsa;

$$\sum F = \frac{\partial}{\partial t}(\rho V) dx dy dz + \sum (mV)_{\text{çıkan}} - \sum (mV)_{\text{giren}} \quad (3.14)$$

Eş. 3.14 elde edilir. Tablo 3.2'deki tüm yüzeyler düşünülerek bu ifade yazıldığında;

Giren Momentum Akısı	Çıkan Momentum Akısı
x yüzeyi için, $\rho u V dy dz$	$\left[ \rho u V + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u V) dx \right] dy dz$
y yüzeyi için, $\rho v V dx dz$	$\left[ \rho v V + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v V) dy \right] dx dz$
z yüzeyi için, $\rho w V dx dy$	$\left[ \rho w V + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w V) dz \right] dx dy$

**Tablo 3.2.** Denetim hacmi üzerinde momentumun korunumu

$$\sum F = dx dy dz \left[ \frac{\partial}{\partial t} (\rho V) + \frac{\partial}{\partial x} (\rho u V) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v V) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho w V) \right] \quad (3.15)$$

Eş. 3.15 elde edilir. V vektörel bir büyüklük olarak Eş 3.15'te yerine yazılırsa;

$$\sum F = V \left[ \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho V) \right] + \rho \left( \frac{\partial V}{\partial t} + u \frac{\partial V}{\partial x} + v \frac{\partial V}{\partial y} + w \frac{\partial V}{\partial z} \right) \quad (3.16)$$

Eş. 3.16 elde edilir. Bu eşitliğin sağ tarafındaki ilk ifade süreklilik denklemi Eş. 3.13 olup sıfıra eşittir. İkinci ifade ise sonsuz küçük elemana ait Eş. 3.7'de verilen ivme ifadesidir.

$$a = \frac{dV}{dt} = \frac{\partial V}{\partial t} + \left( u \frac{\partial V}{\partial x} + v \frac{\partial V}{\partial y} + w \frac{\partial V}{\partial z} \right) = \frac{\partial V}{\partial t} + (V \cdot \nabla) V \quad (3.17)$$

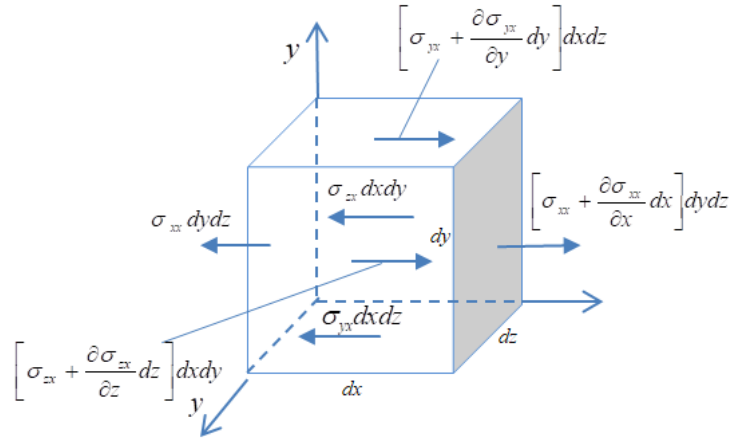
Eş. 3.17, Eş. 3.16'da yerine konulduğunda;

$$\sum F = \rho \frac{dV}{dt} dx dy dz \quad (3.18)$$

Eş. 3.18 elde edilir. Eş. 3.18'in sol tarafındaki net kuvvetler, kütle (yerçekimi) ve yüzey kuvvetleri (yüzey gerilmeleri) olmak üzere iki türde yazılabilir. Denetim hacmi üzerindeki diferansiyel elemana etki eden yerçekimi kuvveti;

$$dF_{YÇEK} = \rho g dx dy dz \quad (3.19)$$

olarak yazılabilir. Denetim hacmi üzerine Şekil 3.2'deki yüzey kuvvetleri uygulandığında,



**Şekil 3.2.** Denetim hacmi üzerindeki kuvvetler (Sadece x doğrultusundaki yüzey kuvvetleri gösterilmiştir.)

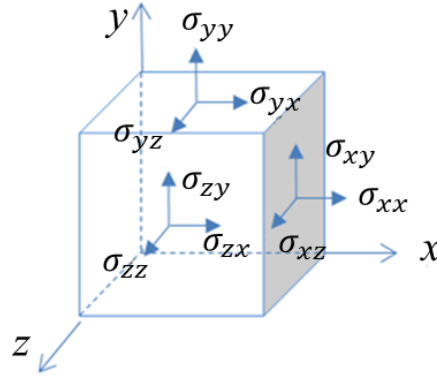
$$\begin{aligned}
 dF_x &= \left[ \frac{\partial}{\partial x} (\sigma_{xx}) + \frac{\partial}{\partial y} (\sigma_{yx}) + \frac{\partial}{\partial z} (\sigma_{zx}) \right] dx dy dz \\
 dF_y &= \left[ \frac{\partial}{\partial x} (\sigma_{xy}) + \frac{\partial}{\partial y} (\sigma_{yy}) + \frac{\partial}{\partial z} (\sigma_{yz}) \right] dx dy dz \\
 dF_z &= \left[ \frac{\partial}{\partial x} (\sigma_{xz}) + \frac{\partial}{\partial y} (\sigma_{yz}) + \frac{\partial}{\partial z} (\sigma_{zz}) \right] dx dy dz
 \end{aligned} \tag{3.20}$$

Eş. 3.20 elde edilir. Şekil 3.2’de gösterilen yüzey kuvvetleri, hidrostatik basınç  $\sigma_{ij}$  ile hız gradyentli hareketten ortaya çıkan viskoz  $\tau_{ij}$  gerilmelerin toplamıdır.

$$\sigma_{ij} = \begin{pmatrix} -P & 0 & 0 \\ 0 & -P & 0 \\ 0 & 0 & -P \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \tau_{xx} & \tau_{yx} & \tau_{zx} \\ \tau_{xy} & \tau_{yy} & \tau_{zy} \\ \tau_{xz} & \tau_{yz} & \tau_{zz} \end{pmatrix} \tag{3.21}$$

$$\sigma_{ij} = \begin{pmatrix} -P + \tau_{xx} & \tau_{yx} & \tau_{zx} \\ \tau_{xy} & -P + \tau_{yy} & \tau_{zy} \\ \tau_{xz} & \tau_{yz} & -P + \tau_{zz} \end{pmatrix} \tag{3.22}$$





**Şekil 3.3.** Denetim hacmi üzerindeki yüzey kuvvetleri

Eşitlik 3.22'deki basınç ve viskoz kuvvetlerinin toplamı, birim hacim başına düşen yüzey kuvvetlerinin toplamını verecek şekilde, tüm doğrultular için yazılırsa;

$$\begin{aligned}
 \frac{dF_x}{dV} &= -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x}(\tau_{xx}) + \frac{\partial}{\partial y}(\tau_{yx}) + \frac{\partial}{\partial z}(\tau_{zx}) \\
 \frac{dF_y}{dV} &= -\frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x}(\tau_{xy}) + \frac{\partial}{\partial y}(\tau_{yy}) + \frac{\partial}{\partial z}(\tau_{zy}) \\
 \frac{dF_z}{dV} &= -\frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x}(\tau_{xz}) + \frac{\partial}{\partial y}(\tau_{yz}) + \frac{\partial}{\partial z}(\tau_{zz})
 \end{aligned} \tag{3.23}$$

Eş. 3.23'teki eşitlikler gradyen operatörü cinsinden yazılırsa;

$$\left[ \frac{dF}{dV} \right]_{\text{yüzey}} = -\nabla p + \left[ \frac{dF}{dV} \right]_{\text{viskoz}} \tag{3.24}$$

$$\left[ \frac{dF}{dV} \right]_{\text{viskoz}} = i \left[ \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \right] + j \left[ \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} \right] + k \left[ \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} \right]$$

Eş. 3.24; x, y ve z yüzeylerine etki eden viskoz gerilmelerin toplamına eşit olduğundan ifade gradyen operatörü ile aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$\left[ \frac{dF}{dV} \right]_{\text{viskoz}} = \nabla \tau_{ij} \tag{3.25}$$

toplam kuvvetlerin dengesi Eş. 3.18 ve 3.19 ile beraber yazılacak olursa;

$$\rho g - \nabla P + \nabla \tau_{ij} = \rho \frac{dV}{dt} \quad (3.26)$$

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\partial V}{\partial t} + u \frac{\partial V}{\partial x} + v \frac{\partial V}{\partial y} + w \frac{\partial V}{\partial z} \quad (3.27)$$

Eş. 3.27 açılıp birim hacim elemanı başına düşen tüm kuvvetler aşağıdaki gibi yazılırsa;

Yerçekimi Kuv.+ Basınç Kuv.+ Viskoz Kuv. =Yoğunluk x İvme

$$\begin{aligned} \rho g_x - \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \rho \left[ \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right] \\ \rho g_y - \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \rho \left[ \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right] \\ \rho g_z - \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + \rho \left[ \frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right] \end{aligned} \quad (3.28)$$

Eşitlik 3.28'deki denklem takımı akışkanın birim hacim elemanı üzerindeki momentum denklemdir. Denklem bazı özel durumlara göre tekrar düzenlenebilir. İfadeye ait terimler sürtünmesiz akış şartları veya akışkan türüne göre farklı değerler alabilmektedir.

Momentum denklemlerinin daha kullanışlı hale getirilebilmesi için denklem takımları içerisindeki viskoz gerilme değerlerinden arındırılması daha doğru olur. Newton tipi akışkanlar için viskoz gerilmeler elemana ait şekil değiştirme hızları ve viskozite katsayısı ile orantılıdır.

$$\tau_{xx} = 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} \quad (3.29)$$

$$\tau_{yy} = 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} \quad (3.30)$$

$$\tau_{zz} = 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} \quad (3.31)$$

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} = \mu \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \quad (3.32)$$

$$\tau_{xz} = \tau_{zx} = \mu \left( \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \quad (3.33)$$

$$\tau_{yz} = \tau_{zy} = \mu \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \quad (3.34)$$

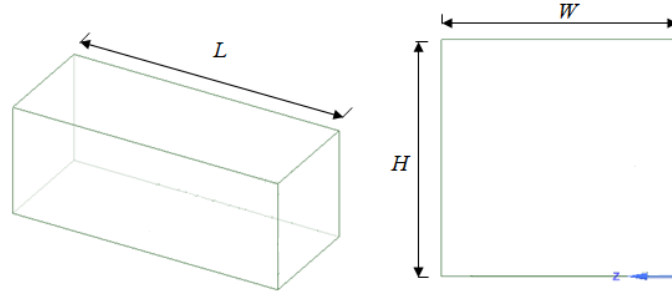
Yukarıdaki eşitlikler Eş. 3.28'deki momentum denklemlerinde yerlerine yazıldığında; ikinci mertebeden doğrusal olmayan bir kısmi diferansiyel denklem takımı elde edilir. Eş. 3.35'teki ifadeler Navier-Stokes Denklemleri olarak adlandırılırlar.

$$\begin{aligned} \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) &= \rho \frac{Du}{Dt} \\ \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) &= \rho \frac{Dv}{Dt} \\ \rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) &= \rho \frac{Dw}{Dt} \end{aligned} \quad (3.35)$$

### 3.2. Fiziksel Model

Ele alınan çalışmada akış kanalı olarak 80x80 mm<sup>2</sup> ebatlarında kare bir kanal göz önüne alınmıştır (Şekil 3.4). 200 mm uzunluğunda test bölümü içerisine direnç konfigürasyonu uygulanmıştır. Test bölümünde hidrodinamik yönden tam gelişmiş, ısı yönden gelişmekte olan şartlar sağlanmıştır. Akış rejimi olarak türbülanslı akış göz önüne alınmıştır. Buna bağlı olarak test bölümünün girişinde kanal eşdeğer çapının 10 katından daha büyük olacak şekilde giriş uzunluğu bırakılmıştır. Akışın hidrodinamik yönden tam gelişiminin sağlandığından emin olmak için tüm Reynolds sayılarında nümerik olarak elde edilen hız dağılımı kontrol edilmiştir. Şekil 3.5'te kanal girişinde akışkan hızı (U) 1.95 m/s ( $Re_D \cong 10\,000$ ) değerinde hız profilinin hidrodinamik yönden gelişimi verilmiştir. Görüldüğü gibi, hız dağılımı test

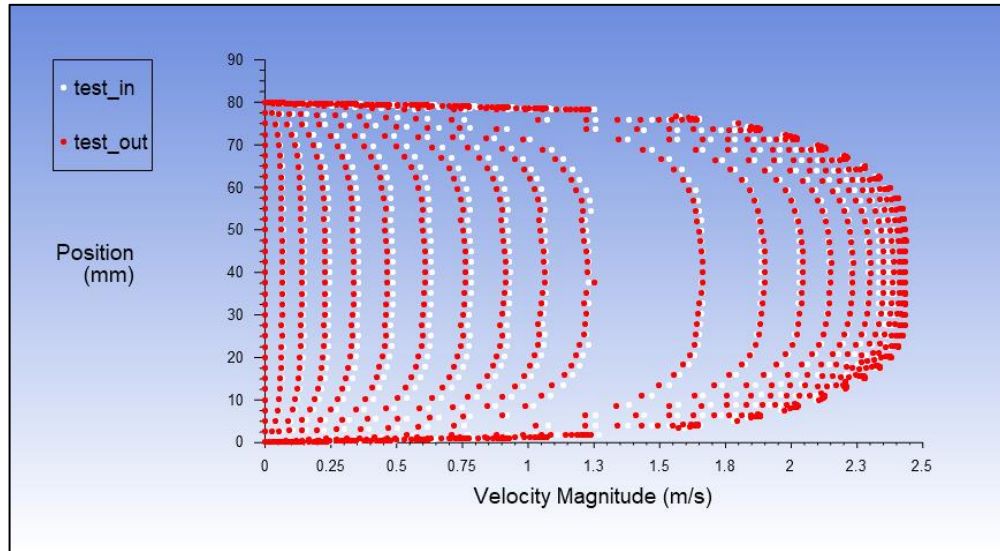
bölümüne girmeden hemen önce yaklaşık basık parabol, çıkışında ise giriş hızı profiline eşit bir dağılım oluşturmaktadır.



**Şekil 3.4.** Direnç yerleştirilmemiş boş kanalın boyutları

Test bölümü içerisine, direnç yüksekliği üçgen, içbükey ve düz profil olacak şekilde ve kanatçıklar arası mesafenin farklı değerlerinde dirençler yerleştirilmiştir. Geometrik parametrelerin değerleri Çizelge 3.1’de verilmiştir.

Test bölümü çıkışına yerleştirilen son direnç için direnç yüksekliği ( $h^*$ ) üç farklı yükseklikte olacak şekilde değiştirilmiştir.

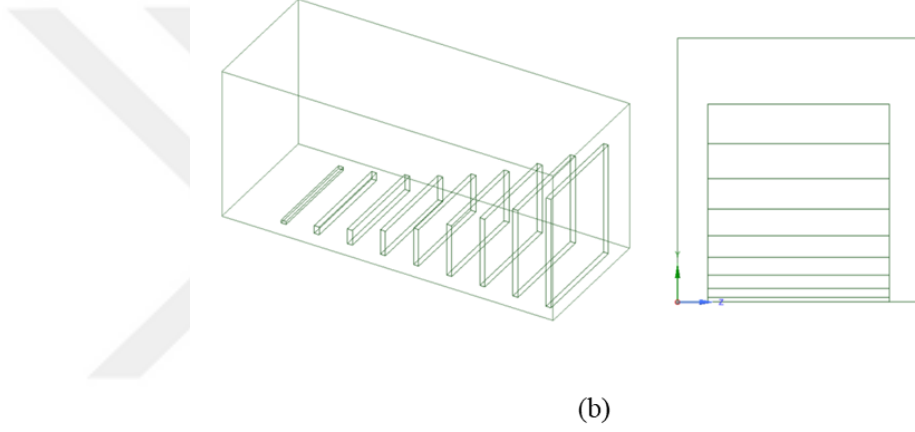
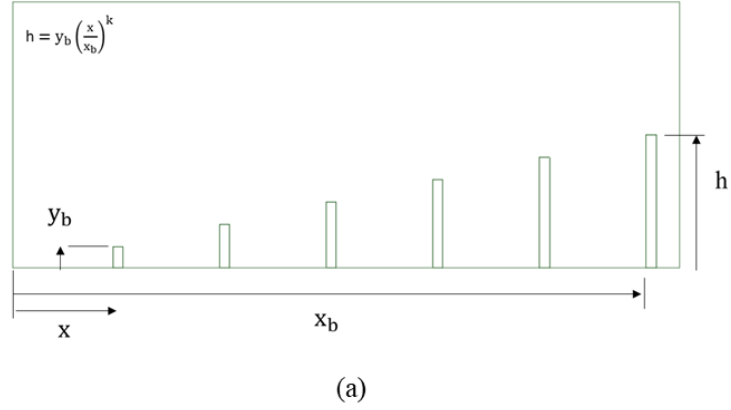


**Şekil 3.5.** Test bölümü giriş ve çıkışındaki hız profili ( $Re_D=10\ 000$ )

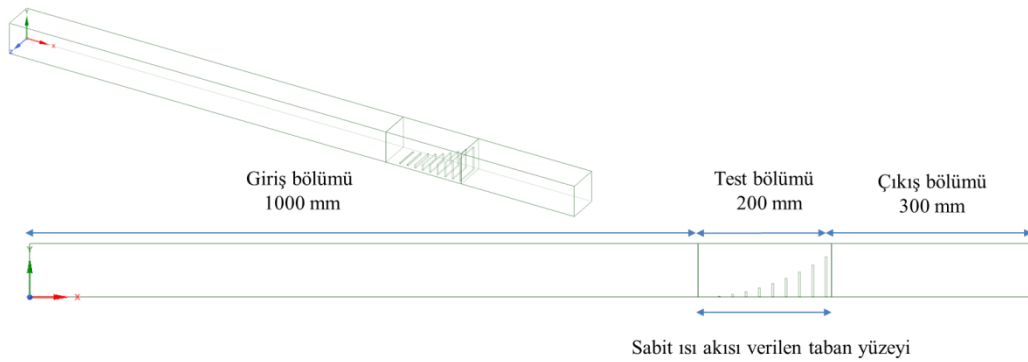
**Çizelge 3.1.** 6 kanatçıklı 40 mm'lik üçgen bir direnç profili için kanatçık boylarının hesaplanması

S/N	$x_b$	$y_b$	$x$	$x/x_b$	$y$
1	190	40	30	0,157	6,32
2	190	40	62	0,326	13,05
3	190	40	94	0,494	19,79
4	190	40	126	0,663	26,53
5	190	40	158	0,831	33,26
6	190	40	190	1	40

Kanal içerisine, Eş. 3.36'daki  $k$  değeri için  $k=1$  (üçgen),  $k=2$  (içbükey),  $k=0$  (düz) olmak üzere, farklı maksimum yükseklik değerlerine kadar (20, 40, 60 mm) artan, farklı kanatçık sayılarına sahip (3, 6, 9) dirençler yerleştirilerek toplamda 27 farklı model elde edilmiştir. Şekil 3.6 (a) ve (b)'de bir direnç boyutları ve kanal içerisindeki görünümü verilmiştir.



**Şekil 3.6.** (a) Direnç boyutlarının gösterimi (b) 9 Kanatçıklı  $h^*=0,75(60 \text{ mm})$  içbükey direnç profilinin kanal içerisindeki görünümü



**Şekil 3.7.** Akış kanalının tam görünümü

Kanal boyunca kanatçıkların yüksekliği ise Eş. 3.36'daki Gardner şekil fonksiyonu kullanılarak belirlenmiş ve katı modelleri SpaceClaim paket programı kullanılarak oluşturulmuştur. Şekil 3.7'de akış kanalının tam görünümü verilmiştir.

$$h = y_b \left( \frac{x}{x_b} \right)^k \quad (3.36)$$

Türbülanslı akış şartlarında hidrodinamik yönden tam gelişmiş hız profilinin oluşması için Eş. 3.37 verilmektedir (Yüncü ve Kakaç,1999 ).

$$10 \leq \frac{x_{fdh}}{D_h} \leq 60 \quad (3.37)$$

### 3.3. Yöntem

Akışkanlar mekaniği yönetim denklemlerini genel olarak zaman bağılı lineer olmayan terimler içeren kısmi diferansiyel denklemler temsil etmektedir. Bu denklemler bazı düzgün geometriler için yapılan özelleştirmelere bağılı çözüm dışında analitik bir çözüme sahip değildir. Bu nedenle yönetim denklemlerinin çözümü nümerik yöntemler ile sağlanabilmektedir. Nümerik yöntemler genel olarak sonlu farklar, sonlu elemanlar ve sınır elemanlar yöntemleri şeklinde 3 ana gruba ayrılır.

Bu çalışmada sonlu farklar yönteminin sonlu hacim yaklaşımı kullanılarak momentum, enerji ve kütle denklemleri eş zamanlı olarak çözülmüştür. Bu amaçla ANSYS–Fluent yazılımından yararlanılmıştır.

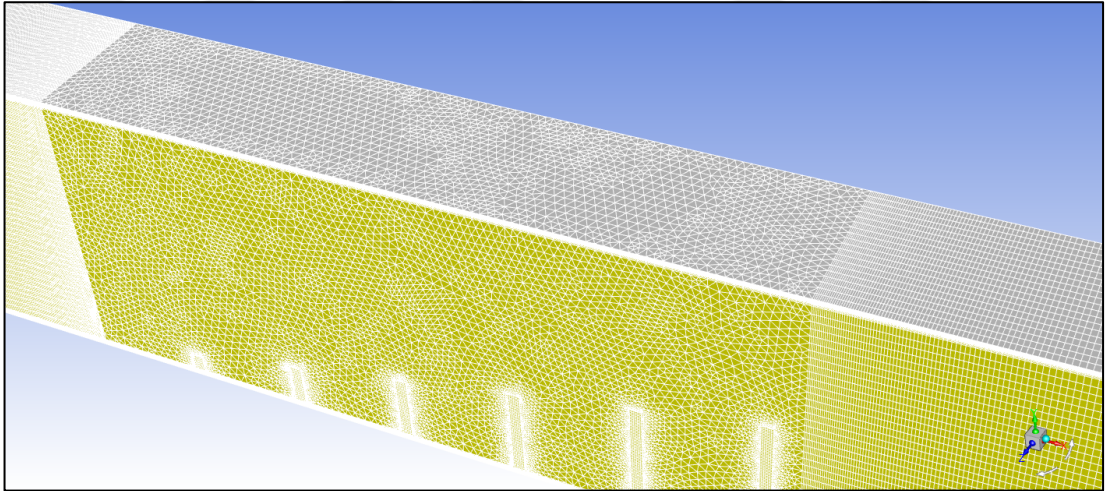
Nümerik modelleme yöntemleri mühendislik problemlerinin çözümünde oldukça etkin olmalarına rağmen uygulanan çözüm yöntemi ve algoritmanın uygunluğuna bağılı olarak hatalar içermektedir. Nümerik çözümlemede öncelikli olarak uygun ağ modelinin, hücre sayısının belirlenmesi doğru çözümleme için bir parametredir.

### 3.3.1. Ağ optimizasyonu

Çalışmada; kanal içerisindeki akışkanın hareketini tanımlayan momentum, kütle ve enerji denklemlerinin çözümlerini elde etmeyi amaçlayan sayısal akışkanlar mekaniği uygulanmıştır. Bu denklemlerin çözümlenmesi ile birlikte elde edilen hız, sıcaklık ve basınç gibi değerler incelenmiştir.

Genel olarak kapsamlı bir uygulama modeli olan sayısal akışkanlar mekaniğinin birçok alt yöntemi bulunmaktadır. Çalışmada bu yöntemlerden biri olan sonlu hacimler metodu kullanılmıştır. Bu uygulama için gerekli olan ağ yapısını oluşturmak için ANSYS paket programından yararlanılmıştır.

Direnç yerleştirilmiş kanalları incelemeye başlamadan önce boş kanal için kalibrasyon deneyleri gerçekleştirilmiştir. Bu deneyler sonucunda optimum ağ yapısı, hücre ve iterasyon sayısı gibi değerler tespit edilmiştir.

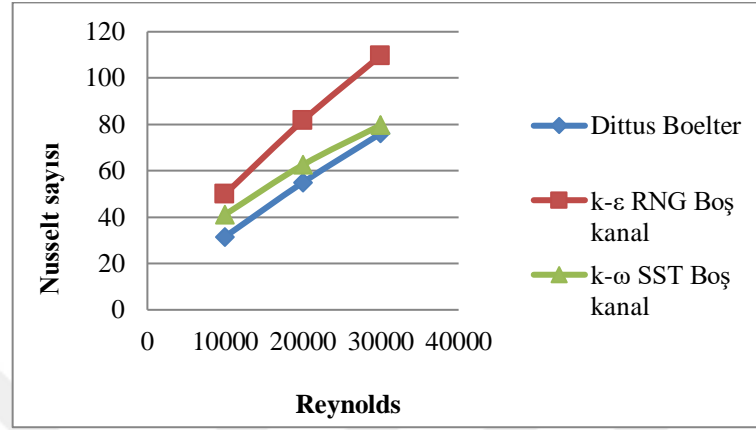


**Şekil 3.8.** Kullanılan ağ yapısı

Ağ optimizasyonu gerçekleştirilirken en yüksek Reynolds sayısı ile çalışılmıştır. Kanalın giriş ve çıkış bölümlerinde “sweep meshing” tipinde ağ yapısı oluşturulmuş sıcaklık ve basınç gibi parametrelerin okunduğu test bölümüne ait giriş ve çıkış yüzeylerinde hücre sayısı artırılmıştır. Direnç yerleştirilmiş kanallarda ise akış



karakteristiklerinin daha iyi tespit edilebilmesi maksadı ile kanatçık yüzeylerindeki ağ dağılımı sıklaştırılmıştır. Şekil 3.8’de kullanılan ağ yapısı görülmektedir.



**Şekil 3.9.** Boş kanalda Dittus–Boelter eşitliği ve farklı türbülans modellerinin karşılaştırılması

### 3.3.2. Çözümün hücre sayısından bağımsız olduğunun gösterilmesi

Boru ve kanallarda tam gelişmiş türbülanslı akış şartları için ısı transfer katsayısını ifade eden Dittus–Boelter eşitliği ile  $k-\epsilon$  ve  $k-\omega$  SST türbülans modellerinin Fluent programında elde edilen sonuçları karşılaştırılmış ve Şekil 3.9’da sunulmuştur.  $k-\omega$  SST türbülans modeli Dittus–Boelter’e daha yakın sonuçlar verdiği için direnç yerleştirilmiş kanal hesaplamalarında  $k-\omega$  SST kullanılmıştır.

**Çizelge 3.2.** Boş kanalda  $Re_D=30\ 000$  için Nu ve f değerlerinin değişimi

Hücre Sayısı	Nusselt Sayısı (Nu)	Yüzey Sürt. Katsayısı (f)	% Nu Fark	% f Fark
531 726	111,19	0,02406	-1,259	-1,537
1 084 838	109,79	0,02369	-0,592	-0,879
1 721 808	109,14	0,02349	-0,430	-0,646
2 601 304	108,67	0,02333	0,018	-0,177
3 000 387	108,69	0,02329		

Ayrıca ısı transferini direkt olarak etkileyen sınır tabaka kalınlığı  $y^+ < 1$  değerine uygun olarak farklı hızlar için tespit edilmiş ve ilk tabaka kalınlığından başlamak üzere duvar yüzeylerinde sık bir sınır tabaka ağ yapısı oluşturulmuştur.

Boş kanal içerisinde gerçekleştirilen kalibrasyon deneyleri en yüksek hız değeri olan 30 000 Reynolds değerinde gerçekleştirilmiştir. Çizelge 3.2’de görüldüğü gibi hücre sayısı yaklaşık olarak 500 000 ile 3 000 000 arasında değiştirilerek farklı sayılarda hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. Hücre sayısının 1 000 000’den sonra artmasının Nu ve yüzey sürtünme katsayılarını fazla değiştirmedeği dolayısı ile hücre sayısının artmasının çözüme etkisinin olmadığı görülmüştür. Bu sebeple, hücre sayısı yaklaşık olarak 1 000 000 seçilmiştir.

### 3.3.3. Çözümün kalıntı değerlerinden bağımsız olduğunun gösterilmesi

Çözümler Çizelge 3.3’te görüldüğü gibi  $10^{-8}$  kalıntı değerine kadar hesaplanmış,  $10^{-4}$  değerinden sonra Nusselt ve yüzey sürtünme katsayısı değerlerinin değişmediği görüldüğünden kalıntı değeri olarak  $10^{-4}$  seçilmiştir. Çözümler farklı hücre sayılarında birçok defa tekrarlanmıştır. Bu çözümler esnasında belli aralıklar ile iterasyonlar durdurulmuş ve alınan sonuçlar arasındaki fark incelenmiştir. Bu inceleme sonucunda 1000 iterasyondan sonra Nu ve f değerlerinin değişmediği görülmüş böylece elde edilen sonuçların iterasyon sayısından bağımsız olduğu görülmüştür.

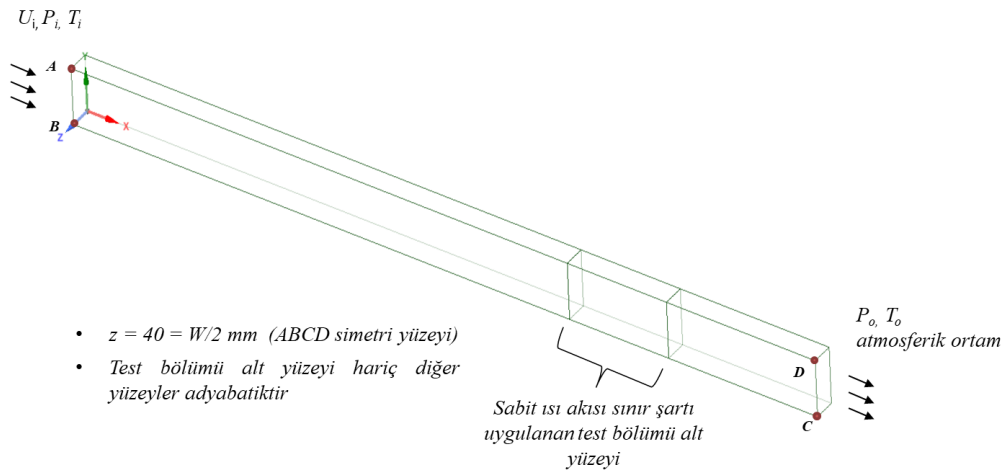
**Çizelge 3.3.** Boş kanalda  $Re_D=30\ 000$  için Nu ve f sayılarının kalıntı değerlerine göre değişimi

Nusselt Sayısı (Nu)	Yüzey Sürt. Katsayısı (f)	% Nu Fark	% f Fark	Kalıntı Değerleri
110,34	0,03197	-1,495	-27,119	$10^{-3}$
108,69	0,023305	0	-0,024	$10^{-4}$
108,69	0,023299	0	-0,010	$10^{-8}$
108,69	0,023297			$10^{-8}$

### 3.3.4. Sınır şartları ve kabuller

Problemin çözümüne başlamadan önce bazı değerlere ait sınır şartlarının girilmesi gerekmektedir.

- Kontrol hacmi içerisindeki akışkan 3 boyutlu olarak incelenmiştir. Newton tipi sıkıştırılmaz akışkandır. Fiziksel özellikleri sabittir.
- Akışkan olarak hava kullanılmıştır ( $Pr=0,7$ ).
- Akışkanın giriş sıcaklığı 298 K olup giriş/çıkış basıncı atmosferik basınçtır.
- $10\ 000 \leq Re \leq 30\ 000$  aralığında çalışılmıştır.
- Işıma ile oluşan ısı transferi göz ardı edilmiştir.
- Yer çekimi etkileri ihmal edilmiştir.



**Şekil 3.10.** Problemde kullanılan sınır şartları

#### 3.3.4.1. Giriş sınır şartı

Akışkan olarak kullandığımız hava  $T_i=298$  K sıcaklığında olup kanala uniform hızda girmektedir. Üç farklı Reynolds sayısı için  $U_i$  hızları sırası ile 1,9, 3,9 ve 5,84 m/s değerlerinde tanımlanmıştır.

$$x = 0 \text{ 'da, } \quad u = U_i \quad v = 0 \quad w = 0 \quad T = T_i \quad P = P_i \quad (3.38)$$

Türbülans yoğunluğu (I) %5 olarak belirlenmiştir.

$$I = 0,16(\text{Re}_{\text{DH}})^{-1/8} = 0,046 < \%5$$

### 3.3.4.2. Duvar sınır şartı

Kanalın ısıtılmayan yüzeyleri için yalıtılmış sınır şartı uygulanmıştır.

$$y=H \text{ da, } \frac{\partial T}{\partial y} = 0$$

$$z=W/2 \text{ de, } \frac{\partial T}{\partial z} = 0$$

Kanalın kanatçıklı bölümünün alt yüzeyinden sabit ısı akısı sınır şartı uygulanmıştır.

$$y=0 \text{ da, } -k \frac{dT}{dy} = q'' \quad (3.39)$$

$q'' = 2000 \text{ W/m}^2$  dir.

Kanal duvarlarında kayma oluşmadığı;  $y=0$  ve  $y=H$ 'da,  $u=v=w=0$  ve  $z=W/2$ 'de,  $u=v=w=0$  kabul edilmiştir.

### 3.3.4.3. Simetri sınır şartı

Problemin çözümünü kısaltmak amacı ile simetrik şekle sahip modelimize  $z=40 \text{ mm}$  de simetri sınır şartı uygulanmıştır.

$$z=40 \text{ mm, } \frac{\partial u}{\partial z} = 0, \quad \frac{\partial v}{\partial z} = 0, \quad \frac{\partial w}{\partial z} = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial z} = 0 \quad (3.40)$$

#### 3.3.4.4. Çıkış sınır şartı

Akışkan kanaldan sonra çevre ortama çıkmaktadır. Fluent içerisinde bu durum “pressure–outlet” olarak seçilmiştir. Dış ortam sıcaklığı 298 K olarak seçilmiştir.

$$x=1500 \text{ mm} \quad u=U_o \quad T=T_o, \quad P=P_o \quad (3.41)$$

### 3.4. Türbülans Modeli

Türbülans, Navier–Stokes denklemleriyle tanımlanır. Denklemlerin direkt nümerik simülasyon (DNS) ile çözülmesi, bilgi işlem gücü ve zaman açısından değerlendirildiğinde çok fazla CPU gücüne ihtiyaç duyar. Bu nedenle, türbülansın tamamını veya en azından bir kısmını filtrelemek için Navier–Stokes denklemlerine ortalama alma yöntemleri uygulanır. Uygulanan en yaygın ortalama alma yöntemi Reynolds Ortalamalı Navier–Stokes (RANS) modelidir. Bu işlemle, tüm türbülanslı yapılar akıştan elimine edilir ve ortalama hız ve basınç alanlarının yumuşak bir şekilde değişimi elde edilebilir. Ancak, bu işlem, taşıma denklemlerine (Reynolds gerilmeler ve akış) ek bilinmeyen terimler getirir. RANS'a alternatif, Ölçek Çözme Simülasyonu (SRS) ve Büyük Eddy Simülasyonudur (LES). Bunların dışında yeni birçok model (RANS ve LES arasındaki modeller) mevcuttur.

Bütün türbülans problemleri için farklı türbülans modelleri geliştirilmiştir. Türbülans modelinin seçimi, akışın fiziği, hata oranı ve simülasyon için gerekli zaman gibi hususlara bağlıdır. Simülasyonun kalitesi, seçilen türbülans modeli ile doğru orantılıdır. Dolayısı ile seçilen model için uygun bir ağ (mesh) yapısının belirlenmesinin yanı sıra uygun model seçimini yapmak da önemlidir. Belirli bir uygulama için hangi modelin en iyi olduğunu kategorik olarak belirtmek mümkün olmamakla birlikte, uygun türbülans modelini seçilmesine yardımcı olacak genel kılavuzlar literatürde verilmektedir. (ANSYS Fluent User’s Guide, 2013)

## Reynolds Ortalamalı Navier–Stokes Türbülans Modelleri (RANS)

RANS modelleri karmaşık türbülanslı endüstriyel akışları hesaplamak için en ekonomik yaklaşımı sunar. Bu modellerin tipik örnekleri şunlardır,

### Spalart–Allmaras modeli

#### k– $\epsilon$ modeli

- Standart k– $\epsilon$  modeli
- RNG (Renormalization–group) k– $\epsilon$  modeli
- Realizable k– $\epsilon$  modeli

#### k– $\omega$ modeli

- Standart k– $\omega$  modeli
- SST(Shear Stress Transport) k– $\omega$  modeli

#### SST Geçiş modeli

### Reynolds gerilme modelleri (RSM)

- 1. derece basınç–gerilme RSM modeli
- 2. derece basınç–gerilme RSM modeli
- Gerilme–omega RSM modeli

LES (Large Eddy Simulation) modellerinin örneklerinden bazıları ise şunlardır,

- Smagorinsky–Lilly (subgrid–scale) modeli
- WALE (subgrid–scale) modeli
- Dinamik Smagorinsky modeli
- Dinamik kinetik enerji (subgrid–scale) modeli
- Duvar modeli LES (WMLES)
- Duvar modeli LES S– $\Omega$  (WMLES S– $\Omega$ )

Standart  $k-\varepsilon$  türbülans modeli doğruluk hassasiyeti, dayanıklılık ve tasarruf özellikleri ile pratik endüstriyel uygulamalar için sıkça kullanılan yarı ampirik bir modeldir. Bu model türbülans kinetik enerjisi  $k$  ve dağılma oranı  $\varepsilon$  için oluşturulan taşınım denklemleri üzerine kuruludur. Model oluşturulurken, akışın tamamen türbülanslı olduğu ve moleküler viskozitenin etkilerinin ihmal edilebileceği varsayılmıştır. Dolayısı ile model, sadece tam gelişmiş türbülanslı akışlar için geçerlidir.

Problemin çözümünde kullanılan  $k-\omega$  SST türbülans modeli ise; duvar yakını bölgede gerçekleşen türbülanslı akışı ve bu bölgeden uzaktaki serbest akış özelliklerini inceleyen  $k-\varepsilon$  türbülans modelinin birleşmiş bir halidir. Bu modele ait taşınım denklemleri Fluent içerisinde aşağıdaki şekilde yazılır;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - Y_k + S_k \quad (3.42)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (3.43)$$

Bu eşitliklerdeki  $G_k$ , ortalama hız gradyenlerine bağlı türbülans kinetik enerjisinin üretimini,  $G_\omega$ ,  $\omega$  üretimini,  $Y_k$  ve  $Y_\omega$  türbülansın dolaylı olarak  $k$  ve  $\omega$  yıkımını,  $D_\omega$ , çapraz yayılım terimini,  $S_k$  ve  $S_\varepsilon$  kullanıcı tarafından girilen sabitleri gösterir.

Türbülans viskozitesi ise;

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max \left[ \frac{1}{a^*}, \frac{SF_2}{a_1 \omega} \right]} \quad (3.44)$$

şeklinde ifade edilir (Anonim, 2009).

### 3.4.1. Denklemlerin ayrıştırılması

Fluent paket programı, genel taşınım (transport) denklemlerini cebirsel denklemlere dönüştürerek sayısal olarak çözmek için kontrol hacmi yöntemini kullanmaktadır. Bu yöntem, her bir kontrol hacmi ile ilgili taşıma denklemini kullanarak, korunma denklemlerini kontrol hacmi bazında ifade eden ayrı bir denklem oluşturur. Denklemler sonucunda, tüm hücrelerden elde edilmiş skaler değerler  $\Phi$ , hücre merkezlerinde tutulur. Fakat, Eş. 3.48 içerisindeki taşınım terimleri için, yüzeylerde hesaplanan skaler değerlere de  $\Phi_f$  ihtiyaç duyulur. Bu büyüklükler merkezde tutulan değerlerin interpolasyonu ile hesaplanırlar. “Upwind Scheme” bu büyüklüklerin interpolasyonu ile hesaplanması işlemidir. Bu işlem gerçekleştirilirken yüzey değerleri  $\Phi_f$  hücrelerin hız vektörünün normaline göre üst yüzeylerinden alınır. Fluent bu işlemi yaparken “First–Order Upwind”, “Second–Order Upwind”, “QUICK” ve “Power Law” gibi çeşitli seçenekler sunar. Bu işlem herhangi bir V kontrol hacmi için aşağıdaki şekilde yazılır.

$$\int_V \frac{\partial \rho \Phi}{\partial t} dV + \oint \rho \Phi \vec{v} \cdot d\vec{A} = \oint \Gamma_\Phi \nabla_\Phi \cdot d\vec{A} + \int_V S_\Phi dV \quad (3.45)$$

Burada;  $\Phi$ ; skaler değişken,  $\rho$ ; yoğunluk [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ],  $\vec{v}$ ; hız vektörü ( $u_i + v_j$ ) [ $\text{m}/\text{s}$ ],  $\vec{A}$ ; yüzey alan vektörü [ $\text{m}^2$ ],  $\Gamma_\Phi$ ;  $\Phi$  için yayılım katsayısı,  $\nabla_\Phi$ ;  $\Phi$ 'nin değeri  $(\frac{\partial \Phi}{\partial x} i + \frac{\partial \Phi}{\partial y} j)$ ,  $S_\Phi$ ; her bir hacimdeki  $\Phi$  kaynağı olarak tanımlanır.

Eş. 3.45 tüm hesaplama alanındaki her kontrol hacmine uygulanır ve bu denklemin ayrıştırılması sonucunda Eş. 3.46 elde edilir.

$$\frac{\partial \rho \Phi}{\partial t} V + \sum_f^{N_{\text{faces}}} \rho_f \vec{v}_f \Phi_f \cdot \vec{A}_f = \sum_f^{N_{\text{faces}}} \Gamma_\Phi \nabla_\Phi \cdot \vec{A}_f + S_\Phi V \quad (3.46)$$

Eş. 3.46’da,  $N_{\text{faces}}$ ; hücreyi çevreleyen yüzey sayısı,  $\phi_f$ ; f yüzeyi boyunca alınan  $\Phi$  değeri,  $\rho_f \vec{v}_f \Phi_f \cdot \vec{A}_f$ ; yüzeydeki kütle akısı [ $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ],  $\vec{A}_f$ ; yüzey alan vektörü [ $\text{m}^2$ ]  $|\vec{A}| =$



$|A_x i + A_y j|$ ,  $\nabla_{\Phi f}$ ;  $\Phi$ 'nin  $f$  yüzeyi üzerindeki büyüklüğü ve  $V$ ; hücrenin hacmidir [ $m^3$ ].

Ayrıklaştırılmış skaler transport denklemi olan Eş. 3.46 komşu elemanlarda olduğu gibi hücre merkezindeki bilinmeyen  $\Phi$  değişkenini içerir. Bu yüzden doğrusal olmayan özelliktedir. Bu eşitliğin doğrusal hali;

$$\alpha_p \Phi = \sum_{nb} \alpha_{nb} \Phi_{nb} + b \quad (3.47)$$

şeklinde yazılır. “nb” ifadesi komşu hücreyi tanımlarken  $\alpha_{nb}$  ve  $\alpha_p$ ,  $\Phi_{nb}$  ve  $\Phi$  nin doğrusallaştırma katsayılarıdır. Her bir komşu hücrenin sayısı ağ yapısı ile ilişkili olup sınır hücrelerinin dışında hücreleri çevreleyen yüzey sayısına eşittir.

Fluent tarafından çözülen denklem kümelerinin doğrusal olmaması  $\Phi$  değişkeninin kontrol edilmesini gerekli kılar. Bu durum,  $\Phi$  değişkeninin değerinin her iterasyonda azalmasını sağlayan relaksasyon işlemi ile gerçekleştirilir.

$$\Phi = \Phi_{old} + \alpha \Delta \Phi \quad (3.48)$$

Değişkenin yeni değeri  $\Phi$ , bir önceki değerine  $\Phi_{old}$  göre belirlenir.  $\Delta \Phi$ ,  $\Phi$  üzerinde hesaplanan değişimi,  $\alpha$  ise relaksasyon katsayısını ifade eder. Relaksasyon parametreleri olarak Çizelge 3.4'teki değerler seçilmiştir.

**Çizelge 3.4.** Relaksasyon parametreleri

Parametreler	Değerler
Basınç	0,3
Yoğunluk	1
Kuvvetler	1
Momentum	0,7
Türbülans Kinetik Enerji	0,8
Türbülanslı Yayılım Oranı	0,8
Türbülans Viskozite	1
Enerji	1

#### 3.4.1.1. Birinci derece ayrıklaştırma yöntemi

Hücre yüzlerindeki değişken değerler, herhangi bir alan değişkeninin hücre merkezi değerlerinin, aynı hücrenin ortalama değerini temsil ettiği ve bütün hücre boyunca tutulduğu varsayılarak belirlenir. Dolayısı ile, her bir hücrenin merkezinde toplanan değişken değerleri ile hücre yüzeylerinden alınacak değerler birbirlerine eşit kabul edilir ( $\Phi_f = \Phi$ ). Hem sıkıştırılamayan hem de sıkıştırılabilen akışkan çözümlerinde kullanılabilir.

#### 3.4.1.2. Üstel ayrıklaştırma yöntemi

Bu yöntem; tek boyutlu bir taşınım (konveksiyon)–difüzyon denkleminin tam çözümü kullanarak bir değişkenin yüzey değerini  $\Phi$  hesaplar.

#### 3.4.1.3. İkinci derece ayrıklaştırma yöntemi

Hücre yüzeylerindeki değerler çok yönlü doğrusal bir yaklaşım ile hesaplanır. Bu yaklaşımda, hücre yüzeylerinde hücre merkezli Taylor Serisi açılımı kullanılarak, yüksek hassasiyetli bir çözüm sağlanır. Yüzey değerlerini hesaplamada aşağıdaki denklem kullanılır (Anonim, 2009).

$$\Phi_{f,SOU} = \Phi + \nabla\Phi \cdot \vec{r} \quad (3.49)$$

Burada,  $\Phi$ ; hücre merkezli değerler,  $\nabla\Phi$ ; üst yüzeydeki grandyen,  $\vec{r}$  ise; hücre merkezinden yüzeyin geometrik merkezine olan deplasman vektörüdür.

**Çizelge 3.5** Hesaplamalarda kullanılan ayırıklaştırma yöntemleri

Parametreler	İnterpolasyon Yöntemleri
Basınç	Standard
Momentum	Second Order Upwind
Türbülans Kinetik Enerji	Second Order Upwind
Türbülanslı Yayılım Oranı	Second Order Upwind
Enerji	Second Order Upwind

### 3.4.2. Sıkıştırılamaz akış için kalıntıların tanımlanması

Ayrıklaştırmadan sonra P hücresi için genel değişken  $\phi$  aşağıdaki şekilde yazılır;

$$\alpha_P \Phi_P = \sum_{nb} \alpha_{nb} \Phi_{nb} + b \quad (3.50)$$

$\alpha_P$ ; merkez katsayısı olarak ifade edilir.

$$\text{Burada, } \alpha_P = \sum_{nb} \alpha_{nb} - S_P \quad (3.51)$$

$\alpha_{nb}$ ; komşu hücreler için tesir katsayısı, b; kaynak terimin ( $S_c$ ) ve sınır koşullarının etkisinden kaynaklanan sabit terim, S;  $S_c + S_P \phi$  olarak tanımlanır.

P hücresi için birimsiz  $R^\phi$  kalıntı değerleri aşağıdaki eşitlik ile ifade edilir;

$$R^\phi = \sum_{\text{cells } P} |\sum_{nb} \alpha_{nb} \Phi_{nb} + b - \alpha_P \Phi_{P\Phi_P}| \quad (3.52)$$

Üstteki eşitliğin boyutlandırılmış şekli aşağıdaki gibi yazılır;

$$R^\phi = \frac{\sum |\sum_{nb} \alpha_{nb} \Phi_{nb} + b - \alpha_P \Phi_{P\Phi_P}|}{\sum_{\text{cells } P} |\alpha_P \Phi_{P\Phi_P}|} \quad (3.53)$$

Süreklilik denklemi için, sıkıştırılamaz akışta boyutsuz kalıntı değerleri;

$$R^C = \sum_{\text{cells } p} |P \text{ hücresindeki kütle oluşum oranı}| \quad (3.54)$$

Süreklilik denklemi için sıkıştırılamaz akışın normalize edilerek boyutlandırılmış kalıntı değerleri, M sayıda iterasyon sonunda aşağıdaki şekilde hesaplanır (Anonim,2009).

$$R^\Phi = \frac{R_{\text{iterasyon N}}^\Phi}{R_{\text{iterasyon M}}^\Phi} \quad (3.55)$$

### 3.4.3. Kanal içi akışlarda duvar yakını yaklaşımı

Türbülanslı akış, duvarların varlığından önemli ölçüde etkilenir. Özellikle duvarın pürüzsüzlüğü, hız alanı üzerinde etkilidir. Duvara yakın bölgede sürtünme ve kinematik engellemenin etkisi ile hız düşer. Duvar yüzeyinden uzaklaştıkça hız vektörünün büyümesi neticesinde artan kinetik enerji ile birlikte türbülans hızla artar. Duvar yüzeyine yakın mesafelerde oluşan türbülans ve ısı transferinin daha iyi çözümlenebilmesi için duvar yüzeyine yakın bölgede (viskoz tabaka ) daha ince bir ağ yapısı kullanılmalıdır. Bu ağ yapısı boyutsuzlaştırılmış viskoz tabaka kalınlığı olan  $y^+$  ile ifade edilir. Buna göre ağ yapısı oluşturulurken viskoz tabaka kalınlığı olarak bilinen tabaka içerisine ilk tabaka kalınlığından ( $\Delta y$ ) başlamak üzere düzgün katmanlar oluşturulur. Kullanılan çözüm yöntemi için  $y^+ < 1$  olacak şekilde ( $Re_D=30000$ ) aşağıdaki hesaplamalar gerçekleştirilmiştir.

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

$$u = \frac{30000 \times 1,84 \times 10^{-5} (\text{Pa.s})}{1,183 (\text{kg/m}^3) \times 0,08 [\text{m}]} = 5,84 \text{ m/s}$$

Boyutsuz sürüklenme katsayısı;

$$C_f = \frac{0,058}{Re^{0,2}} = 7,38 \times 10^{-3}$$

Duvar kayma gerilimi;

$$\tau_w = 0,5 C_f \rho u^2 = 0,016 \text{ N/m}^2$$

Sürüklenme hızı;

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} = 0,118 \text{ m/s}$$

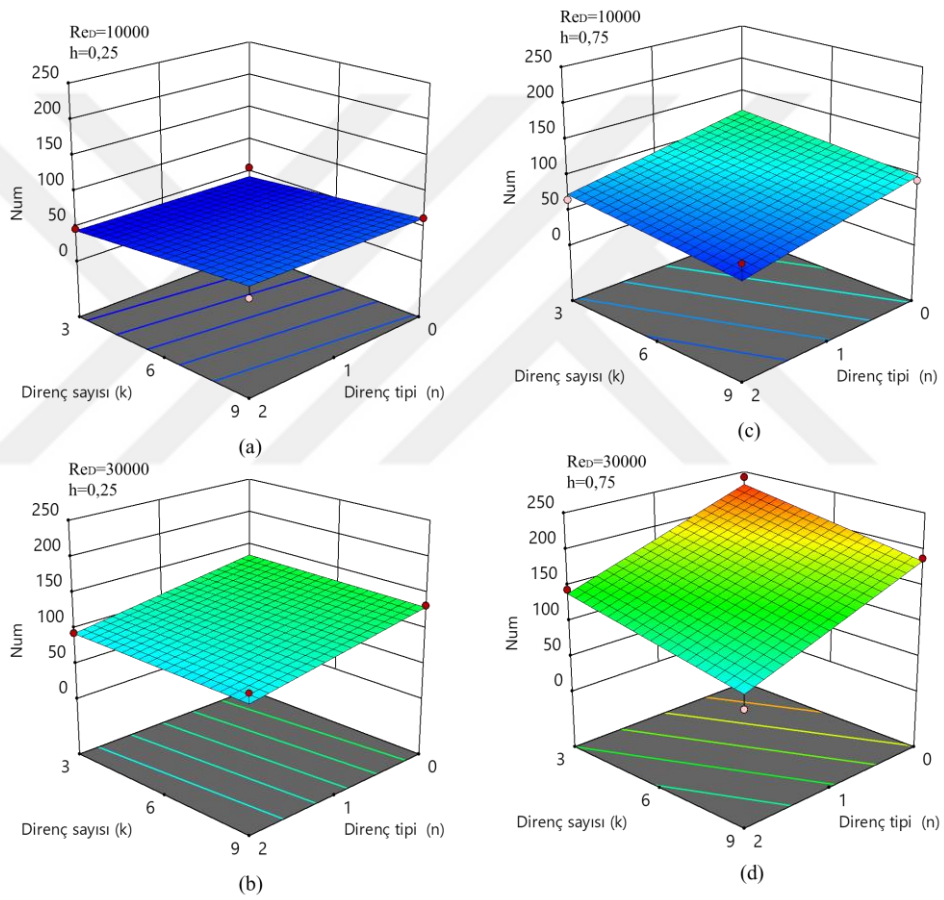
İlk tabaka yüksekliği;

$$\Delta y = \frac{y^+ \mu}{\rho u_\tau} = 0,01 \text{ mm}$$

## 4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

Boş kanalda yapılan ağ optimizasyonu neticesinde elde edilen farklı Reynolds sayılarına ait ağ yapıları direnç yerleştirilmiş kanallar için uygulanmış ve hesaplamalar gerçekleştirilmiştir.

### 4.1. Isı Transferi



**Şekil 4.1.** Direnç yüksekliği  $h^*=0,25$  ve  $h^*=0,75$  için,  $Re_D=10\ 000$  ve  $Re_D=30\ 000$  değerlerinde ortalama Nusselt sayısının ( $Nu_m$ ) değişimi

Şekil 4.1’de direnç yüksekliği  $h^*=0,25$  ve  $h^*=0,75$  değerleri için direnç sayısı (k), direnç tipi (n) ve Reynolds sayısının ( $Re_D$ ) ortalama Nusselt sayısı ( $Nu_m$ ) üzerindeki etkisi verilmiştir.  $h^*=0,25$  için  $Re_D$ ’nin 10 000 değerinde  $Nu_m$  yaklaşık 50 civarında değişmektedir.  $h^*$  ve  $Re_D$ ’nin düşük değerlerinde direnç sayısının  $Nu_m$  üzerindeki etkisi oldukça düşüktür ve direnç sayısının 3’ten 9’a çıkması durumunda  $Nu_m$

üzerindeki artış yaklaşık %10 civarındadır. Bununla birlikte direnç tipinin etkisi yok denecek kadar azdır (Şekil 4.1(a)).

$Re_D$ 'nin yüksek değerinde ise kanatçık sayısının  $Nu_m$  üzerindeki etkisi yok denecek kadar az olurken direnç tipi içbükeyden ( $n=2$ ) düze ( $n=0$ ) geçtiğinde  $Nu_m$  değerinin lineer olarak arttığı, bu artışın yaklaşık %55 civarında olduğu görülmektedir (Şekil 4.1(b)).

Direnç yüksekliği arttığında ise, düşük  $Re_D$  sayısında bile direnç tipinin ( $n$ ) etkisi artmakta buna karşın direnç sayısı ( $k$ ) arttıkça  $Nu_m$  değeri düşük oranda azalmaktadır (Şekil 4.1(c)). Bu durum yüksek  $h^*$  ve  $Re_D$  değerinde daha belirgin olarak görülmektedir.  $Re_D$  değeri 10 000'den 30 000 değerine çıktığında maksimum  $Nu_m$  artmaktadır. Şekil 4.1(d)'de görüldüğü gibi direnç tipi içbükeyden ( $n=2$ ) düze ( $n=0$ ) değiştiğinde  $Nu_m$  artış hızı düşük direnç sayısında ( $k$ ) daha fazla olmaktadır.

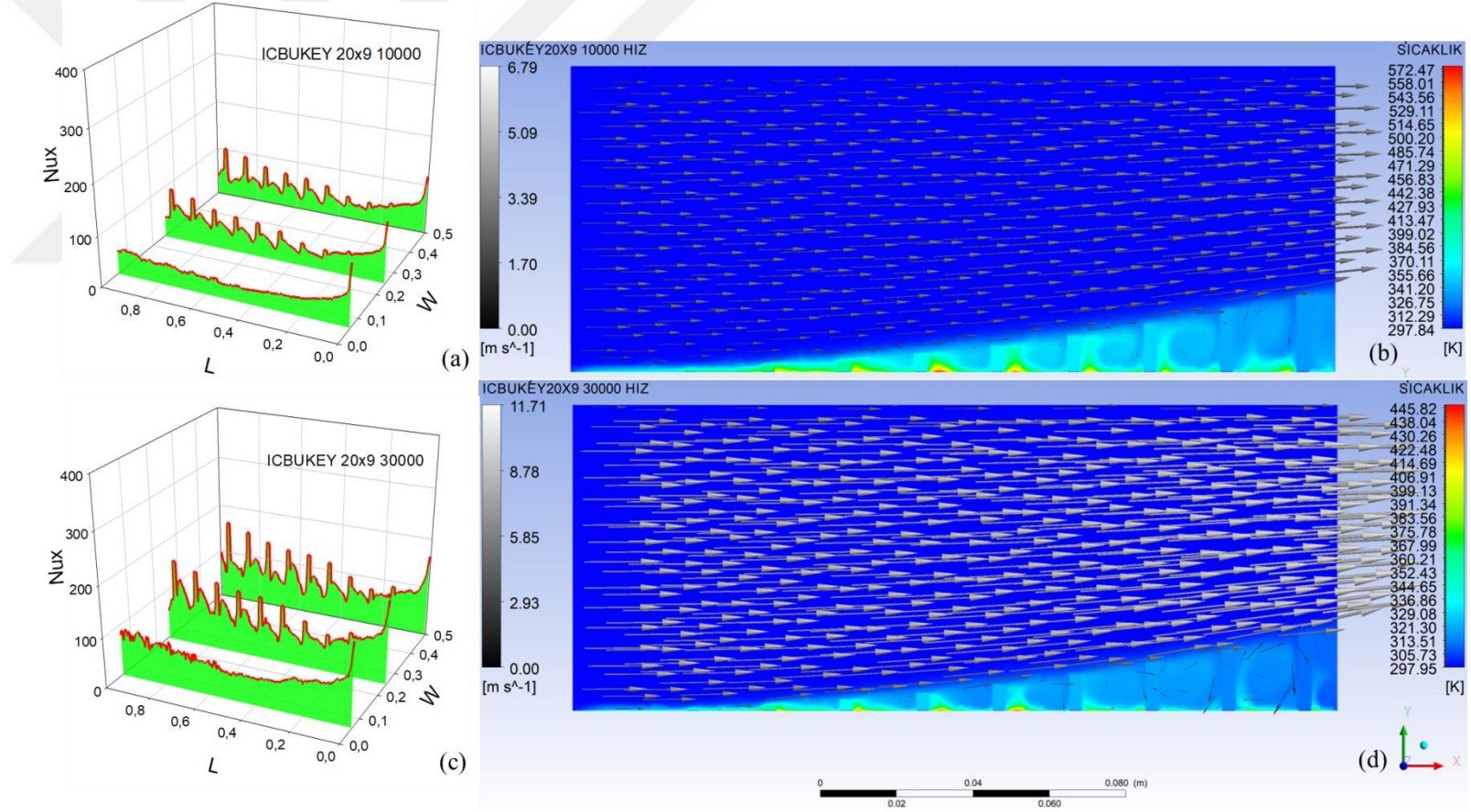
Yukarıda verilmiş olan bu durumun hangi fiziksel davranışlara bağlı olarak oluştuğunu belirlemek için Şekil 4.2 ve Şekil 4.3'ün dikkatlice incelenmesi gerekmektedir. Şekil 4.2'den görüldüğü gibi test bölümü simetri yüzeyine yaklaştıkça yerel Nusselt sayısının ( $Nu_x$ ) arttığı, yüzeyden uzaklaştıkça  $Nu_x$ 'in kanal boyuna bağlı olarak azaldığı görülmektedir. Şekil 4.2(a)'da görüldüğü gibi kanalın test bölümü içerisinde kullanılan dirençler hem genişletilmiş davranış göstermekte hem de sınır tabakanın periyodik olarak parçalanmasına neden olduğu açıkça görülmektedir.

Şekil 4.2(b)'de hız vektörlerinin test bölümü giriş ve çıkışında çok büyük bir fark oluşturmadığı görülmektedir. Buna bağlı olarak içbükey ( $n=2$ ) direnç tipinde direnç yüksekliği ( $h^*$ ) azaldıkça, direncin kanatçık etkisi azaldığı gibi, akışkanın yüzeyden kopmasına neden olduğu ve buna bağlı olarak da çekilen ısının azaldığı görülmektedir. Test bölümü boyunca direnç yüksekliğinin ( $h^*$ ) artması; dirençlerin kanatçık etkisini arttırmakta, buna karşın ısıtma yüzeyinde oluşturduğu vorteks alanının artması ile sonuçlanmaktadır. Buradan anlaşılacağı üzere, direnç

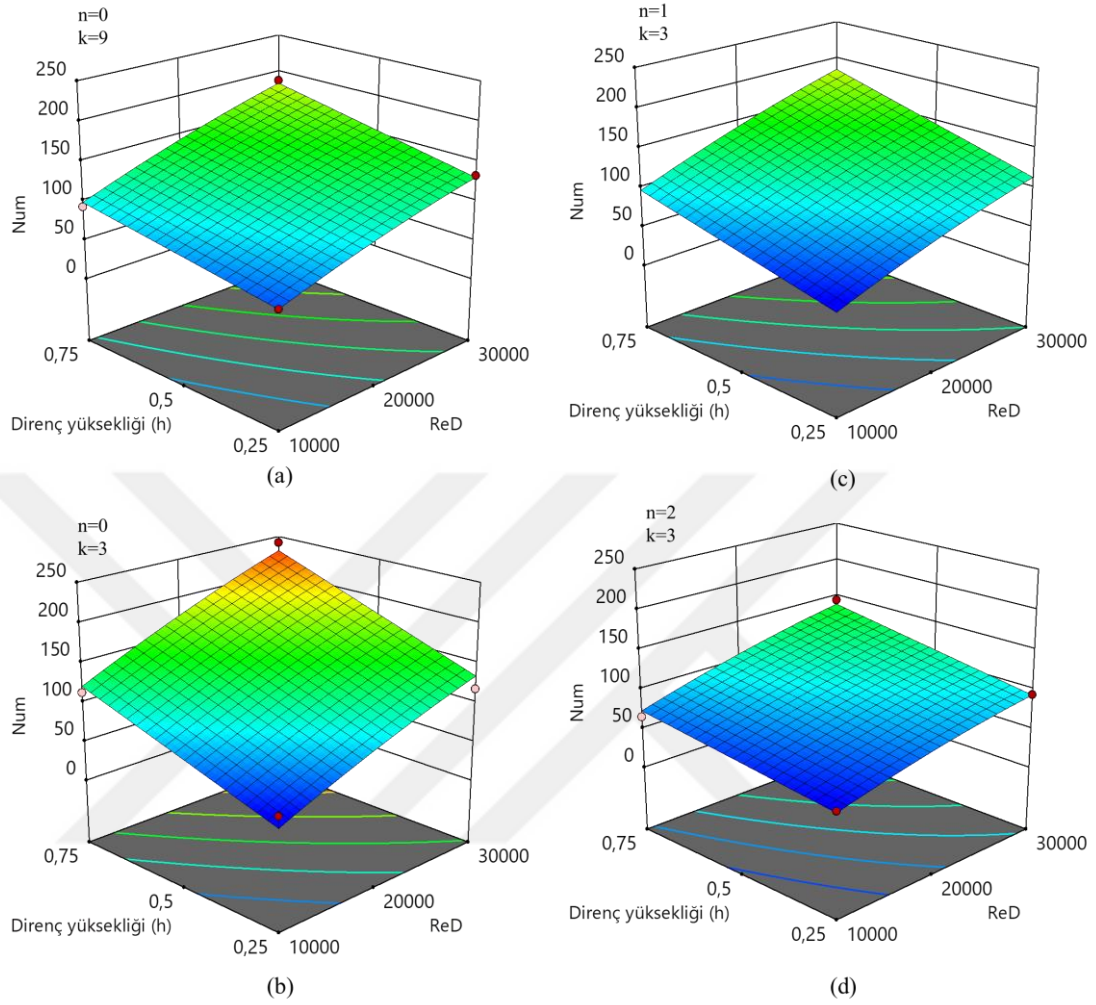
yüksekliğinin ( $h^*$ ) belli değerine kadar dirençlerin kanatçık etkisi oldukça düşük olmaktadır.

$Re_D=30\ 000$  olduğunda,  $Nu_x$  test bölümünün simetri yüzeyinde yaklaşık 170 değerine kadar çıkmaktadır. Benzer olarak içbükey ( $n=2$ ) direnç konfigürasyonunda, direnç yüksekliğinin ( $h^*$ ) düşük olduğu bölgelerde çekilen ısı miktarının daha az, direnç yüksekliği arttıkça çekilen ısı miktarının daha fazla olduğu görülmektedir (Şekil 4.2(c), (d)). Bu durum Şekil 4.1(c) ve (d)'de belirlenen durumla ters görünse de gerçekte böyle değildir. Çünkü, test bölümü girişinde akışkan ve yüzey sıcaklık farkı daha yüksek olurken, test bölümü boyunca bu fark azalmaktadır. Bu durum test bölümü girişinde  $Nu_x$ 'in daha yüksek olması ile sonuçlanmaktadır.





Şekil 4.2. İçbükey (n=2) direnç tipinde 20 mm direnç yüksekliği (h\*=0,25) ve 9 direnç sayısında (k), Re<sub>D</sub> değişimine göre yerel Nusselt sayısının (Nu<sub>x</sub>) ve hız sıcaklık dağılımlarının değişimi



**Şekil 4.3.** Direnç sayısı ( $k$ ) 3 ve 9 için direnç tipinin ( $n$ ) direnç yüksekliği ( $h^*$ ) ve Reynolds sayısının ( $Re_D$ ) ortalama Nusselt sayısı ( $Nu_m$ ) üzerindeki etkisi

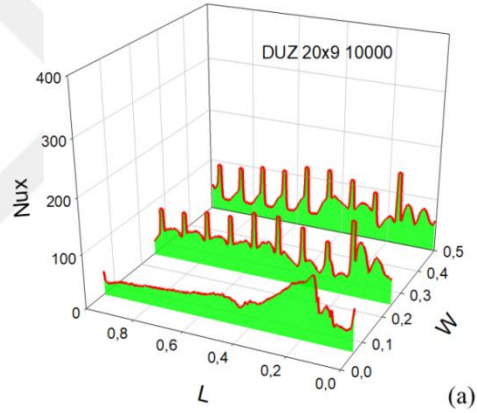
Şekil 4.3'te görüldüğü gibi düz direnç ( $n=0$ ) tipinde direnç yüksekliği ( $h^*$ ) arttıkça, ısı transferi de lineer olarak artmaktadır. Ayrıca  $Re_D$  arttıkça,  $Nu_m$  değeri de artmaktadır (Şekil 4.3(a)). Bununla birlikte direnç sayısı ( $k$ ) azaldıkça  $Nu_m$  değeri artmaktadır (Şekil 4.3(c)). Direnç tipi ( $n$ ) lineer üçgen ( $n=1$ ) olduğunda,  $Nu_m$  değeri düz direnç ( $n=0$ ) durumuna göre azalmakta, içbükey ( $n=2$ ) olduğunda ise minimuma düşmektedir. Burada  $Nu_m$  değerinin  $Re_D$  ve direnç yüksekliği ( $h^*$ ) ile doğru, direnç tipi ( $n$ ) ve direnç sayısı ( $k$ ) ile ters orantılı olduğu görülmektedir (Şekil 4.3(d)).

Şekil 4.4(a)'da  $k=9$  ve  $n=0$  için yerel Nusselt ( $Nu_x$ ) sayısının test bölümü boyunca değişimi verilmektedir. Elde edilen bulgulara göre tasarlanan direnç konfigürasyonu

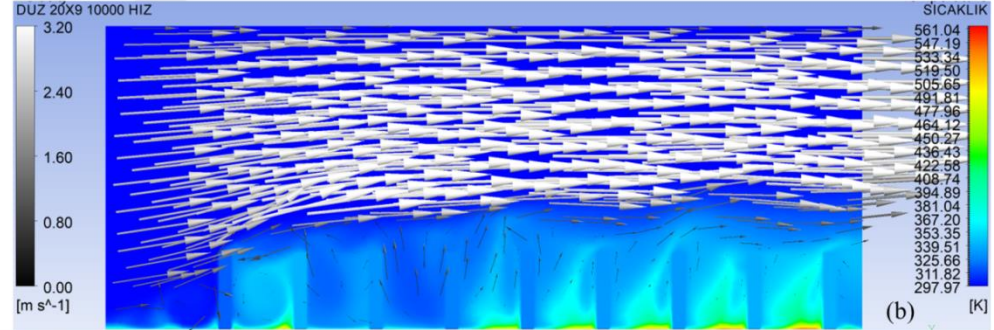
ısı transferi ve basınç kaybı açısından bazı ilginç sonuçlar da vermektedir. Şöyle ki, test bölümünde akışkan ilk dirence çarpmakta ve jet etkisi ile direnci soğutmaktadır. İlk direncin üzerinde kesit daralmasına bağlı olarak test bölümü içerisindeki dirençler arası bölgede akışkan kopmasına bağlı negatif basınç alanı oluşmaktadır. Bu bölgede ısıtma yüzeyini daha az akışkan süpürdüğü için çekilen ısı azalmaktadır (Şekil 4.4(b)).

Akışkan test bölümü boyunca dirençler arasında vorteksler oluşursa da, test bölümü ilerledikçe dirençler arası bölgede nispeten ölü alanlar artmakta ve ağırlıklı olarak dirençlerin kanatçık etkisine bağlı olarak ısı transferi artmaktadır. Direnç sayısı azaldıkça her ne kadar dirençlerin kanatçık etkisine bağlı olarak  $Nu_m$  sayısı azalsa da, dirençler arası bölgede vorteksler oluşmakta ve akışkan ısıtma yüzeyini daha fazla süpürmektedir.

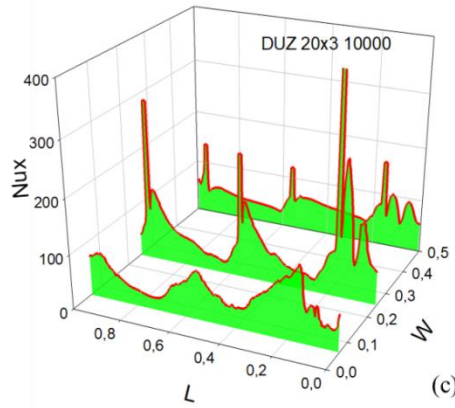
Direnç sayısının (k) 9 değerinde ilk dirençler arası bölgede akışkan kopmasına bağlı olarak yerel ısı transferinde nispeten düşük değerler görülse de direnç sayısı 3'e düştüğünde aynı bölgede akışkan hareketi artmakta ısıtma yüzeyini daha fazla ve daha hızlı akışkan süpürerek ısı transferinin artmasını sağlamaktadır. Direnç sayısının fazla olması dirençlerin kanatçık etkisini arttırırken, direnç sayısı azaldıkça dirençlerin kanatçık etkisinin azalması ile sonuçlanmasına rağmen dirençlerin akışkan üzerindeki türbülans etkisini arttırmakta bu da daha fazla ısı transferi ile sonuçlanmaktadır (Şekil 4.4(d)).



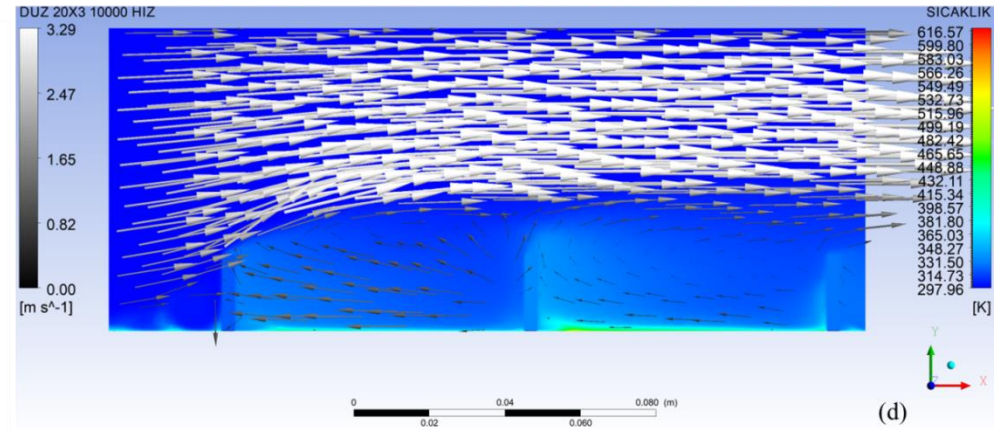
(a)



(b)



(c)

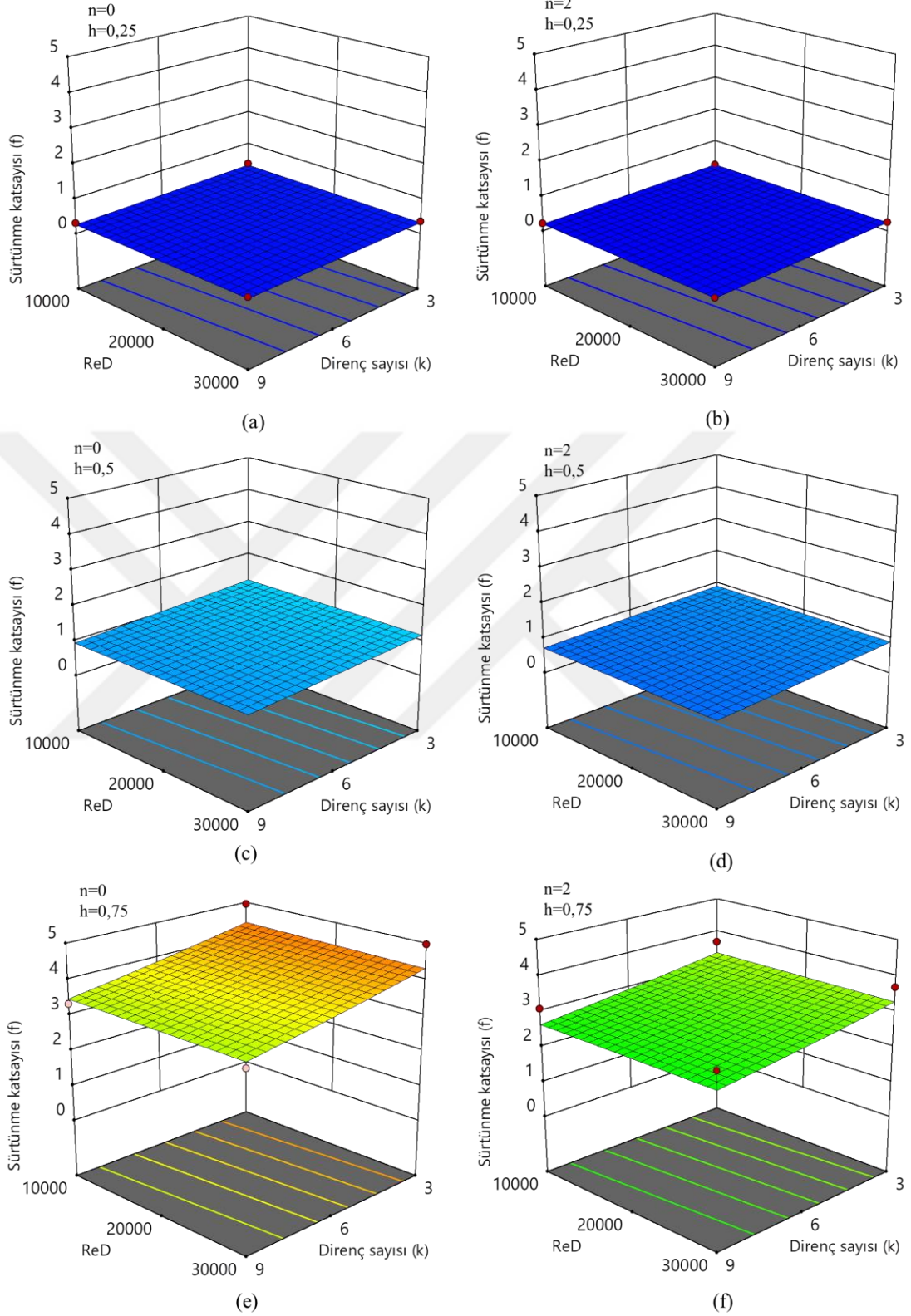


(d)

**Şekil 4.4.** Düz ( $n=0$ ) ve içbükey ( $n=2$ ) direnç tiplerinde 20 mm direnç yüksekliği ( $h^*=0,25$ ), 9 ve 3 direnç sayılarında ( $k$ ),  $Re_D=10\ 000$  için yerel Nusselt sayısının ( $Nu_x$ ) ve hız basınç dağılımlarının değişimi.

## 4.2. Sürtünme Katsayısı

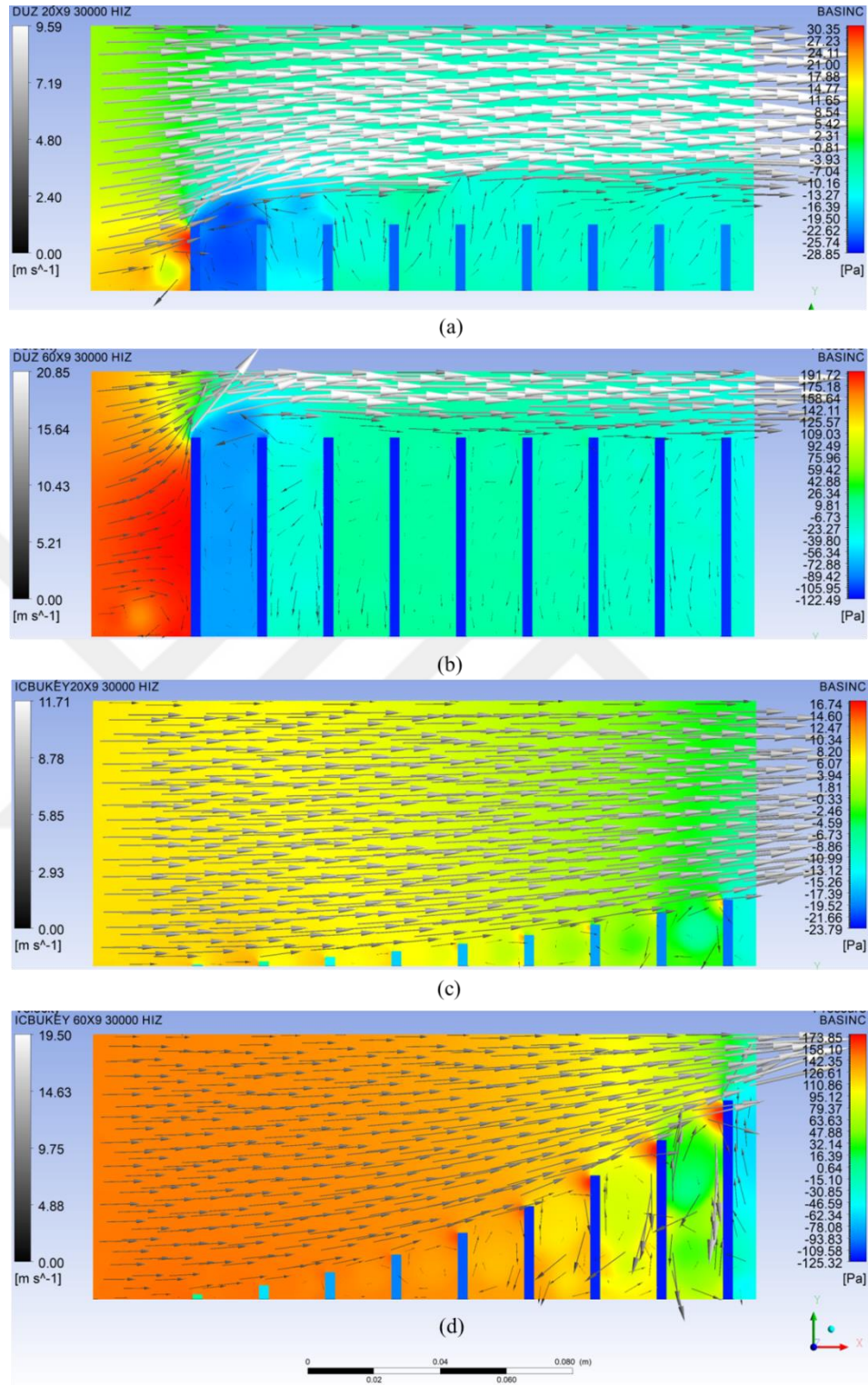
Mühendislik uygulamalarında ısı transferinin artırılması her ne kadar öncelikli amaç olsa da ısı transferindeki artışa bağlı olarak basınç kaybı artışı da kaçınılmazdır. Etkin bir ısı değiştiricisinde maksimum ısı transferi ve minimum basınç kaybı gözlenir. Ancak uygulamada maksimum ısı transferi genellikle maksimum basınç kaybında meydana gelir. Bununla birlikte günümüzde gelişen optimizasyon teknikleri ile farklı yöntemlere göre optimum çalışma yöntemleri belirlenir. Isı transferindeki artışla birlikte düz direnç uygulamasında sürtünme katsayısı da nispeten daha fazla olmaktadır. Direnç yüksekliğinin ( $h^*$ ) artmasına bağlı olarak sürtünme katsayısı da ( $f$ ) artmakta  $h^*=0,75$  değerinde maksimum olmaktadır. Benzer durum  $n=2$  içinde gözlemlenmektedir. Bununla birlikte direnç yüksekliği ( $h^*$ ) arttıkça direnç sayısının ( $k$ ) sürtünme katsayısı ( $f$ ) üzerindeki etkisi de artmaktadır. Sonuç olarak düşük direnç yüksekliğinde ( $h^*$ ) direnç sayısının ( $k$ ) etkisi düşük, yüksek direnç yüksekliğinde direnç sayısının etkisi daha yüksek olmaktadır (Şekil 4.5).



**Şekil 4.5.** Düz ( $n=0$ ) ve içbükey ( $n=2$ ) direnç tiplerinde direnç yüksekliği ( $h^*$ ) değişiminin sürtünme katsayısı ( $f$ ) üzerindeki etkisi

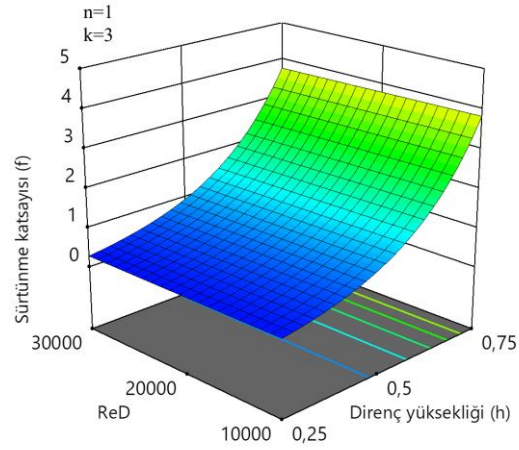
Şekil 4.6(a)'da görüldüğü gibi, direnç yüksekliği  $h^*=0,25$  için maksimum basınç beklendiği üzere ilk direnç yüzeyinde oluşmakta ve yaklaşık 30 Pa olmakta iken,  $h^*=0,75$  olduğunda aynı noktada ölçülen basınç 192 Pa olmaktadır (Şekil 4.6(b)). Benzer durumun içbükey ( $n=2$ ) direnç tipi için de geçerli olduğu görülmektedir (Şekil 4.6(c), (d)).

Genel olarak sürtünme katsayısı ( $f$ ) ve  $Nu_m$  sayısı üzerindeki en etkin parametrenin atalet kuvvetlerinin olduğu gözlemlenmektedir. Geometrik parametreler çoğunlukla kinematik parametrelerden daha az bir etkiye sahiptirler. Bu çalışmada çalışmanın amacına uygun olarak kinematik parametrelerin ısı transferi üzerindeki etkisi nispeten yüksek tutulurken, sürtünme katsayısı ( $f$ ) üzerindeki etkisi azaltılmıştır. Şekil 4.7(a), (b) ve (c)'de görüldüğü gibi atalet kuvvetlerinin ve viskoz kuvvetlerinin etkisini gösteren Reynolds sayısının ( $Re_D$ ) sürtünme kuvveti ( $f$ ) üzerindeki etkisi daha düşük olurken, direnç yüksekliğinin ( $h^*$ ) etkisi daha fazladır. Bu durumun muhtemel sebebi olarak test bölümü içerisine yerleştirilen ve test bölümü boyunca yüksekliği değişen dirençler gösterilebilir. Bu duruma bağlı olarak, akışkan hızı kademeli olarak artmakta ve yüzeyden çektiği ısı miktarı nispeten daha yüksek olurken basınç kayıplarının da ani düşümü engellenmektedir.

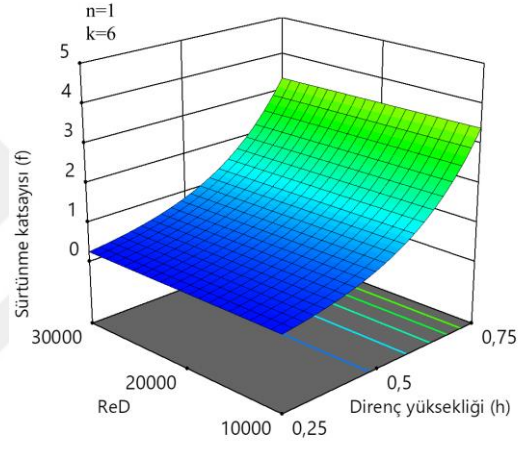


**Şekil 4.6.** Düz ( $n=0$ ) ve içbükey ( $n=2$ ) direnç tipinde, 20 mm ( $h^*=0,25$ ) ve 60 mm ( $h^*=0,75$ ) direnç yüksekliği değerlerinde  $Re_D=30\ 000$  için, hız–basınç dağılımlarının değişimi

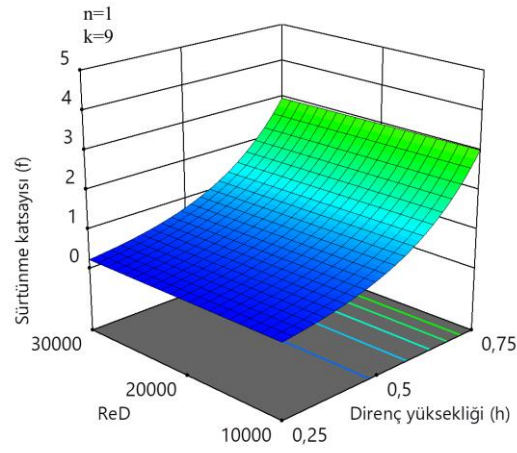




(a)



(b)



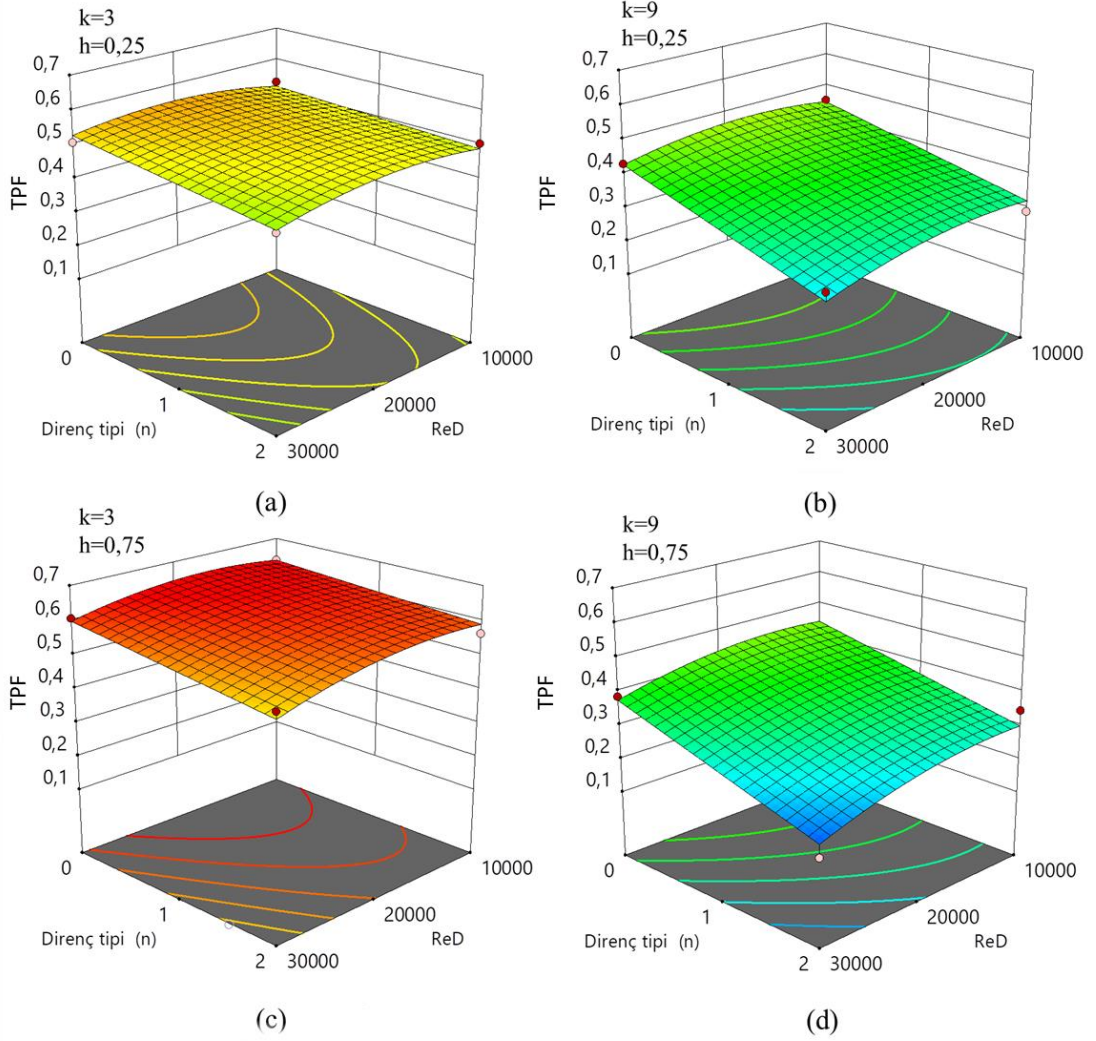
(c)

**Şekil 4.7.** Üçgen ( $n=1$ ) direnç tipinde direnç sayısının ( $k$ ) sürtünme katsayısı ( $f$ ) üzerindeki etkisi

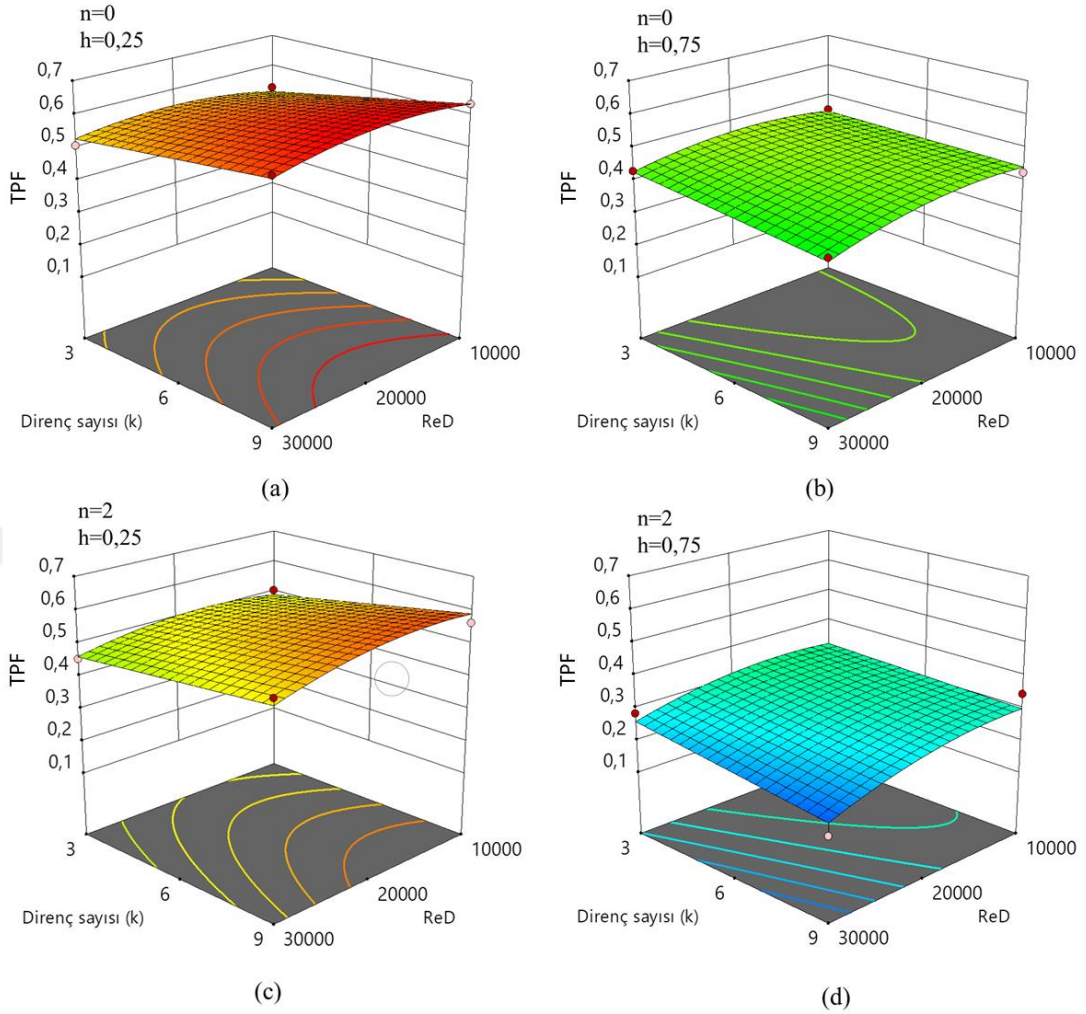
### 4.3. Termal Performans

Bilindiği gibi ısı değiştiricilerinde sistemden elde edilen ısı ile sistem için harcanan enerji üzerinde optimum çalışma şartları belirlenir. Bu durum farklı optimizasyon tekniklerinin kullanılması ile birlikte İkinci Kanun analizine dayalı incelemelerde birçok çalışmada ele alınmıştır. Isı değiştiricilerinde termal performans faktörünün (TPF) belirlenmesi ısı transferindeki artımla pompa gücündeki artım oranına dayanmaktadır. TPF ne kadar yüksek olursa sistemden çekilen ısıya yüksek sisteme harcanan pompa gücünün düşük olduğu anlamına gelir. Tasarlanan direnç konfigürasyonu ve kinematik parametreler için Şekil 4.8’de termal performans faktörünün bağımsız değişkenlere göre değişimi verilmiştir. Direnç yüksekliği ( $h^*=0,25$ ) için direnç sayısı 3’ten 9’a çıktığında hem ısı artırımında bağıl olarak azalma hem de pompa gücünde artış meydana gelmektedir (Şekil 4.8(a)–(b)). Benzer olarak ( $h^*=0,75$ ) değerinde direnç sayısının artması TPF’de bir azalma ile sonuçlanmaktadır (Şekil 4.8(c)–(d)). Ayrıca direnç sayısının ( $k$ ) nispeten küçük değerlerinde  $Re_D$  ve TPF üzerindeki etkisi oldukça düşük olurken direnç sayısının yüksek olduğu değerlerde bu etkiler artmaktadır. Şekil 4.8’de görüldüğü gibi düz direnç ( $n=0$ ) tipinde TPF değeri nispeten daha yüksek olurken  $Re_D$  azaldıkça artmaktadır. Reynolds sayısının ( $Re_D$ ) yüksek değerlerinde direnç tipinin TPF üzerindeki etkisinin daha fazla olduğu görülmektedir.

Belirlenen bağımsız parametrelerin TPF üzerindeki etkisini farklı açılardan değerlendirmek için Şekil 4.9’un incelenmesinde fayda vardır. Özellikle direnç tipine bağlı olarak direnç değişiminin değişim trendi düşük Reynolds sayısında ( $Re_D$ ) daha fazla, yüksek Reynolds sayısında ( $Re_D$ ) daha düşük olmaktadır. Ayrıca direnç yüksekliğinin ( $h^*$ ) artması ile sistemden ısı transferi ve basınç kaybı arasındaki ilişkiye bağlı olarak TPF değerinin azaldığı, özellikle direnç yüksekliği ( $h^*$ ) ve Reynolds sayısının ( $Re_D$ ) artması ile ısı transferine oranla basınç kayıplarındaki artışın daha yüksek olması TPF’de azalmaya neden olmaktadır (Şekil 4.9 (a)–(b),(c)–(d)).



**Şekil 4.8.** Direnç sayısı ( $k$ ) 3 ve 9 için, direnç yüksekliği  $h^*=0,25$  ve  $0,75$  değerlerinde termal performans katsayısının (TPF) değişimi



**Şekil 4.9.** Düz ( $n=0$ ) ve içbükey ( $n=2$ ) direnç tiplerinde, direnç yüksekliği  $h^*=0,25$  ve  $0,75$  için termal performans katsayısının (TPF) değişimi

#### 4.4. Deneysel Dizayn ve ANOVA Analizi

İki ya da daha fazla bağımsız değişken grubuna ait ortalama değerlerin birbirleri arasındaki etkileşimin veya bağımlı bir değişken grubu ortalaması üzerindeki etkilerinin görülmesi için varyans analiz yöntemi kullanılır. Eğer ikiden fazla grubun ortalamalarının karşılaştırılması söz konusu ise buna F Testi veya Varyans Analizi (ANOVA, Analysis of Variance) adı verilir.

Çizelge 4.1. Nusselt sayısı için ANOVA varyans çizelgesi

Kaynak	Kareler Toplamı	Bağımsızlık Derecesi	Ortalama Kareler	F-değeri	p-değeri
Model	40 780,79	11	3707,34	31,73	< 0.0001
A-Re	18 080,84	1	18 080,84	154,74	< 0.0001
B-n	7811,02	1	7811,02	66,85	< 0.0001
C-k	655,62	1	655,62	5,61	0,0292
D-h	6835,98	1	6835,98	58,5	< 0.0001
AB	1921,07	1	1921,07	16,44	0,0007
AC	595,12	1	595,12	5,09	0,0367
AD	282,91	1	282,91	2,42	0,1371
BC	0,2601	1	0,2601	0,0022	0,9629
BD	2597,43	1	2597,43	22,23	0,0002
CD	1832,7	1	1832,7	15,68	0,0009
A <sup>2</sup>	167,85	1	167,85	1,44	0,2463
B <sup>2</sup>	0	0			
C <sup>2</sup>	0	0			
D <sup>2</sup>	0	0			
Kalıntı Değ.	2103,21	18	116,84		
Uyum Eksikliği	2103,21	5	420,64		
Yalın Hata	0	13	0		
Ortalama Varyasyon Miktarı	42 884	29			

Maks. direnç yüksekliği ( $h^*$ ), direnç sayısı ( $k$ ), direnç tipi ( $n$ ) ve Reynolds sayısı bağımsız değişkenler olarak tanımlanırken Nusselt sayısı, termal performans katsayısı (TPF) ve sürtünme katsayısı ( $f$ ) bağımlı değişkenler olarak tanımlanmıştır. Çizelge 4.1, Çizelge 4.2 ve Çizelge 4.3'te p değerlerinin 0,0001 den küçük olması, modeldeki parametrelerin Nusselt sayısı, sürtünme katsayısı ve TPF üzerinde anlamlı etkilerinin olduğunu göstermektedir.

$$(Nu)^1 = 108,32 + 33,62A - 22,10B - 6,40C + 20,67D - 10,96AB - 6,10AC + 4,21AD + 0,1275BC - 12,74BD - 10,70CD - 4,74A^2 + 0,0000B^2 + 0,0000C^2 + 0,0000D^2$$

**Çizelge 4.2.** Sürtünme katsayısı (f) için ANOVA varyans çizelgesi

<b>Kaynak</b>	<b>Kareler Toplamı</b>	<b>Bağımsızlık Derecesi</b>	<b>Ortalama Kareler</b>	<b>F-değeri</b>	<b>p-değeri</b>
Model	27,48	4	6,87	436,53	< 0.0001
A-Re	0,0014	1	0,0014	0,0898	0,7669
B-n	0,2925	1	0,2925	18,59	0,0002
C-k	0,2210	1	0,2210	14,04	0,0009
D-h	26,96	1	26,96	1713,40	< 0.0001
Kalıntı Değeri	0,3934	25	0,0157		
Uyum Eksikliği	0,3934	12	0,0328		
Yalın Hata	0,0000	13	0,0000		
Ortalama Varyasyon Miktarı	27,87	29			

$$\ln(f) = -0,0880 - 0,0094A - 0,1352B - 0,1175C + 1,30D$$

**Çizelge 4.3.** Termal performans katsayısı (TPF) için ANOVA varyans çizelgesi

Kaynak	Kareler Toplamı	Bağımsızlık Derecesi	Ortalama Kareler	F-değeri	p-değeri
Model	0,2455	11	0,0223	52,71	< 0.0001
A-Re	0,0091	1	0,0091	21,5	0,0002
B-n	0,0441	1	0,0441	104,18	< 0.0001
C-k	0,0023	1	0,0023	5,49	0,0308
D-h	0,1524	1	0,1524	359,95	< 0.0001
AB	0,0017	1	0,0017	4	0,061
AC	0,0021	1	0,0021	5	0,0382
AD	0,0012	1	0,0012	2,76	0,1142
BC	0,0003	1	0,0003	0,6192	0,4416
BD	0,0104	1	0,0104	24,46	0,0001
CD	0,015	1	0,015	35,43	< 0.0001
A <sup>2</sup>	0,0069	1	0,0069	16,39	0,0008
B <sup>2</sup>	0	0			
C <sup>2</sup>	0	0			
D <sup>2</sup>	0	0			
Kalıntı Değeri	0,0076	18	0,0004		
Uyum Eksikliği	0,0076	5	0,0015		
Yalın Hata	0	13	0		
Ortalama Varyasyon Miktarı	0,2531	29			

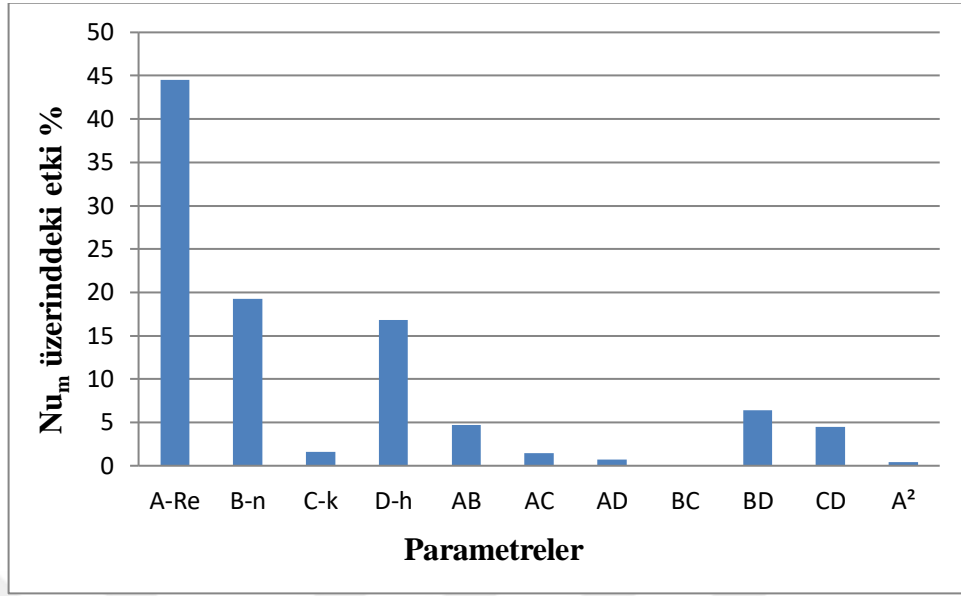
$$(TPF)^1 = 0,47425540899234 - 0,023849095061328A - 0,052503904042338B + 0,012053411102193C - 0,097593106133547D - 0,010281872729099AB - 0,01150466040584AC - 0,0085386773431862AD - 0,0040476531477236BC - 0,025440859526684BD - 0,030619165024313CD - 0,030481112210929 A^2$$

Şekil 4.10'da bağımsız parametrelerin Nusselt sayısı ( $Num$ ) üzerindeki etkisi ANOVA analizine bağlı elde edilmiştir. Buna göre; ısı transferi üzerindeki en etkin parametre Reynolds sayısıdır ( $Re_D$ ) Bunu direnç tipi ( $n$ ) ve direnç yüksekliği ( $h^*$ ) takip etmektedir. Ayrıca  $Re_D$  ve direnç tipinin etkileşimi, direnç tipi ve direnç yüksekliğinin etkileşimi ve direnç sayısı ( $k$ ) ile direnç yüksekliği etkileşimi de  $Num$  değerini önemli oranda etkilemektedir.

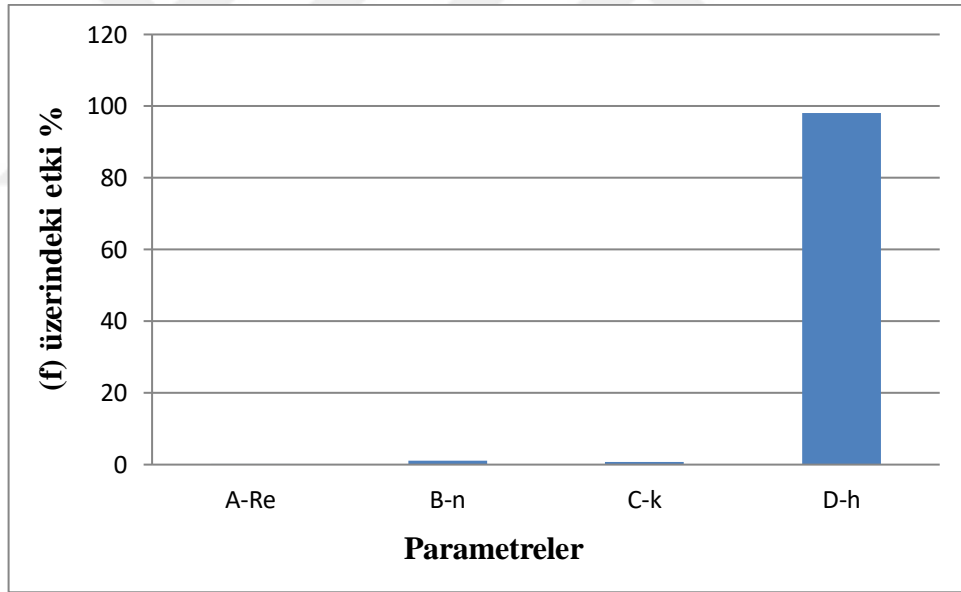
Şekil 4.11’de bağımsız parametrelerin sürtünme katsayısı üzerindeki etkisi verilmiştir. Görüldüğü gibi, sürtünme katsayısı ( $f$ ) üzerindeki en etkin ve baskın parametre direnç yüksekliğidir ( $h^*$ ). Direnç yüksekliğinin artması ya da azalması sürtünme katsayısını büyük oranda etkilemektedir. Direnç yüksekliği dışında bir değerlendirme yapılırsa, direnç tipi ( $n$ ), Reynolds sayısı ( $Re_D$ ) ve direnç sayısının ( $k$ ) etkisinin yaklaşık eşit olduğu, Nusselt sayısı ( $Nu_m$ ), sürtünme katsayısı ( $f$ ) ve termal performans faktörü (TPF) üzerinde direnç yüksekliğinin ( $h^*$ ) en etkin parametre olduğu görülmektedir. (Şekil 4.12)



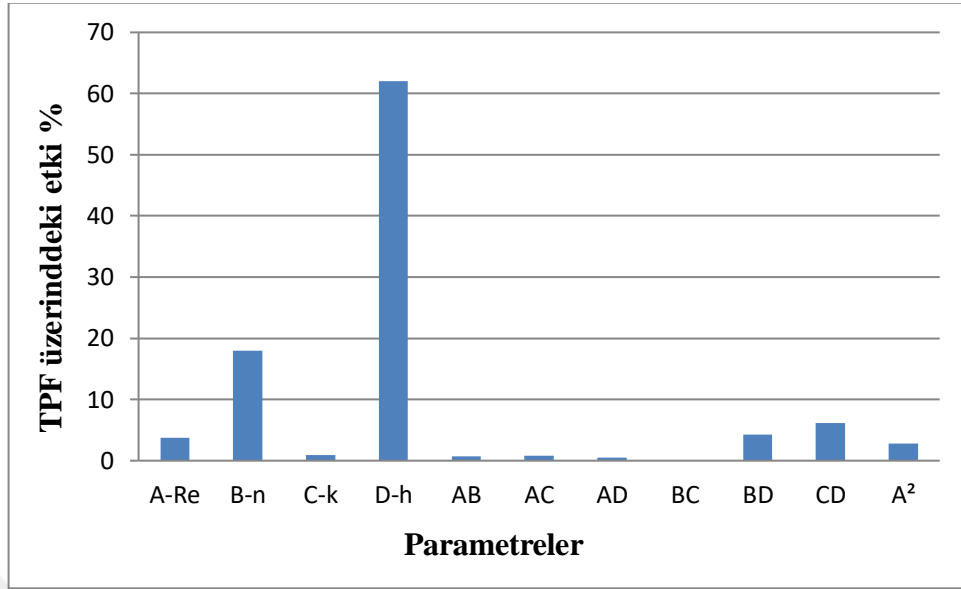




Şekil 4.10. Bağımsız parametrelerin Nusselt sayısı ( $Nu_m$ ) üzerindeki etkisi



Şekil 4.11. Bağımsız parametrelerin sürtünme katsayısı (f) üzerindeki etkisi



**Şekil 4.12.** Bağımsız parametrelerin Termal Performans Faktörü (TPF) üzerindeki etkisi

## 5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, düz ( $n=0$ ), üçgen ( $n=1$ ) ve içbükey ( $n=2$ ) olarak test bölümü boyunca farklı yüksekliklerde dizilen direnç konfigürasyonlarının ısı transferine etkisi incelenmiştir. Direnç sayıları ( $k$ ) 3 ile 9 değerlerinde, direnç yüksekliği ( $h^*$ ) 20–60 mm, Reynolds sayısı ( $Re_D$ ) 10 000–30 000 aralığında değiştirilerek analizler yapılmış ve çalışma sonuçları nümerik olarak elde edilmiştir. Elde edilen bulgular aşağıda sıralanmıştır.

- $Re_D$  yükseldikçe ısı transferini arttırdığı bununla birlikte basınç kayıplarının da arttığı gözlenmiştir.
- Direnç tipi ( $n$ ), içbükeyden ( $n=2$ ) düz ( $n=0$ ) modele doğru yükseldikçe ısı transferinin arttığı. Bununla birlikte termal performans faktörünün (TPF) de arttığı görülmektedir. Bu durum ısı transferindeki artışın, basınç kayıplarındaki artışa göre daha büyük olduğu anlamına gelmektedir.
- Direnç sayısı ( $k$ ) arttıkça dirençler arası mesafenin azaldığı buna bağlı olarak dirençler arasında ölü bölgeler oluştuğu dirençlerin kanatçık etkisinin artmasına rağmen, dirençler arasında ısıtma yüzeyinden çekilen ısının azaldığı gözlenmiştir.
- Direnç yüksekliği ( $h^*$ ) arttıkça hem dirençlerin kanatçık davranışı hem de türbülantör özelliği artmakta buna bağlı olarak ısı transferinde nispeten daha fazla artış gözlenmektedir. Ayrıca basınç kayıplarındaki artış ısı transferindeki artışa oranla daha az olmaktadır.
- Çalışmanın, belirlenen direnç tiplerinin ( $n$ ), Reynolds sayısının ( $Re_D$ ) ve direnç sayısının ( $k$ ) düşük değerlerinde, direnç yüksekliğinin ( $h^*$ ) ise yüksek değerlerinde gerçekleştirilmesinin uygun olduğu görülmektedir.

## KAYNAKLAR

- Akram, H., Dutta, P. 2004. Internal Cooling Augmentation In Rectangular Channel Using Two Inclined Baffles, International Journal of Heat and Fluid Flow. 26 (2005) 223–232.
- Anonim, 2009. Ansys Shear–Stress Transport (SST) k–w Model <http://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/th/node67.htm> (15.08.2019)
- Anonim, 2009. Spatial Discretization <http://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/th/node366.htm> (15.08.2019)
- Anonim, 2013. Ansys Fluent User’s Guide. ANSYS Inc. Southpointe 275 Technology Drive Canonsburg, 696 p.
- Arslan, K. 2010. Alt Yüzeyine Değişik Eğim Açılımlarına Sahip Kanatçıklar Yerleştirilmiş Dikdörtgen Kesitli Kanal İçerisindeki Akış ve Isı Transferinin Türbülanslı Akış Koşullarında Deneysel ve Sayısal Olarak İncelenmesi. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Çengel, Yunus A., Cimbala, John M. 2008., Akışkanlar Mekaniği, Güven Kitabevi İzmir.
- Çıngı, U. 2013. Bir Kısmı Kesilmiş Isı Alıcılarından Meydana Gelen Minikanalların Isıl ve Akış Performansının Sayısal Olarak İncelenmesi Ve Optimizasyonu. Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Demirel, D. 2006. Çapraz Dizilmiş Kanatçıklara Sahip Bir Kanal İçerisinde Akış ve Isı Transferinin Sayısal Olarak Analizi. Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Durmaz, G. 2009. Experimental and Numerical Analysis Of Heat Transfer Performance Of Off–Set Strip Fins, Yüksek Lisans Tezi, İzmir Yüksek Teknoloji Enstitüsü, İzmir.
- Güreşçi, K. 2014. Isı Alıcıların Kanal Akışında Isı Ve Akış Karakteristiklerinin Sayısal Olarak İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum.
- Karakaş, A. 2012. Konveks ve Konkav Dirençlerin Isı Transferine Etkisinin Zorlanmış Konveksiyon Şartlarında İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Hitit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Çorum.

- Kıvılcım, G. 2007. Yatay Dikdörtgen Kanallarda Akış ve Dik Dairesel Olmayan Dönel Engellerin Isı Transferlerine Etkisi. Yüksek Lisans Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya Üniversitesi, Sakarya.
- Kumar, R., Chauhan, R., Sethi, M., Kumar, A., 2018. Experimental Investigation On Overall Thermal Performance Of Fluid-Flow In A Rectangular Channel With Discrete V-Pattern Baffle. *Thermal Science*, Vol. 22, No. 1A, 183–191.
- Manay, E. 2010. İçerisine Üçgen İç Elemanlar Yerleştirilmiş Kanalda Isı Transferi ve Akış Karakteristiklerinin Deneysel ve Sayısal Olarak İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Erciyes Üniversitesi, Kayseri.
- Mennad, A., Khan, N.U., Janjua, M.M., Khan, A.H. (2019). Computational Study of Heat Transfer Augmentation in Rectangular Channel With Upper Wall Exposed to Constant Heat Flux. *IEEE* 10.1109/ICASET.2019.8714308.
- Menni, Y., Chamkha, A. J., Lorenzini, G., Benyouce B. (2019). Computational Fluid Dynamics Based Numerical Simulation of Thermal and Thermo-hydraulic Performance of a Solar Air Heater Channel Having Various Ribs on Absorber Plates, *International Information and Engineering Technology Association*. Vol 6, No 2, June 2019, 170–174.
- Mergen, S. 2014. Kanal İçi Akış ve Çarpan Jet İle Birlikte Elektronik Eleman Soğutulmasının Sayısal Olarak İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Onur, N., Arslan, K., Turgut, O. 2012. Yamuk Kesitli Kanal İçerisinde Hidrodinamik Olarak Tam Gelişmiş Isıl Olarak Gelişmekte Olan Laminer Akış ve Isı Transferinin Sayısal Olarak İncelenmesi. *Çankaya University Journal of Science and Engineering*, Volume 9 No. 2, 75–87.
- Promvonge, P. , 2010. Heat transfer and pressure drop in a channel with multiple 60° V-baffles, *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 37 (2010) 835–840.
- Promvonge, P., Sripattanapipat, S., Tamna, S., Kwankaomeng, S. 2009. Numerical investigation of laminar heat transfer in a square channel with 45° inclined baffles, *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 37 (2010) 170–177.
- Promvonge, P., Kwankaomeng, S. 2010. Periodic laminar flow and heat transfer in a channel with 45° staggered V-baffles, *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 37 (2010) 841–849.

Uslu, R. 2010. Üçgen Kesitli Kanallarda Zorlanmış Akış İle Isı Transferinin Sayısal Olarak İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

Wandhare, Mr. B. R., Prayagi, Dr. S. V., Gosavi, Prof. G. D. (2015). Heat Transfer Augumentation in a Rectangular Channel with Different Inlet Condition, International Journal of Research in Advent Technology. Vol 3, No 10, October 2015 E-ISSN: 2321-9637.

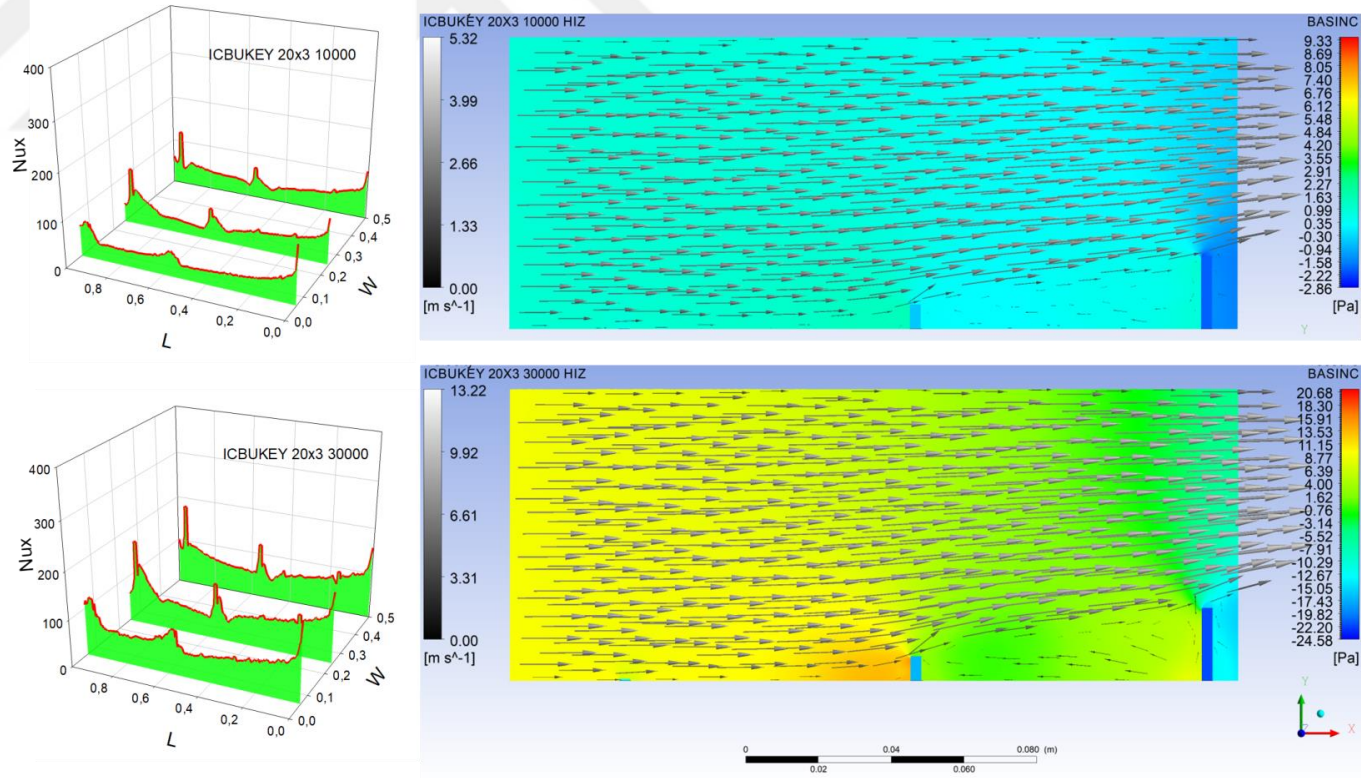
Yüncü, H., Kakaç, S. 1999. Temel Isı Transferi. Ankara: Bilim Yayıncılık.



## EKLER



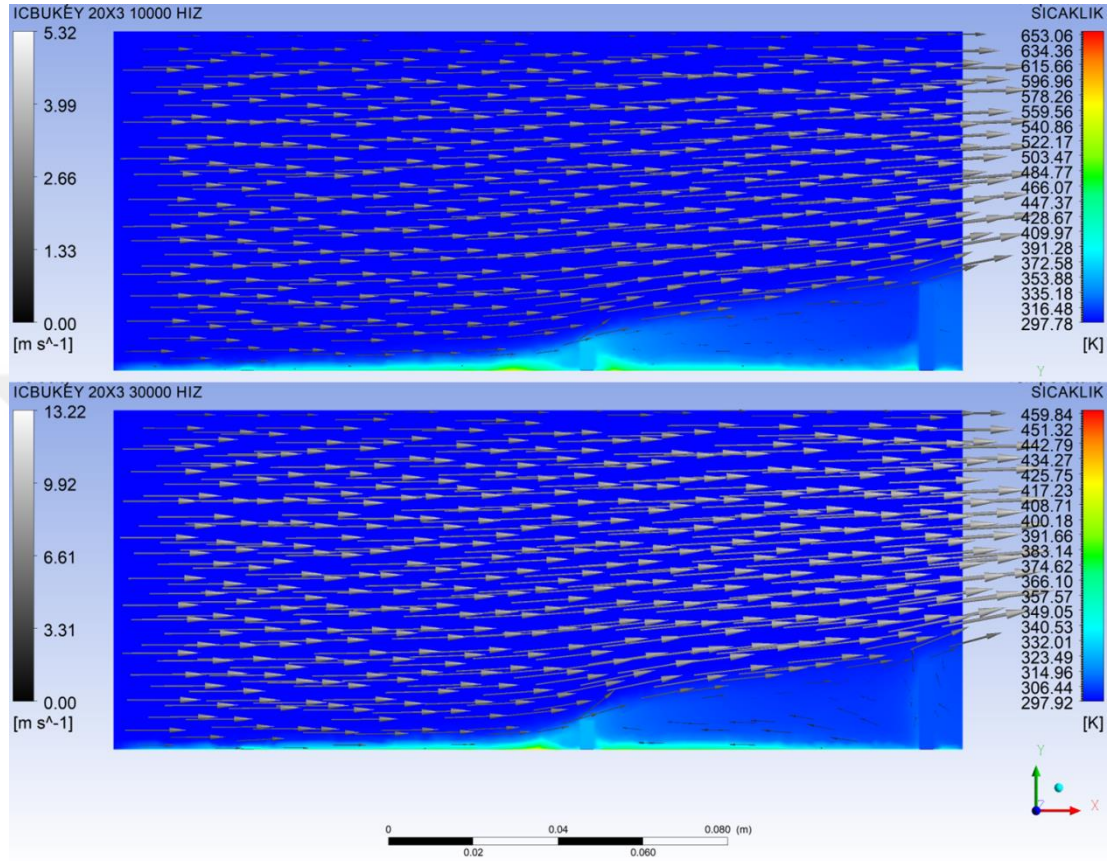
EK-1 (n=2) İçbükey direnç tipleri için yerel Nusselt ( $Nu_x$ ) değişimi ile hız, sıcaklık ve basınç dağılımları



şekil E1.1. Direnç yüksekliği  $h^*=0,25$  direnç sayısı  $k=3$  için  $Re_D=10\ 000$  ve  $Re_D =30\ 000$  değerlerinde yerel Nusselt sayısı ( $Nu_x$ ) değişimi ile basınç ve hız dağılımları

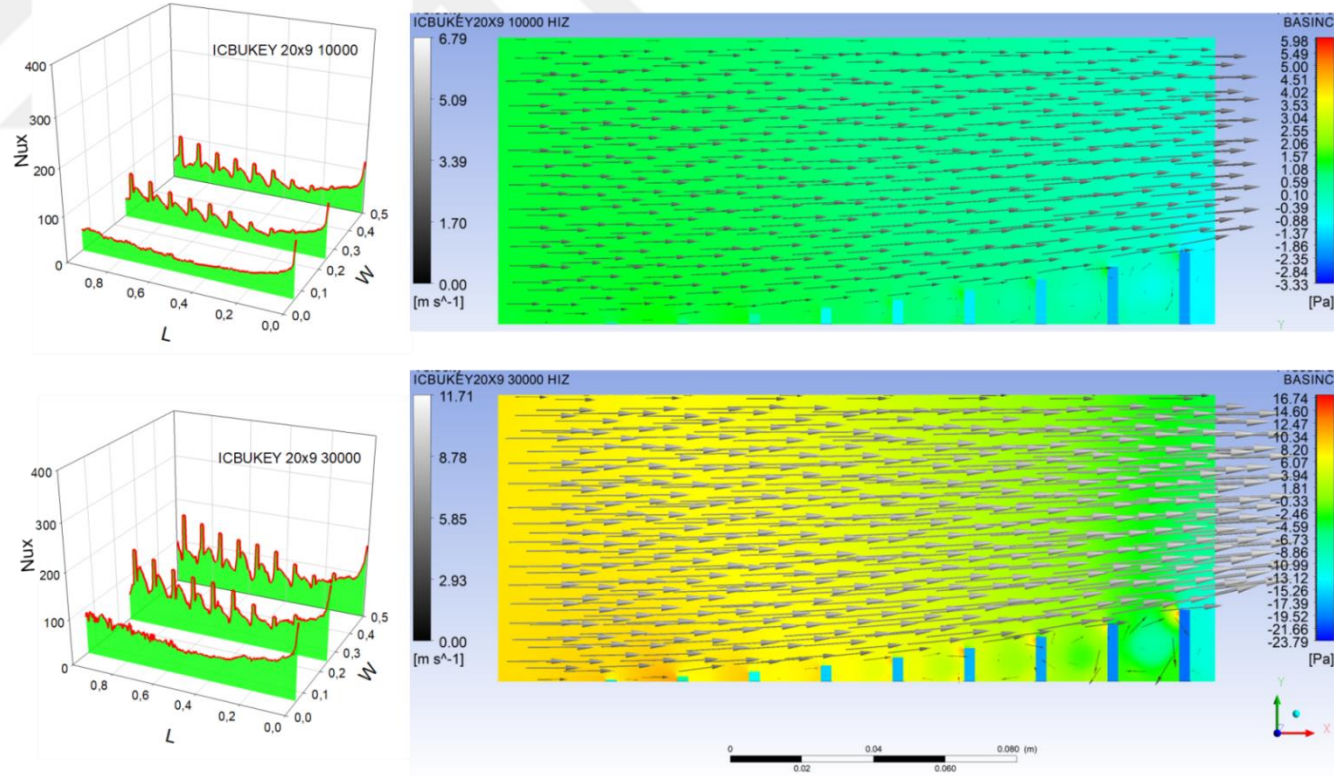


EK-1 (Devam) (n=2) (n=2) İçbükey direnç tipleri için yerel Nusselt ( $Nu_x$ ) değişimi ile hız, sıcaklık ve basınç dağılımları



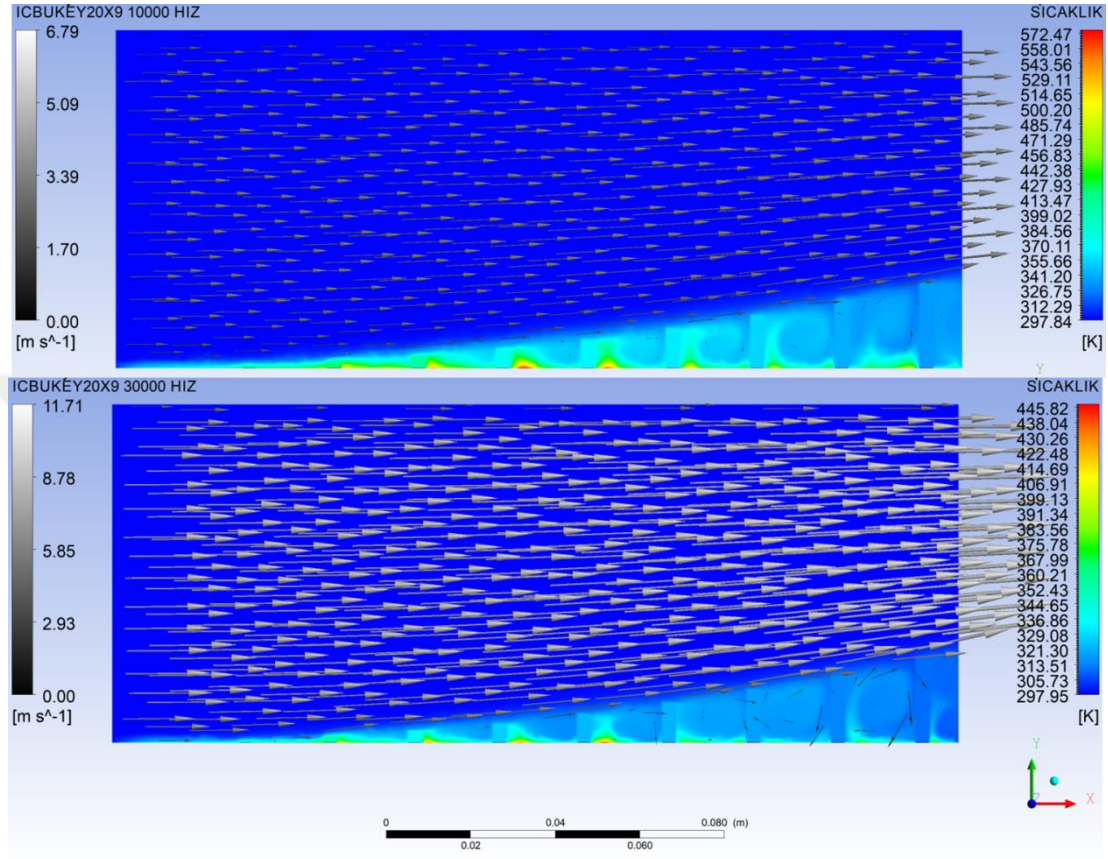
Şekil E1.2. Direnç yüksekliği  $h^*=0,25$  direnç sayısı  $k=3$  için  $Re_D=10\ 000$  ve  $Re_D=30\ 000$  değerlerinde sıcaklık ve hız dağılımları

EK-1 (Devam) (n=2) İçbükey direnç tipleri için yerel Nusselt ( $Nu_x$ ) değişimi ile hız, sıcaklık ve basınç dağılımları



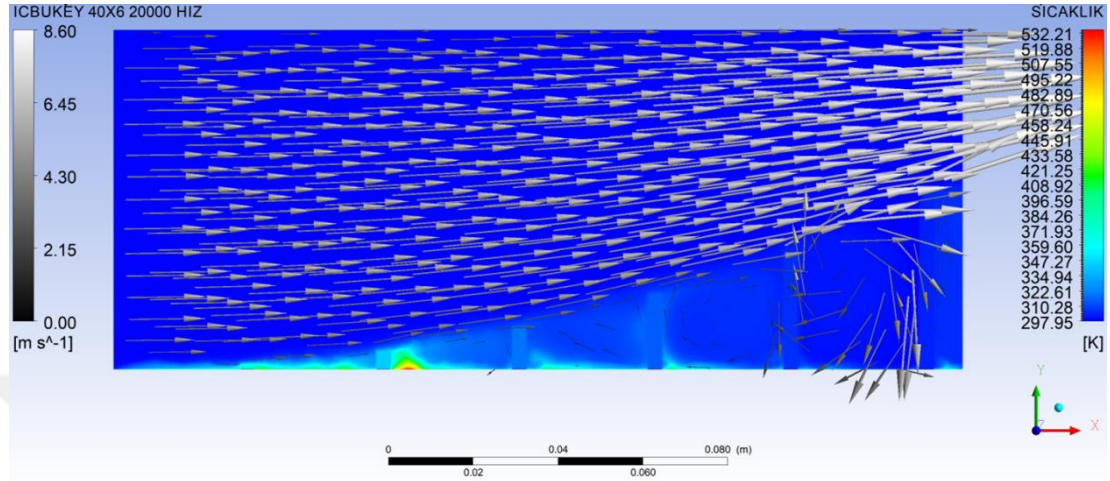
şekil E1.3. Direnç yüksekliği  $h^*=0,25$  direnç sayısı  $k=9$  için,  $Re_D=10\ 000$  ve  $Re_D=30\ 000$  değerlerinde yerel Nusselt sayısı ( $Nu_x$ ) değişimi ile basınç ve hız dağılımları

EK-1 (Devam) ( $n=2$ ) İçbükey direnç tipleri için yerel Nusselt ( $Nu_x$ ) değişimi ile hız, sıcaklık ve basınç dağılımları



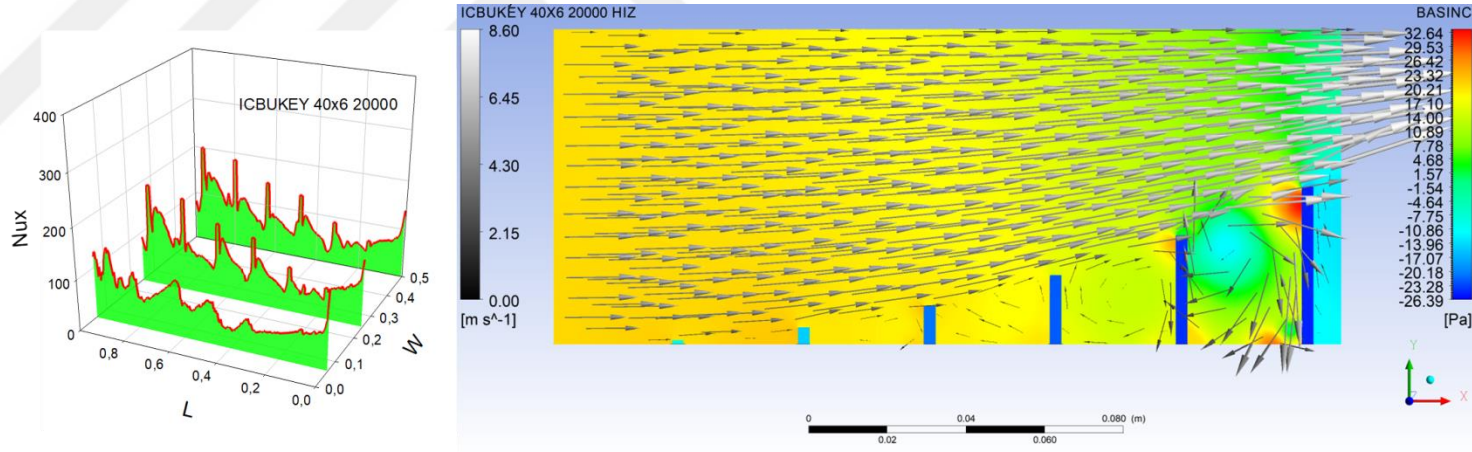
Şekil E1.4. Direnç yüksekliği  $h^*=0,25$  direnç sayısı  $k=9$  için,  $Re_D=10\ 000$  ve  $Re_D=30\ 000$  değerlerinde sıcaklık ve hız dağılımları

EK-1 (Devam) ( $n=2$ ) İçbükey direnç tipleri için yerel Nusselt ( $Nu_x$ ) değişimi ile hız, sıcaklık ve basınç dağılımları



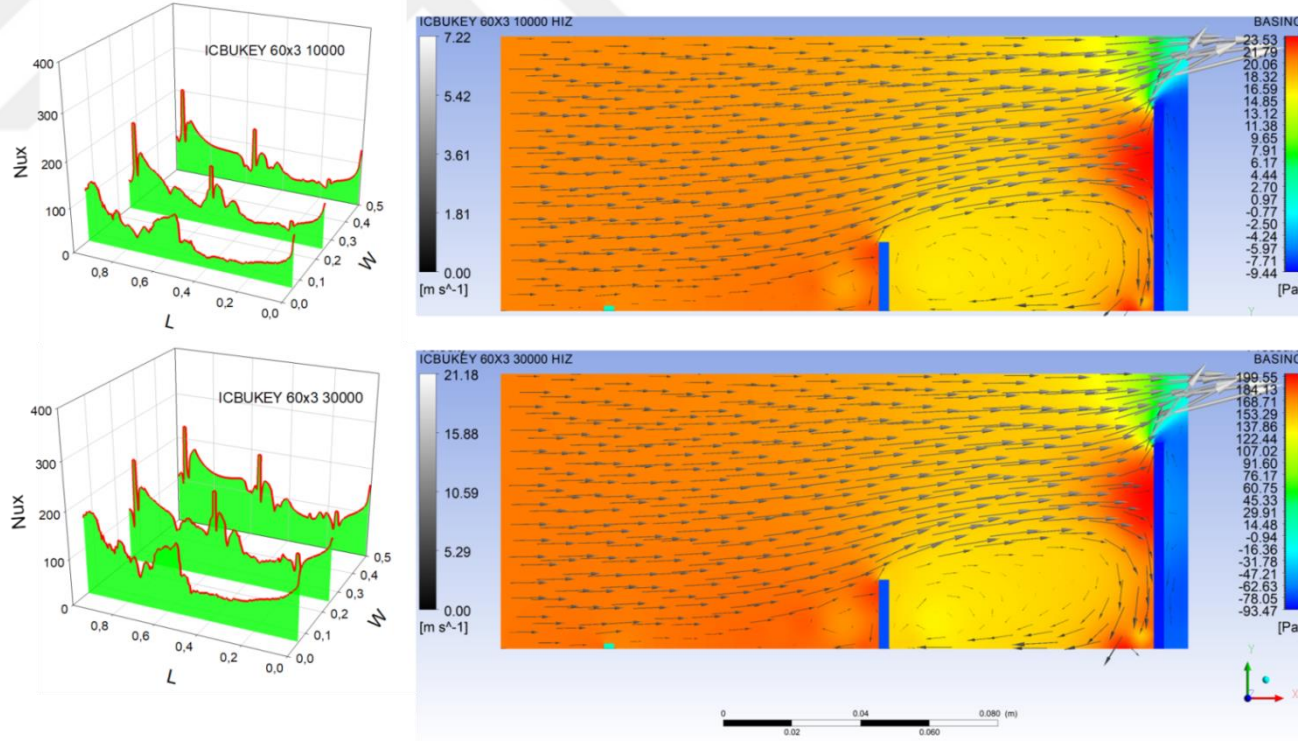
şekil E1.5. Direnç yüksekliği  $h^*=0,5$  direnç sayısı  $k=6$  için  $Re_D=20\ 000$  değerinde sıcaklık ve hız dağılımları

EK-1 (Devam) (n=2) İçbükey direnç tipleri için yerel Nusselt ( $Nu_x$ ) değişimi ile hız, sıcaklık ve basınç dağılımları



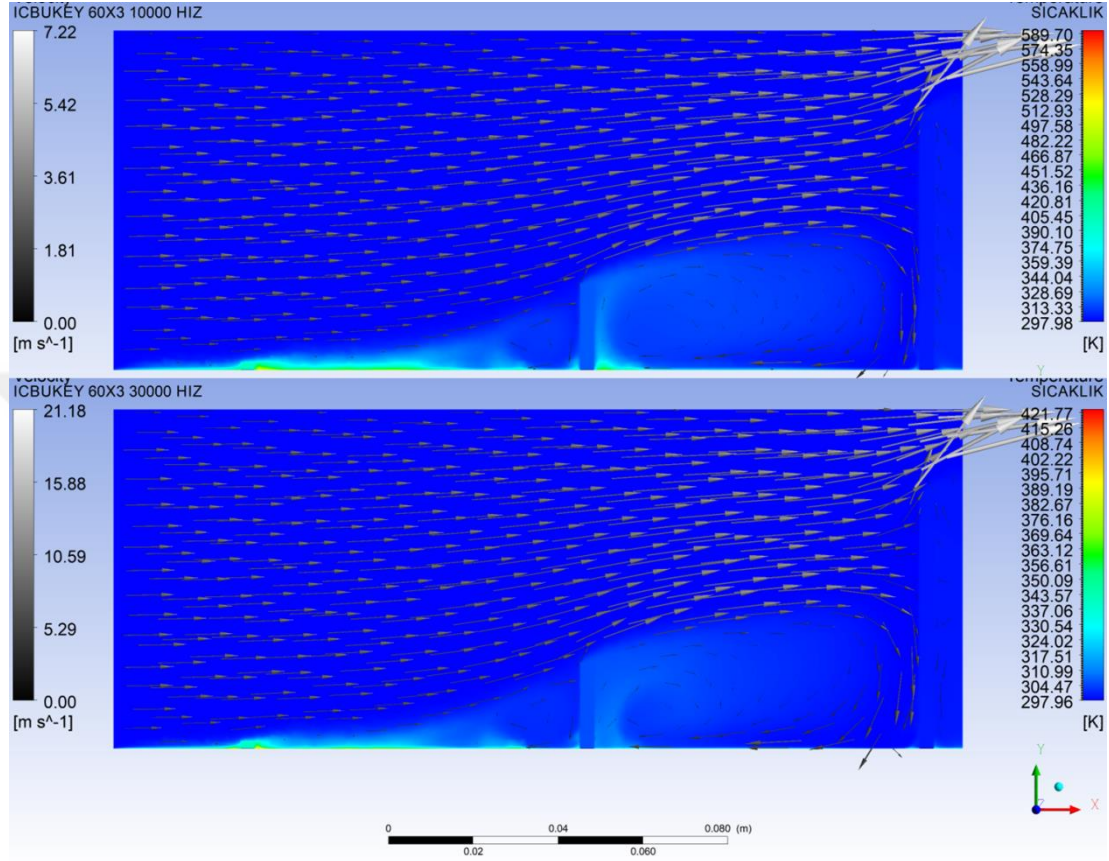
şekil E1.6. Direnç yüksekliği  $h^*=0,5$  direnç sayısı  $k=6$  için  $Re_D=20\ 000$  değerinde yerel Nusselt sayısı ( $Nu_x$ ) değişimi ile basınç ve hız dağılımları

EK-1 (Devam) ( $n=2$ ) İçbükey direnç tipleri için yerel Nusselt ( $Nu_x$ ) değişimi ile hız, sıcaklık ve basınç dağılımları



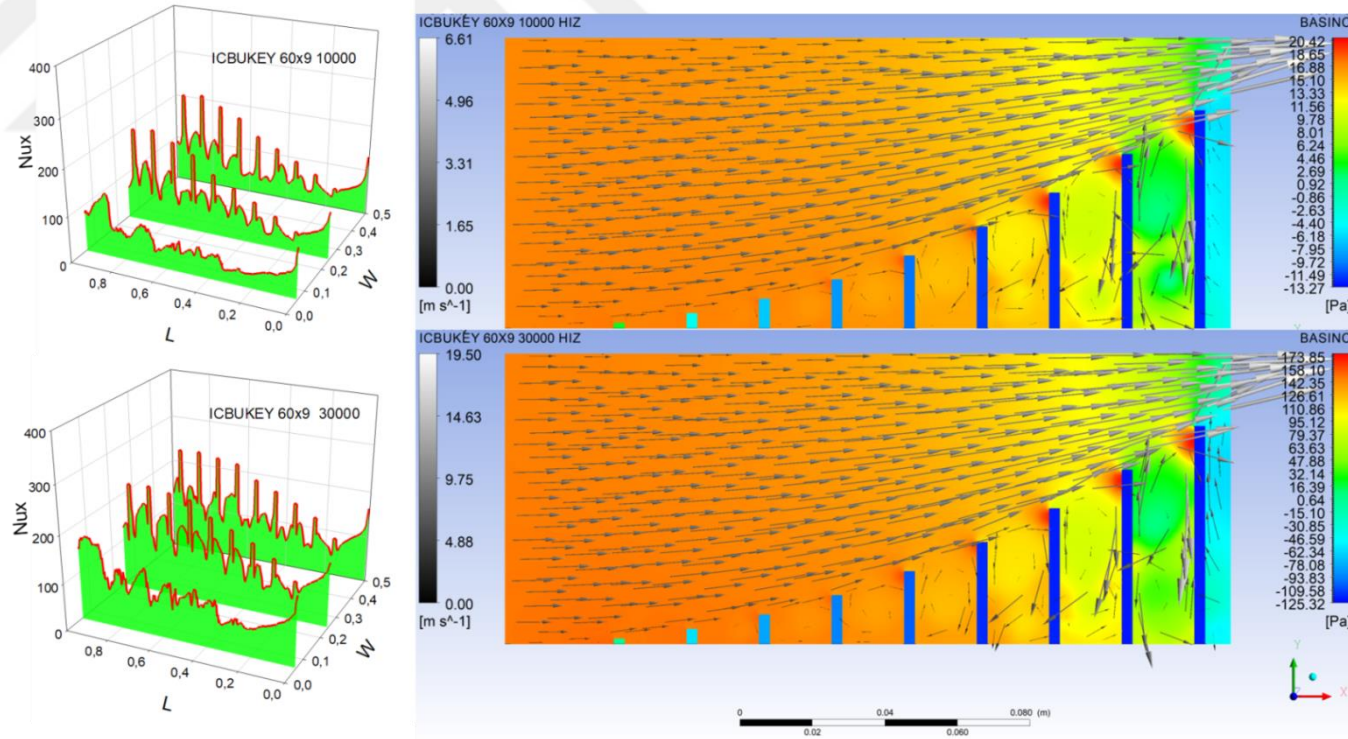
şekil E1.7. Direnç ykseklėi  $h^*=0,75$  direnç sayısı  $k=3$  için  $Re_D=10\ 000$  ve  $Re_D=30\ 000$  değerlerinde yerel Nusselt sayısı ( $Nu_x$ ) değişimi ile basınç ve hız dağılımları

EK-1 (Devam) ( $n=2$ ) İçbükey direnç tipleri için yerel Nusselt ( $Nu_x$ ) değişimi ile hız, sıcaklık ve basınç dağılımları



Şekil E1.8. Direnç yüksekliği  $h^*=0,75$  direnç sayısı  $k=3$  için  $Re_D=10\ 000$  ve  $Re_D=30\ 000$  değerlerinde sıcaklık ve hız dağılımları

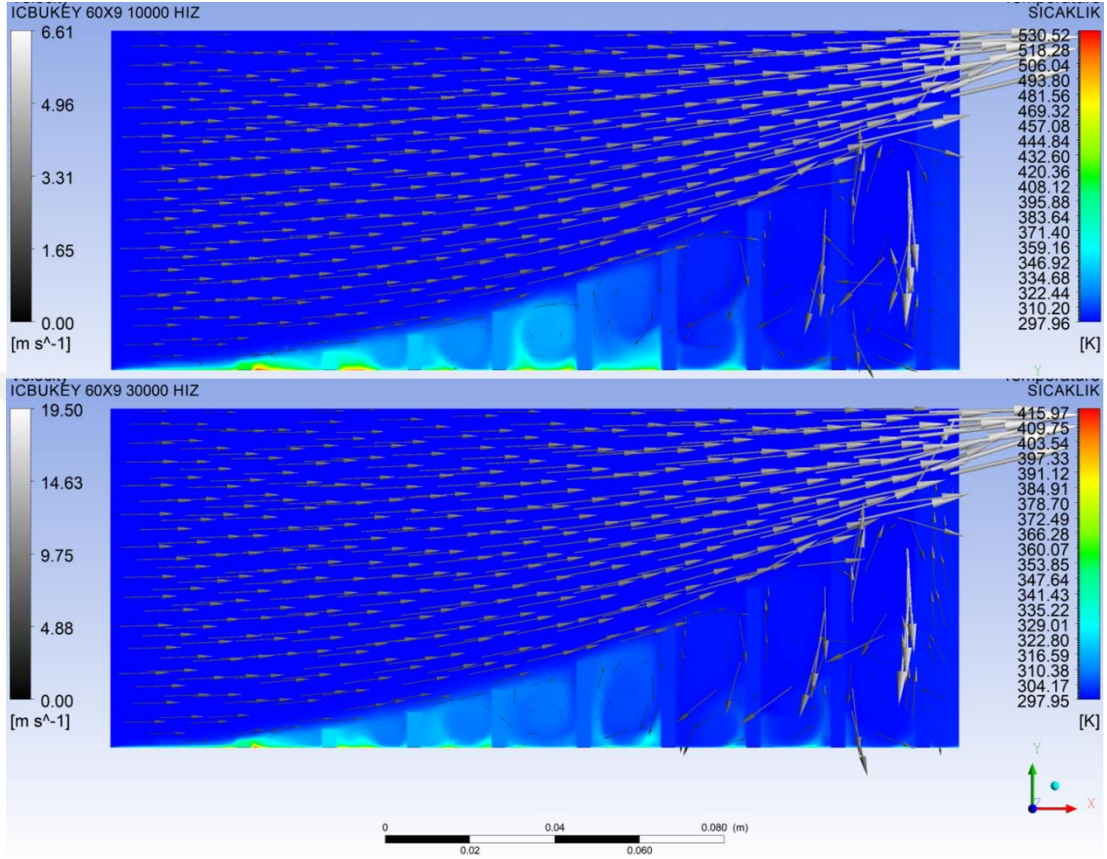
EK-1 (Devam) (n=2) İçbükey direnç tipleri için yerel Nusselt ( $Nu_x$ ) değişimi ile hız, sıcaklık ve basınç dağılımları



şekil E1.9. Direnç yüksekliği  $h^*=0,75$  direnç sayısı  $k=3$  için  $Re_D=10\ 000$  ve  $Re_D=30\ 000$  değerlerinde yerel Nusselt sayısı ( $Nu_x$ ) değişimi ile basınç ve hız dağılımları

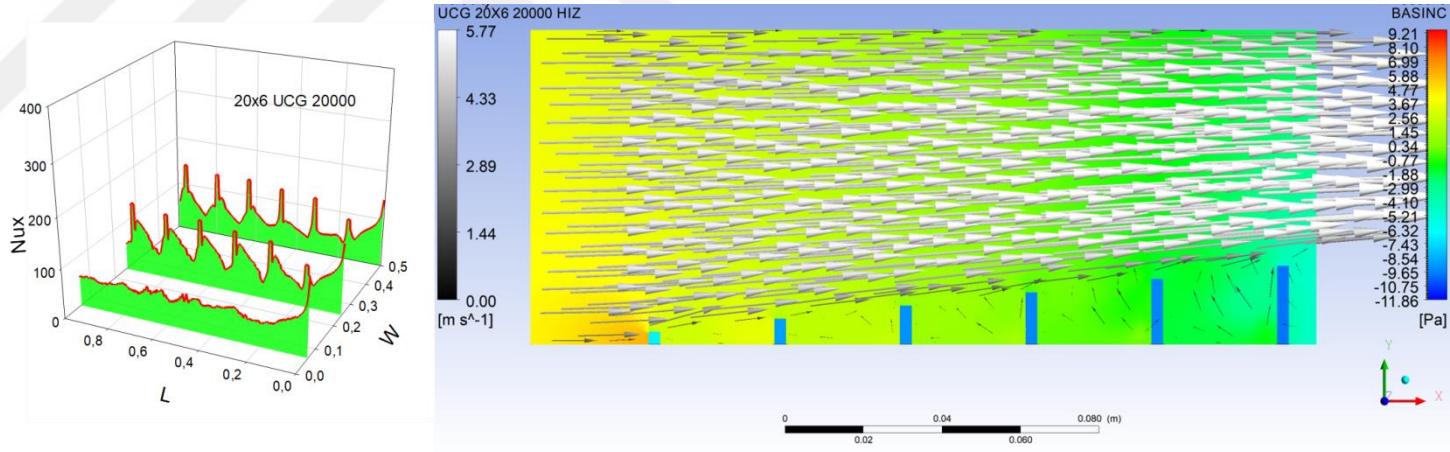


EK-1 (Devam) ( $n=2$ ) İçbükey direnç tipleri için yerel Nusselt ( $Nu_x$ ) değişimi ile hız, sıcaklık ve basınç dağılımları



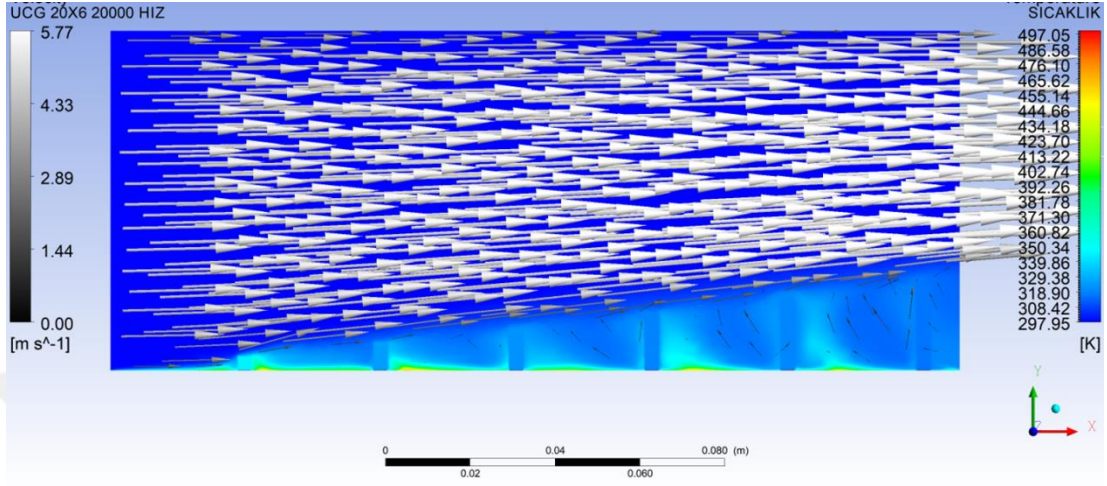
Şekil E1.10. Direnç yüksekliği  $h^*=0,75$  direnç sayısı  $k=9$  için,  $Re_D=10\ 000$  ve  $Re_D=30\ 000$  değerlerinde sıcaklık ve hız dağılımları

EK-2 (n=1) Üçgen direnç tipleri için yerel Nusselt ( $Nu_x$ ) değişimi ile hız, sıcaklık ve basınç dağılımları



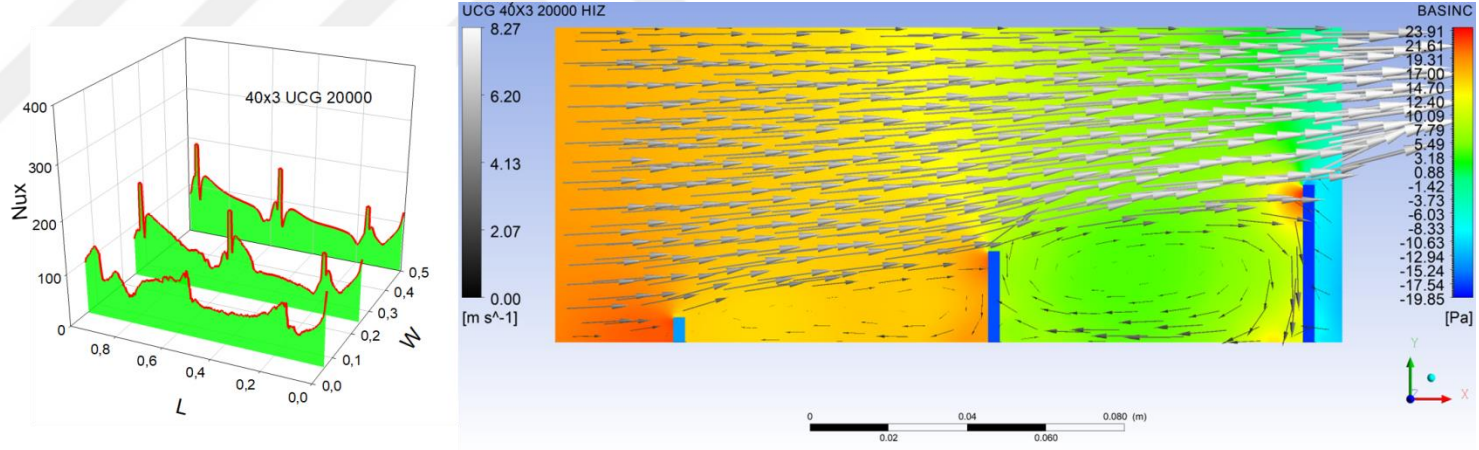
Şekil E2.1. Direnç yüksekliği  $h^*=0,25$  direnç sayısı  $k=6$  için  $Re_D=20\ 000$  değerinde yerel Nusselt sayısı ( $Nu_x$ ) değişimi ile basınç ve hız dağılımları

EK-2 (Devam) (n=1) Üçgen direnç tipleri için yerel Nusselt ( $Nu_x$ ) değışimi ile hız, sıcaklık ve basınç dağılımları



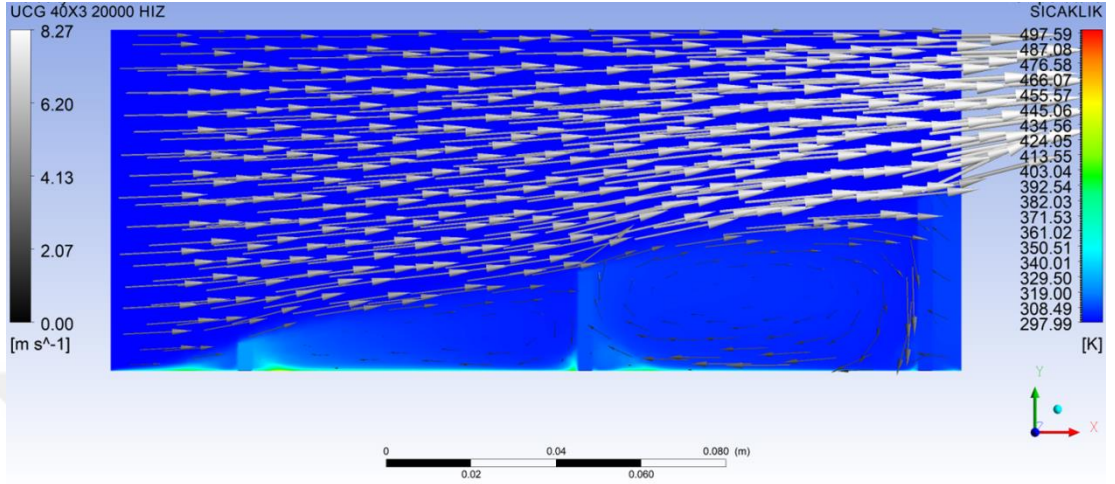
Şekil E2.2. Direnç yüksekliği  $h^*=0,25$  direnç sayısı  $k=6$  için  $Re_D=20\ 000$  değeriinde sıcaklık ve hız dağılımları

EK-2 (Devam) (n=1) Üçgen direnç tipleri için yerel Nusselt ( $Nu_x$ ) değişimi ile hız, sıcaklık ve basınç dağılımları



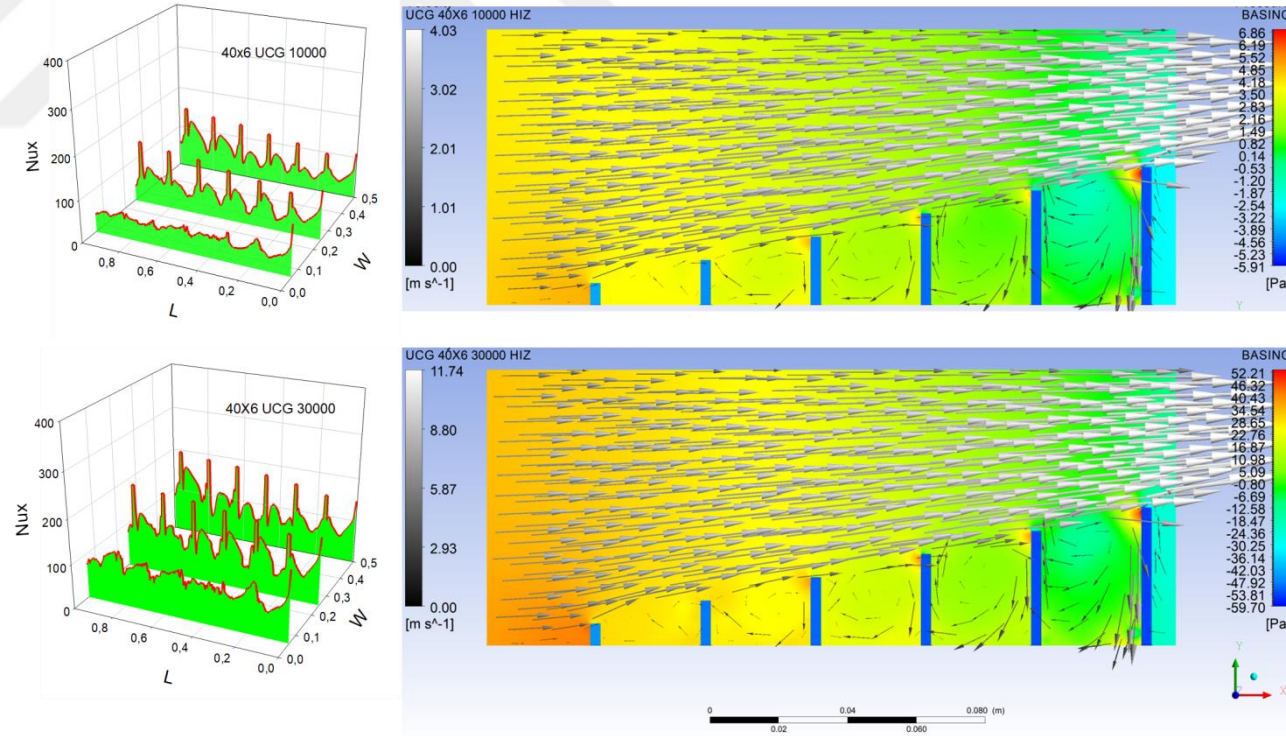
Şekil E2.3. Direnç yüksekliği  $h^*=0,5$  direnç sayısı  $k=3$  için  $Re_D=20\ 000$  değerinde yerel Nusselt sayısı ( $Nu_x$ ) değişimi ile basınç ve hız dağılımları

EK-2 (Devam) (n=1) Üçgen direnç tipleri için yerel Nusselt ( $Nu_x$ ) değışimi ile hız, sıcaklık ve basınç dağılımları



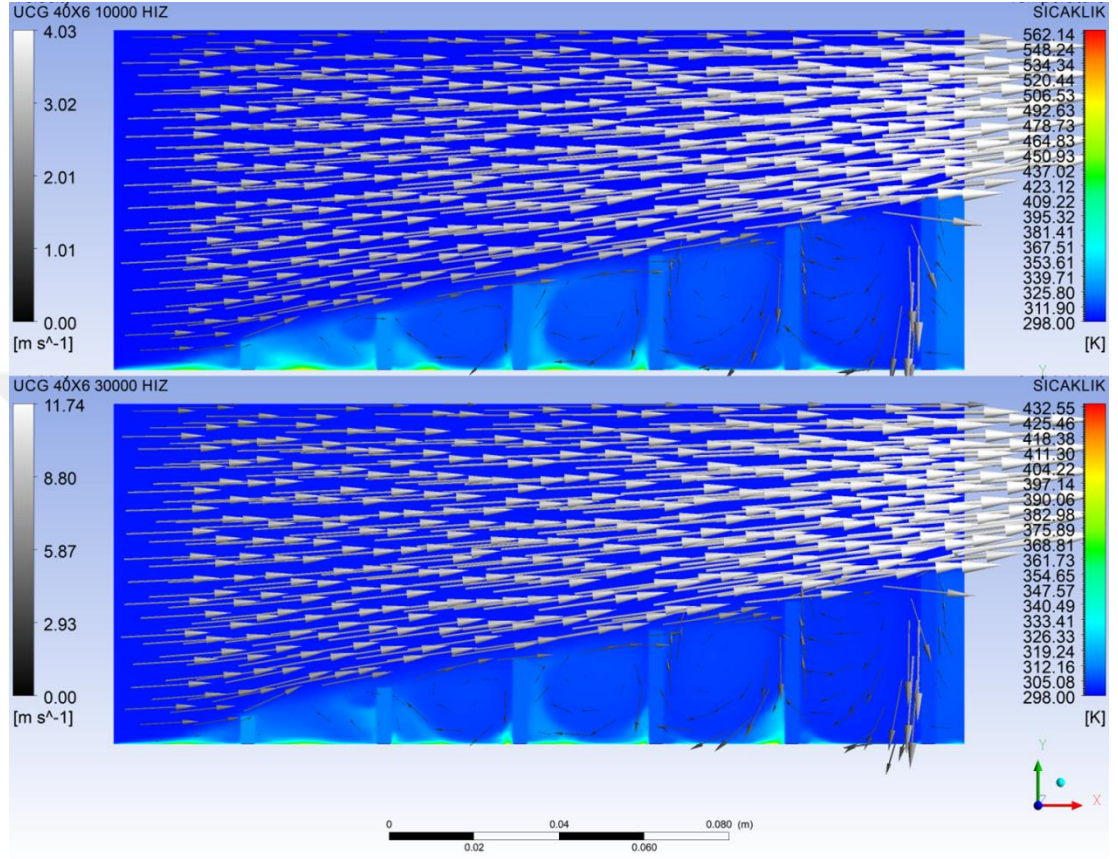
Şekil E2.4. Direnç yüksekliği  $h^*=0,5$  direnç sayısı  $k=3$  için  $Re_D=20\ 000$  değerin de sıcaklık ve hız dağılımları

EK-2 (Devam) (n=1) Üçgen direnç tipleri için yerel Nusselt ( $Nu_x$ ) değişimi ile hız, sıcaklık ve basınç dağılımları



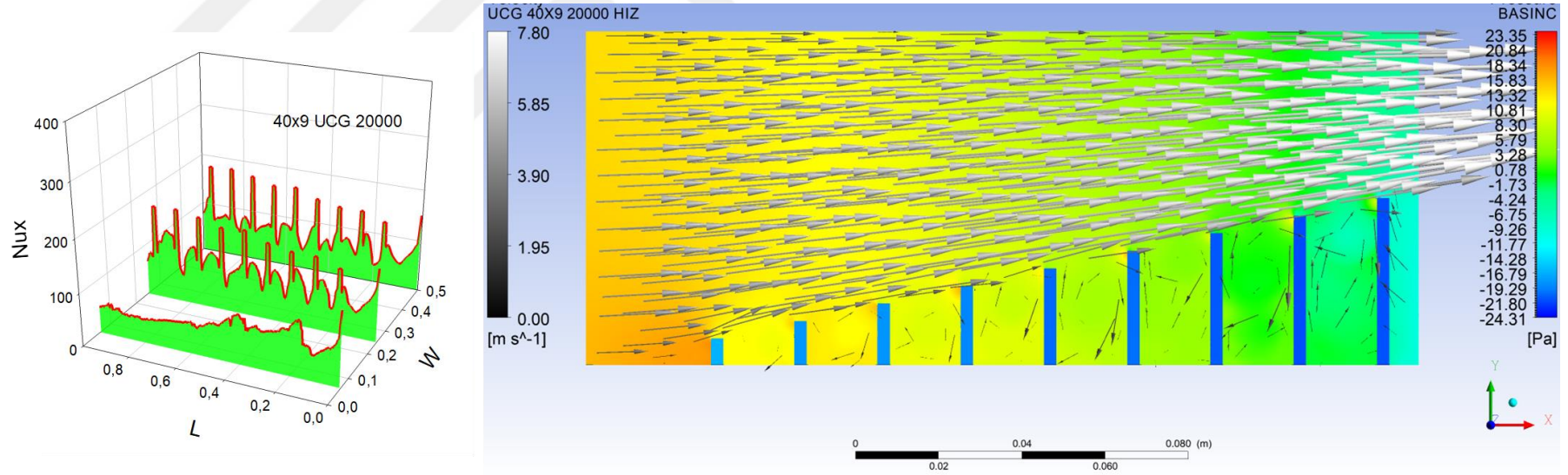
Şekil E2.5. Direnç yüksekliği  $h^*=0,5$  direnç sayısı  $k=6$  için  $Re_D=10\ 000$  ve  $Re_D=30\ 000$  değerlerinde yerel Nusselt sayısı ( $Nu_x$ ) değişimi ile basınç ve hız dağılımları

EK-2 (Devam) (n=1) Üçgen direnç tipleri için yerel Nusselt ( $Nu_x$ ) değişimi ile hız, sıcaklık ve basınç dağılımları



Şekil E2.6. Direnç yüksekliği  $h^*=0,5$  direnç sayısı  $k=6$  için  $Re_D=10\ 000$  ve  $Re_D=30\ 000$  değerlerinde sıcaklık ve hız dağılımları

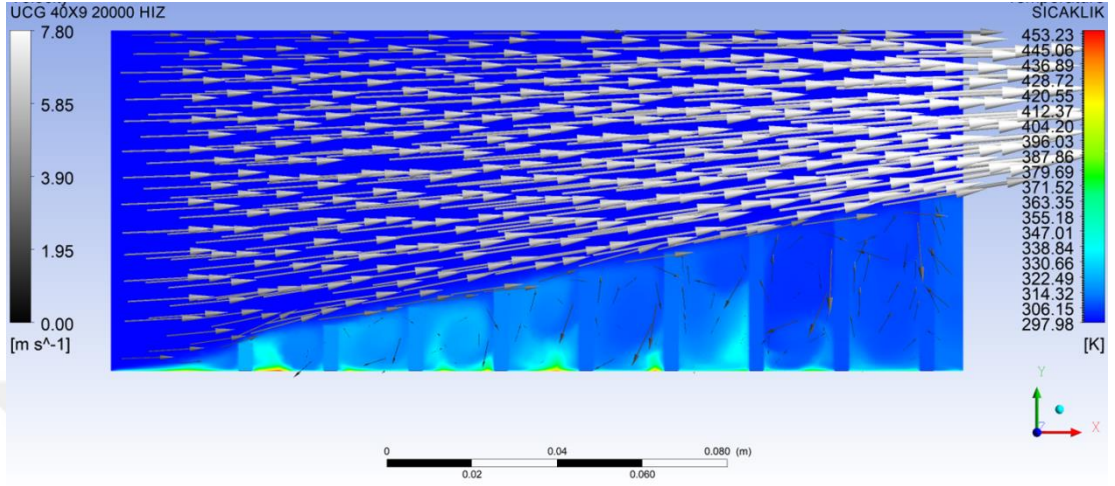
EK-2 (Devam) (n=1) Üçgen direnç tipleri için yerel Nusselt ( $Nu_x$ ) değişimi ile hız, sıcaklık ve basınç dağılımları



Şekil E2.7. Direnç yüksekliği  $h^*=0,5$  direnç sayısı  $k=9$  için  $Re_D=20\ 000$  değerinde yerel Nusselt sayısı ( $Nu_x$ ) değişimi ile basınç ve hız dağılımları

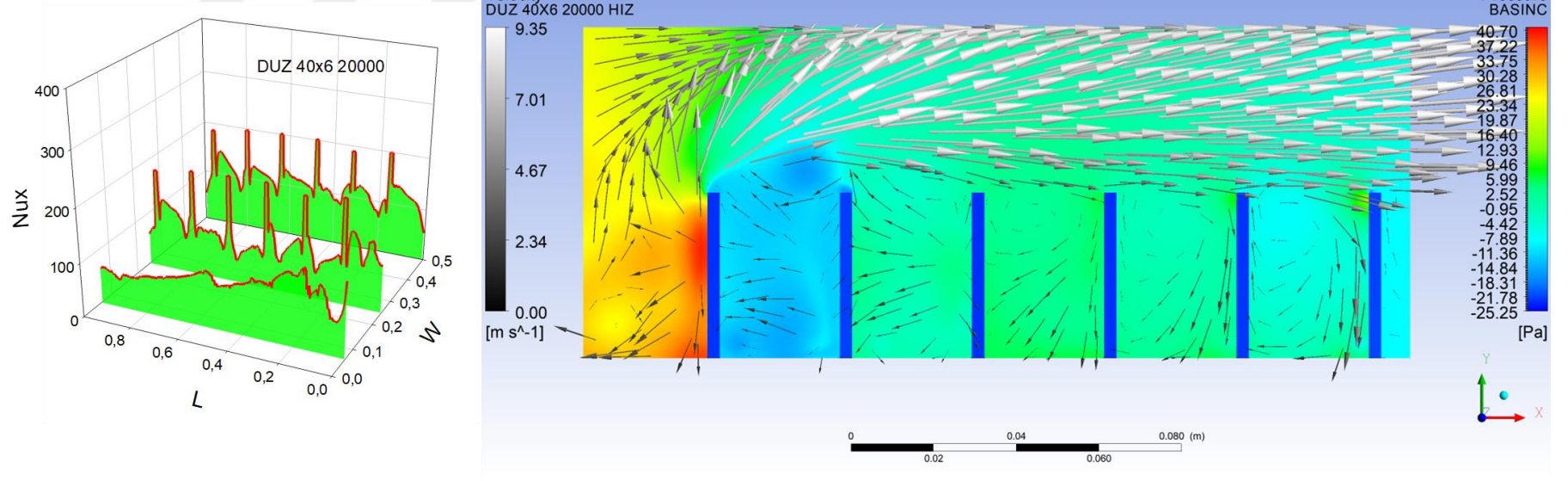


EK-2 (Devam) (n=1) Üçgen direnç tipleri için yerel Nusselt ( $Nu_x$ ) değışimi ile hız, sıcaklık ve basınç dağılımları



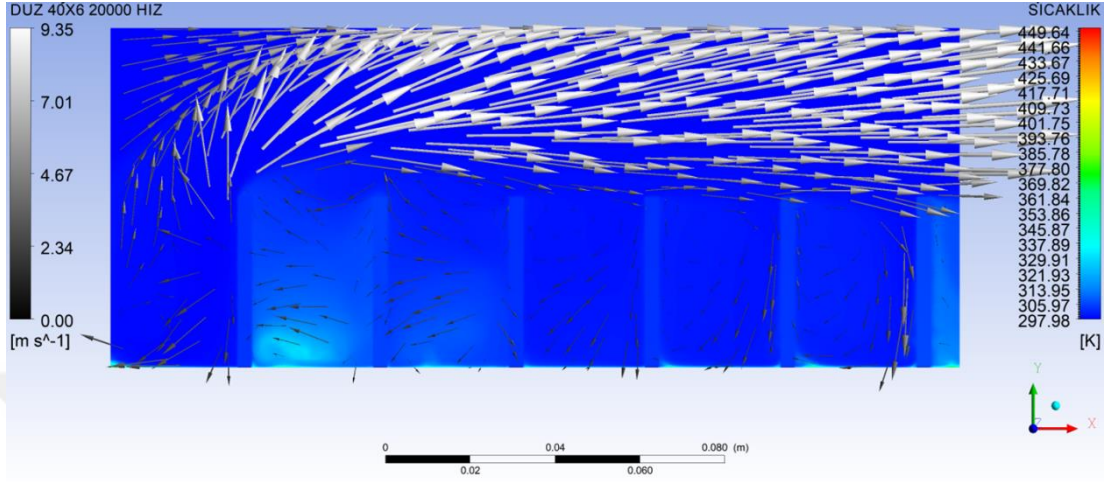
Şekil E2.8. Direnç yüksekliği  $h^*=0,5$  direnç sayısı  $k=9$  için  $Re_D=20\ 000$  değerinde sıcaklık ve hız dağılımları

EK-3 (n=0) Düz direnç tipleri için yerel Nusselt ( $Nu_x$ ) değişimi ile hız, sıcaklık ve basınç dağılımları



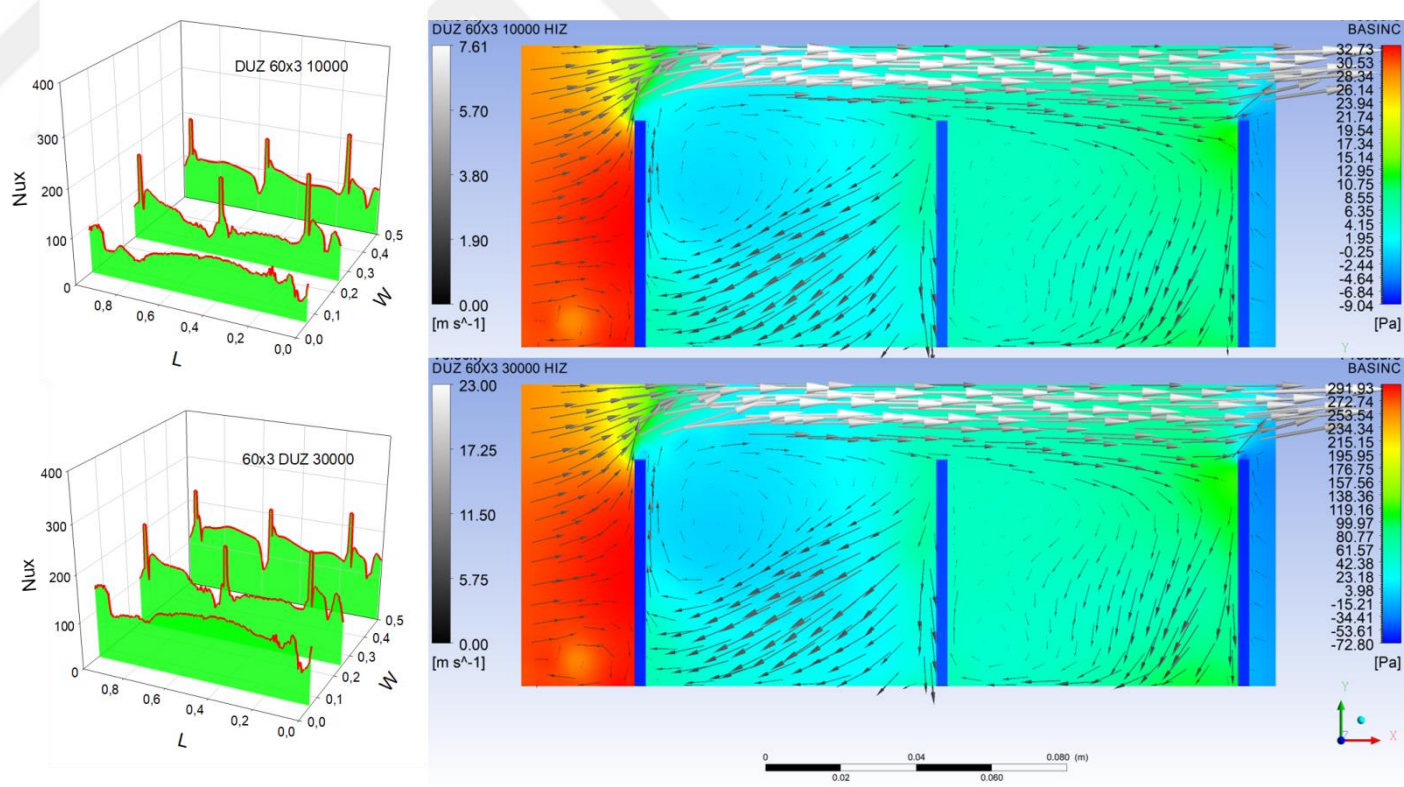
Şekil E3.1. Direnç yüksekliği  $h^*=0,5$  direnç sayısı  $k=6$  için  $Re_D=20\ 000$  değerinde yerel Nusselt sayısı ( $Nu_x$ ) değişimi ile basınç ve hız dağılımları

EK-3 (Devam) ( $n=0$ ) Düz direnç tipleri için yerel Nusselt ( $Nu_x$ ) değişimi ile hız, sıcaklık ve basınç dağılımları



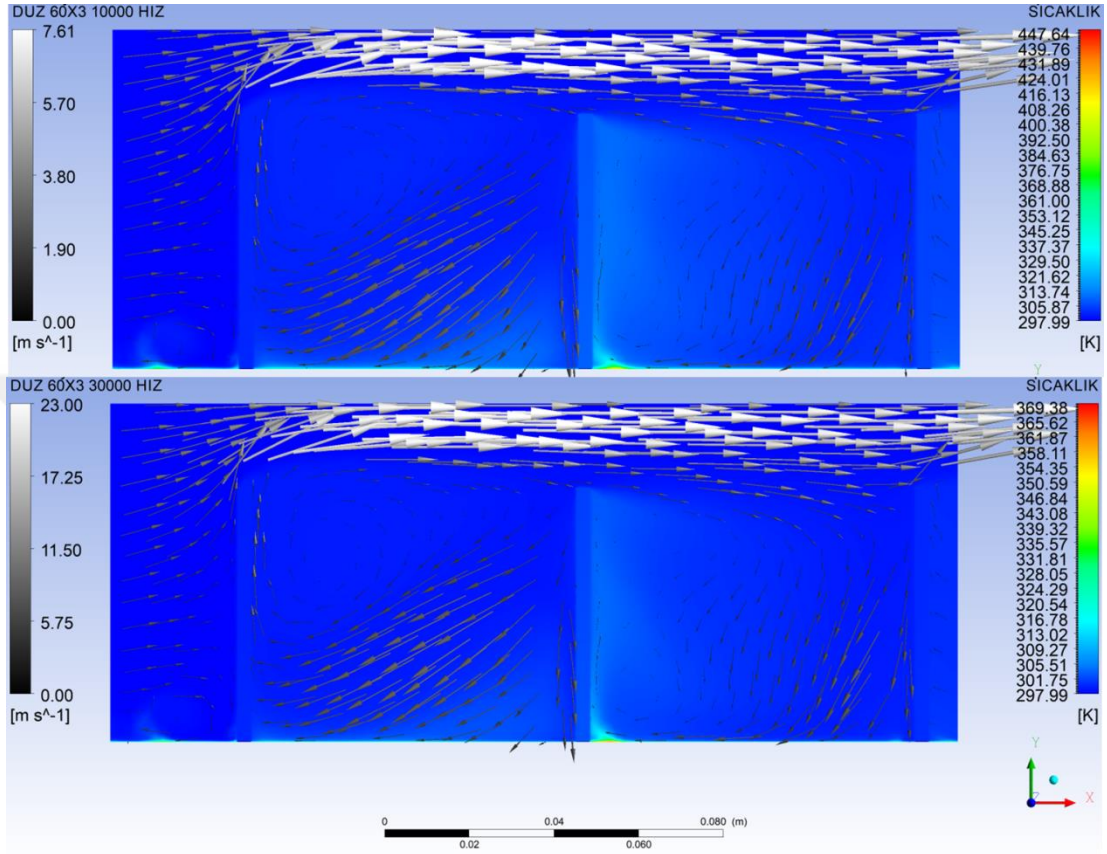
Şekil E3.2. Direnç yüksekliği  $h^*=0,5$  direnç sayısı  $k=6$  için  $Re_D=20\ 000$  değerinde sıcaklık ve hız dağılımları

EK-3 (Devam) ( $n=0$ ) Düz direnç tipleri için yerel Nusselt ( $Nu_x$ ) değişimi ile hız, sıcaklık ve basınç dağılımları



Şekil E3.3. Direnç yüksekliği  $h^*=0,75$  direnç sayısı  $k=3$  için  $Re_D=10\ 000$  ve  $Re_D=30\ 000$  değerlerinde yerel Nusselt sayısı ( $Nu_x$ ) değişimi ile basınç ve hız dağılımları

EK-3 ( $n=0$ ) Düz direnç tipleri için yerel Nusselt ( $Nu_x$ ) değişimi ile hız, sıcaklık ve basınç dağılımları



Şekil E3.4. Direnç yüksekliği  $h^*=0,75$  direnç sayısı  $k=3$  için  $Re_D=10\ 000$  ve  $Re_D=30\ 000$  değerlerinde sıcaklık ve hız dağılımları

**ÖZ GEÇMİŞ****Kişisel Bilgiler**

SOYADI, Adı :DURAN, Hüseyin  
Uyruğu :T.C.  
Doğum yeri ve tarihi :Eskişehir, 20 Mayıs 1985  
Medeni hali :Evli  
Telefon :0531 431 34 45  
e-Posta :duranhsyn@yahoo.com.tr

**Eğitim**

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Lisans	Atatürk Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü	2009
Lise	Kırıkkale Anadolu Lisesi	2003

**İş Deneyimi**

Yıl	Yer	Görev
2010-	Hava Kuvvetleri Komutanlığı	

**Yabancı Dil**

İngilizce