



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

**ORİFİSLERDE ÜSTAKIM DÜZ BORU**  
**MESAFESİNİN BASIN KAYBINA ETKİSİNİN**  
**SAYISAL İNCELENMESİ**

**Mehmet EKMEN**

**YÜKSEK LİSANS**

**Yenilenebilir Enerji Anabilim Dalı**

**Ağustos - 2019**  
**BATMAN**  
**Her Hakkı Saklıdır**

## TEZ KABUL VE ONAYI

Mehmet EKMEN tarafından hazırlanan "Orifislerde Üstakım Düz Boru Mesafesinin Basınç Kaybına Etkisinin Sayısal İncelenmesi" adlı tez çalışması 20 / 08 / 2019 tarihinde aşağıda ismi geçen jüri üyeleri tarafından oy birliği ile Batman Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yenilenebilir Enerji Sistemleri Anabilim Dalı'nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

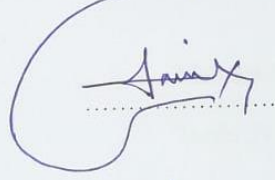
### Jüri Üyeleri

**Başkan**  
Prof. Dr. Hüseyin AYDIN

**Danışman**  
Dr. Öğr. Üyesi Hasan DÜZ

**Üye**  
Dr. Öğr. Üyesi Orhan ARPA

### İmza



Yukarıdaki sonucu onaylarım.



Prof. Dr. Şahnaz TİĞREK  
FBE Müdürü

## **TEZ BİLDİRİMİ**

Bu tezdeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini ve tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

## **DECLARATION PAGE**

I hereby declare that all information in this document has been obtained and presented in accordance with academic rules and ethical conduct. I also declare that, as required by these rules and conduct, I have fully cited and referenced all material and results that are not original to this work.

Mehmet EKMEN

Tarih: 29.08.2019

## ÖZET

### YÜKSEK LİSANS

## ORİFİSLERDE ÜSTAKIM DÜZ BORU MESAFESİNİN BASINÇ KAYBINA ETKİSİNİN SAYISAL İNCELENMESİ

**Mehmet EKMEN**

**Batman Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü  
Yenilenebilir Enerji Anabilim Dalı**

**Danışman: Doç. Dr. Hasan DÜZ**

**2019, 84 Sayfa**

**Jüri**

**Doç. Dr. Hasan DÜZ**

**Dr. Öğretim Üyesi Orhan ARPA**

**Prof. Dr. Hüseyin AYDIN**

Bu çalışmada pah verilmiş tek delikli bir orifis plakanın daimi, sıkıştırılamaz ve izotermal boru akışı üzerindeki etkileri sayısal çözümle simüle edilmiştir. Akışlar Reynolds ortalama Navier stokes denklemler ve SST türbülans modeli kullanılarak çözülmüştür. Orifis basınç kayıpları azaltılması ve orifis üst akım düz boru uzunluğunun kısaltılması çalışmanın ana amacı olmuştur. Burada pah açısı (0, 15, 30, 45, 60) verilmiş orifis plakanın basınç kaybı ve debi okuma hatası üzerindeki etkileri, pahlı yüzün orifis üst akımına bakmasına (sol pahlı) ve aşağı akımına bakmasına (sağ pahlı) göre iki ayrı durum için araştırılmıştır. İlk önce orifis üst akımında uzun düz bir boru akışı ile standart orifis akış ölçer kalibre edilmiştir. Daha sonra orifis üst akımında bir engel oluşturularak üst akım uzunluğu kısaltılmıştır. Engelle bozulan akışın kısa mesafede standart orifis akış ölçerin debi okumasına olan etkileri ölçülmüştür. Orifisli akışlar 5000, 15000, 25000, 40000 ve 100000 Reynolds sayılarında incelenmiştir. Çıkan sayısal sonuçlara göre sağ pahlı orifiste pah açısının basınç kaybı ve debi okuma hatası üzerindeki etkisinin pek olmadığı ve pahsız orifisle aynı olduğu görülmüştür. Sol pahlı orifiste ise 33° civarındaki pah açılarında basınç kaybının en düşük ve 45° civarındaki pah açılarında ise debi okuma hatasının en düşük olduğu görülmüştür. Çalışmada ayrıca orifisli ölçerde basınç fark ölçüm noktalarının debi okuma hatası üzerindeki etkileri de araştırılmıştır. Basınç fark ölçüm noktaları orifisten uzaklaştıkça debi okuma hatasının azaldığı görülmüştür.

**Anahtar Kelimeler:** Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD), Ansys, Basınç priz noktaları, Pah açısı, Reynolds ortalama Navier-stokes (RANS).

## **ABSTRACT**

## **MY THESIS**

# **NUMERICAL INVESTIGATION OF THE EFFECTS OF OVERHEAD STRAIGHT PIPE DISTANCE ON PRESSURE LOSS IN ORIFICE**

**Mehmet EKMEN**

**THE GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE OF  
BATMAN UNIVERSITY**

**Advisor: Assoc. Prof. Dr. Hasan DÜZ**

**2019, 84 Pages**

**Jury**

**Assoc. Prof. Dr. Hasan DÜZ**

**Assoc. Prof. Dr. Orhan ARPA**

**Prof. Dr. Hüseyin AYDIN**

In this study, the effects of a chamfered orifice plate on permanent, incompressible and isothermal pipe flow are simulated with numerical solution. Flows are solved using Reynolds-avarage Navier stokes equations and SST turbulence model. The main purpose of the study was to reduce orifice pressure loses and shortening the length of the orifice upper flow straight pipe. Here, the effects of the orifice plate with the chamfer angle (0, 15, 30, 45, 60) on the pressure loss and flow read error are investigated for two different cases according to whether the chamfered side faces upflow and downflow of the orifice (left chamfered) and (right chamfered). First the standard orifice flow meter is calibrated with a long straight pipe flow in the orifice upper flow. Then, an obstacle was created in the orifice upper flow and the upper flow length was shortened. The effects of the deteriorating flow due to the obstacle on the flow reading of the standard orifice flow meter were measured at short distance. Orifice flows are analyzed in 5000, 15000, 25000, 40000 and 100000 Reynolds numbers. According to the numerical results, the chamfer angle on the right chamfered orifice has no effect on pressure loss and flow read error and is the same as the chamfered orifice. In the left chamfered orifice, pressure loss was found to be lowest at chamfer angles around 33 ° and flow reading error was lowest at chamfer angles around 45 °. In this study, the effect of pressure difference measurement points on flow reading error in orifice meter was also investigated. It was observed that flow reading error decreases as pressure difference measurement points move away from orifice.

**Keywords:** Computational fluid Dynamics (CFD), Ansys, Pressure socket points, Chamfer angle, Reynolds-averaged Navier–Stokes equations (RANS)

## ÖNSÖZ

Çalışma süresince yardımlarını esirgemeyen ve tecrübesiyle yol gösteren değerli danışman hocam Doç. Dr. Hasan Düz' e, çalışma boyunca destek olan arkadaşlarım Ümran Akan'a ve Ramazan Altuğ'a ve beni dinleyen değerli jüri üyelerine teşekkürlerimi sunarım.

Mehmet EKMEN  
BATMAN-2019

## İÇİNDEKİLER

|                                                      |           |
|------------------------------------------------------|-----------|
| <b>ÖZET .....</b>                                    | <b>iv</b> |
| <b>ABSTRACT .....</b>                                | <b>v</b>  |
| <b>ÖNSÖZ .....</b>                                   | <b>vi</b> |
| <b>SİMGELER VE KISALTMALAR.....</b>                  | <b>ix</b> |
| <b>1. GİRİŞ.....</b>                                 | <b>1</b>  |
| 1.1 Akış Ölçerler .....                              | 2         |
| 1.1.1 Orifis akış ölçer.....                         | 3         |
| 1.1.2 Orifis akış ölçerlerde debinin ölçülmesi ..... | 5         |
| <b>2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....</b>                 | <b>7</b>  |
| <b>3. BORULARDA AKIŞ.....</b>                        | <b>12</b> |
| 3.1 Akış ve Akışkan Özellikleri .....                | 12        |
| 3.1.1 Basınç .....                                   | 12        |
| 3.1.2 Akışkan Debisi.....                            | 12        |
| 3.1.3 Newton tipi akışkan .....                      | 13        |
| 3.1.4 Daimi ve daimi olmayan akış .....              | 13        |
| 3.1.5 Sıkıştırılabilir ve sıkıştırılamaz akış.....   | 13        |
| 3.1.6 Viskozite.....                                 | 14        |
| 3.1.7 Kaymama koşulu- viskoz akış bölgesi.....       | 14        |
| 3.2 Laminer Ve Türbülanslı Akışlar.....              | 15        |
| 3.3 Giriş Bölgesi.....                               | 17        |
| 3.4 Giriş Uzunlukları .....                          | 18        |
| 3.5 Borularda Basınç Düşüşü Ve Yük Kaybı .....       | 19        |
| 3.6 Borularda Türbülanslı Akış Çözümleri.....        | 20        |
| 3.7 Türbülans Kayma Gerilmesi .....                  | 22        |
| 3.8 Türbülans Hız Profili .....                      | 24        |
| 3.8.1 Çeper yasası.....                              | 25        |
| 3.8.2 Logaritmik yasa .....                          | 25        |
| 3.9 Temel Akış Denklemleri.....                      | 26        |
| <b>4.HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ.....</b>        | <b>28</b> |
| 4.1 Türbülans Modelleme .....                        | 29        |
| 4.2 Sayısal Türbülans Çözümler .....                 | 30        |
| 4.3 RANS Çözümlerinin Temelleri.....                 | 31        |
| 4.4 RANS Modelleri.....                              | 31        |
| 4.4.1 İkinci-dereceden kapatacıcı modeller .....     | 32        |
| 4.4.2 Sıfır denklemlerli modeller.....               | 32        |
| 4.4.3 Bir denklemlerli modeller .....                | 33        |
| 4.4.4 İki denklemlerli türbülans modeller .....      | 33        |
| 4.5 SST k-omega modeli (shear stress transport)..... | 35        |
| 4.6 Duvara Yakın Türbülans .....                     | 35        |

|                                                                          |           |
|--------------------------------------------------------------------------|-----------|
| <b>5.SAYISAL ÇALIŞMA.....</b>                                            | <b>38</b> |
| 5.1 Deneyisel Doğrulama.....                                             | 39        |
| 5.2 Geometry (Geometri).....                                             | 41        |
| 5.3 Akış Geometrisinde Mesh Oluşturma.....                               | 44        |
| 5.4 Setup .....                                                          | 47        |
| 5.4.1 Sınır şartları, akış ve akışkan özellikleri .....                  | 48        |
| 5.4.2 Akışın giriş ve çıkış sınır şartları (inlet ve outlet) .....       | 48        |
| 5.4.3 Akışın duvar (wall) sınır şartı.....                               | 48        |
| 5.4.4 Akışın symmetry (simetri) sınır Şartı.....                         | 49        |
| 5.4.5 Çözücü kontrol (solver kontrol).....                               | 49        |
| 5.4.6 Monitör noktaları .....                                            | 50        |
| <b>6.SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME .....</b>                                 | <b>53</b> |
| 6.1 Sürtünme Kayıp Katsayısı .....                                       | 54        |
| 6.2 Akış Ölçer Debi Kayıpları .....                                      | 58        |
| 6.3 Basınç Ölçüm Noktalarının Debi Okuma Hatası Üzerindeki Etkileri..... | 65        |
| 6.4 Sonuç .....                                                          | 69        |
| 6.4.1 Öneriler.....                                                      | 70        |
| <b>KAYNAKÇA .....</b>                                                    | <b>71</b> |
| <b>EK-1.....</b>                                                         | <b>73</b> |

## SİMGELER VE KISALTMALAR

### SİMGELER

|               |                                                                          |
|---------------|--------------------------------------------------------------------------|
| $A_0$         | : orifis alanı, $m^2$                                                    |
| $A_1$         | : düz boru alanı, $m^2$                                                  |
| $C_d$         | : debi kayıp katsayısı                                                   |
| $C_{d,e}$     | : engelli orifislerde debi kayıp katsayısı                               |
| $C_{d,s}$     | : standart engelsiz orifislerde debi kayıp katsayısı                     |
| $D$           | : boru çapı, m                                                           |
| $F$           | : kuvvet, N                                                              |
| $f$           | : Darcy sürtünme faktörü                                                 |
| $g$           | : yerçekim ivmesi, $m/s^2$                                               |
| $I$           | : türbülans yoğunluğu                                                    |
| $k$           | : türbülans kinetik enerjisi, $kg\ m^2/s^2$                              |
| $L$           | : boru uzunluğu, m                                                       |
| $m$           | : kütle, kg                                                              |
| $\dot{m}$     | : kütleli debi, $kg/s$                                                   |
| $m_{th}$      | : teorik kütleli debi $kg/s$                                             |
| $P$           | : basınç, Pa                                                             |
| $P'$          | : anlık basınç çalkantı değeri, Pa                                       |
| $\bar{P}$     | : zaman ortalamalı basınç değeri,                                        |
| $t$           | : zaman, s                                                               |
| $V$           | : ortalama akış hızı, $m/s$                                              |
| $u, v$ ve $w$ | : sırasıyla x, y ve z yönlerindeki anlık hız bileşenleri, $m/s$          |
| $u', v', w'$  | : sırasıyla x, y ve z yönlerindeki anlık hız çalkantı bileşenleri, $m/s$ |
| $\bar{u}$     | : zaman ortalamalı akış hızı, $m/s$                                      |
| $u^*$         | : sürtünme hızı, $m/s$                                                   |
| $u^+$         | : boyutsuz hız                                                           |
| $y^+$         | : boyutsuz mesafe,                                                       |
| $\nu$         | : kinematik viskozite, $m^2/s$                                           |
| $\rho$        | : akışkan yoğunluğu, $kg/m^3$                                            |
| $\mu$         | : akışkan viskozitesi, $kg/m.s$                                          |
| $\mu_t$       | : türbülans viskozitesi, $kg/m.s$                                        |
| $\tau$        | : kayma gerilmesi, Pa                                                    |
| $\tau_d$      | : duvar kayma gerilmesi, Pa                                              |
| $\tau_{lam}$  | : laminar kayma gerilmesi, Pa                                            |
| $\tau_{turb}$ | : türbülans kayma gerilmesi, Pa                                          |
| $\varepsilon$ | : türbülans kinetik enerji yayılma oranı                                 |
| $\omega$      | : türbülans frekansı                                                     |

### KISALTMALAR

|      |                                                                       |
|------|-----------------------------------------------------------------------|
| DNS  | : Direct Numerical Simulation (Doğrudan Sayısal Simülasyon)           |
| HAD  | : Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği                                     |
| RANS | : Reynolds Averaged Navier Stokes (Reynolds Ortalamalı Navier Stokes) |
| LES  | : Large Eddy Simulation (Büyük Eddy Simülasyonu)                      |
| RMS  | : Root Mean Square (ortalama karekök)                                 |
| SST  | : Shear Stress Transport (kayma gerilmesi taşınımı)                   |

## 1. GİRİŞ

Akışkanlar mekaniğinin temel uygulamalarından biri akış debisinin hesaplanmasıdır. Akışkanların debilerinin ve basınç kontrollerinin hesabı için yapılan bilimsel ve endüstriyel çalışmalar sayesinde akış debisini ölçmek için çeşitli cihazlar geliştirilmiştir. Bu cihazlara akış ölçerler denilir. Bu akış ölçerlerden yaygın olarak kullanılan engelli akış ölçerler orifisler, venturimetreler ve lüleler olarak üçe ayrılmaktadır. Bu engelli akış ölçerler akış sistemlerinde daha çok debi ölçümlerinde kullanılırlar. Bunların engelli akış ölçer olarak adlandırılmasının nedeni akışın gerçekleştiği yolun daralmasına neden olarak akışa karşı bir direnç veya engel oluşturmalarıdır. Akış yolunda meydana gelen bu daralma akışta basınç düşmesine ve dolayısıyla daralma öncesi ve sonrası bir basınç farkının oluşmasına neden olmaktadır. Bu akış ölçerlerde meydana gelen basınç farkı ile akış debisi ölçülebilir, bununla birlikte debi ve basıncın kontrol edilmesinde kullanılabilir. Endüstriyel çalışmalarda engelli akış ölçerlerde akış özelliklerinin doğru hesaplanması önemli bir husustur. Orifislerde de akış özelliklerinin doğru hesaplanması önemli bir husustur. Orifisler ucuzluk, basit yapısı, kolay kurulumu ve güvenilir olmalarından dolayı tek ve çok fazlı akışlarda akış debisinin ölçülmesinde yaygın kullanılan cihazlardır.

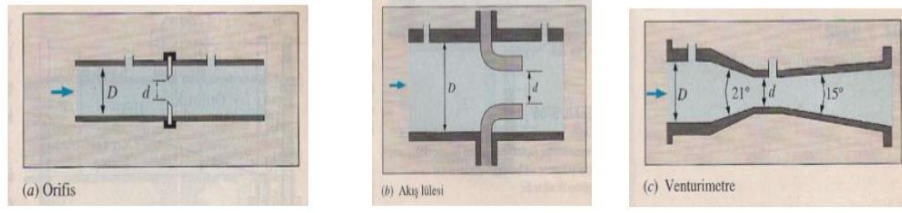
Orifisli akış ölçerlerle debi ölçümlerinde standartlar orifis öncesi akışın tam gelişmiş olmasını zorunlu kılmaktadır. Bu nedenle orifis üst akımı uzun düz bir boru mesafesi gerektirmektedir. Bu standartlar sağlandığında orifisli akış ölçerlerde debi okumalarındaki hata payı çok düşük olup %1 'i geçmemektedir. Bazı makine veya sistemlerde yerleşim alanı dar olduğundan uzun bir üst akım borusunun kullanılmamaktadır. Aynı şekilde orifisli akış ölçerler akış sisteminde önemli bir basınç kaybına da neden olmaktadır. Bu ek basınç kayıpları pompa güç tüketimini artırdığından ek elektrik maliyetine de neden olmaktadır. Fazla enerji tüketimi yakıt tüketimini artırdığından küresel ısınma gibi bir problemle mücadele edilmesinde engel olmaktadır. Son Literatür çalışmalarda basınç kayıplarının düşürülmesi için orifisin delik sayısının artırılması, kademeli orifis kullanılması gibi değişikliklerle orifislerde basınç kayıpları düşürülmeye çalışılmıştır. Buna benzer orifisli akışlarda basınç kayıplarının düşürülmesi ve standartlardan ödün vermeden üst akım boru uzunluğunun düşürülmesi ile ilgili literatürde bazı çalışmalar verilmesine rağmen konunun hala araştırma safhasında olduğu görülmektedir.

Bu nedenle bu tez çalışmasında orifisli akış ölçerlerde basınç kayıplarını düşürmek ve üst akım boru uzunluğunu kısaltmak için orifis akışlarıyla ilgili sayısal bir çalışma yapılmıştır. Çalışmada çap oranı  $\beta=0.5$  olan tek delikli bir orifis kullanılmıştır. Orifise  $0^\circ$ ,  $5^\circ$ ,  $15^\circ$ ,  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  ve  $60^\circ$  açılarında pah verilerek altı ayrı orifis ile akış analizleri yapılmıştır. Orifis akışında orifis öncesi ve sonrası pah gelecek şekilde her orifis iki farklı konumuyla test edilmiştir. Burada pah'ın orifis öncesi ve sonrası bırakılmasının akış üzerindeki etkileri analiz edilmiştir.

İlk önce orifis öncesi uzun düz bir boru akışı ile standart orifis akışları oluşturulmuştur. Daha sonra düz boru uzunluğunu kısaltmak için kısa üst akım mesafesinde bir engel oluşturularak (vana gibi) sayısal yöntemle tüm orifis akışları simule edilmiştir. Orifisli akışlar 5000, 10000, 15000, 25000, 40000 ve 100000 Reynolds sayılarında değerlendirilmiştir. Bu çalışmada Reynolds sayısı, pah açısı ve pah konumu araştırma konusunun değişken parametreleri olmuşlardır. Çıkan sonuçlardan verilen parametrelerin basınç kayıpları ve debi okuma hatası üzerindeki etkileri grafiksel yöntemlerle analiz edilmiş ve karşılaştırmalar yapılarak çalışma sonuçlandırılmıştır.

## 1.1 Akış Ölçerler

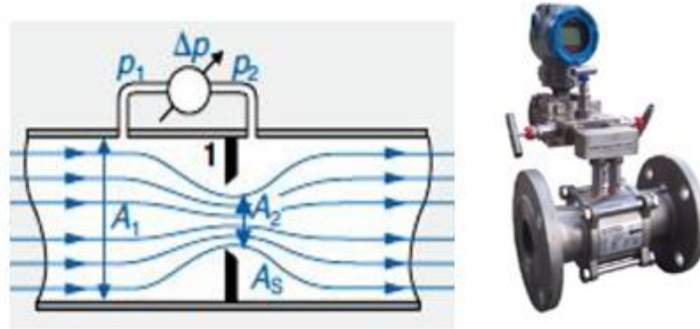
Akış sistemlerini içeren pek çok mühendislik uygulamalarında basınç ve akış debisini kontrol etmek amacıyla genellikle engelli akış ölçerlerden yararlanılır. Yaygın olarak kullanılan engelli akış ölçerler orifisler, venturimetreler ve lüleler olmak üzere üçe ayrılır. Bu cihazlar daha çok akış sistemlerinde akış debilerinin ölçülmesinde yaygın olarak kullanılırlar. Bu engelli akış ölçerler akış yolunu daralttıklarından akışa karşı bir engel oluştururlar bu nedenle engelli tabiri kullanılmıştır. Akış sisteminde yaratılan bu engel akışta bir basınç kaybına veya engel öncesi ve sonrası arasında bir basınç farkına neden olur. Bu basınç farkı ile akış debisi ölçülebildiği gibi akış sistemlerinde basınç ve debinin kontrol edilmesinde de kullanılmaktadır. Basınç farkı ile ölçüm yaptıklarından aynı zamanda bunlara diferansiyel akış ölçerler de denilmektedir. Bu engelli akış ölçerler neden oldukları basınç kaybı yönünden büyükten küçüğe doğru sıralandığında sırasıyla orifis, lüle ve venturimetre gelmektedir. Orifis akış ölçerler yüksek basınç kaybına neden olduklarından aynı zamanda yüksek pompa güç tüketimine neden olan elemandır. Orifis ile ilgili çalışmaların bir kısmı da bu basınç kayıplarını düşürmeye yönelik çalışmalardır.



Şekil 1.1 Engelli akış ölçerler (Çengel ve ark 2008)

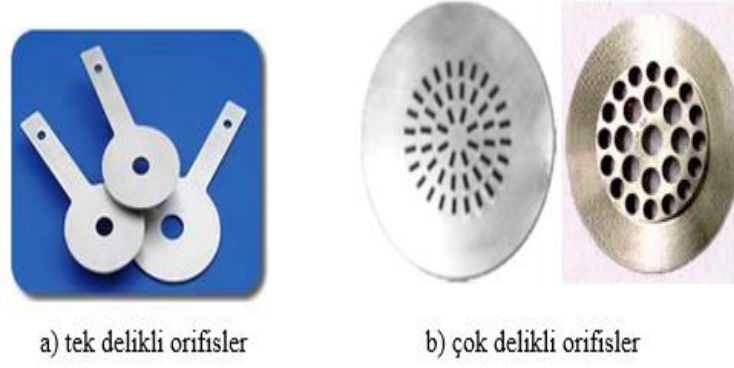
### 1.1.1 Orifis akış ölçer

Basit yapıları, kompakt oluşları ve güvenilirlikleri nedeniyle orifis akış ölçerler tek fazlı ve çok fazlı akışlarda akış debisi ölçmek için yaygın olarak kullanılan bir akış ölçerdir. Şekil 1.2 boru akışa yerleştirilmiş tek delikli bir plakadan oluşturulmuş orifis bir akış ölçerdeki basınç farkını göstermektedir. Orifis öncesi ve sonrası oluşan bu basınç farkı ile akış debisi arasında bir ilişki kurulur. Deneysel yöntemle akış debisi basınç farkına göre kalibre edilir. Kalibrasyon değerleriyle ayarlanan orifis akış ölçerler akış sistemlerinde akış debilerini ölçmek için kullanılırlar.



Şekil 1.2 Orifis akış ölçer ve orifis akış ölçüm ve özellikleri

Orifislerin kullanımı yüksek basınç kayıplarına, katı parçacıklı akışlarda ciddi erozyonlara, sıvı akışlarında kavitasyonlara, gaz akışlarında boğulmalara, titreşim ve gürültülere neden olabilmektedir. Engelli orifislerin tek delikli ve çok delikli olmak üzere çeşitleri vardır. Çok delikli orifisler yüksek debi kayıp katsayısına sahip olup basınç kayıplarını azaltmak için tek delikli orifisler yerine kullanılan cihazlardır.



**Şekil 1.3** Çeşitli orifis geometrileri

Standart orifis akış ölçerler orifis öncesi akışın tam gelişmiş olmasına göre kalibre edilen cihazlardır. Bunun için standart orifisler orifis öncesi uzun düz bir boru akışını gerektirmektedirler. Üst akımda boru bağlantı ve armatürleri gibi akış bozucu etmenlerin kısa mesafelerde bulunması durumunda hız profili bozulduğundan orifis ölçerler hatalı debi okumalarına neden olurlar. Orifis ölçerlerin kullanımı ile ilgili oluşan standartlar bazı akış sistemlerinde yer darlığı nedeniyle yerine getirilememekte ve bu nedenle orifis kullanımı sınırlı akış kalmaktadır. Bu sınırlamaları gidermek için standart orifiste ölçülen debi kayıp katsayısının ihmal edilebilir düzeyde değiştirmedığı takdirde uygun bir akış şartlandırıcı üst akımda kullanılabilmesine izin verilmiştir. Uygun bir akış şartlandırıcısı ile orifis öncesi düz boru uzunluğu kısaltılabilmektedir.

Orifisler tek fazlı veya çok fazlı akışlarda, Newton tipi akışkan olsun veya olmasın hemen tüm akış sistemlerinde kullanılabilir.

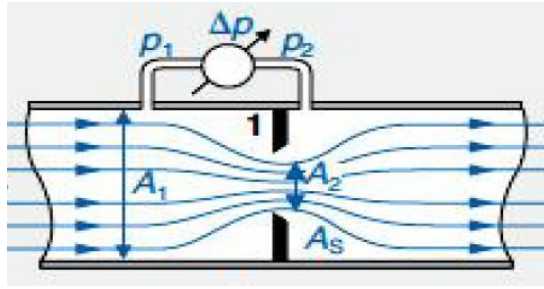
#### **Avantajları**

- Doğal olarak kullanımı kolaydır
- Hareketli parçalar yoktur
- Uzun süre güvenilirdir
- Maliyeti düşüktür

#### **Dezavantajları**

- Kısmi oranı zayıf
- Montajda hassas işlem gerektirir
- Yüksek basınç kayıplarına neden olur
- Debi ölçümünde karekök ilişkisi

### 1.1.2 Orifis akış ölçerlerde debinin ölçülmesi



Şekil 1.4 Orifis akış ölçer

Şekil 1.4 'de görüldüğü gibi daimi bir akış için kesit 1 ve kesit 2 den geçen kütleli debi eşitliği vardır. Bu yüzden gerçek debi Denklem (1.1) süreklilik denklemi yardımıyla hesaplanır.

$$\dot{m} = \rho V_1 A_1 = \rho V_2 A_2 (kg/s) \quad (1.1)$$

Kesit  $A_1$  ve kesit  $A_2$  arasında akış sürtünmesiz kabul edilirse bernoulli eşitliği aşağıdaki gibi uygulanabilir.

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} \quad (z_1 = z_2) \quad (1.2)$$

Sürtünmesiz akış için basınç farkına bağlı teorik kütleli debi Denklem (1.3) ile hesaplanır.

$$\dot{m}_{th} = A_2 \sqrt{\frac{2\rho(P_1 - P_2)}{(1 - \beta^4)}} \quad (1.3)$$

$$A_2 = \pi \frac{d^2}{4} m^2 \quad \text{ve} \quad \beta = \frac{d}{D} \quad (1.4)$$

Burada  $d$  orifis çapı ve  $D$  ise boru çapıdır.  $A_2$  orifis kesit alanı ve  $\beta$  ise orifis boru çap oranıdır.  $P_1 - P_2$  orifiste akan basınç farkıdır. Bernoulli bağıntısı ile hesaplanan akış debisi gerçek akış debisinden farklı olduğu için Denklem (1.3) orifis debi kayıp katsayısı ile düzeltilmeye çalışılır. Bu nedenle debi kayıp katsayısı gerçek kütleli debinin teorik kütleli debiye oranı olarak tanımlanmıştır.

$$C_d = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{th}} \quad (1.5)$$

Denklem (1.5) 'de  $\dot{m}$  gerçek kütlesel debi,  $\dot{m}_{th}$  teorik kütlesel debiyi ifade etmektedir.

## 2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Orifis akış ölçerlerle ilgili yapılan pek çok deneysel çalışma ve son zamanlarda yapılan pek çok sayısal çalışma literatürde oldukça yer edinmiştir. Orifis akış ölçerlerle ilgili yapılan çalışmalar daha çok aşağıda sıralanan nedenler üzerine yoğunlaşan çalışmalar olduğu görülmektedir.

- Orifis akış ölçerlerin doğruluklarını artırmak
- Orifis akışlarında basınç kayıplarını azaltmak
- Standart akış ölçer için orifis üst akım mesafesini hesaplamak
- Akış şartlandırıcısı kullanarak üst akım düz boru mesafesini kısaltmak
- Orifis akışının sistemde neden olduğu tahribatları araştırmak ve bunları gidermek
- Türbülans modellerin orifis akışındaki, simulasyon doğruluklarını test etmek
- Orifis öncesi ve sonrası akış karakteristiklerinin orifis akış parametrelerine bağlılıklarını araştırmak.

Deotte v.a. (1991) 50mm çaplı boruda ve 54700 Reynolds sayılı hava akışında, 0.5 çap oranlı orifisin çevresindeki hız akış profillerini 3D lazer Doppler Anemometri (LDA) kullanarak ölçmüşlerdir

Orifis üst akımına yerleştirilen boru armatürleri ve bağlantıları orifise yaklaşan hız profillerini bozduklarından akış debisi ölçümlerinde kayda değer hataya neden olurlar. Bu nedenle Ouazzane ve Barigou (1999) orifis girişindeki farklı hız profillerinin orifis performansındaki etkisini akış şartlandırıcılı ve akış şartlandırıcısız olarak, deneysel yöntemle, incelemişlerdir. Bu çalışmada asimetric çalkantılı hız profilleri orifis üst akımına yerleştirilen küresel bir vana ile üretilmiştir. Üretilen asimetric çalkantıların akış ölçerin kalibrasyonunda önemli değişmelere neden olduğunu bildirilmiştir. %70 geçirgenliğe ve altı kanada sahip kanatlı plakalı bir akış şartlandırıcısının üst akımda kullanılması durumunda ise akış ölçerin performansını iyice iyileştirdiği görülmüştür. Akış şartlandırıcısının orifis paketin bir parçası olarak kullanılması halinde üst akım gerekli boru uzunluğunu kayda değer azaltacağını çalışmalarında bildirmişlerdir. Deneyde kullanılan akış şartlandırıcısının iyi bir akış düzeltici ve iyi bir çalkantı sönümleyici olduğu halde verimli bir akış şartlandırıcısı olmadığı ayrıca belirtilmiştir.

Ramamurthi ve Nandakumar (1999) orifis çapı, orifis çap oranı ve Reynolds sayısı gibi parametreleri değiştirerek küçük keskin kare kenarlı bir orifis akışında kaviteasyon etkilerini ve debi kayıp katsayısını hesaplamak için deneysel bir çalışma yapmışlardır.

Amerika'da kullanılan orifis akış ölçerler için standartlarda yapılan yeni revizyonlar üst akım gelişme uzunluğunun 145D düz boru çap uzunluğunda olmasını gerektirmiştir fakat bazı işletmelerde, alan kısıtlamalarından dolayı, bunu sağlamak çok maliyetli olduğundan, standart tam gelişmiş akış şartları sağlanması durumunda, orifis üst akımında bir akış şartlandırıcısının kullanılması ile bu çap uzunluğu düşürülebilmeye izin verilmektedir. Bu nedenle Morrov v.a. (2000) bu mesafeyi minimize etmek için farklı akış düzenleyiciler kullanarak 0.67 çap oranlı bir orifisle  $1.2 \times 10^6$  ile  $3.5 \times 10^6$  Reynolds sayılarında deneysel bir çalışma yapmışlardır. Çalışmalarında tam gelişmiş akış şartlarında elde edilen orifis debi katsayılarına minimum bir hatayla yaklaşacak şekilde akış şartlandırıcı ile orifis plaka arasındaki minimum mesafeyi bulmak için deneysel kalibrasyon çalışmaları yapmışlardır.

Singh v.a. (2004) orifis içerisine simetrik olarak yerleştirdikleri konik yaylı bir elemanın akış debisi ve basınç farkı üzerindeki etkisini sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. Burada amaç akış debisi arttığında orifiste ki basınç farkını sabit tutmak ve dolayısıyla enerji kayıplarını azaltmak olmuştur. Konik eleman geniş bir debi aralığında basınç farkını sabit tuttuğu görülmüştür. Sayısal çalışmada konik elemanın debiyle olan doğrusal yer değişimini ortaya çıkarmak için elemanın farklı pozisyonları analiz edilerek yay sabiti bulunmaya çalışılmıştır.

Dabiri v.a (2007) basınç ve toplam gerilme kriterlerini kullanarak bir orifis içerisinden laminar ve türbülans akışta kaviteasyon bölgelerini incelemişlerdir. Laminer akışta toplam gerilme kriterinin basınç kriterinden daha iyi kaviteasyon tahminini verdiğini, türbülanslı akışta ise tahminlerde az bir fark ile verdiğini ve yüksek Reynolds sayılarında kaviteasyonun oluşmasının az olası olduğunu bildirmişlerdir.

Eiamsaard v.a (2008) Newton tipi olmayan SCMC adlı sulu akışkan çözeltisi ile yaptıkları orifisli akışlarda debi kayıp katsayılarını çalışmışlardır. Deneysel çalışmada 0.4, 0.6, 0.8 orifis çap oranlarında ve 50, 100 ve 200mm boru çaplarında sulu çözeltinin 0.4, 0.6 ve 0.8 kg/m<sup>3</sup> konsantrasyonları için debi katsayılarını  $10^2 < Re < 10^5$  Reynolds aralığında araştırmışlardır. Düşünülen akışkan için, kayıp katsayısının Reynolds sayısı ile arttığını ve  $Re = 100000$  yukarısında 0.6 değerinde sabit kaldığını bildirmişlerdir.

Eiamsaard v.a. (2008) dairesel eş merkezli ve pah kenarlı bir orifis içerisinden türbülanslı hava akışını simule etmek için farklı türbülans modelleri ile sayısal bir çalışma sunmuşlardır. Çalışmada orifis çap oranının ( $D_r = 0.5, 0.6$  ve  $0.8$ ) akış karakteristikleri üzerindeki etkisi incelenmiş ve k-ε türbülans modeli ve Reynolds gerilme modeli ile ayrı

ayrı elde edilen simulasyon sonuçlarının deneysel değerlerle karşılaştırılması sonucunda her iki modelin sonuçlar üzerindeki etkileri araştırılmıştır.

Geniş Reynolds aralığında bir orifis tüpünden sıkıştırılamaz akış için kayıp katsayısını ve basınç düşümünü tahmini için bir model Jankowski v.a (2008) tarafından geliştirilmiştir.

Alimonti v.a. (2010) çoklu orifisli sistemlerde basınç düşümünü hesaplamak için orifis boğaz kalınlığının çap oranını değiştirerek iki fazlı hava-su akışının karakteristiklerini ölçmüşlerdir. İki fazlı akışın hidrodinamiklerini etkileyen valf boğaz geometrisi ve kalınlık/çap oranı nedeniyle deneysel sonuçlar ve test edilmiş korelasyonlar arasında büyük bir ayrılık olduğunu çalışmalarında bildirmişlerdir.

Manshoor v.a. (2011) desenli bir akış şartlandırıcının standart ve standart olmayan orifisli akış ölçerlerdeki etkisini sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmalarında 0.5 çap oranlı orifisli bir akış ölçerde üst akımın 5D mesafesinde yerleştirdikleri ve %58.81 geçirgenliğe sahip bir akış şartlandırıcısını asimetric ve girdaplı üst akım şartlarında standart orifis akışına göre debi katsayısına olan etkisini incelemişlerdir. Akış şartlandırıcısı ve orifis plakanın birlikte kullanıldığı girdaplı ve asimetric bir akışta çıkan deneysel sonuçlar bu paketin standartların gerektirdiği doğrulukta debi ölçümlerini yapabildiğini göstermiştir.

Gronych v.a. (2012) çok delikli orifislerde, delik merkezleri arası minimum aralığı hava akışı üzerinde ihmal edilebilir etkileri için araştırmıştır.

Shah v.a.(2012) orifis akışlarında kapsamlı bir analiz gerçekleştirmek için OPEN-FOAM 1.6 kullanarak deneysel ve sayısal çözümün birlikte kullanıldığı bir çalışma yapmışlardır.

Nygard ve Andersson (2013) 0.5D çapında eksen simetric bir orifiste sıkıştırılamaz türbülanslı akışı silindirik koordinatlarda IBM “direct forcing” taslağını kullanarak sayısal olarak simule etmişlerdir. Tam gelişmiş akışta sayısal değerler deneysel verilerle uyum göstermiştir. Ayrıca akış daralmanın aşağı akımında 2.25D boru çap mesafesinde sirkülasyonun son bulduğunu ve ortalama akış alanında asimetriclerin varlığını gözlemlemişlerdir.

Haimin v.a. (2013) nükleer güç santrallerindeki soğutma sistemlerinde  $22.71 \text{ m}^3/\text{h}$  akış oranında aralarında yaklaşık 2.4D sabit mesafesi bulunan bir kademeli orifisi optimal tasarlamak için deneysel bir çalışma yapmışlardır. Gaz akışında basınç kayıplarını azaltmak için 0.5 çap oranlı bir orifisin aşağı akımına bir disk yerleştirerek başarmışlardır. Disk  $Re=1.8 \times 10^4$  sayılı akışta 0.2D-0.7D aralığındaki aşağı akım mesafelerinde

yerleştirilerek analiz edilmiştir. Kullanılan disk 0.38-0.58 aralığında  $\beta$  oranlarına sahip 7° pah kenarlı keskin kenarlı konsantrik bir disktrir.

Shaaban (2014) tek delikli orifisli akış ölçerlerde oluşan sürekli basınç kayıplarını azaltmak için orifis aşağı akımında bir disk yerleştirmiştir. Burada diskli orifisin (kademeli orifis) basınç kaybı azaltımı üzerindeki etkisi sayısal olarak araştırılmıştır. Sayısal çalışmada disk-boru  $\beta$  oranı ve disk-orifis arasındaki boyutsuz mesafe değiştirilerek her debideki maksimum basınç kaybı bulunmuştur. 18400-86900 Reynolds sayı aralığında yapılan optimizasyon çalışmasına göre diskli orifis standart orifise göre %29.8-33.5 oranında basınç kaybını azalttığı gözlemlenmiştir. Ayrıca diskli orifisin üst akım düz boru uzunluğunun kısaltılmasına ve giriş türbülans çalkantılarına karşı standart orifise göre akış bozucu etmenlerden daha az etkilendiği rapor edilmiştir.

Singh ve Tharakan (2015) 500 ‘den 20000 Reynolds aralığına kadar aynı alanlı deliğe sahip tek delikli ve çok delikli orifislerdeki akışlarda oluşan basınç farklarını karşılaştırmışlardır. Çok delikli orifisler tek delikli orifislere göre tüm Reynolds sayılarında daha az basınç kaybına neden olduğu bildirmişlerdir.

Kumar (2015) Ansys Fluent 14 programını kullanarak plaka-disk kademeli bir orifis tasarımının eşit ve eşit olmayan  $\beta$  oranları için orifis-disk aralığının basınç farkı üzerindeki etkilerini sayısal olarak araştırmışlardır.

Feng Shan v.a. (2016) dairesel ince keskin kare kenarlı bir orifis plakasında orifis  $\beta$  oranının ( $\beta$  oranı) orifis aşağı akımına olan etkisini deneysel olarak araştırmışlardır. Üç farklı  $\beta$  oranı ile akış alanı özellikleri deneysel olarak incelenmiştir. Deneyde yan yana yerleştirilen iki kamera sistemi ile görüntülü hız ölçüm tekniği (PIV) ile akış alanında anlık hız değerleri ölçülmüştür. Deneyde çıkarılan akış hızının istatistikî değerleri ile orifisin farklı akış bölgelerinde farklı karakteristik uzunluk ve hız ölçekleri kullanılarak akış bölgesindeki akış özelliklerinin  $\beta$  oranına bağımlılıkları incelenmiştir. Bu çalışmada karakteristik uzunluk ve hız ölçek seçiminin akış özellikleri üzerindeki önemi vurgulanmıştır.

Ulusal Fisyon bilimi enstitüsünde kurulan helyum soğutma/sıvılaştırma işlemlerinde sağlanan süper kritik helyumun akış debisinin bilinmesi performans testleri ve deneysel kullanımları açısından önemli olduğundan debi ölçümleri için çeyrek dairesel bir orifis ile yapılmaktaydı. Reynolds sayısına ve kuruluma bağılı olarak benzer çalışma şartlarında orifisin kalibre edilmesi istenmiştir. Buna istinaden Akifumi v.a.(2017). yeni bir kalibrasyon metodu geliştirmişlerdir. Bu yöntemde ısı yüklemesi uygulanarak süper

kritik helyumun orifiste ki entalpi artışları deneysel olarak ölçüldü. Burada entalpi artışları ile akış debisinin başarılı bir şekilde tahmin edilebildiği gösterilmiştir.

Abdulrazaq v.a. (2017) iç çapı 25.4 mm olan yatay bir boruda seri olarak sabitlenmiş pah kenarlı iki orifisin bulunduğu akışta akış karakteristiklerini sayısal olarak araştırmışlardır. Sayısal hesaplamalarda akış özelliklerini tahmin etmek için realizable  $k-\epsilon$  eddy viskozite türbülans modeli kullanılmıştır. Çalışmada eksenel akış hızının (1, 2, 4m/s), orifis aralığının (1D, 2D) ve orifis çap oranının (0.5, 0.63 ve 0.77) eksenel hız dağılımı ve basınç dağılımı üzerindeki etkileri sayısal olarak araştırılmıştır.

### 3. BORULARDA AKIŞ

#### 3.1 Akış ve Akışkan Özellikleri

Akışkanlar mekaniği akışkanların (sıvı, gaz, vb) durgun ve hareket halindeki davranışlarını ve akışkanların diğer akışkanlar ve katı cisimlerle oluşturdıkları sınır etkileşimlerindeki davranışları inceleyen bilim dalıdır. Durgun haldeki akışkanların davranışlarını inceleyen bilim dalına akışkan statikliği, hareket halindeki akışkanların davranışlarını inceleyen bilim dalına ise akışkan dinamiği denir. Barajlarda gövdeye gelen durgun su basınç kuvvetleri akışkan statikliğini ilgilendirirken akışkan akışlarında basınç ve hız akışkan dinamiği konusuna girmektedir.

##### 3.1.1 Basınç

Akışkanlar içinde bulundukları hacmin yüzeylerine veya akışın gerçekleştiği alanda yüzey üzerine sürekli bir kuvvet uygularlar. Birim alana uygulanan bu kuvvete akışkan basıncı denir. Basıncın birimi yüzey alana gelen kuvvet olarak tanımlandığından  $N/m^2$  birimine Pascal (Pa) denilmiştir.

$$P = \frac{F}{A} \quad (\text{Pa}) \quad (3.1)$$

Denklem (3.1) 'de P basınç, F kuvvet, A temas yüzeyi alanıdır. Akışkanın yaptığı basınç mutlak, etkin ve vakum basınç olmak üzere üç şekilde okunabilir. Atmosfer basıncı hava körenin kendi ağırlığından dolayı yeryüzüne uyguladığı akışkan basıncına denir. Ölçülen değer atmosfer basıncının üstündeyse etkin basınç, atmosfer basıncının altındaysa vakum basıncı olarak adlandırılır. Mükemmel vakum ise sıfır basınç üzerinden ölçülen tüm basınçlara mutlak basınç denir.

##### 3.1.2 Akışkan Debisi

Akışkanlar mekaniğinin ana uygulamalarından biri de akış debilerinin ölçülmesidir. Akış debisinin hesaplanması için yıllar içerisinde birçok cihaz geliştirilmiştir. Akış debisi hacimsel ve kütsel olmak üzere ikiye ayrılır

**Kütlesel debi:** En-kesit alandan birim zamanda akan kütle miktarına denir.

**Hacimsel debi:** En-kesitten birim zamanda geçen akışkan hacmine denir.

$$\text{Kütlesel debi: } \dot{m} = \rho VA \quad (kg/s) \quad (3.2)$$

$$\text{Hacimsel debi: } \dot{V} = A.V \quad (m^3/s) \quad (3.3)$$

Denklemlerde  $\rho$ ; yoğunluk,  $V$  akışkanın ortalama hızı ve  $A$  akışkanın geçtiği kesit alanıdır.

### 3.1.3 Newton tipi akışkan

Akışkanlar Newton tipi ve Newton tipi olmayan akışkanlar olmak üzere ikiye ayrılmaktadır. Newton tipi akışkanda uygulanan kayma gerilimi ile oluşan deformasyon hızı (kayma hızı) arasındaki ilişki doğrusaldır, bundan dolayı verilen bir sıcaklıkta sabit viskoziteleri vardır. Newton olmayan akışkan ise uygulanan kayma gerilmesi ile kayma hızı doğrusal olarak değişmediği akışkandır. Viskozite hız gradyanından bağımsız değildir, sabit sıcaklıkta bile değişkenlik gösteren viskoziteye sahiptirler. Akış hızına göre viskozitesi değişen akışlardır. Su, sıvı yağlar, benzin, dizel gibi sıvılar ve tüm gazlar Newton tipi akışkandır. Diş macunu, sıvı çikolata, bazı sıvı boyalar ve bazı süspansiyonlar Newton tipi olmayan akışkanlardır.

### 3.1.4 Daimi ve daimi olmayan akış

Akış içerisinde gözlemlenen bir noktada zamanla akış özellikleri değişmiyorsa bu tür akışlara daimi olmayan akışlar denir. Eğer gözlemlenen noktada akış özellikleri değişiyorsa bu tür akışlara daimi olmayan akış denir. Kısacası akış debisinin sabit olduğu akışlara daimi akışlar denir.

### 3.1.5 Sıkıştırılabilir ve sıkıştırılamaz akış

Bir akışın sıkıştırılabilir ve sıkıştırılamaz olarak sınıflandırılması için yoğunluk değişimine bağlıdır. Akış boyunca yoğunluk değeri değişmiyorsa akış sıkıştırılamaz akış

olarak tanımlanır. Akış boyunca basınç etkisiyle akışkanın yoğunluğu değişiyorsa bu akışa sıkıştırılabilir akış denir.

### 3.1.6 Viskozite

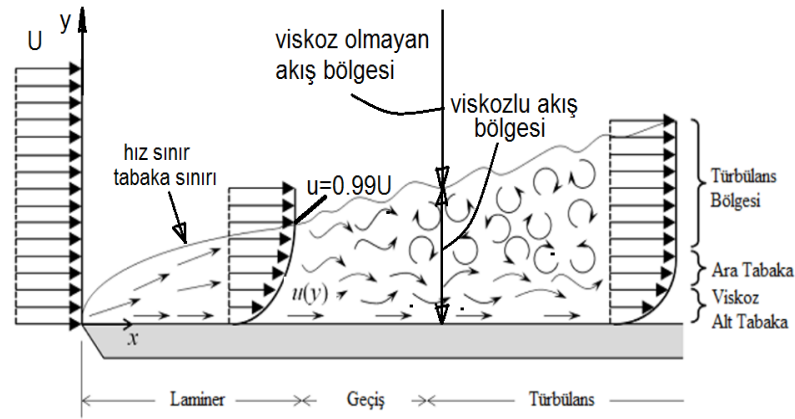
Sıvılarda moleküler arası çekim kuvvetleri, gaz akışlarında ise moleküllerin çarpışması ile viskoz kuvvetler oluşturmaktadır. Viskoz kuvvetler akmaya karşı gösterilen direnç kuvveti veya akış hareketine karşı olan sürtünme kuvveti de denir. Bu nedenle akışkanların akmaya karşı gösterdikleri iç dirence viskozite denir. Bir akışkan özelliğidir ve değeri deneysel ölçümler sonucunda belirlenir. Dinamik viskozite ve kinematik viskozite olarak ikiye ayrılır.

$$\text{Dinamik viskozite: } \mu \text{ (kg/m.s)} \quad \text{kinematik viskozite: } \frac{\mu}{\rho} \text{ (m}^2\text{/s)} \quad (3.4)$$

### 3.1.7 Kaymama koşulu- viskoz akış bölgesi

Akışların çoğu genelde akışkanların katı yüzeyler üzerindeki akışlarıdır. Bu yüzeylerde oluşan akışın davranışını ve katı yüzeyle olan etkileşimini bilmek tasarım için önemlidir. Etkileşim sonucunda akış sürtünmelerini yenebilecek gücün hesaplanması veya viskoz kuvvetlerinin etkisini azaltacak şekilde geometrinin tasarlanması da önemlidir.

Deneysel çalışmalar, yüzey üzerinden akışlarda akış hızının tam yüzeyde sıfır olduğunu göstermiştir. Yüzeyle temas eden akışkan viskoz kuvvetlerden dolayı yüzeye yapışır ve kayma meydana gelmez ve yüzeydeki hız sıfır kabul edilir, bu olaya kaymama koşulu denir. Viskoz etkiler sonucu yüzeye yapışan akışkan tabakası yine viskoz etkilerle üzerindeki diğer akışkan tabakalarını yavaşlatır ve yüzeyin normalinden itibaren akışta bir hız azalmasının gerçekleşmesine neden olur. Viskoz kuvvetlerin hız azalmasında etkili olduğu akış bölgesine sınır tabaka bölgesi (genelde katı yüzeyine yakın akış) denir. Yüzeyden uzakta viskoz kuvvetlerin hızda azalmaya yaratamadıkları akış bölgesine ise viskoz olmayan akış bölgesi veya sınır tabaka dışı akış denir. Şekil 3.1’de yapılan tanımlamalar sınır tabaka üzerinde gösterilmiştir.

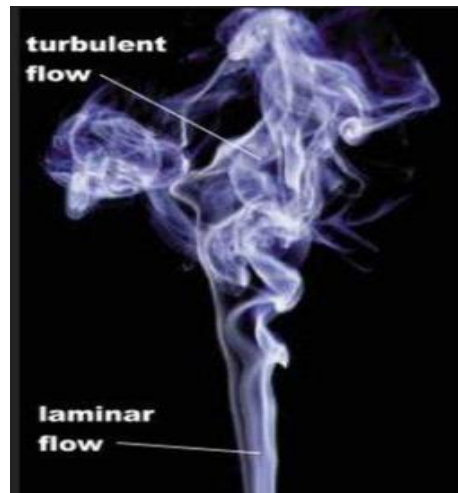


Şekil 3.1 Katı cidar üzerinde gelişen sınır tabaka (Çengel ve ark. 2008)

### 3.2 Laminer Ve Türbülanslı Akışlar

Bazı akışlar düzenli ve durgun akarken, bazıları da düzensiz ve çalkantılıdır. Çalkantısız akışkan hareketi olarak ifade edilen düzenli akışkan hareketi laminer, genelde yüksek hızlarda görülen hız çalkantıları olarak nitelendirilen akışkan hareketi ise türbülanslı akış olarak tanımlanır. Geçiş akışı ise laminlerden türbülansa geçiş aşamasındaki sürekli değişim gösteren ara akış davranışı olarak tanımlanır.

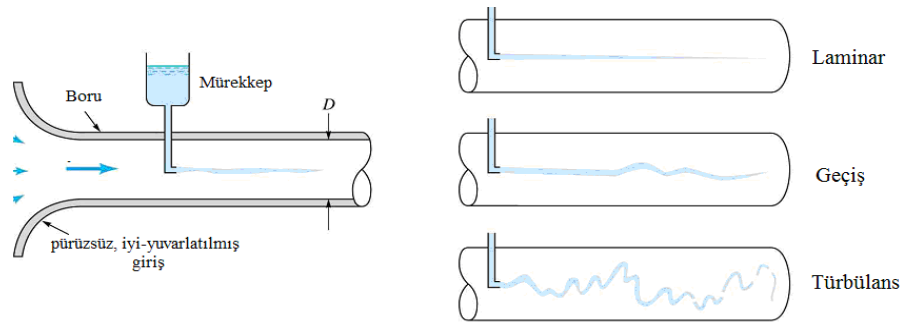
Laminer ve türbülanslı akışa birçok örnek verebiliriz. Örneğin Şekil 3.2’de yanan bir sigaradan yükselen duman ilk başta düzenli ve ince bir şekilde yükselirken daha sonra düzenli hareketi bozulur ve duman dağılarak yükselmeye başlar. Dumanın düzenli akışı laminer ve iç içe karışarak akması ise türbülanslı akışı gösterir.



Şekil 3.2 Laminer ve türbülanslı akış

Osborne Reynolds (1842-1912) yaptığı deneysel çalışmada akışın farklı biçimlerde aktığını gözlemlemiştir. Yaptığı çalışmada bir cam boru akışına Şekil 3.3’de

görüldüğü gibi mürekkep enjekte etmiştir. İlk önce bir vanayla akış hızı düşük tutulmuştur ve mürekkep akış içerisinde düzenli bir yol izlemiştir. Akış hızı biraz artırıldığında mürekkebin akış içerisinde dalgalanmaya başladığı ve akış hızı tam artırıldığında ise mürekkebin tüm akış kesitine dağılarak aktığı gözlemlenmiştir. Osborne Reynolds mürekkebin akış içerisindeki davranışını akışın düzenli ve düzensiz akmasına bağlamıştır. Düzenli akış davranışına laminar ve düzensiz akış davranışına ise türbülans demiştir. Laminer ve türbülans arası kararsız akışa ise geçiş akışı denilmiştir. Şekil 3.3’ de her üç akış türü mürekkep akışıyla tanımlanmıştır.



**Şekil 3.3** Osborne Reynolds (1842-1912)'un yaptığı deneysel boru akışında oluşan akış durumları (Düz,2013)

Düşük hızlar dışında akışların çoğu türbülanslı akışlardır. Türbülanslı akışta akışkan iç içe karışarak ilerlemektedir. Bu nedenle bir akışkan parçacığı akış boyunca düzgün bir yol izleyemez. Laminer akış kararlı bir akıştır. Akışta oluşan düzensizlikler ise akışın türbülansa geçmesine neden olur. Deneysel çalışmalar laminlerden türbülansa geçişin birçok nedeni olduğunu göstermiştir. Bunlar; akış hızı, akışkan türü, yüzey sıcaklığı, serbest akım türbülansı, yüzey pürüzlülükleri ve akış yolundaki engeller. Osborne Reynolds yaptığı çalışmalar sonucunda akış türlerini belirlemede kullanılan boyutsuz Reynolds sayısını bulmuştur. Dairesel borulardaki akışlar için ‘Reynolds sayısı’ aşağıdaki denklemle bulunmaktadır.

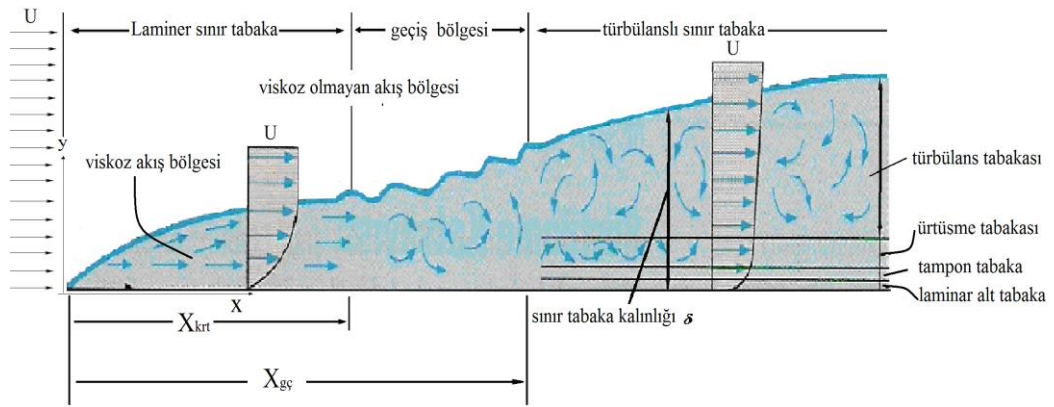
$$Re_D = \frac{\text{Atalet kuvvetler}}{\text{Viskoz kuvvetler}} = \frac{\rho U D}{\mu} \quad (3.5)$$

Denklem (3.5) 'de  $\rho$  akışkanın yoğunluğu,  $D$  borunun çapı,  $U$  ise akışın ortalama hızıdır. Osborne Reynolds türbülans oluşumunu izin vermeyecek şekilde çok hassas akış şartları yarattığında boru akışında laminar akışın 13000 Reynolds sayısına kadar

sürdüğünü boru girişinde akışa yüksek çalkantı verdiğinde ise laminar akışın 2300 Reynolds sayısında da son bulduğunu görmüştür. Bu nedenle boru akışlarında laminlerden türbülansa geçiş için tam kesin bir Reynolds sayısından bahsetmek zordur. Fakat uygulamalarda çok görüldüğünden aşağıda verilen Reynolds değerleri boru akışları için genel kabul görmüştür.

- $Re \leq 2300$  laminar akış
- $2300 \leq Re \leq 4000$  geçiş akışı
- $Re \geq 4000$  türbülanslı akış

Laminlerden türbülansa geçiş sadece boru akışlarında görülmez pek çok kış uygulamasında ve doğada görülmektedir. Kısacası akışın düzensiz ve iç içe karıştığı akış bölgesine türbülanslı akış denir. Örneğin düz bir yüzey üzerinden akışta sınır tabaka içi önce laminar akış ve daha ileriki mesafelerde sınır tabaka içi türbülanslı akış olur.

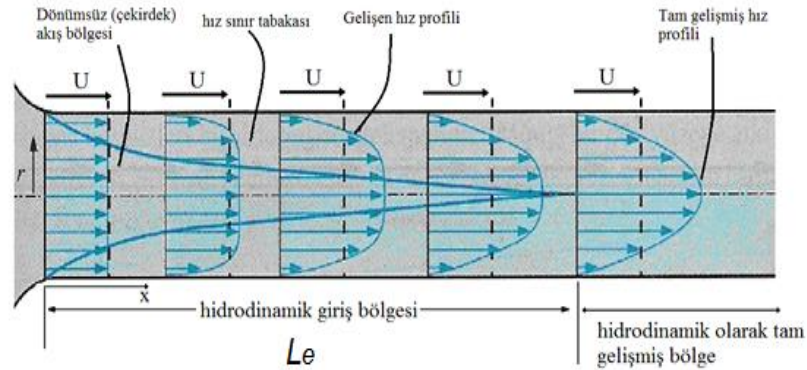


Şekil 3.4 Düz yüzey üzerindeki sınır tabaka değişimi (Çengel ve ark. 2008)

### 3.3 Giriş Bölgesi

Boru akışlarında boruya düzgün bir hızla geçen akışkan boru geometrisine uyana kadar hız profili akış boyunca değişir. Boru girişinde viskoz etkiler sonucu hız sınır tabakası kalınlığı yarıçapa eşit oluncaya kadar akış boyunca büyür. Yarıçapa eşit olduğu boru mesafesinden sonra tüm boru akışı sınır tabaka ile dolu olur. Boru girişinden sınır tabakanın merkezi çizgide birleştiği boru mesafesine kadar gelişen akış ve sonrasına ise tam gelişmiş akış denir. Gelişen boru akışında hız profili akış boyunca değişirken tam gelişmiş akışta hız profili sabit olup değişmezdir. Şekil 3.5 'te görüldüğü gibi tam gelişmiş boru akışının bir özelliği ise sürtünme faktörü ve hız profilinin akış boyunca değişmemesidir. Dolayısıyla sürtünme ve hız profili yönünden tam gelişmiş akış büyük

çoğunlukla teorik veya deneysel bağıntılarla çözülmüştür. Gelişen akış kısmı ise hala araştırma safhasındadır.



Şekil 3.5 Boru girişinden itibaren hız sınır tabakasının değişimi (Çengel ve ark. 2008)

### 3.4 Giriş Uzunlukları

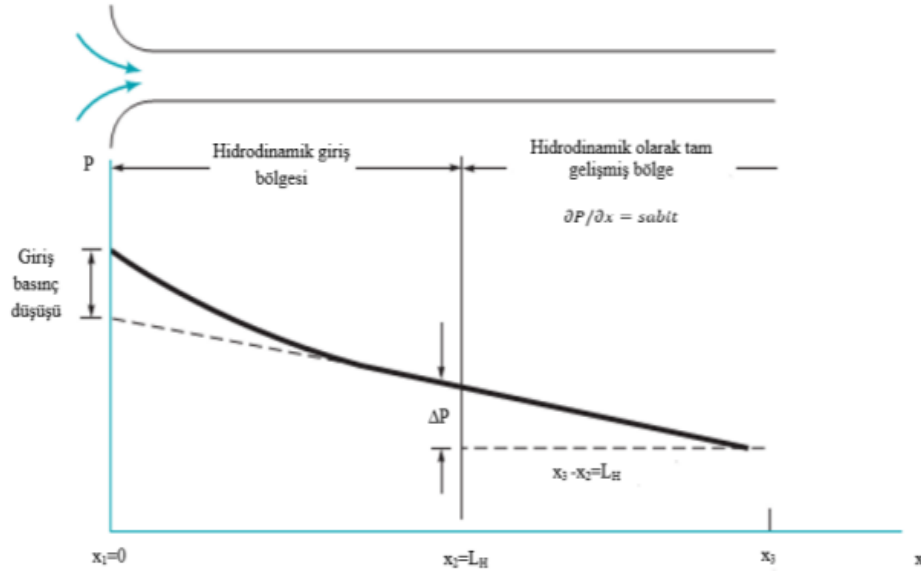
Hidrokinematik giriş uzunluğu, boru girişinden itibaren tam gelişmiş boru akışı oluşuncaya kadar ölçülen mesafeye denir. Literatürde yapılan deneysel pek çok çalışmalar sonucunda laminar boru akışlarında hidrokinematik giriş uzunluğu aşağıdaki bağıntıyla tahmin edilebilmektedir (Çengel ve Cimbala 2008).

$$L_{e,lam} = 0.056 \cdot D \cdot Re \quad (3.6)$$

Bazı akışkanlar mekaniği kitaplarında ise tam gelişmiş laminar akışın  $L_{e,lam} = 120D$  mesafesinden itibaren başladığını söyler (Çengel ve Cimbala 2008). Türbülanslı akışlarda ise hidrokinematik giriş uzunluğu laminar akışa göre çok daha kısadır. Türbülanslı boru akışlarında giriş uzunlukları pek çok akış parametresiyle değişkenlik gösterdiğinden pek çok ampirik bağıntılar önerilmesine rağmen hala belirsizliğini korumaktadır. Mühendislik uygulamalarında  $10D$  çap uzunluğundan sonra giriş etkileri ihmal edilmekte ve akış tam gelişmiş türbülanslı kabul edilmektedir. Fakat gerçekte giriş uzunluğu biraz daha uzun olmaktadır.

### 3.5 Borularda Basınç Düşüşü Ve Yük Kaybı

Boru akışında basınç düşüşü doğrudan akış sürtünmesiyle alakalı olduğundan önemlidir. Şekil 3.6’ da görüldüğü gibi boru girişinden itibaren gelişen boru akışında basınç parabolik düşerken tam gelişmiş akışta doğrusal bir şekilde düşmektedir.



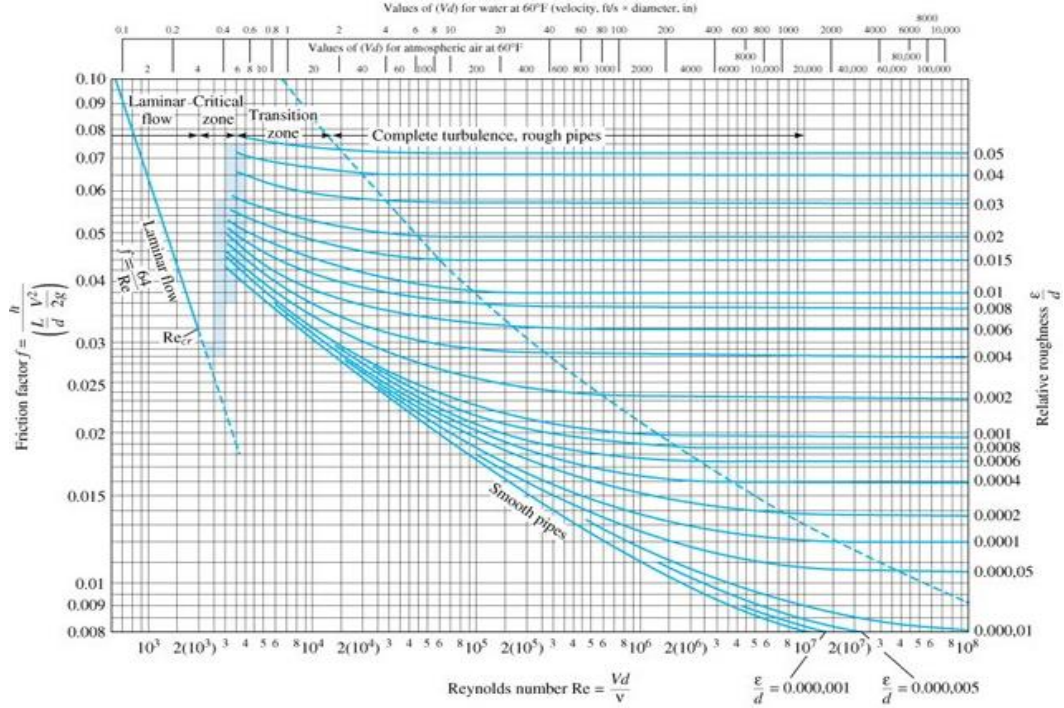
Şekil 3.6 Düz bir boruda basıncın değişimi (Saklar ve ark. 2017)

Boru içi sürtünmenin etkisiyle oluşan basınç kaybı aşağıda verilen Darcy-Weisbach bağıntısıyla hesaplanabilmektedir.

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \rho \frac{U^2}{2} \quad (3.7)$$

Denklem (3.7)’ de  $f$  Darcy sürtünme faktörünü,  $L$  boru uzunluğunu,  $\rho$  yoğunluk,  $U$  ise ortalama akış hızıdır. Darcy sürtünme faktörü ise basınç düşüş eğimine bağlı olduğundan gelişen akış sürtünme faktörü değişirken tam gelişmiş boru akışında ise değeri sabittir. Uzun borulu akış uygulamalarda boru girişindeki gelişen akışın etkisi ihmal edilmekte ve tüm akış tam gelişmiş boru akışı olarak hesaplanmaktadır. Tam gelişmiş boru akışında basınç kaybını hesaplamak için Darcy sürtünme faktörü değerine ihtiyaç duyulur. Laminer veya türbülans olsun tam gelişmiş akışlar için Darcy sürtünme faktörü Moody diyagramından bulunmaktadır. Bu diyagramda, Darcy sürtünme faktörü

bağıl pürüzlülüğe ( $\varepsilon/D$ ) ve Reynolds sayısına bağlı bir değişkendir. Moody diyagramı tam gelişmiş boru akışları ile yapılan deneysel çalışmalardan elde edilen Darcy sürtünme faktörlerinin verildiği bir diyagramdır.



Şekil 3.7 Moody diyagramı (Çengel ve ark. 2008)

Laminer boru akışlarında bağıl pürüzlülüğün Darcy sürtünme faktörüne etkisi yoktur, bu yüzden Darcy sürtünme faktörü Denklem 3.8 ile bulunabilmektedir.

$$f = \frac{64}{Re} \quad (3.8)$$

Türbülanslı pürüzsüz boru akışları için Denklem 3.9 kullanılabilir.

$$f = \frac{0.316}{Re^{1/4}} \quad Re < 2 \cdot 10^4 \quad (3.9)$$

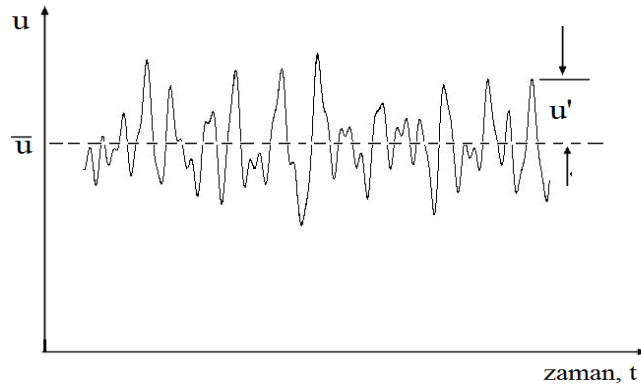
### 3.6 Borularda Türbülanslı Akış Çözümleri

Mühendislik alanında genel olarak karşılaşılan akışların çoğu türbülanslı akışlardır. Çeper kayma gerilmesi türbülanslı akıştan etkilenmektedir, çeper kayma

gerilmesinin ne kadar etkilendiğini bilmek önemlidir. Türbülanslı akışta girdap ve çalkantılar meydana gelir, bu akış düzensiz ve karmaşık bir yapıya sahiptir bundan dolayı türbülanslı akış teorisi yapılan birçok deneye rağmen hala tam çözülememiştir.

Laminer akışlarda akış düzgün bir şekilde gerçekleşir. Türbülanslı akışlar da oluşan girdap hareketi momentum, kütle ve enerjinin daha hızlı bir şekilde taşınmasını sağlar ve bunun sonucunda türbülanslı akışlarda kütle, momentum ve ısı geçişleri laminer akışlara göre daha yüksek olur.

Türbülanslı akışlarda meydana gelen girdap hareketinin etkisiyle sıcaklık, hız, basınç gibi akış özellikleri zamana bağlı sürekli değişir. Şekil 3.8 belli bir konumda  $u$  değeri alınmıştır ve bu değerlerin zamana bağlı değişimi gösterilmiştir. Bu değerler çok hassas cihazlar yardımıyla ölçülür.



Şekil 3.8 Türbülanslı akışta belirli bir konumdaki hızın zamana bağlı değişimi (Düz, 2013)

Şekil 3.8’de görüldüğü anlık hız değerleri ortalama hız etrafında değişmektedir. Bu ise hızın ortalama değeri ( $\bar{u}$ ) ve çalkantı bileşeni ( $u'$ ) toplamı şeklinde ifade edilebileceğini gösterir. Burada hız bileşeni çözümün basitleştirilmesi için iki değere ayrılmıştır.

$$u = \bar{u} + u' \quad (3.10)$$

Anlık hızda olduğu gibi basınç, yoğunluk ve sıcaklık da ortalama ve çalkantı bileşenine ayrılmaktadır.

$$P = \bar{P} + P' \quad T = \bar{T} + T' \quad \rho = \bar{\rho} + \rho' \quad (3.11)$$

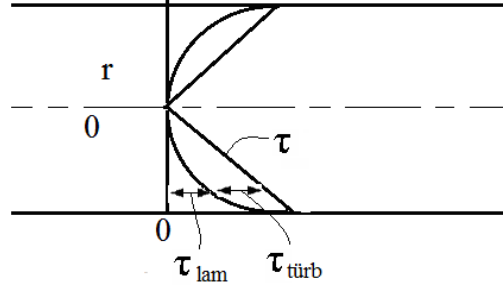
Türbülanslı akışlarda belirli bir konumdaki ortalama değerler laminar akıştaki özellikleri gibi zamanla değişmeyen değerlerdir.

### 3.7 Türbülans Kayma Gerilmesi

Türbülanslı akışlarda kayma gerilmesi hesaplanırken laminar akıştaki bağıntıyı kullanmak aklımıza gelebilir. Ancak yapılan deneysel çalışmalar türbülanslı akışlarda meydana gelen girdap ve çalkantılardan dolayı kayma gerilmesinin laminar akışta ki kayma gerilmesinden çok daha büyük olduğunu göstermiştir. Bu yüzden kayma gerilmesi de iki kısma ayrılır. Bu kısımlar; akış yönünde akışkan tabakaları arasında ki sürtünmeyi hesaba katan laminar bileşen ve çalkantı yapan akışkan parçacıkları arasında ki sürtünmeyi hesaba katan türbülans bileşenidir.

$$\tau = \bar{\tau} + \tau' \quad \bar{\tau} = \tau_{lam} \quad \tau_{türb} = \tau' \quad (3.12)$$

Şekil 3.9' da türbülanslı bir boru akışında laminar ve türbülans kayma gerilmelerinin akış en kesitinde ki dağılımı gösterilmiştir.



Şekil 3.9 Laminar ve türbülans kayma gerilmesinin akış en kesitinde dağılımları

Şekil 3.9'dan da görüldüğü gibi kayma gerilmesi boru merkezinde sıfır ve duvarda ise maksimumdur. Türbülanslı akışlardaki laminar kayma gerilmesi laminar akıştaki gibi

$$\tau_{lam} = \mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \quad (3.13)$$

ifadesiyle ortalama değerler üzerinden hesaplanabilmektedir. Türbölans kayma gerilmesi ise uzun bilimsel araştırmalar sonucunda iki çalkantı hız bileşenin akış üzerindeki zaman ortalama etkileri olarak aşağıdaki gibi ifade edilmiştir.

$$\tau_{turb} = -\rho \overline{u'v'} \quad (3.14)$$

Denklem 3.14 de  $\overline{u'v'}$ , ifadesi her iki yöndeki çalkantı hız bileşenlerinin zaman ortalamasıdır.  $-\rho \overline{u'v'}$ ,  $\rho \overline{u'^2}$ ,  $-\rho \overline{u'w'}$  ve  $\rho \overline{v'^2}$  gibi türbölans gerilmelerine Reynolds Gerilmeleri denir. Türbölans kayma gerilmesinin çözümüne yönelik pek çok çözüm yöntemi geliştirilmiştir. Bunlardan en önemlilerden birisi, 1877'de, Fransız matematikçi Joseph Boussinesq tarafından önerilen aşağıdaki bağıntıdır.

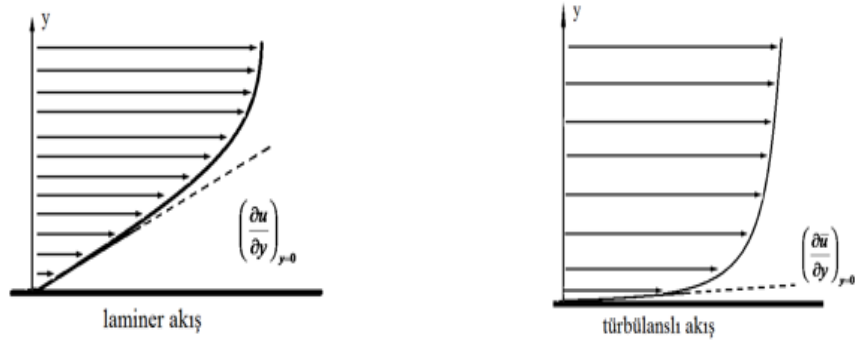
$$\tau_{turb} = -\rho \overline{u'v'} = \mu_t \frac{d\bar{u}}{dy} \quad (3.15)$$

Burada laminar kayma gerilmesinin hesaplanmasına benzer bir çözüm yolu önerilmiştir. Bu bağıntıda  $\mu_t$  türbölans viskozitesi veya eddy viskozitesi denir. Türbölans viskozitesi bir akışkan özelliği olmayıp akış şartlarına bağlı bir değişkendir. Türbölans kayma gerilmesinin hesaplanması için türbölans viskozitesini bulmaya yönelik pek çok model geliştirilmiştir.

Sonuç olarak laminar ve türbölans kayma gerilmesinin yerine yazılmasıyla, toplam kayma gerilmesi aşağıdaki eşitlikle sonuçlanmaktadır.

$$\tau = \tau_{lam} + \tau_{turb} = \mu \frac{d\bar{u}}{dy} + \mu_t \frac{d\bar{u}}{dy} = (\mu + \mu_t) \frac{d\bar{u}}{dy} \quad (3.16)$$

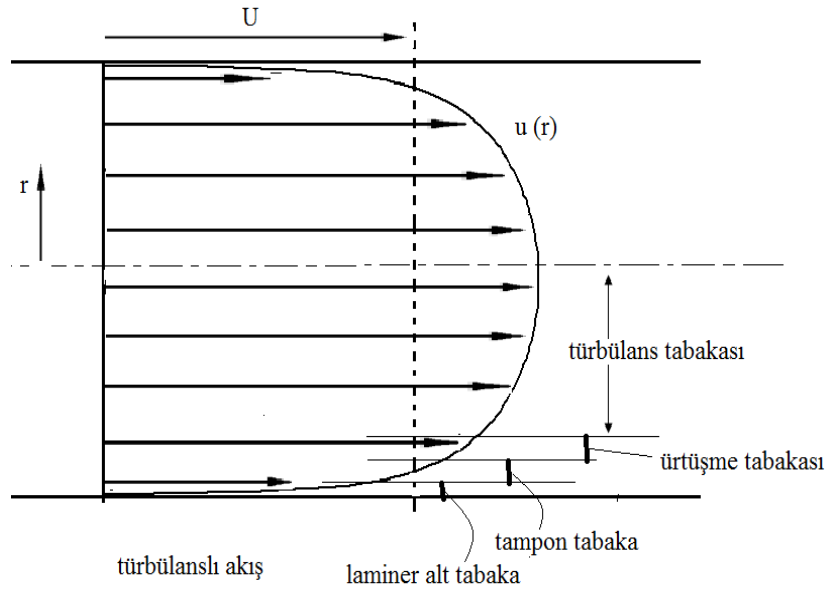
Türbölans ve laminar akışların boru cidarına yakın hız profilleri şekil 3.10'da gösterilmiştir. Görüldüğü gibi duvar kayma gerilmesi bulunurken cidara yakın hız eğiminden yararlanılır. Dolayısıyla duvara yakın türbölans hız gradyenin büyük olması türbölanslı akışlarda kayma gerilmesinin daha büyük olduğunu göstermektedir.



**Şekil 3.10** Aynı serbest akım hızına sahip, cidar kısmı yakın laminer ve türbülans hız profillerinin karşılaştırılması (Düz,2013)

### 3.8 Türbülans Hız Profili

Tam gelişmiş türbülanslı boru akışında hız profili. Şekil 3.11’de gösterildiği gibi göbek kısmı dolgun ve cidara yakın ise hız çabuk düşmektedir. Yapılan deneysel çalışmalarda tam gelişmiş türbülans hız profili viskoz etkiler ve türbülans etkilerin baskınlığına göre cidardan itibaren akış bölgelerine ayrılmıştır. Bunlar laminer alt tabaka, tampon tabaka, örtüşme tabakası ve türbülans tabakasıdır.



**Şekil 3.11** Tam gelişmiş boru akışında türbülans hız profili (Düz,2013)

Duvara bitişik ve akışın tümüyle laminer olduğu çok ince bir akış tabakası vardır. Bu akış tabakasına laminer alt tabaka denir. Bu akış tabakasında türbülans görülmez ve akışta viskoz etkiler tümüyle baskındır. Bu akış tabakasından sonra türbülans etkiler yavaş yavaş artmaya viskoz etkiler ise azalmaya başlar. Boru merkezine doğru hızdaki

değişimin veya hız eğiminin azalması viskoz etkilerin azaldığını göstermektedir. Türbülans akış tabakasında ise viskoz etkiler ihmal edilirken türbülans etkiler tam baskın olmaktadır.

Duvarдан itibaren ürtüşme tabakasına kadar olan hız eğrisinin deneyler sonucunda iki hız bağıntısına uyduğu tespit edilmiştir. Bunlar çeper yasası ve logaritmik hız yasalarıdır.

### 3.8.1 Çeper yasası

Laminer alt tabakadaki hız dağılımı için boyutsuz hızın boyutsuz mesafeye eşit olduğunu ifade eden bir hız yasası bağıntısıdır.

$$y^+ = u^+ \quad (3.17)$$

$$u^+ = \frac{u}{u_*} \quad (\text{boyutsuz hız}) \quad (3.18)$$

$$y^+ = \frac{yu^*}{\nu} \quad (\text{boyutsuz mesafe}) \quad (3.19)$$

$$u^* = \sqrt{\tau_d / \rho} \quad (3.20)$$

Bağıntıda "y" cidardan uzaklık mesafesini, "v" ise akışkanın kinematik viskozitesidir.  $\tau_d/\rho'$  nun karekökünün boyutu hızdır ve bu hıza sürtünme hızı denir.

Çeper yasasının,  $0 \leq y^+ \leq 5$  aralığındaki hız değişimini iyi tahmit ettiği görülmüştür. Laminer alt tabaka  $0 < y^+ < 5$  değerleri arasında kalan bir akış tabakasıdır.

### 3.8.2 Logaritmik yasa

Tampon tabaka ve ürtüşme tabakasındaki hız değişiminin ise logaritmik bir fonksiyona uyduğu yapılan deneyler sonucunda görülmüştür.

Deneysel veriler sonucunda  $5 \leq y^+ \leq 30$  aralığında bulunan tampon tabaka için aşağıdaki logaritmik denklem

$$u^+ = 5 \ln y^+ - 3.05 \quad (3.21)$$

ve  $y^+ > 30$  değerinden itibaren başlayan örtüşme ve türbülans tabakasının belirli bir kısmı için ise aşağıdaki logaritmik denklem

$$u^+ = 2.5 \ln y^+ + 5 \quad (3.22)$$

önerilmiştir. Logaritmik yasa ifadesi daha çok Denklem (3.21) için kullanılmıştır. Çünkü bu son logaritmik denklem Şekil 3.11'de görüldüğü gibi büyük boyutsuz mesafe aralıklarında deneysel verilerle çok iyi uyum sağlamıştır. Bu hız dağılım kanunlarına duvar kanunları, duvar fonksiyonları veya hız yasaları da denilmektedir.

### 3.9 Temel Akış Denklemleri

Akış içerisinde üç boyutlu diferansiyel boyuta sahip bir kontrol hacmine kütle korunumu, momentum korunumu ve enerji korunumu uygulanmasıyla ortaya çıkan kısmi diferansiyel denklemlere temel akış denklemleri denir. Temel akış denklemleri akışları ifade eden ve akış problemlerinin çözümlerinden kullanılan önemli akış denklemleridir. Bu denklemlerin tamamına yönetici denklemler de denir. Akışın iki boyutlu veya üç boyutlu olması, daimi veya daimi olmaması, sıkıştırılabilir veya sıkıştırılamaz olması, sabit fiziksel özellikler veya değişken fiziksel özelliklere sahip olması durumlarına göre temel akış denklemleri basitleşip karmaşılaşabilmektedir. Aşağıda kartezyen koordinatlarda Newton tipi bir akışkanın olduğu akışlar için üç boyutlu, fiziksel özellikleri akış alanında sabit, sıkıştırılamaz ve daimi olmayan süreklilik ve momentum korunum denklemleri verilmiştir.

$$\text{Süreklilik Denklemi : } \nabla \vec{V} = 0 \quad (\nabla \vec{V} = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0) \quad (3.23)$$

$$\text{Navier- Stokes Denklemi : } \rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = -\nabla \vec{P} + \rho \vec{g} + \mu \nabla^2 \vec{V} \quad (3.24)$$

Yukarıda maddesel formda verilen Navier-Stokes denklemleri türbülanslı akışın çözümü için zaman ortalamaları alındığında oluşan denklemlere Reynolds ortalamalı

Navier-Stokes denklemleri (RANS) denir. Aşağıda x yönünde RANS denkleminin tam açılımı gösterilmiştir.

$$\rho \left( \frac{\partial \bar{u}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} \right) = - \frac{\partial \bar{P}}{\partial x} + \rho g_x + \mu \left( \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial z^2} \right) + \mu_t \left( \frac{\partial^2 \overline{u'^2}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \overline{u'v'}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \overline{u'w'}}{\partial z^2} \right) \quad (3.25)$$

Yukarıda x yönünde momentum korunumunu olan bir RANS denklemi gösterilmiştir. Aynı şekilde üç boyutlu bir akış için y ve z yönlerinde de bu form benzeri yazılır. Türetilen RANS denklemlerle türbülanslı akışları çözmek artık daha kolay olmaktadır. Buna karşın RANS denklemlerin basit akışlar dışında analitik çözümleri ise hala imkânsızdır. Fakat türev veya integral içeren denklemler olsun tüm matematiksel denklemler sayısal yöntemlerle çözülebilmektedir. Sayısal çözümler yaklaşık sonuç üretirler, iterasyonlar içerdiklerinden yüksek hesaplamalıdır. Daha önceleri hesaplama zorlukları nedeniyle kullanılmayan sayısal yöntemler bilgisayarların gelişmesi ile kullanılmaya başlanmıştır. Sayısal çözen bilgisayar programları sayesinde artık pek çok problem sayısal yöntemlere rahatlıkla çözülebilmektedir. Akış problemlerinin sayısal çözümleri için de hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) adı altında bir bilim dalı oluşmuştur. Aşağıda HAD hakkında ve türbülanslı akışların sayısal çözümleri hakkında bilgiler verilmiştir.

#### 4.HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ

Akışın olduğu sistemlerde tasarlanacak yapının analizi için iki çözüm yöntemi vardır. Bunlar deneysel çözüm, analitik çözüm ve sayısal çözümdür. Deneysel çözümler maliyetlidir, akış alanında detaylı ölçümler yapmak zordur ve tehlikeli ortamlarda deney zorlukları vardır. Basit akışlar dışında kompleks akışların analitik çözümleri doğrusal olmayan Navier-stokes denklemleri ile pek mümkün değildir. Deneysel ve analitik çözümlerin yetersiz olduğu akış problemlerinde ise sayısal çözüm imkânı vardır. Sayısal yöntemler analitik olarak çözülemeyen matematiksel denklem ve denklem takımlarını çözeabilen ve yoğun hesaplama gerektiren matematiksel çözüm yöntemleridir. Sayısal yöntemler 1970 den itibaren bilgisayarların gelişmesiyle çeşitli problemlerin çözümünde kullanılmaya başlanmıştır.

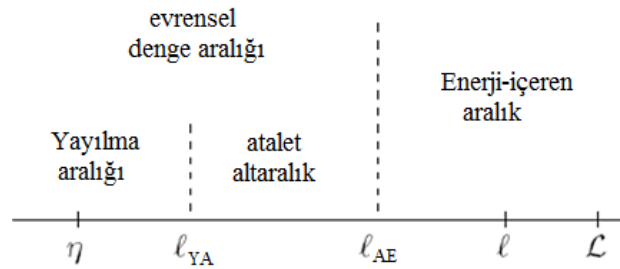
Hesaplama akışkanlar dinamiği (HAD) ise akış problemlerinin bilgisayar ortamında sayısal yöntemlerle çözülmesini ve simüle edilmesini sağlayan bir bilim dalıdır. Sayısal çalışmanın önemi her geçen gün artmaktadır ve akış problemlerinin çözümünde artık tercih edilen bir yöntem olmuştur. Sayısal çözümlere tümüyle güvenmek doğru değildir çünkü bazı problemlerde akış modelleme varsayımları vardır. Bu nedenle sayısal sonuçlar deneysel doğrulamayla güvenilirlik kazanabilmektedir. Akış problemlerinin sayısal çözümleri çeşitli avantajlar sağlamaktadır. Deneysel yöntemlerle elde edilemeyen veya deney yapmanın imkânsız olduğu problemler için sayısal yöntemler rahat ve maliyetsiz çözümlerdir.

Örneğin deney amaçlı akış tünelleri duvarlara ve desteklere sahiptir ve bunlar gerçek akıştan farklı olarak akışa bazı sınırlamalar getirmektedir. Sayısal yöntemlerle bilgisayar ortamında yapılan çözümlerde ise bilgisayardan kaynaklı sınırlamalar ( hafıza, bilgisayar hızı) dışında bir sınırlama yoktur. Hafıza ve bilgisayarın hızı gibi sınırlamalarda teknolojik gelişmelerle beraber azalmakta ilerleyen zamanlarda bu sınırlamalar da tamamen ortadan kalkacaktır. Deneysel yöntemle yapılan çözümlerde büyük enerjiler harcanırken, bilgisayarlı çözümlerinde kayda değer bir enerji tüketimi yoktur. Deneyler çok masraflı olurken sayısal çözümler bu masraflar pek yoktur. HAD çözüm yöntemi mühendislik tasarımlarında kullanılan güçlü bir çözüm metodudur.

Bu bölümde türbülanslı akışları RANS denklemler kullanılarak sayısal olarak çözmek için uygun türbülans modelin seçimi ve buna uygun olarak akış geometrisinde oluşturulacak mesh yapısı önem arz etmektedir. Bu nedenle türbülans çözüm yöntemleri nedir açıklanmıştır.

#### 4.1 Türbülans Modelleme

Türbülanslı akışlar laminar akışlardan farklı olarak akışkanın iç içe karışarak hareket ettiği düzensiz akışlardır. Türbülanslı akış dengesizlikler sonucu akış içerisinde var olup sonra parçalanarak yok olan girdap veya eddy adı verilen çok küçük veya çok büyük yapılar içeren bir akıştır. Türbülans teorisine göre oluşan en büyük girdap hareketinin ortalama akıştan elde aldığı enerji parçalanmasıyla en küçük girdap hareketlerine doğru aktarılır. Bu aktarılan kinetik enerji en sonunda en küçük girdap hareketleriyle moleküler düzeydeki ısı enerjisine dönüşür. Bu nedenle türbülanslı akışlarda enerji kayıpları daha yüksektir. Kolmogorov, türbülans enerji spektrumunu eddy'lerin dalga boylarına ayırmıştır. Kolmogorov hipotezinde enerji spektrumu üç kısma ayrılır: enerji içeren aralık ve evrensel denge aralığıdır. Evrensel denge aralığı ise ataletsel alt aralık ve yayılma aralığından oluşmaktadır. Bu kısımlamadaki önemli olan şey evrensel denge aralığında bulunan türbülans girdap hareketlerin izotropik bir özelliğe sahip olmasıdır. Enerji spektrumunun şekilsel ayrımı ise Şekil 4.1'de gösterilmiştir.



Şekil 4.1 Türbülans enerji spektrumundaki aralıklar (Düz,2013)



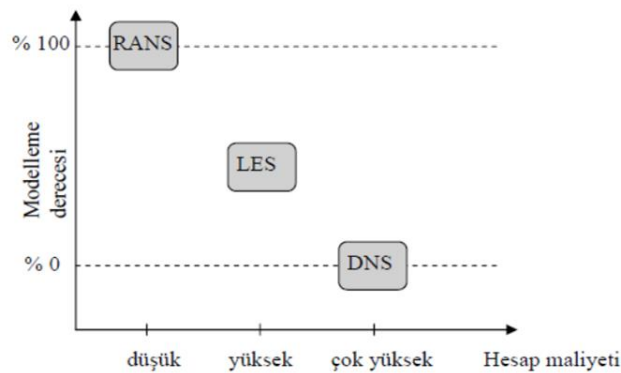
Şekil 4.2 Akışa enjekte edilen bir boyanın dağılmasında küçük ve büyük türbülans hareketlerinin görselleştirilmesi (Düz,2013)

## 4.2 Sayısal Türbülans Çözümler

Türbülanslı bir akışın tam çözümü Navier-Stokes denklemleri kullanılarak sayısal çözümlerle simüle edilebilmektedir. Bu yöntemle doğrudan sayısal simülasyon (DNS) denir. DNS yöntemi türbülanslı akışı tüm girdapları hareketleriyle birlikte zamana bağlı olarak sayısal çözmektedir. Çok basit akışlar dışında DNS yöntemi ile çözümler bu günün bilgisayarları pek mümkün değildir. Çünkü çok yüksek mesh sayısı ve hesaplama gerektiren bir yöntemdir. Örneğin ender olarak bilimsel araştırmalarda bazı türbülans modellerin geliştirilmesinde kullanılmaktadır.

Türbülans hareketin küçük ölçekli yapıları evrensel ve akış alanında izotropiktir. Büyük ölçekli girdap hareketlerin doğrudan Navier-stokes denklemleri ile ve küçük ölçekli girdap hareketlerin de RANS denklemleri ile sayısal olarak çözüldüğü bir başka yöntem ise büyük eddi simülasyonudur (LES). Bu yöntemde bir filtreleme fonksiyonu kullanılarak akıştaki büyük ve küçük eddiler ayrıştırılır.

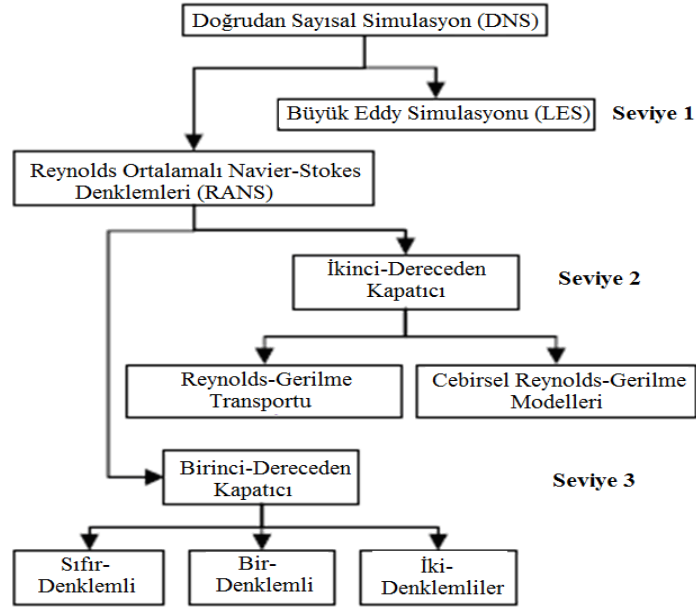
LES yöntemi DNS ye göre çok daha düşük bilgisayar hesaplaması gerektirmektedir. Bu çok yüksek hesaplama maliyeti nedeniyle sadece bazı özel bilimsel araştırmalarda tercih edildiği görülmektedir. Daha öncede belirtildiği gibi RANS denklemlerle türbülanslı akışı çözmek en basit çözüm şeklidir. RANS denklemlerde oluşan ek türbülans gerilmeleri ise çeşitli önerilmiş türbülans modellerle çözülebilmektedir. RANS bilgisayar hesaplama maliyeti çok düşüktür. DNS ve LES yöntemlerine göre akış alanını simüle etmede daha az başarılı olmasına rağmen pek çok akışlarda yüksek doğruluk içeren çözümler sunabilmektedir. Bu nedenle bilimsel çalışmalarda ve endüstriyel uygulamalarda en sık kullanılan yöntemdir. DNS, LES ve RANS sayısal çözümlerin hesaplama maliyet ve modellenme derecesi Şekil 4.3’de gösterilmiştir.



**Şekil 4.3** Sayısal üç türbülans çözme metodunun hesaplama maliyeti ve modellenme derecesi yönünden karşılaştırılması (Düz,2013)

### 4.3 RANS Çözümlerinin Temelleri

RANS denklemlerde oluşan Reynolds gerilmelerini çözmek için pek çok yarı ampirik türbülans modeli geliştirilmiştir. Şekil 4.4’ de türbülanslı akışın sayısal çözüm yöntemleri ve RANS çözümde kullanılan türbülans modelleri sıralanmıştır.



Şekil 4.4 Türbülans çözümleme modelleri (Düz,2013)

RANS çözümlerde akışa uygun bir türbülans modelinin seçilmesi çok önemlidir. Bu nedenle aşağıda bazı türbülans modelleri açıklanmıştır.

### 4.4 RANS Modelleri

RANS denklemlerde oluşan türbülans gerilmelerin çözmek için iki yöntem geliştirilmiştir. Bunlar birinci dereceden ve ikinci dereceden kapatıcı yöntemlerdir. Birinci dereceden kapatıcı modeller çözüm için Boussinesque hipotezini kullanırken ikinci dereceden kapatıcı modeller Boussinesque hipotezini kullanmayan modellerdir. İkinci dereceden kapatıcı modellere ‘Reynolds gerilme modelleri’ de denir. Reynolds gerilme modelleri Reynolds gerilmelerin her bir terimi için transport denklemlerini oluşturarak Reynolds gerilmeleri çözerler. Bundan dolayı bu modellerin bilgisayardaki sayısal çözümleri uzun sürmektedir. Kompleks ve çevrinti içeren karmaşık akışlar için uygun türbülans modelleridir.

Boussineque hipotezi kullanan türbülans modelleri ise türbülans akış alanı için türbülans viskozitesini çözen modellerdir. Bunlara Eddy viskozite modelleri de denir. Bu modellerde çeşitli yarı ampirik katsayılar kullanılarak türbülans viskozitesi modellenerek bulunur. Birinci dereceden kapatıcı modellerden iki denklemliler akış tahminlerinde daha iyidirler. Bu nedenle bu çalışmada RANS çözüm yöntemi tercih edilmiştir. Türbülans gerilmelerin çözümü için de iki denklemlilerden SST k omega modeli tercih edilmiştir. Aşağıda birinci dereceden kapatıcı eddy viskozite modelleri hakkında genel bilgiler verilmiştir.

İkinci-Dereceden Kapatıcı modelde tüm Reynolds gerilme bileşenleri için ayrı ayrı transport denklemi kullanılarak çözümler yapılır.

Bu model aşağıda verilen akış türleri için düşünülebilir.

- Güçlü viskoz kuvvetlerin olmadığı akış türlerinde
- Güçlü karmaşık akışın olduğu akış türlerinde
- Kaldırma kuvvetlerinin güçlü olduğu akışlarda

#### 4.4.1 İkinci-dereceden kapatıcı modeller

Bu modeller Boussinesq hipotezini kullanarak Reynolds gerilmelerini çözen yöntemlerdir. Bu modellerde ana amaç türbülans viskozitesinin bulmaktır. Türbülans viskozitesini bulmaya yönelik çözümü üç farklı modelleme yöntemi geliştirilmiştir. Bunlar sıfır denklemliler, bir denklemliler ve iki denklemlilerdir.

#### 4.4.2 Sıfır denklemliler modeller

Eddy viskozite modelleri arasında en basit ve en hızlı sonuç veren modeldir. Sonuçları güvenilir değildir dolayısıyla türbülanslı akışlarda başlangıç değerlerini bulmak için kullanılabilir. Akış modellemede son çözüm olarak kullanılmamalıdır.

Tüm akış alanı için sabit bir türbülans viskozitesi bulmaya çalışan bir modeldir. Türbülans viskozitesi türbülans hız ölçeği ( $u_t$ ) ve türbülans uzunluk ölçeğinin ( $l$ ) bir ürünü olarak aşağıdaki gibi modellenmiştir.

$$\mu_t = \rho f_\mu u_t l \quad (4.1)$$

#### 4.4.3 Bir denklemliler modeller

Bu modelde tek transport denklemi kullanıldığı için tek denklemliler türbülans modeli denilmiştir. Tek denklemliler türbülans modeli özellikle duvar-sınırlı akışların önemli olduğu havacılık uygulamaları için tasarlanmıştır. Düşük Reynold sayılı modeldir. Bu nedenle duvar sınırlı akışlarda akış ayrılmalarını duvara yakın yüksek ağ elaman sayısı oluşturarak çözen bir türbülans modelidir. Düşük Reynolds sayılı model denmesinin nedeni ise duvara yakın hız düşüktür bundan dolayı bu hız ile hesaplanan Reynolds sayısı düşük olmaktadır. Bu modellerde duvara yakın laminar alt tabakadaki hızlar duvara yakın yüksek çözünürlüklü ağ kullanılarak çözüldüğünden bu gibi modellere düşük Reynolds sayılı modeller denir.

Bu modelde türbülans viskozitesi aşağıdaki formülasyonla modellenmiştir.

$$\mu_t = \rho \tilde{\nu} f_{v1} \quad (4.2)$$

#### 4.4.4 İki denklemliler türbülans modeller

Sayısal hesaplama doğruluğu açısından kullanımı pratik ve çok iyi sonuçlar verdiği için bu model yaygın olarak endüstride ve araştırmalarda kullanılmaktadır. Bu modellerde iki farklı transport denklemi kullanıldığından iki denklem ifadesi kullanılmıştır. İki denklemliler modeller  $k-\omega$  (k-omega) ve  $k-\epsilon$  (k-epsilon) olmak üzere ikiye ayrılır.

##### 4.4.4.1 k-Epsilon modelleri

En çok tercih edilen türbülans modellerinden biri olan k-epsilon modeli endüstride en fazla kullanılan modeldir. Bu modelde  $k$  türbülans kinetik enerjisidir ve epsilon ( $\epsilon$ ) ise türbülans eddy yayılma oranıdır. k-epsilon modeli türbülans viskozitesini aşağıdaki gibi modelleyerek bulmaktadır.

$$\mu_t = c_\mu \rho \frac{k^2}{\epsilon} \quad (4.3)$$

Burada  $c_\mu$  model sabitidir. Bağıntıdaki  $k$  ve  $\varepsilon$  değerleri iki ayrı diferansiyel transport denklemi ile hesaplanırlar. Duvar sınırlı akışlarda doğruluğu ve sağlamlığı artırmak için boyutsuz duvar mesafesinin  $y^+ < 300$  olması veya sınır tabaka içerisinde duvar normali boyunca en az 10 tane düğüm noktasının bulundurulması yeterlidir. Bu koşullar sağlandığı takdirde sınır tabaka duvar fonksiyonlarıyla çözülür. Burada bahsedilen duvar fonksiyonları çeper ve logaritmik hız fonksiyonlarıdır. Bu nedenle sınır tabakanın doğrudan çözülmesinin istenmediği akış problemlerinde duvara yakın kaba ağ oluşturularak yüksek mesh sayısından kaçınılmış olur. Özellikle akış alanı büyük problemlerde sınır tabakadaki akışı da çözmek için duvara yakın yüksek sayıda mesh kullanıldığında akış alanında çok büyük mesh sayıları oluşur buda bilgisayar kapasitesinin zorlandığında k-epsilon modeliyle mesh sayısı düşürülebilmektedir. Bu modelin uygun olmadığı bazı uygulamalar ise aşağıda verilmiştir.

- Sınır tabaka ayrılmalı akışlar
- Akış özelliklerinde ani değişimlerinin olduğu akışlar
- Çevrıntilerin olduğu akışlar eğik yüzey üzerinde akan akışlardır.

#### 4.4.4.2 k-omega modelleri

K-omega modelinde düşük-Reynolds sayılı bir modeldir. Bu nedenle duvar sınırlı akışlarda duvara yakın yüksek ağ elaman sayısı oluşturularak çözen sınır tabakadaki hız dağılımını çözen bir türbülans modelidir. Bu modeller otomatik olarak gerektiğinde duvar fonksiyonlarını da kullanırlar. Duvara yakın kaba mesh oluşturulduğunda otomatik olarak duvar fonksiyonları devreye girer. k-omega modeli, türbülans viskozitesini aşağıdaki gibi modellemiştir.

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (4.4)$$

Bağıntıda yer alan türbülans kinetik enerjisi ve türbülans frekansı iki ayrı transport denklemi ile hesaplanır.

$$k \text{ denklemi: } \frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial y}(\rho \bar{v} k) = \frac{\partial}{\partial y} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial y} \right] + P_k - \beta \rho k \omega + P_{kb} \quad (4.5)$$

$$\text{w denklemi: } \frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial y}(\rho\bar{v}\omega) = \frac{\partial}{\partial y} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial\omega}{\partial y} \right] + \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta \rho \omega^2 + P_{ob} \quad (4.6)$$

$P_{kb}$  ve  $P_{ob}$  kaldırma kuvvetlerinin etkisini göstermektedir.  $P_k$  ise viskoz kuvvetler nedeniyle oluşan türbülans üretimini göstermektedir.

Türbülans modellemeye en büyük problemlerden biri de yüzeyden akış ayrılmasının doğru tahmin edilmesidir. Standart k-ε modelleri yüzeyden akış ayrılmasını doğru tahmin edememektedirler. Akış ayrılması ise çok sayıda uygulamada görülebilmektedir. Akış ayrılması hem iç hem de dış akış uygulamalarında önemli bir yere sahiptir. Bu alanda en fazla tercih edilen iki denklemlilik model k-omega (k-ω) türbülans denklemlilik modelidir. k-omega modeli  $y^+ < 1$  olacak şekilde duvara yakın yüksek çözünürlüklü ağ elemanları ister. Genel olarak yüksek çözünürlüğe sahip duvar sınırlı akışlarda doğrudan çözümünü, kaba ağ atılan duvar sınırlı akışlarda ise duvar fonksiyonları ile çözüm yapar. k-omega modelindeki eksikliklerin giderilmesi için iki model daha geliştirilmiştir. Bunlar SST (shear stress transport) ve Baseline (BSL) k-Omega Modelidir. Bu tez çalışmasında türbülanslı akışların çözümünde SST k-omega modeli tercih edilmiştir. SST modeli aşağıda açıklanmıştır.

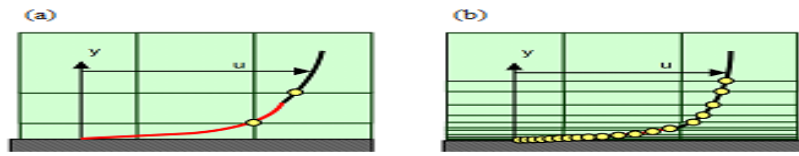
#### 4.5 SST k-omega modeli (shear stress transport)

SST k-ω modeli, akış ayrılmasının yerini ve miktarını daha yüksek doğrulukta tahmin etmek için tasarlanmış bir modeldir. Bu modelde akış ayrılma tahminlerinde büyük bir iyileşme sağlanmıştır. SST modeli yakın duvar fonksiyonundan min. 15 düğüm noktası olması gereklidir veya en az  $y^+ < 1$  olacak şekilde duvara yakın ağ çözünürlüğü sağlanması gereklidir. Ayrıca bu modelinde duvar fonksiyonlarından yararlanmak için  $y^+ < 300$  olacak şekilde duvara yakın ağ çözünürlüğü oluşturulmalıdır. Bu sayısal çalışmada duvara sık ağ atıldığından sayısal çalışmada SST çözüm modeli kullanılmıştır.

#### 4.6 Duvara Yakın Türbülans

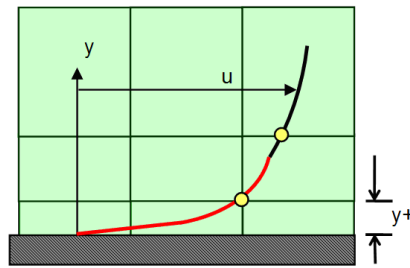
Duvara yakın hız profili önemlidir. Çünkü basınç düşüşü, akış ayrılması, kayma gerilmesinin etkileri gibi fiziksel olaylar sınır tabaka hız profili ile alakalıdır. Türbülans modelleri genelde sınır tabaka dışındaki akışları modellemeye yöneliktirler.

Daha önceki bölümlerde açıklandığı gibi tam gelişmiş türbülanslı hız profilleri sınır tabakayı dört bölgeye ayırmaktadır. Bunlar laminar alt tabaka, tampon tabaka, örtüşme tabakası ve türbülanslı tabakadır. Bu tabakalardaki hız dağılımı çeper yasası ve logaritmik yasa fonksiyonlarıyla tahmin edilebilmektedir. Bunlara duvar fonksiyonları denir. Bu yüzden duvar sınırlı akışlarda duvar fonksiyonlarının kullanılması simülasyon sağlamlığını ve doğruluğunu artırdığı gibi duvara yakın yüksek çözünürlüklü ağı oluşturmasını ortadan kaldırmaktadır. Şekil 4.5’de duvar fonksiyonlarının kullanılmasıyla duvara yakın daha az düğüme ihtiyaç duyulur.



**Şekil 4.5** Duvara yakın sınır tabakayı çözmek için duvar fonksiyonlarının kullanılması ve kullanılmaması halinde sınır tabakada oluşturulan düğüm noktaları  
(a)duvar fonksiyonları kullanıldı (b) duvar fonksiyonları kullanılmadı. (Çengel ve ark. 2008)

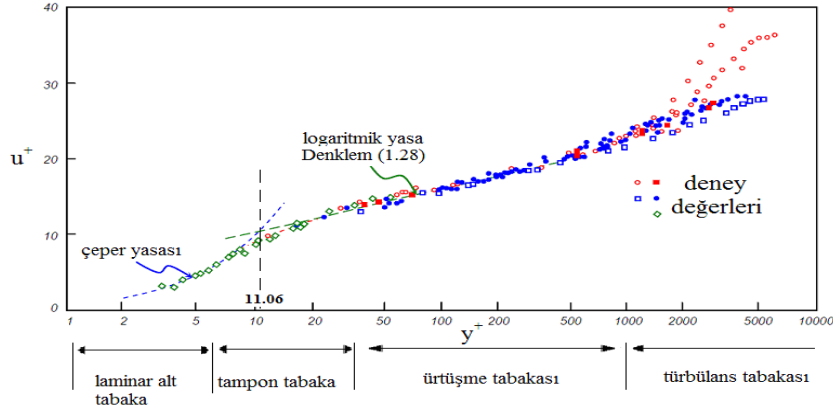
Duvara yakın akışta hassas değerler istenmediği sürece veya sınır tabakanın önemsiz olduğu akışlarda duvar fonksiyonlarının kullanılması, simülasyonların doğruluğunu sağlayabilmektedir. Duvardan uzaklık mesafesi boyutsuz duvar mesafesiyle ( $y^+$ ) ile ölçülür.  $y^+$  ilk düğüm noktasının duvardan boyutsuz uzaklık mesafesidir.



**Şekil 4.6** İlk düğüm noktasının duvardan uzaklık mesafesi

Duvar fonksiyonları sadece özel  $y^+$  değerleri içerisinde geçerlidir. Eğer  $y^+$  çok büyükse ilk düğüm sınır tabaka dışındadır ve duvar fonksiyonları akış alanı içerisinde çok uzakta etkili olacaktır. Eğer  $y^+$  çok düşükse ilk düğüm sınır tabakanın laminar alt kısmına düşecektir ve bu tabakada duvar fonksiyonları geçerli değildir. Duvar fonksiyonları aşağıdaki şekilde gösterildiği gibi çeper yasası ile logaritmik yasanın

çakıştıkları noktadan (  $y^+ = 11.06$  ) itibaren işletilmektedir. Bu nedenle laminar alt tabakaya düşen düğüm noktaları k-epsilon gibi modellerde boşuna atılan düğüm noktaları olmaktadır.



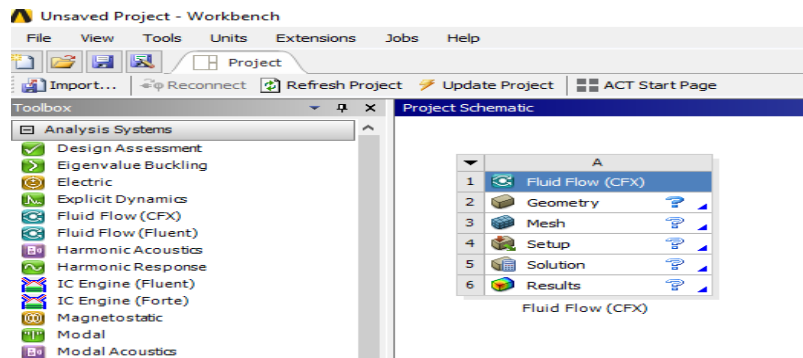
**Şekil 4.7** Logaritmik yasa ve çeper yasasının çakıştıkları  $y^+=11.06$  boyutsuz mesafe değeri (Düz,2013)

Bazı durumlarda, örneğin bir yüzeyden sınır tabaka ayrılması gibi, duvar fonksiyonları sınır tabaka profilini doğru tahmin etmez. Bu durumlarda duvar fonksiyonları kullanılmamalıdır. Yerine, doğrudan sınır tabakayı çözmek daha doğru sonuçların elde edilmesini sağlar. İki denklemlili k- $\epsilon$  modeli, simülasyonlarında daima duvar fonksiyonlarını kullanmaktadır. k- $\omega$  modelleri ise otomatik duvar işlevini kullanarak duvar fonksiyonlarını gerektiğinde çalıştırıp kapatabilmektedir. Bu modelde eğer duvara yakın yüksek çözünürlüklü ağ oluşturulmuşsa duvar fonksiyonları kullanılmaz doğrudan çözüm yapılır aksi takdirde duvar fonksiyonlarını kullanır. k- $\epsilon$  modellerinde duvar fonksiyonlarının geçerli olabilmesi için ilk düğüm noktası uzaklığının en azında  $y^+ < 300$  olması gerekir. k- $\omega$  modellerinde ise yüksek duvar çözünürlüğünün geçerli olabilmesi için ilk düğüm mesafesinin  $y^+ < 2$  olmasını gerektirmektedir aksi takdirde duvar fonksiyonları otomatik olarak devreye girmektedir. Duvara sınırlı akışlarda yüksek duvar çözünürlüğü istendiği durumlarda veya sınır tabakadan akış ayrılması gibi olan durumlarda k- $\omega$  modelleri tercih edilmelidir.

## 5.SAYISAL ÇALIŞMA

Bu çalışmada beş farklı Reynolds değeri için (5000, 15000, 25000, 40000, 100000) orifisli akışlar analiz edilmiştir. Sağ pahlı ve sol pahlı iki ayrı orifisin akışa olan etkileri incelenmiştir. Pahın akış üzerindeki etkisini incelemek için her iki orifise üç farklı açıda ( $15^\circ$ ,  $30^\circ$ ,  $45^\circ$ ) pah verilmiştir. İlk önce pahlı orifisler, orifis öncesi tam gelişmiş akış şartlarının oluşması için uzun bir üst akım borusu ile akışları gerçekleştirilmiştir. Daha sonra orifis öncesi belirli bir mesafede akışta vana, dirsek gibi akış bozucu bir engel oluşturularak orifisli akışlar gerçekleştirilmiştir. Burada gerçekleştirilen orifisli akışlar sayısal yöntemle bilgisayar ortamında çözülerek simule edilen akışlardır. Sayısal simülasyonlar için Ansys student versiyonlu lisanslı paket programı kullanılmıştır. Ansys programında akış geometrisi oluşturulan bu orifisler RANS yöntem kullanılarak Ansys CFX akış programı ile sayısal çözümleri gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmanın amacı engelle bozulan hız profillerine karşı pahlı orifis çeşitlerinin debi okumalarındaki hata paylarını ve akışa karşı gösterdikleri dirençleri ölçmek olmuştur. Ayrıca sayısal sonuçların güvenilir olduğunu göstermek için boru akışındaki Darcy sürtünme faktörünün deneysel ve sayısal sonuçları karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak sayısal veriler deneysel verilerle çok uyumlu çıkmıştır.

Ansys proje sayfasında birden fazla sayısal çalışma yapılabilmektedir. CFX akış analiz penceresinde 5 farklı program kullanılmıştır. Bunlar sırasıyla, Geometry, mesh, setup, solution ve results programlarıdır. Bir akışı çözmek ve simule etmek için gerekli aşamalardır. Aşağıdaki Şekil 5.1’de Ansys Workbench proje sayfasında açılan bir CFX akış analiz penceresi gösterilmiştir.

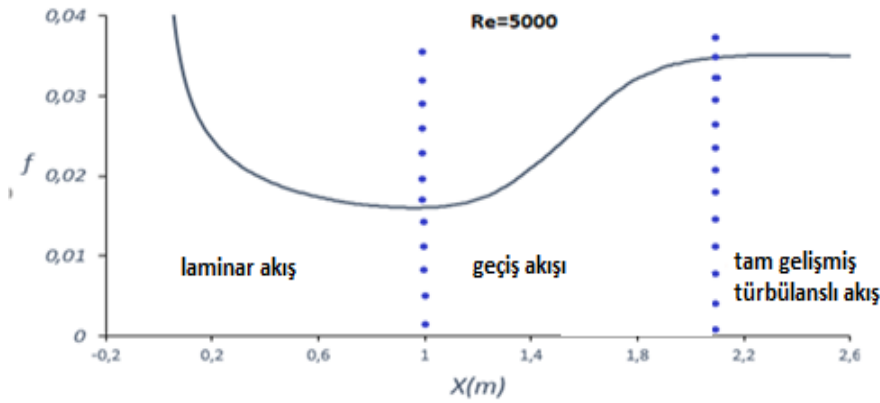


Şekil 5.1 Ansys proje penceresi

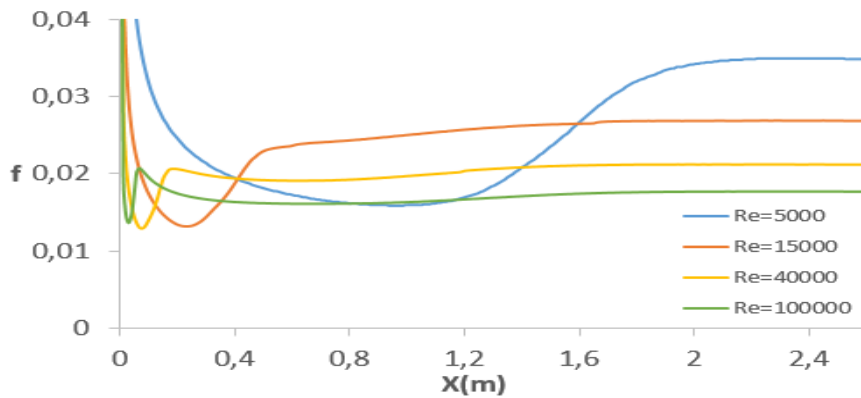
## 5.1 Deneyisel Doğrulama

Boru akışlarında basınç düşüşleri incelenirken Darcy sürtünme faktörünün önemli bir yeri vardır. Boru akışlarında akış sürtünmeleri statik basınç düşüşüne neden olmaktadır. 5000,15000,40000,100000 Reynolds değerleri için deneyel Darcy  $f$  değerleri (yani moody diyagramından elde edilen değerler ile) ile sayısal çalışma (yani deneyel) değerleri karşılaştırıldı.

Şekil 5.2’de boru girişinden itibaren Darcy sürtünme faktörünün gelişen ve tam gelişmiş akış bölgesinde ki değişimi gösterilmiştir. Görüldüğü gibi Darcy sürtünme faktörü gelişen akış boyunca değişmekte fakat tam gelişmiş akışta ise değeri sabit kalmaktadır. Şekil 5.3’te ise Reynolds sayısı değiştirildiğinde ise Darcy sürtünme faktörlerinin akış boyunca değişim eğrileri gösterilmiştir.



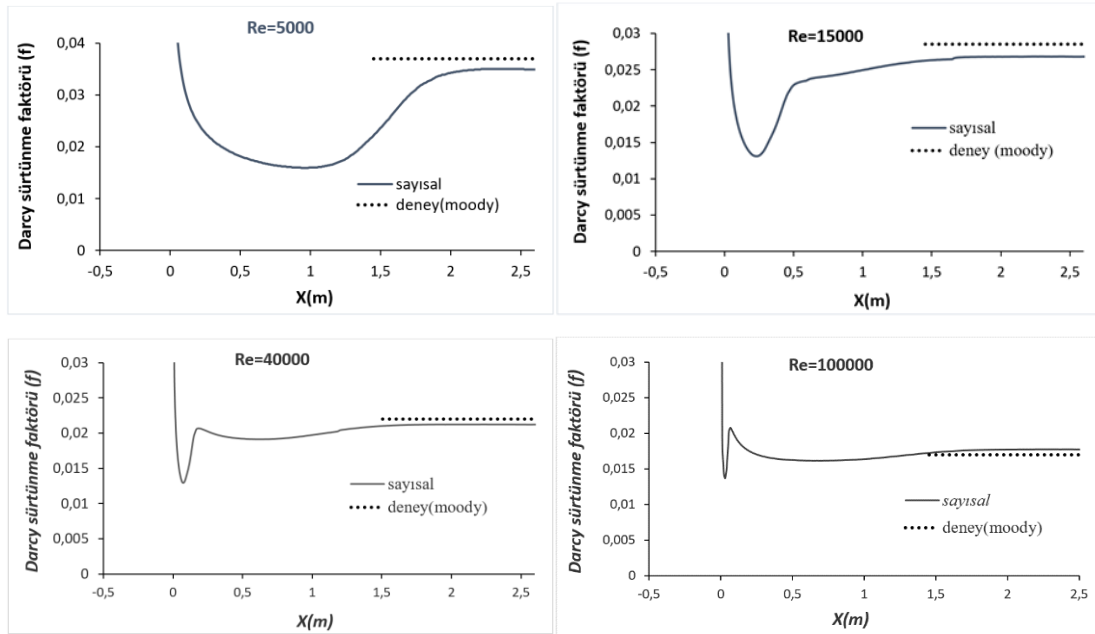
Şekil 5.2 Düz boruda darcy sürtünme faktörü değişimi ve akış bölgeleri



Şekil 5.3 Farklı Reynolds sayılarında darcy sürtünme faktörünün akış boyunca değişimi

Şekil 5.3’de görüldüğü gibi dört farklı Reynolds sayısındaki boru akışında Darcy sürtünme faktörünün boru girişinden sabit değerlere ulaşmaya kadar akış boyunca doğrusal olmayan bir değişime sahiptir. Reynolds değerleri arttıkça tam gelişmiş akışa geçiş mesafesi kısalmaya başlamıştır. Bunun nedeni ise yüksek Reynolds sayılarına doğru akış daha çabuk türbüle olmaktadır.

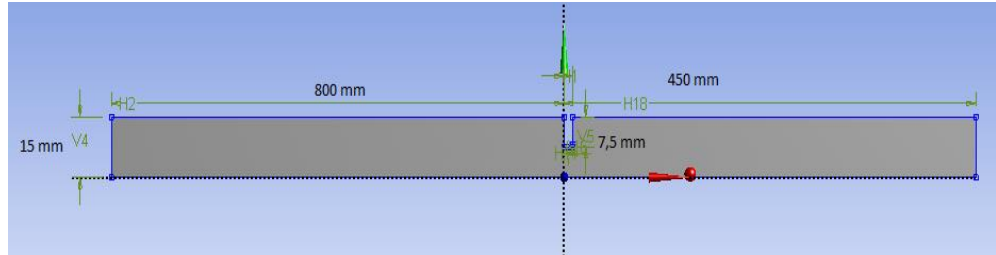
Sayısal çalışmanın güvenilir sonuçlar ürettiğini göstermek için Şekil 5.4’de sayısal sonuçlar ve deneysel değerler karşılaştırılmıştır. Burada sayısal çözümden çıkarılan Darcy değişim eğrileri ile tam gelişmiş akıştaki deneysel Darcy sürtünme faktörleri karşılaştırılmıştır. Tam gelişmiş akış bölgesindeki Darcy sürtünme faktörleri Moody diyagramından elde edilmiştir. Moody diyagramı deneysel sürtünme faktörlerinin verildiği bir diyagramdır. Sonuç olarak tam gelişmiş boru akış kısmında sayısal ve deneysel Darcy sürtünme faktörleri karşılaştırılmıştır. Şekil 5.4’de görüldüğü gibi tam gelişmiş akış kısmında sayısal Darcy sürtünme eğrileri deneysel Darcy sürtünme değerleri ile çok uyumlu çıkmıştır. Bu durum verilen her dört Reynolds sayısı için de aynı olduğu görülmektedir. Bu durum sayısal çözümlerin ne kadar güvenilir sonuçlar ürettiğini göstermektedir.



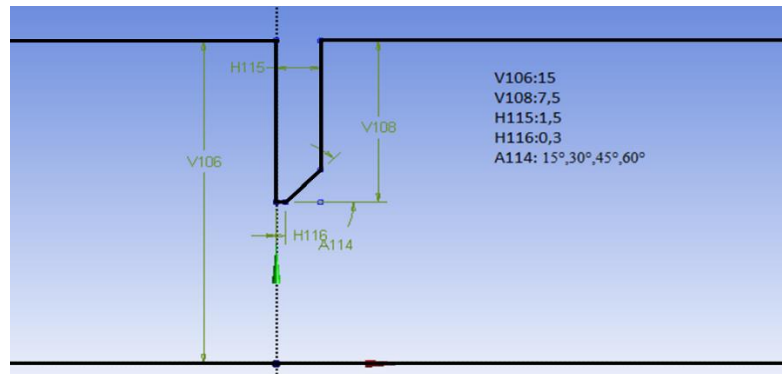
Şekil 5.4 Sayısal ve deneysel darcy sürtünme faktörünün karşılaştırılması

## 5.2 Geometry (Geometri)

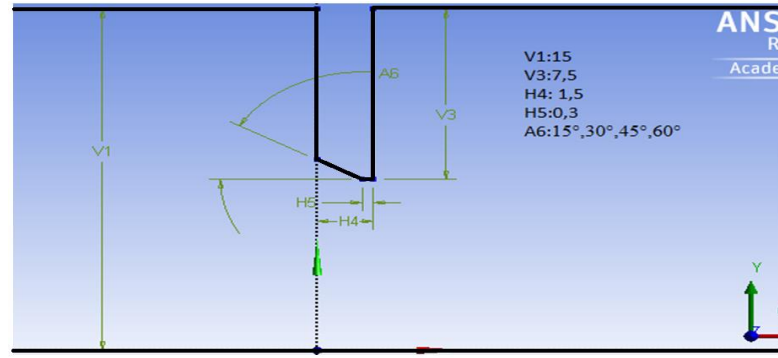
Bu çalışmada orifisli akışları gerçekleştirmek için Ansys Design Modeller programında akış alanı geometrileri çizilip ölçülendirilmiştir. Burada akışkanın doldurduğu hacim, akış alanı veya domaini ismini almaktadır. Aşağıda Şekil 5.5’de orifisli akışların akış alanı ölçüleri gösterilmiştir. a şikkında, üst akımında engel bulunmayan bir orifisli akışın akış alanı gösterilmiştir. Bu standart orifis akışıdır. Standart orifisli akış ölçerler basınç farkıyla debi okumalarına kalibre edilirken orifis öncesi üst akımlarında uzun düz bir boru akışını gerektiren cihazlardır. Bu çalışmada çapı  $D=30\text{mm}$  olan bir boru ile tüm orifisli akışlar analiz edilmiştir. Aynı şekilde tüm akışlarda çapı  $d=15\text{mm}$  olan bir orifis kullanılmıştır. Sonuç olarak tüm akışlarda orifis çap oranı  $\beta=d/D=0.5$  sabit tutulmuştur. Burada pah açıları değişken parametre olarak tutulmuştur. Kullanılan pah açıları ise  $15^\circ$ ,  $30^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $60^\circ$  olmuştur. Pah kenarın üst akıma veya aşağı akıma bakmasına göre orifis akışı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Üst akıma bakan pah kenarlı orifise sol orifis ve aşağı akıma bakan pah kenarlı orifise ise sağ orifis denilmiştir. Sonuçta aynı pahlı bir orifis iki farklı şekilde akışa yerleştirilmiş ve akışlar analiz edilmiştir. Burada pahnın basınç farkı üzerindeki etkileri ve debi okumalarındaki etkileri araştırılmıştır. Sol pahlı ve sağ pahlı orifisli akış geometrileri ve ölçüleri Şekil 5.5’de gösterilmiştir.



Standart orifisli akış ölçüleri



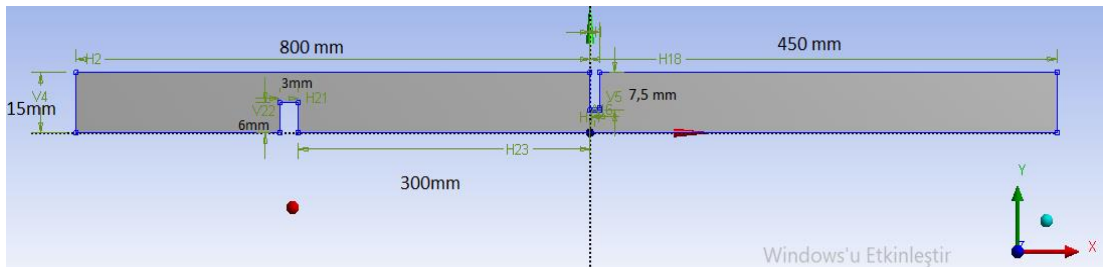
(a) sol pahlı orifis



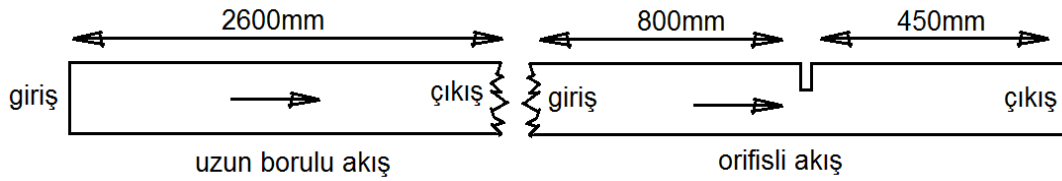
(b) sağ pahlı orifis

Şekil 5.5 Üst akımı tam gelişmiş olan standart bir orifisin akış alanı geometrisi

Standart bir orifis üst akımında tam gelişmiş hız profili ile kalibre edilen bir orifistir. Orifis akış ölçerler debi okumaları için uzun bir üst akım boru uzunluğu gerektirirler. Bu üst akım düz borusu üzerinde herhangi bir akış engeli kullanılamaz. Uzun boru, bazı akış uygulamalarında yer darlığı yönünden sorunlu olmaktadır. Bu nedenle üst akıma bırakılan bir engelin (vana dirsek vb.) orifise kadar olan düz boru uzunluğu önemli olmaktadır. Bu çalışmanı ikinci bir aşaması olarak orifis öncesi 20cm uzaklıkta yerleştirilen bir engelin orifis akış ölçer üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Engelli orifisli boru akışının akış geometrisi ve ölçüleri aşağıda Şekil 5.6'da gösterilmiştir. Burada engelin sol ve sağ pahlı akış durumları için engelin debi okumaları üzerindeki etkileri analiz edilmiştir.

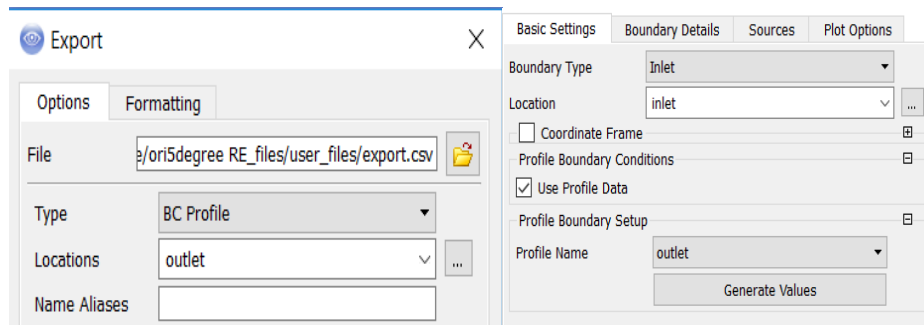


Bu çalışmada ilk önce standart bir orifis akışı gerçekleştirmek için orifis öncesi akışın tam gelişmiş olması için ayrı bir sayısal çalışma yapılmıştır. Orifis öncesi akışın tam gelişmiş olması için orifis üst akımında uzun bir boru akışına gerek duyulur. Tüm orifis akışını tek bir sayısal çalışma ile gerçekleştirmek mümkün değildir. Burada Şekil 5.7’de görüldüğü gibi standart orifis öncesi üst akım 80cm ve sonrası 45cm uzunlukta seçilmiştir. Orifis öncesi akışın tam gelişmiş olması için 80cm yeterli değildir. Fakat burada orifis öncesi üst akımdaki giriş yüzeyinde giriş sınır şartı atanırken akış hızı da girilmektedir. Giriş sınır şartında tam gelişmiş hız profili bu yüzeyde tanımlanmıştır. Tam gelişmiş hız profilini elde etmek için ayrıca uzun borulu sayısal bir çalışma daha yapılmıştır. Şekil 5.7’ de uzun borulu akış ve orifisli akış olmak üzere iki aşama beraber göstermiştir.



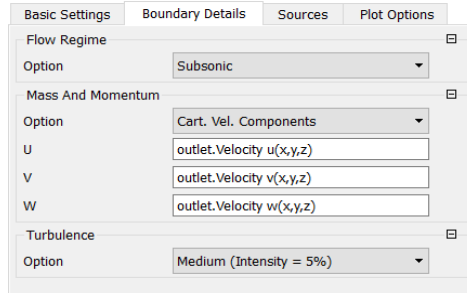
Şekil 5.7 İki aşamada gerçekleştirilen standart orifisli akış

Aynı Reynolds sayısında yapılan uzun borulu akışta düzgün hız profili ile başlayan akış boru çıkışına doğru tam gelişmiş bir hız profiline dönüşür. Uzun borulu akışın çıkış yüzeyinden tam gelişmiş hız profili bu şekilde elde edilmiştir. Çıkış yüzeyinde tam gelişmiş hız değerleri önce excel sayfasına taşınmıştır. Sonra orifisli akışın giriş yüzeyinde bu hız profili (BC profile) giriş sınır şartı olarak atanmıştır. Bu şekilde orifis öncesi akışın tam gelişmiş hız profilinde olması sağlanmıştır. BC profile oluşturmak ve giriş yüzüne BC profile atamak için yapılan aşamalar aşağıda Şekil 5.8’de gösterilmiştir.



(a)

(b)

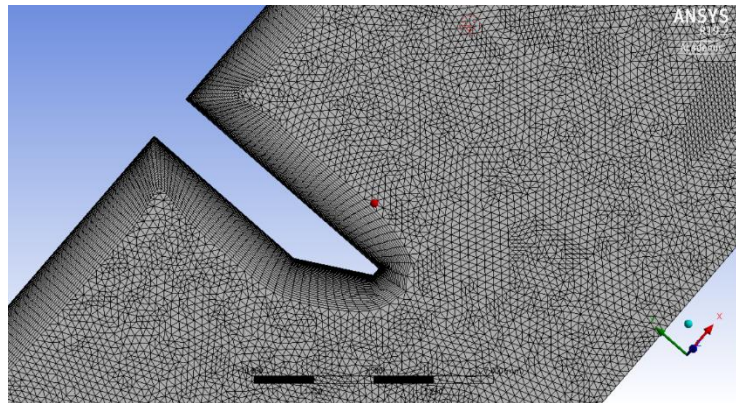


(c)

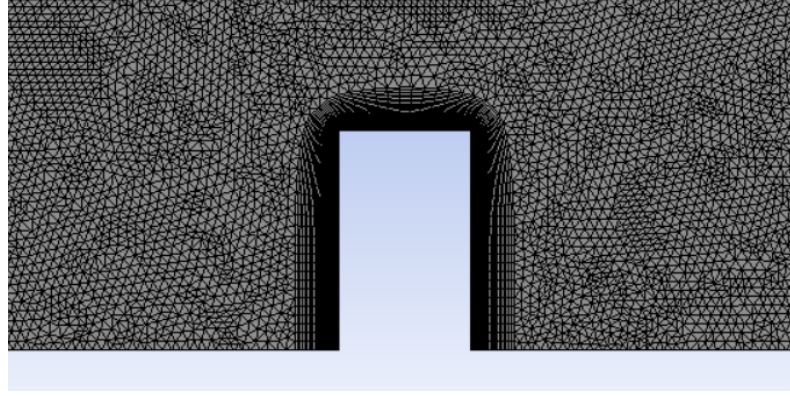
Şekil 5.8 BC profile (hız profili) aşamaları

### 5.3 Akış Geometrisinde Mesh Oluşturma

Mesh işlemi verilen geometriyi çok sayıda küçük elemanlara bölme işlemidir. Mesh atılmasındaki amaç her mesh elemanı için uygulanan diferansiyel akış denklemlerinin sayısal bir çözüm için ayrıklaştırılmasıdır. Bu şekilde akış alanı çok sayıda bilinmeyen denklem takımlarına dönüşmektedir. Sayısal çözümün doğruluğu ağ içerisinde kullanılan eleman sayısına ve eleman tipine bağlı değişebilmektedir. Çalışmada her orifis çeşidi için mesh işlemi yapılmıştır. Verilen orifisli akış geometrileri bazı mesh atma teknikleri ile uygun mesh eleman sayısına bölünmüştür. Öncelikli olarak akış hızının ve basıncının yer yer çok çabuk değiştiği akış bölgeleri ve duvara bitişik sınır tabaka akış bölgesinde mesh sayısı yoğun ve dışındaki akış bölgelerinde ise seyrek tutulmuştur. Aşağıda Şekil 5.9'da orifise yakın akış bölgesinde oluşturulan mesh gösterilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi orifis çevresindeki akış bölgesinde hız ve basınç değişimleri yer yer yüksek olduğundan bu akış bölgesinde yüksek yoğunlukta mesh sayısı kullanılmıştır. Tetrahedron mesh eleman tipi ile geometride mesh oluşturulmuştur.



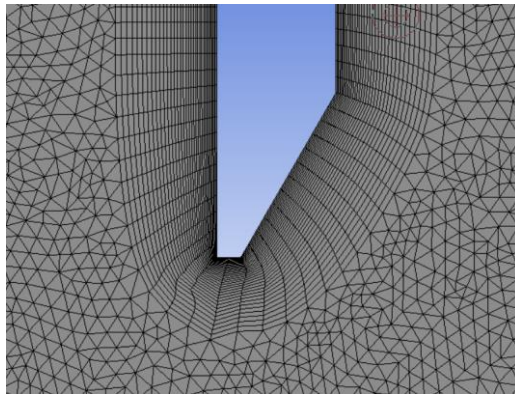
(a) orifis civarında oluşturulan mesh

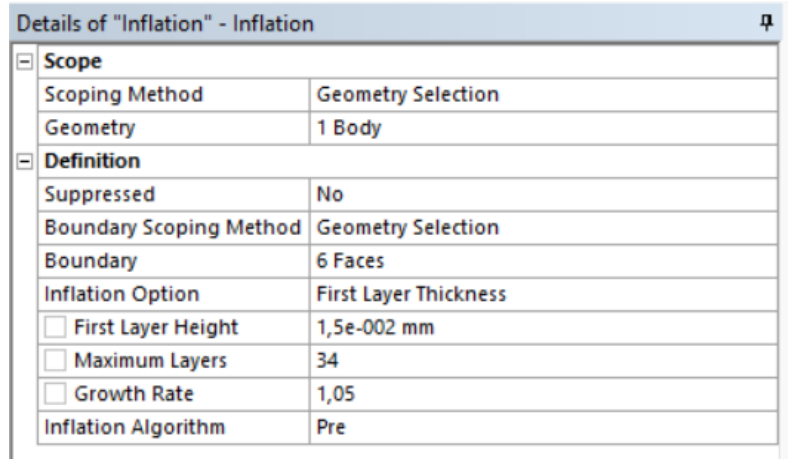


(b) engel civarında oluşturulan mesh

**Şekil 5.9.** Orifis ve engel civarında oluşturulan mesh tipi

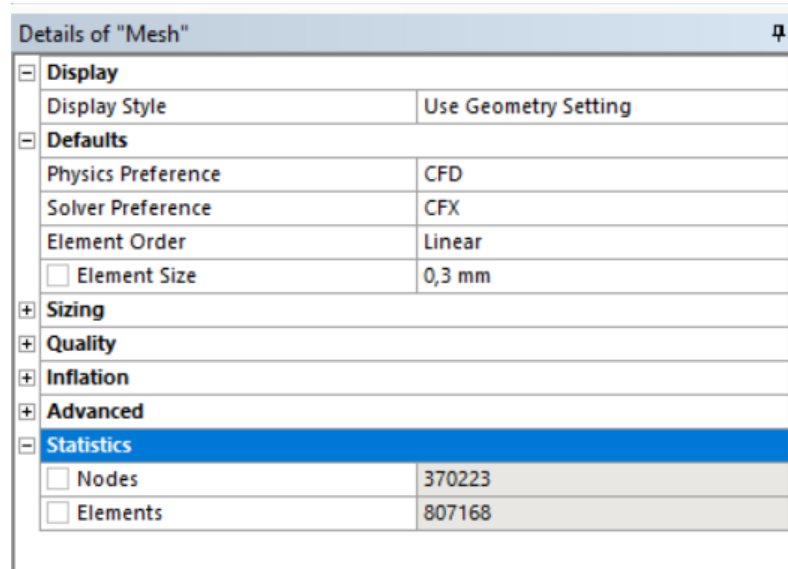
Şekil 5.10'da gösterildiği gibi duvarlara yakın oluşturulan yoğun mesh "İnflation" mesh metodu ile oluşturulmuştur. Duvara bitişik sınır tabaka akışında, laminar alt tabakadaki hızı da yakalayabilecek şekilde duvara çok yakın ince tabakalar şeklinde mesh atılma işlemine "inflation" denir. Laminar alt tabakadaki hızı tam okumak için duvara bitişik ilk mesh tabakasının boyutu boyutsuz mesafe  $y^+ < 1$  olacak şekilde belirlenmiştir.  $y^+$  değeri ilk düğüm noktasının duvardan uzaklık mesafesini boyutsuz olarak ifade etmektedir. Kullanılan Inflation detayları ise Şekil 5.11 'de gösterilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi ilk inflation tabakasının kalınlığı (first layer thickness) 0.015mm olarak girilmiştir. Duvarın normali yönünde bu mesh tabaka kalınlıkları 1.05 oranında artırılmıştır (growth rate). Duvarın normali yönünde gidildiğinde toplam 34 adet mesh eleman tabakası oluşturulmuştur.

**Şekil 5.10** Orifis duvarına yakın akış bölgesinde inflation ile oluşturulan mesh tabakaları



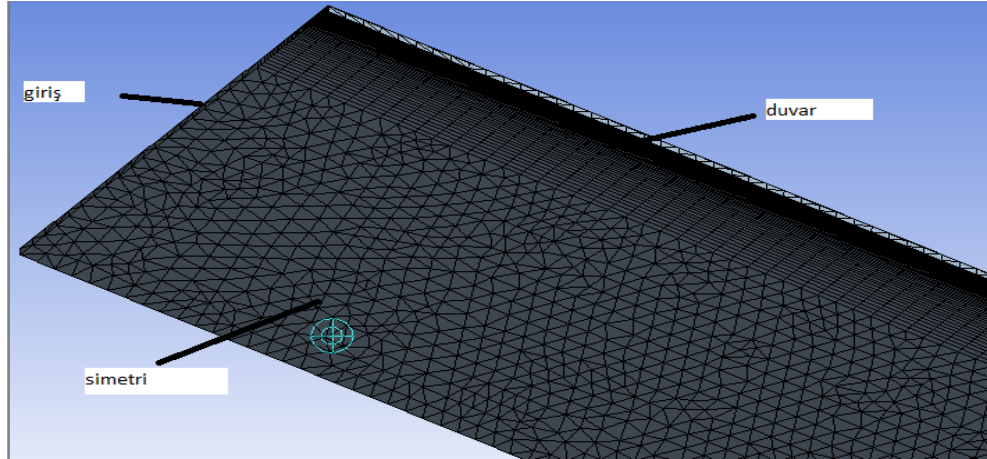
Şekil 5.11 Ağ oluşturma programında inflasyon detayları

Orifisli akış geometrisinde oluşturulan mesh de Şekil 5.12’de gösterilmiştir. Detay penceresinde görüldüğü gibi düğüm sayısı (nodes) 370223 ve eleman sayısı da (elements) 807168 olarak bulunmuştur.



Şekil 5.12 Ağ detaylarının istatistik penceresi

Mesh programında akış geometrisinin yüzeyleri de isimlendirilebilmektedir. Bu da set-up programında sınır şartları tanımlanırken kolaylık sağlamaktadır. Burada geometrideki tüm duvarlar "wall" ismiyle, tüm simetrik yüzeyler "symmetry", akışkanın girdiği yüzey "inlet" ve akışkanın çıktığı yüzey de "outlet" olarak girilmiştir.



Şekil 5.13 Akış geometrisi yüzeyleri

## 5.4 Setup

Tablo 5.1 'de orifisli akışın özellikleri, sayısal çözüm yöntemleri ve sayısal çözüm ayarları ve sınır şartları verilmiştir

Tablo 5.1 Setup ayarları

| Akış ve Akışkan Özellikleri (Fluid domain) |                                                                                                                                                             |
|--------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Akış                                       | Daimi, sıkıştırılmaz ve izotermal bir akış                                                                                                                  |
| Türbülans çözüm                            | RANS denklemlerle sayısal çözüm,                                                                                                                            |
| Türbülans modeli                           | SST k-omega modeli                                                                                                                                          |
| Akışkan                                    | 25 °C de su (Newton tipi akışkan)                                                                                                                           |
| Sınır şartları (Boundary condition)        |                                                                                                                                                             |
| Giriş (inlet)                              | Tam gelişmiş hız profili ve %5 türbülans seviyesiyle akış alanına giriş                                                                                     |
| Çıkış (outlet)                             | sıfır etkin basınç ile atmosfere çıkış                                                                                                                      |
| Duvar (wall)                               | Duvarda kaymama koşulu ve pürüzsüz duvar                                                                                                                    |
| Simetri (symmetry)                         | Simetrik yüzeyler                                                                                                                                           |
| Çözücü Kontrol (solver control)            |                                                                                                                                                             |
| İterasyon sayısı                           | 200                                                                                                                                                         |
| Yakınsama kriteri (convergence criteria)   | 10-7 (Son iterasyondaki değerin bir önceki iterasyondaki değerden farkını gösterir)                                                                         |
| Çıktı kontrol (output kontrol)             |                                                                                                                                                             |
| Monitör noktaları                          | Akış alanından çıkış yüzeyine doğru basınç ve hız monitör noktaları oluşturuldu. Çözüm olurken monitör noktalarının yakınsaması ile çözümler kontrol edildi |

#### 5.4.1 Sınır şartları, akış ve akışkan özellikleri

Orifis akış çözümünde RANS denklemler kullanıldı. Akışın daimi olduğunu belirtmek için için CFX set-up programında analiz türü olarak daimi durumlu (steady state) akış seçildi. Orifisli akışta oluşan türbülansın çözümü için SST (Shear Stress transport) modeli seçilmiştir. Tüm akış alanı tam türbülanslı (fully turbulent) olarak çözülmüştür. Akış geometrisindeki yüzeyler ise çözüm programına sınır şartları olarak tanımlanmıştır.

#### 5.4.2 Akışın giriş ve çıkış sınır şartları (inlet ve outlet)

Akışkanın girdiği yüzey giriş ve çıktığı yüzey ise çıkış olarak tanımlanır. Genelde giriş yüzeyinde hız ve çıkış yüzeyinde basınç sınır şartı olarak tanımlanır. Buna hız girişi ve basınç çıkışı da denir. Orifisli akışta girişte tam gelişmiş hız profili ile akış alanına giriş ve çıkışta sıfır etkin basınç ile akış alanından çıkış olarak giriş ve çıkış sınır şartları tanımlandı. Orifisli akışın giriş sınır şartı oluşturulurken düz boru akışından elde edilen tam gelişmiş hız profili kullanılmıştır. Giriş hızı tayin edilirken; önce düz boru akışında çıkış yüzeyindeki tam gelişmiş hız profili export edilmekte ve daha sonra orifisli akışta giriş sınır şartında bu hız profili istenmektedir. Bu işlemler için aşağıdaki aşamalar takip edilmelidir.

- Düz boru akışında hız transferi: File-export-BC porfile
- Orifisli akışta hız seçimi: Tools → İntialize profile data → export dosyası seçilir → inlet → use profile data → generate volues

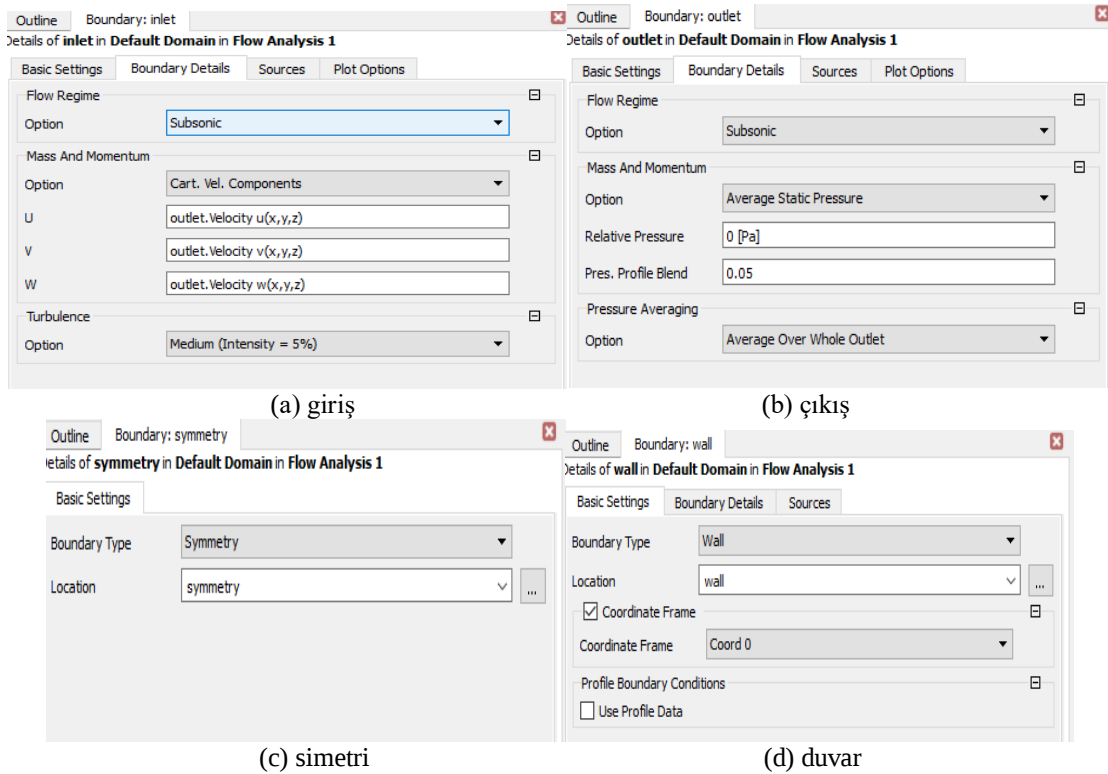
Çıkış sınır şartını tayin ederken çıkış (outlet) basınç değeri girildi. Çıkış atmosfere olduğunda sıfır etkin basınç değeri girildi.

#### 5.4.3 Akışın duvar (wall) sınır şartı

Duvar sınır şartında, duvarın pürüzlülüğü ve kaymama koşulu belirtilir. Bu çalışmada akış viskozlu olduğundan kaymama koşulu seçilmiştir. Pürüzlülük yüksekliği ise Moody diyagramında verilen ortalama kum tanesi yüksekliği pürüzlülük yüksekliği olarak kullanılmaktadır. Bu çalışmada kullanılan boru pürüzsüz kabul edilmiştir.

#### 5.4.4 Akışın symmetry (simetri) sınır Şartı

Simetri sınır şartı iki boyutlu çözüm yapmak için kullanılır. Üç boyutlu çözüm de yapılabilmektedir fakat üç boyutlu çözümler yüksek mesh sayıları ve yüksek hesaplama gerektirdiğinden bilgisayar kapasitesini aşabilmektedir. Bu nedenle üç boyutlu çözüm çok zaman alıcıdır. Eğer akışta hız simetrikliği varsa simetri sınır şartından yararlanılabilir. Simetri sınır şartı kullanıldığında akış alanının daha yoğunluklu bir mesh ile çözülebileme şansı olmaktadır. Simetri sınır şartı ile yapılan iki boyutlu akış üç boyutlu akışa göre çözüm daha kısa zamanda ve daha yüksek doğrulukta çözülebilmektedir. Son olarak aşağıda Şekil 5.14’de girilen tüm sınır şartlarının detay pencereleri gösterilmiştir.

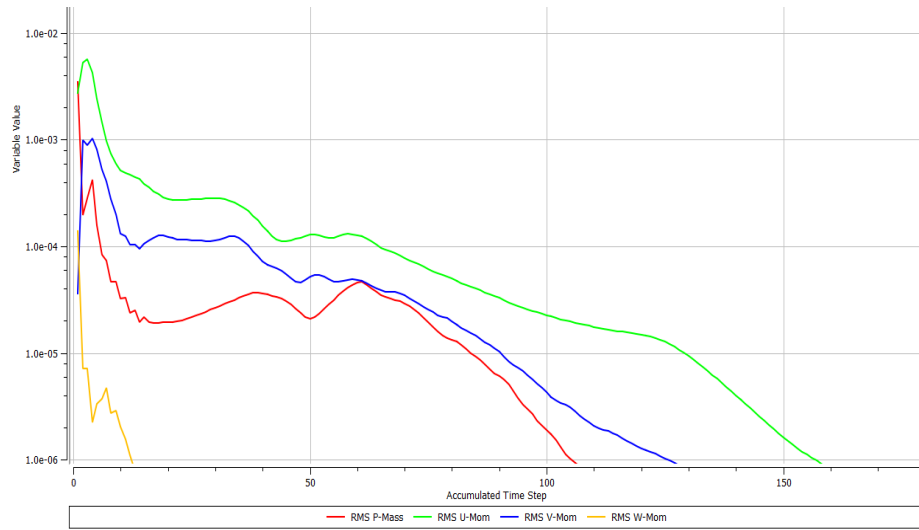


Şekil 5.14 Sınır şartları girdileri

#### 5.4.5 Çözücü kontrol (solver kontrol)

CFX programında çözümün kontrolü için solver seçeneği altında kontrol seçenekleri bulunmaktadır. Bu kontrol seçenekleri birim kontrol (unit control), çözücü kontrol (solver control) ve çıkış kontrol (output control) seçenekleridir. Birim kontrol seçeneğinde basınç, hız, sıcaklık, kütleli debi, kuvvet gibi fiziksel büyüklüklerinin birimleri belirtilir. Çözücü kontrol penceresinde çözümün yakınsaması için iterasyon

sayısı, yakınsama kriteri için RMS değeri girilir. Yakınsama kontrol için iterasyon sayısı maksimum 200 olarak seçilmiştir. RMS değeri ise  $1 \times 10^{-7}$  olarak girilmiştir. RMS değeri en son iterasyonda hesaplanan anlık değer ile bir önceki iterasyon değeri arasındaki farkı göstermektedir. Bu bir çözümün iterasyon ilerledikçe hangi mutlak hata ile yakınsadığını gösterir. Eğer çözümde yakınsama problemi yoksa iterasyon sayısı ilerledikçe mutlak hata değeri düşecektir. Aşağıda Şekil 5.15’de  $Re=5000$  için RMS değerlerinin iterasyon sayısına bağlı değişimleri gösterilmiştir.



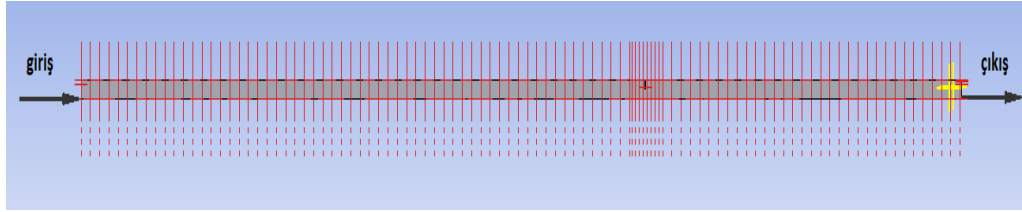
**Şekil 5.15** Basınç-kütle ve momentum denklemlerinin iterasyon sayısına bağlı RMS değişimleri

Şekil 5.15’de görüldüğü gibi RMS değerleri birkaç iterasyondan sonra 0,0001 değerinin altına hemen düştükleri görülmektedir.

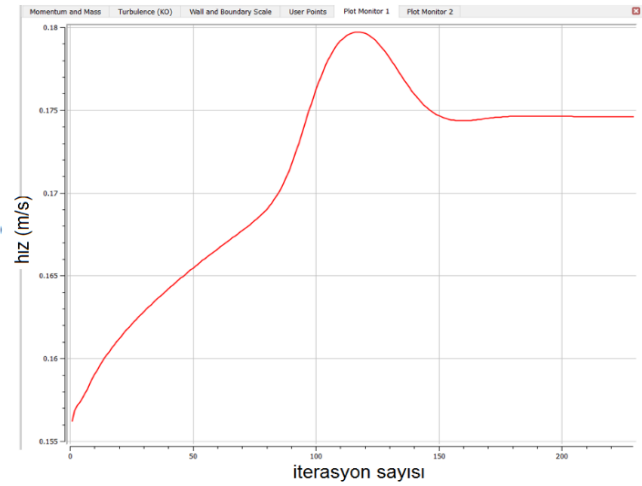
#### 5.4.6 Monitör noktaları

Set-up aşamasında Output (çıkış kontrol) seçeneğinin bulunduğu kısımda monitör noktalarını oluşturma vardır. Monitör noktaları akışın çıktığı yüzeye yakın oluşturulmuştur. Çıkış yüzeylerine yakın oluşturulmasının nedeni ise sayısal çözümde en son yakınsama gösteren akış bölgesi olmasıdır. Örneğin girişe yakın noktalarda hız değeri çabuk yakınsanırken, çıkışa doğru noktalarda daha geç yakınsamaktadır. Bu nedenle monitör noktaları çıkışa yakın seçilmiştir. Monitör noktalarının amacı ise değişkenlerin (basınç, hız gibi) çözüm boyunca bir noktadaki durumlarının gözlemlenmesidir. Seçilen bu monitör noktalarında değişkenler sabit bir değere yakınsadıklarında çözüm girilen değerler için yakınsamış sayılır. Monitör noktalarında seçilen değişkenler yakınsadıktan

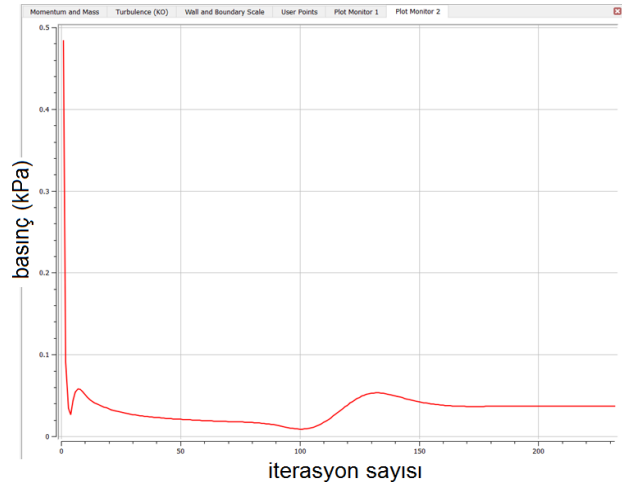
sonra çözüm sonlandırabilir. Şekil 5.16’da boru çıkışına doğru oluşturulan hız ve basınç monitör noktaları gösterilmiştir. Şekil 5.17’de ise verilen bir Reynolds sayısında akışta seçilen monitör noktalarında hız ve basıncın çözüm boyunca nasıl yakınsadıkları gösterilmiştir.



Şekil 5.16 Monitör noktaları



(a) hız monitörü



(b) basınç monitörü

Şekil 5.17 Monitör noktalarında hız ve basınç değerlerinin yakınsam eğrileri

Şekil 5.17 'de görüldüğü gibi monitör noktalarındaki hız ve basınç değerleri yaklaşık 170 iterasyondan sonra yakınsama göstermişlerdir. Bu yakınsamalara rağmen tüm çözümler 200 iterasyonda sonlandırılmıştır.

## 6.SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

Sayısal çalışmada, önce standart orifisle boru akışları yapılmıştır ardından orifis öncesi bir engel oluşturularak boru akışları aynı şekilde tekrarlanmıştır. Burada amaç engelin standart orifis üzerindeki etkilerini analiz etmek olmuştur. Sayısal çalışmada dört farklı pah açısında (15°, 30°, 45°, 60°) ve 5000, 15000, 25000 ve 100000 Reynolds sayılarında orifisli boru akışları gerçekleştirildi. Yapılan tüm sayısal çalışma aşağıda Tablo 6.1 'de özetlenmiştir. Tablo 6.1'de görüldüğü gibi toplam 85 tane sayısal çözüm gerçekleştirilmiştir.

**Tablo 6.1** Yapılan sayısal çalışma tablosu

| STANDART ORİFİSLİ AKIŞ |           |                       |       |       |       |       |
|------------------------|-----------|-----------------------|-------|-------|-------|-------|
|                        |           | Reynolds Sayıları     |       |       |       |       |
|                        | Pah açısı | 5000                  | 15000 | 25000 | 40000 | 10000 |
| Keskin kenarlı         | 0°        | √                     | √     | √     | √     | √     |
| Sol pahlı akış         | 15°       | √                     | √     | √     | √     | √     |
|                        | 30°       | √                     | √     | √     | √     | √     |
|                        | 45°       | √                     | √     | √     | √     | √     |
|                        | 60°       | √                     | √     | √     | √     | √     |
| Sağ pahlı akış         | 15°       | √                     | √     | √     | √     | √     |
|                        | 30°       | √                     | √     | √     | √     | √     |
|                        | 45°       | √                     | √     | √     | √     | √     |
|                        | 60°       | √                     | √     | √     | √     | √     |
| ENGELLİ ORİFİSLİ AKIŞ  |           |                       |       |       |       |       |
| Keskin kenarlı         | 0°        | √                     | √     | √     | √     | √     |
| Sol pahlı akış         | 15°       | √                     | √     | √     | √     | √     |
|                        | 30°       | √                     | √     | √     | √     | √     |
|                        | 45°       | √                     | √     | √     | √     | √     |
|                        | 60°       | √                     | √     | √     | √     | √     |
| Sağ pahlı akış         | 15°       | √                     | √     | √     | √     | √     |
|                        | 30°       | √                     | √     | √     | √     | √     |
|                        | 45°       | √                     | √     | √     | √     | √     |
|                        | 60°       | √                     | √     | √     | √     | √     |
| UZUN BORU AKIŞI        |           |                       |       |       |       |       |
|                        |           | √                     | √     | √     | √     | √     |
| TOPLAM                 |           | 85 tane sayısal çözüm |       |       |       |       |
|                        |           |                       |       |       |       |       |

Bu kısımda ilk önce pahlı orifislerin akış sürtünme yük kayıpları incelenmiş ve birbiriyle karşılaştırılmıştır. Daha sonraki kısımda standart ve engelli orifisli akışların sayısal çözümlerinden basınç farkları çıkarılmış ve debi kayıp katsayıları hesaplanmıştır. Engelin standart orifis ölçümlerine göre yarattığı debi okuma hataları ise bu debi kayıp

katsayısından hesaplandı. Hesaplanan debi okuma hatalarının pah açısına ve Reynolds sayısına göre değişimleri ise grafikler haline getirilerek gereli karşılaştırılmalar yapılmıştır. Sonuçlanan analizler değerlendirilerek sayısal çalışma sonlandırılmıştır.

### 6.1 Sürtünme Kayıp Katsayısı

Boru akışlarında akış sürtünmesinden dolayı oluşan enerji kayıpları iki kısma ayrılmaktadır. Bunlar düz boru kayıpları ve düz boru dışında borulama sisteminde akışı bozan yerel eleman kayıplarıdır. Düz boru kayıplarına sürekli kayıplar ( $h_{k,sürekli}$ ) ve yerel eleman kayıplarına ( $h_{k,yerel}$ ) ise yerel kayıp denir.

$$h_k = h_{k,sürekli} + h_{k,yerel} \quad (6.1)$$

$h_k$  akıştaki toplam sürtünme yük kaybıdır. Yerel sürtünme yük kaybı ile basınç farkı arasındaki ilişki ise aşağıdaki bağıntıda verilmiştir.

$$\Delta P_K = \rho g h_{K,y} \quad h_{K,y} = K_k \frac{v^2}{2g} \quad (6.2)$$

Burada  $K_K$  yerel elemanın kayıp katsayısıdır. Standart orifisli akışta boru giriş ve çıkışı arasındaki basınç farkları dikkate alınarak toplam sürtünme yük kaybı aşağıdaki gibi hesaplanmıştır. Amaç sol ve sağ pahlı akışları ve pah açılarının sürtünme yük kayıpları üzerindeki etkilerini incelenmesidir.

Burada boru giriş ve çıkışı arasında genel mekanik enerji denklemi uygulanabilir. Giriş 1 ve çıkışa da 2 denirse genel enerji denklemi aşağıdaki gibi yazılır.

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 + h_{p,f} = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2 + h_t h_K \quad (6.3)$$

Akış yatayda olduğundan  $z_1 = z_2$ , sistemde pompa, fan ve türbin gibi elemanlar bulunmadığından  $h_{p,f} = h_t = 0$  dır. Çıkış atmosfere açık olduğundan  $P_2 = 0$  (etkin basınç) alınır. Boru çapı değişmediğinden  $V_1 = V_2$  alınmıştır. Sonuçlanan denklemin son hali aşağıdadır.

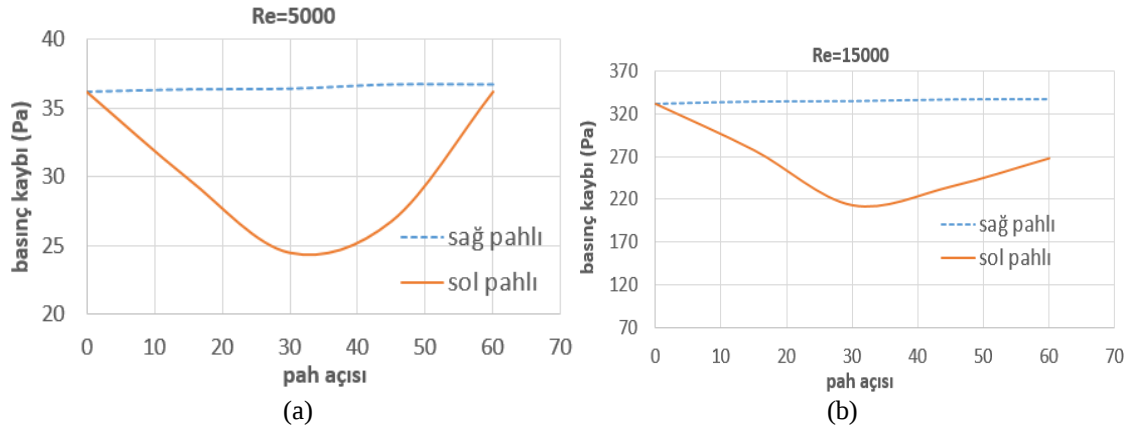
$$\frac{P_1}{\rho g} = h_K \quad \text{buradan} \quad \Delta P_K = P_1 = \rho g h_K \quad (6.4)$$

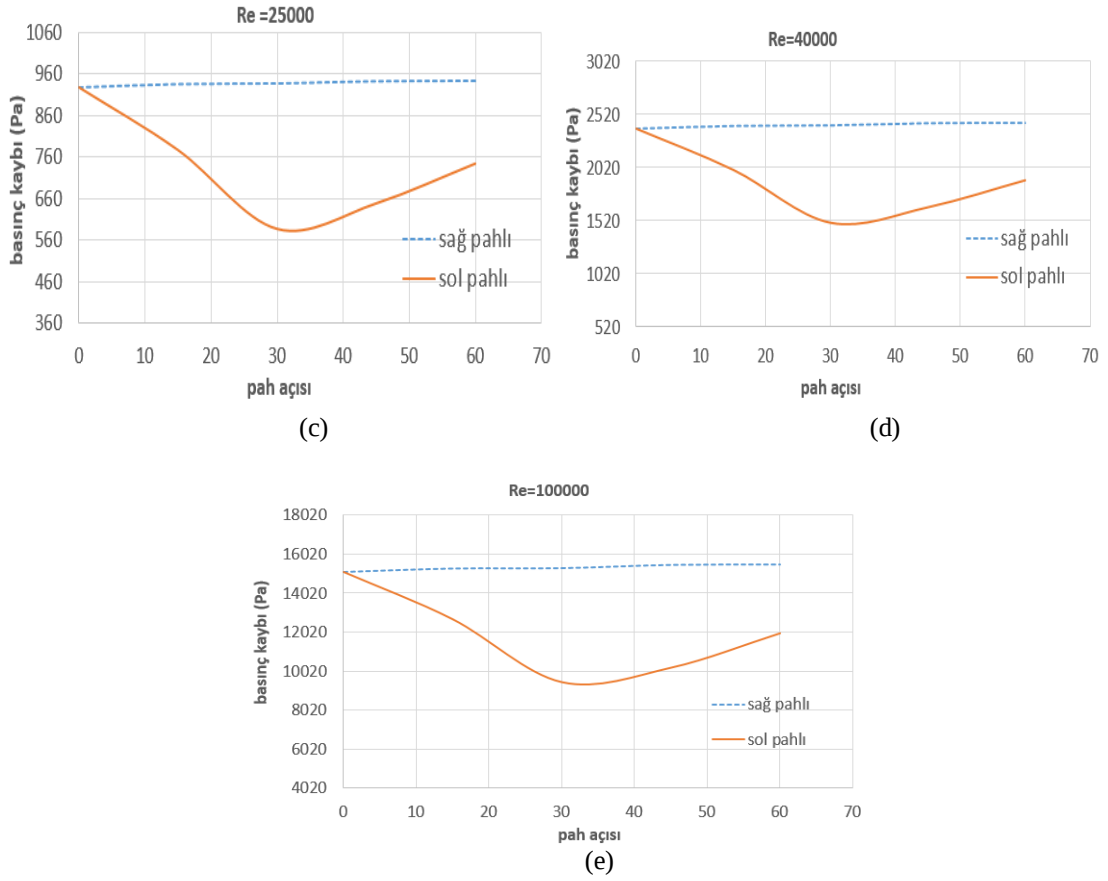
$\Delta P_K$  akıştaki sürtünme nedeniyle oluşan basınç kaybıdır. Aşağıda Tablo 6.2 'de engelsiz akış için giriş basınç değerleri verilmiştir.

**Tablo 6.2** Engelsiz orifis akışlar için giriş basıncı değerleri

| STANDART ORİFİSLİ AKIŞ |           |                          |       |       |       |        |
|------------------------|-----------|--------------------------|-------|-------|-------|--------|
|                        |           | Reynolds sayıları        |       |       |       |        |
|                        | Pah açısı | 5000                     | 15000 | 25000 | 40000 | 100000 |
|                        |           | $\Delta P_K = P_{giriş}$ |       |       |       |        |
| sol pahlı              | 0°        | 36,13                    | 331,8 | 927,2 | 2387  | 15110  |
|                        | 15°       | 29,83                    | 277,7 | 776,5 | 2000  | 12680  |
|                        | 30°       | 24,48                    | 213,4 | 587   | 1504  | 9448   |
|                        | 45°       | 26,76                    | 235,2 | 648,4 | 1650  | 10190  |
|                        | 60°       | 36,13                    | 268,3 | 744   | 1903  | 11960  |
| sağ pahlı              | 15°       | 36,32                    | 334,5 | 936   | 2411  | 15290  |
|                        | 30°       | 36,37                    | 335   | 937,8 | 2416  | 15310  |
|                        | 45°       | 36,7                     | 337   | 943,7 | 2435  | 15480  |
|                        | 60°       | 36,7                     | 337,3 | 944,8 | 2438  | 15500  |

Tablo 6.2 'de standart orifis akışları için verilen basınç değerlerine göre basınç kaybının pah açısı ve Reynolds sayısı ile değişimleri aşağıda verilmiştir.





**Şekil 6.1** Standart engelsiz orifis akışlarında paht açısına göre yük kaybı değişimi

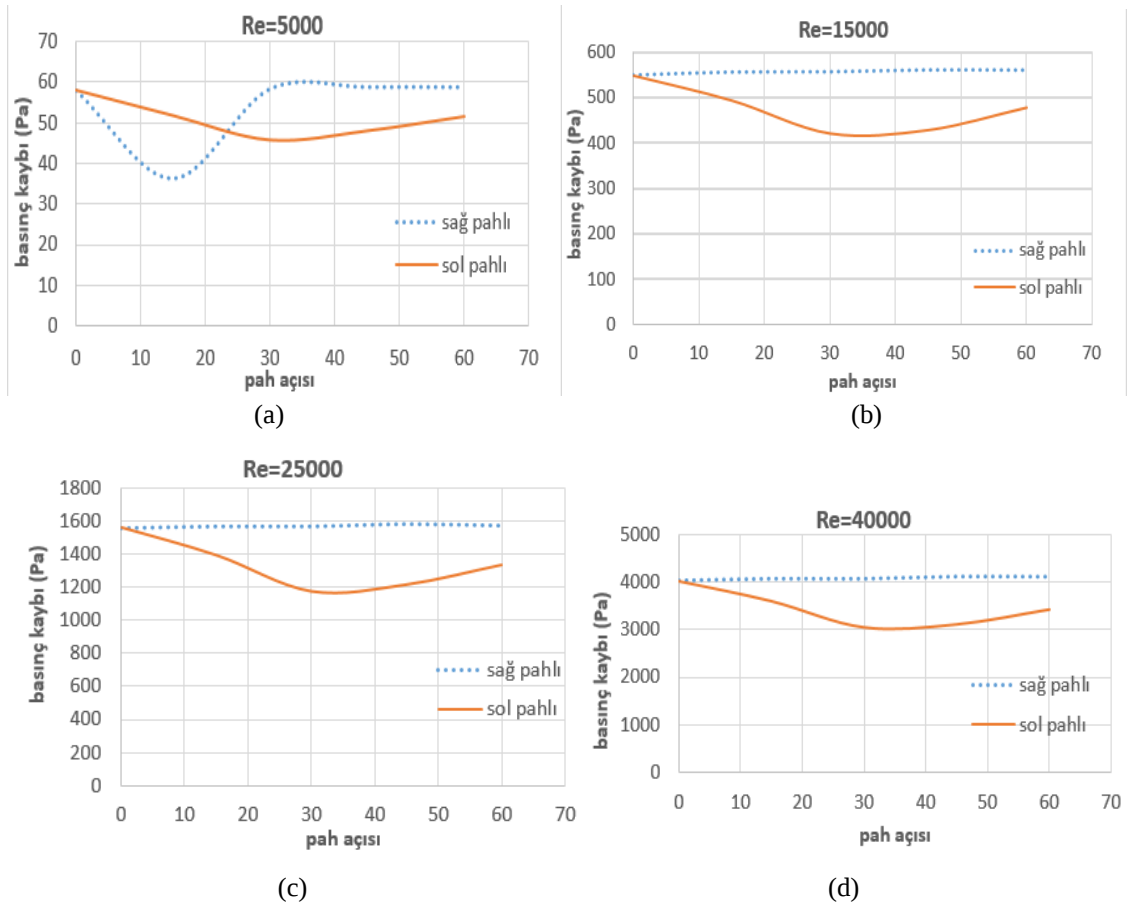
Şekil 6.1’de görüldüğü gibi sağ pahlı orifislerde pah açısının değişmesinin basınç kaybına etki etmediği görülmektedir. Sol pahlı orifislerde ise basınç kaybı pah açısı ile değişkenlik göstermiştir. Şekil 6.1’de görüldüğü gibi sol pahlı orifisli akışlarda basınç kaybının 30°- 36° arası açılarda minimum değerlerde olduğu görülür. Bu duruma göre orifisli akışlarda basınç kayıplarını düşürmek için en iyi pah açısı 30°- 36° arasında seçilen pah açılarıdır.

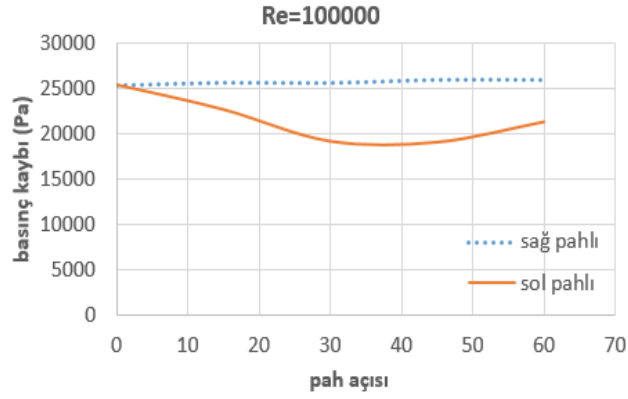
Tablo 6.3 'de ise engelin olduğu orifisli akışlarda aynı şekilde giriş ve çıkış arasında basınç kayıpları verilmiştir.

**Tablo 6.3** Engelli orifisli akışlar için giriş basınç değerleri

| ENGELLİ ORİFİSLİ AKIŞLAR |           |       |       |       |       |        |
|--------------------------|-----------|-------|-------|-------|-------|--------|
| Reynolds sayıları        |           |       |       |       |       |        |
|                          | Pah açısı | 5000  | 15000 | 25000 | 40000 | 100000 |
| $\Delta P_K = P_{giriş}$ |           |       |       |       |       |        |
| sol pahlı                | 0°        | 58,1  | 548,7 | 1560  | 4033  | 25470  |
|                          | 15°       | 51,75 | 493,6 | 1393  | 3602  | 22730  |
|                          | 30°       | 45,6  | 420,6 | 1176  | 3035  | 19210  |
|                          | 45°       | 47,89 | 428,2 | 1217  | 3100  | 19100  |
|                          | 60°       | 51,48 | 478   | 1335  | 3421  | 21350  |
| sağ pahlı                | 15°       | 36,4  | 556   | 1551  | 4065  | 25740  |
|                          | 30°       | 58,47 | 556,7 | 1571  | 4064  | 25720  |
|                          | 45°       | 58,96 | 561   | 1586  | 4105  | 26030  |
|                          | 60°       | 58,93 | 560,5 | 1576  | 4102  | 26020  |

Şekil 6.2 'de ise Tablo 6.3 'te verilen basınç kayıp değerlerinin pah açısına göre değişimleri verilmiştir.





(e)

Şekil 6.2 Engelli orifis akışlarında pah açısına göre yük kaybı değişimi

Şekil 6.2' de görüldüğü gibi sağ pahlı orifiste pah açısının basınç kaybı üzerinde pek etkili olmadığı görülmektedir. Sol pahlı orifiste ise pah açısının basınç kaybı üzerinde yeterince etkili olduğu görülmektedir. Standart sol pahlı orifiste olduğu gibi engelli sol pahlı orifiste de 30°-40° arasındaki açılarda basınç kaybının minimum değerlerde olduğu görülmektedir. Engelli akışta sağ ve sol pahlı orifisler karşılaştırılırsa sağ pahlıda basınç kaybı pah açısıyla değişmezken sol pahlıda basınç kaybı pah açısıyla değişmektedir. Engelin olduğu sol pahlı orifisli akışlarda basınç kayıplarını azaltmak için orifise 30°-40° pah açısı verilmelidir.

Yukarıda standart orifisli akışta ve bir engelin olduğu orifisli akışta sağ pah açısının basınç kaybı üzerinde önemli bir etkisinin olmadığı fakat sol pah açısının basınç kaybı üzerinde önemli bir etkisinin olduğu görülmektedir. Standart akış veya engelin olduğu akış olsun her ikisinde de 30°- 40° arasındaki pah açıları basınç kaybının en az olduğu pah açıları olduğu görülmektedir.

## 6.2 Akış Ölçer Debi Kayıpları

Orifisler, ürettikleri basınç farkı ile, akış debisinin ölçümünde kullanılan cihazlardır. Orifislerde basınç farkı ile akış debisi arasındaki ilişki kalibre edilirken orifis öncesi akışın tam gelişmiş olması sağlanır. Bunun için orifis üst akımında uzun düz bir boru kullanılır. Orifis cihazlar uygulamalarda kullanılırken standartlar gereği bu üst akım boru uzunluğunun sağlanması gereklidir. Bu şartı sağlayan orifisli akış ölçerlere standart orifisler denir. Orifisler hassas cihazlardır ve üst akım akış düzensizliklerinden etkilenen cihazlardır. Standartlar sağlanmadığında, örneğin üst akım düz boru uzunluğunun kısa

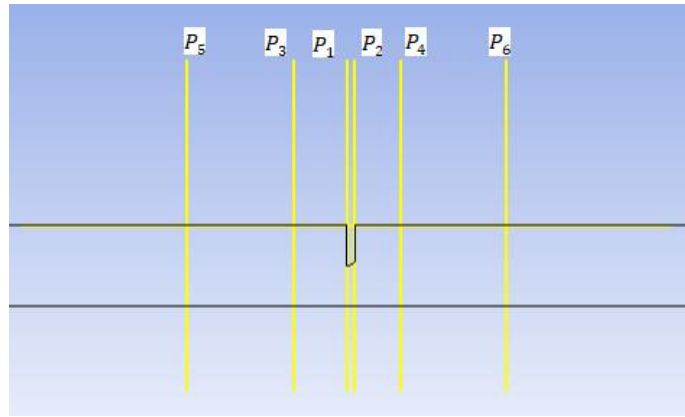
tutulması gibi, standart orifis akış debisini hatalı gösterecektir. Bu hatanın büyüklüğü ise orifis öncesi tam gelişmiş hız profilinden uzaklaşma derecesine bağlıdır.

Bu sayısal çalışmada orifis üst akımında bir engel oluşturularak orifis üst akım boru uzunluğu kısa tutulmuştur. Kısa boru mesafesinin standart orifisin debi ölçümünde neden olacağı hata payı ise bu kısımda sayısal verilerle araştırılmıştır.

Standart orifisler deneysel yöntemle bulunan bir debi kayıp katsayısıyla kalibre edilirler. Bu çalışmada önce standart orifisli akışta çıkarılan sayısal verilerle debi kayıp katsayısı  $C_d$  hesaplanmıştır. Verilen her Reynolds sayısında  $C_d$  değeri Denklem 6.3'de verilen formülasyonla hesaplanmıştır.  $C_d$  gerçek debinin teork debiye oranı olarak tanımlanır.

$$C_d = m_{gerçek}/m_{teorik} \quad (6.3)$$

Sayısal çözümden orifis öncesi ve sonrası basınç farkları çıkarılmıştır. Orifis' den uzaklığa bağlı olarak üç farklı şekilde basınç farkları çıkarılmıştır. Bu Basınç ölçüm noktalarının orifis etrafında yerleşimleri ise aşağıda Şekil 6.3 'de verilmiştir.



Şekil 6.3 Basınç priz noktaları

Basınç farkları  $(P_1-P_2)$ ,  $(P_3-P_4)$  ve  $(P_5-P_6)$  şeklinde alınmıştır. Farklı "basınç fark prizlerinin" alınmasının nedeni debi okuma hatası üzerindeki etkilerini karşılaştırmaktır. İlk basınç fark noktaları olan  $P_1$  ve  $P_2$  basınç prizleri orifis-boru duvarı köşe noktalarıdır. Aynı şekilde  $P_3$ ,  $P_4$  orifisten 10mm uzaklıkta ve  $P_5$ ,  $P_6$  noktaları da orifisten 30mm uzaklıkta olan ölçüm noktalarıdır. Tüm sayısal çalışmadan çıkarılan  $(P_1-P_2)$ ,  $(P_3-P_4)$  ve  $(P_5-P_6)$  basınç fark değerleri aşağıda Tablo 6.4 'te verilmiştir.

**Tablo 6.4** Standart ve engelli akışta orifis öncesi ve sonrası basınç fark değerleri  
a,b :  $(P_1-P_2)$  ; c,d:  $(P_3-P_4)$  ve e,f:  $(P_5-P_6)$  basınç farklarını vermektedir

| STANDART ORİFİSLİ AKIŞTA BASINÇ FARKI |           |                    |       |        |       |       |
|---------------------------------------|-----------|--------------------|-------|--------|-------|-------|
|                                       |           | Reynolds Sayıları  |       |        |       |       |
|                                       | Pah Açısı | 5000               | 15000 | 25000  | 40000 | 10000 |
|                                       |           | $(P_1-P_2)_s$ (Pa) |       |        |       |       |
| Sol<br>pahlı akış                     | 0°        | 74                 | 688,7 | 1929,7 | 4975  | 31570 |
|                                       | 15°       | 63,84              | 603   | 1691,5 | 4365  | 27760 |
|                                       | 30°       | 54,77              | 495,8 | 1376,7 | 3542  | 22390 |
|                                       | 45°       | 58,83              | 533,6 | 1483,3 | 3796  | 23700 |
|                                       | 60°       | 64,16              | 588,1 | 1640,1 | 4212  | 26600 |
| Sağ<br>pahlı akış                     | 15°       | 74,32              | 693,2 | 1943,7 | 5014  | 31850 |
|                                       | 30°       | 74,47              | 694,9 | 1948,6 | 5029  | 31900 |
|                                       | 45°       | 75                 | 698   | 1958,8 | 5058  | 32170 |
|                                       | 60°       | 74,97              | 698,3 | 1960,2 | 5063  | 32210 |

(a)

| ENGELLİ ORİFİSLİ AKIŞTA BASINÇ FARKI |           |                    |       |        |       |       |
|--------------------------------------|-----------|--------------------|-------|--------|-------|-------|
|                                      |           | Reynolds Sayıları  |       |        |       |       |
|                                      | Pah Açısı | 5000               | 15000 | 25000  | 40000 | 10000 |
|                                      |           | $(P_1-P_2)_e$ (Pa) |       |        |       |       |
| Sol<br>pahlı akış                    | 0°        | 79,86              | 780,3 | 2263   | 5926  | 38190 |
|                                      | 15°       | 69,6               | 694,3 | 2002,9 | 5259  | 33970 |
|                                      | 30°       | 59,28              | 576,3 | 1651,7 | 4348  | 28400 |
|                                      | 45°       | 63,36              | 585,7 | 1725,2 | 4471  | 28290 |
|                                      | 60°       | 69,33              | 672   | 1917,2 | 4990  | 31930 |
| Sağ<br>pahlı akış                    | 15°       | 74,46              | 793,8 | 2282   | 5984  | 38660 |
|                                      | 30°       | 80,4               | 795,1 | 2283   | 5982  | 38610 |
|                                      | 45°       | 81,4               | 803,4 | 2309   | 6055  | 39170 |
|                                      | 60°       | 81,24              | 801,2 | 2288   | 6044  | 39120 |

(b)

| STANDART ORİFİSLİ AKIŞTA BASINÇ FARKI |           |                    |       |        |       |       |
|---------------------------------------|-----------|--------------------|-------|--------|-------|-------|
|                                       |           | Reynolds Sayıları  |       |        |       |       |
|                                       | Pah Açısı | 5000               | 15000 | 25000  | 40000 | 10000 |
|                                       |           | $(P_3-P_4)_s$ (Pa) |       |        |       |       |
| Sol<br>pahlı akış                     | 0°        | 73,87              | 689,7 | 1935,6 | 4999  | 31800 |
|                                       | 15°       | 63,66              | 603,5 | 1696,2 | 4386  | 27960 |
|                                       | 30°       | 54,47              | 494,4 | 1375,2 | 3544  | 22470 |
|                                       | 45°       | 58,53              | 532,2 | 1480,9 | 3795  | 23740 |
|                                       | 60°       | 73,88              | 586,7 | 1637,7 | 4211  | 26640 |
| Sağ<br>pahlı akış                     | 15°       | 74,19              | 693,9 | 1949,3 | 5037  | 32070 |
|                                       | 30°       | 74,29              | 695,5 | 1953,8 | 5049  | 32120 |
|                                       | 45°       | 74,84              | 698,6 | 1964,3 | 5080  | 32400 |
|                                       | 60°       | 74,78              | 698,5 | 1963,7 | 5081  | 32430 |

(c)

| ENGELLİ ORİFİSLİ AKIŞTA BASINÇ FARKI |           |                    |       |        |       |       |
|--------------------------------------|-----------|--------------------|-------|--------|-------|-------|
|                                      |           | Reynolds Sayıları  |       |        |       |       |
|                                      | Pah Açısı | 5000               | 15000 | 25000  | 40000 | 10000 |
|                                      |           | $(P_3-P_4)_e$ (Pa) |       |        |       |       |
| Sol<br>pahlı akış                    | 0°        | 79,49              | 779,1 | 2262   | 5929  | 38140 |
|                                      | 15°       | 69,16              | 691   | 1997,8 | 5250  | 33840 |
|                                      | 30°       | 58,77              | 571,7 | 1639,9 | 4317  | 28070 |
|                                      | 45°       | 62,82              | 580,4 | 1709,6 | 4426  | 27850 |
|                                      | 60°       | 68,8               | 667   | 1901,8 | 4945  | 31480 |
| Sağ<br>pahlı akış                    | 15°       | 74,29              | 792,3 | 2281   | 5985  | 38620 |
|                                      | 30°       | 80,03              | 793,2 | 2280   | 5979  | 38540 |
|                                      | 45°       | 81,08              | 802   | 2308   | 6058  | 39150 |
|                                      | 60°       | 80,96              | 799,5 | 2285   | 6043  | 39080 |

(d)

| STANDART ORİFİSLİ AKIŞTA BASINÇ FARKI |           |                    |       |        |       |       |
|---------------------------------------|-----------|--------------------|-------|--------|-------|-------|
|                                       |           | Reynolds Sayıları  |       |        |       |       |
|                                       | Pah Açısı | 5000               | 15000 | 25000  | 40000 | 10000 |
|                                       |           | $(P_5-P_6)_s$ (Pa) |       |        |       |       |
| Sol<br>pahlı akış                     | 0°        | 71,79              | 667,5 | 1872,8 | 4835  | 30700 |
|                                       | 15°       | 61,56              | 579,1 | 1627   | 4205  | 26760 |
|                                       | 30°       | 52,72              | 474,9 | 1316,3 | 3387  | 21438 |
|                                       | 45°       | 57                 | 514,5 | 1431,1 | 3667  | 22900 |
|                                       | 60°       | 71,79              | 572,5 | 1598,1 | 4109  | 25960 |
| Sağ<br>pahlı akış                     | 15°       | 72,29              | 673,8 | 1892,3 | 4888  | 31060 |
|                                       | 30°       | 72,68              | 678   | 1905   | 4920  | 31250 |
|                                       | 45°       | 73,16              | 681   | 1913,9 | 4949  | 31510 |
|                                       | 60°       | 73,34              | 683   | 1919,8 | 4965  | 31610 |

(e)

| ENGELLİ ORİFİSLİ AKIŞ |           |                   |       |        |       |       |
|-----------------------|-----------|-------------------|-------|--------|-------|-------|
|                       |           | Reynolds Sayıları |       |        |       |       |
|                       | Pah Açısı | 5000              | 15000 | 25000  | 40000 | 10000 |
|                       |           | $(P_5-P_6)_e$     |       |        |       |       |
| Sol<br>pahlı akış     | 0°        | 76,26             | 736,2 | 2122   | 5529  | 35340 |
|                       | 15°       | 65,68             | 645   | 1851   | 4832  | 30960 |
|                       | 30°       | 55,41             | 526,6 | 1494,8 | 3908  | 25280 |
|                       | 45°       | 59,75             | 544   | 1577,1 | 4053  | 25290 |
|                       | 60°       | 66,3              | 630   | 1783,8 | 4608  | 29150 |
| Sağ<br>pahlı akış     | 15°       | 72,72             | 749,5 | 2143   | 5590  | 35820 |
|                       | 30°       | 70,92             | 751,9 | 2147   | 5596  | 35840 |
|                       | 45°       | 75,18             | 759   | 2169   | 5659  | 36300 |
|                       | 60°       | 72,33             | 758,2 | 2157   | 5658  | 36330 |

(f)

Tablo 6.4’de  $(P_1-P_2)$  basınç fark değerine göre standart orifis için hesaplanan debi kayıp katsayısı  $C_{d,s}$  değerleri verilmiştir.  $C_d$  değerleri aşağıdaki verilen formülasyonlarla hesaplanmıştır.

$$\dot{m}_{gerçek} = C_{d,s} * \dot{m}_{teorik} = C_{d,s} * A_o \sqrt{\frac{2 \rho (P_1 - P_2)_s}{(1 - \beta^4)}} \quad (6.4)$$

$$C_{d,s} = \frac{\dot{m}_{gerçek}}{K * \sqrt{(P_1 - P_2)_s}} \quad (6.5)$$

$$\dot{m}_{gerçek} = C_{d,e} * \dot{m}_{teorik} = C_{d,e} * A_o \sqrt{\frac{2 \rho (P_1 - P_2)_e}{(1 - \beta^4)}} \quad (6.6)$$

$$C_{d,e} = \frac{\dot{m}_{gerçek}}{K * \sqrt{(P_1 - P_2)_e}} \quad (6.7)$$

$$K = A_o \sqrt{\frac{2 \rho}{(1 - \beta^4)}} = 0.00815 = \text{sabit} \quad (6.8)$$

Burada,  $\dot{m}_{gerçek}$  gerçek kütleli debidir.  $C_{d,s}$  ve  $C_{d,e}$ , sırasıyla standart akıştaki ve engelli akıştaki orifisler için kullanılan debi kayıp katsayılarıdır.  $A_o$  orifis çap alanıdır.  $\beta = d/D$  orifis-boru çap oranıdır. Çalışmada orifis çapı ve boru çapı değişmediğinden tüm çalışma için  $K=0.00815$  değeri kullanılmıştır.

$(P_1-P_2)_s$  ve  $(P_1-P_2)_e$  basınç farklarına göre hesaplanan  $C_{d,s}$  ve  $C_{d,e}$  değerleri aşağıda Tablo 6.5'te verilmiştir.

**Tablo 6.5** Sağ ve sol pahlı standart orifislerde  $(P_1-P_2)$  basınç farkına göre debi kayıp katsayısı değerleri  
(a) standart orifisli akış, (b) engelli orifisli akış

| STANDART ORİFİSLİ AKIŞ ((P1-P2)s ye göre |                 |        |        |        |        |        |          |
|------------------------------------------|-----------------|--------|--------|--------|--------|--------|----------|
|                                          | Reynolds sayısı | 5000   | 15000  | 25000  | 40000  | 100000 | ortalama |
|                                          | Pah açısı       | Cd,s   | Cd,s   | Cd,s   | Cd,s   | Cd,s   | Cd,s,ort |
| sol pahlı                                | 0°              | 1,4976 | 1,4727 | 1,4663 | 1,4612 | 1,4501 | 1,4696   |
|                                          | 15°             | 1,6124 | 1,5739 | 1,5662 | 1,5599 | 1,5464 | 1,5718   |
|                                          | 30°             | 1,7408 | 1,7357 | 1,736  | 1,7317 | 1,7219 | 1,7332   |
|                                          | 45°             | 1,6796 | 1,6731 | 1,6725 | 1,6728 | 1,6737 | 1,6743   |
|                                          | 60°             | 1,6083 | 1,5937 | 1,5905 | 1,588  | 1,5798 | 1,5921   |
| sağ pahlı                                | 15°             | 1,4944 | 1,4679 | 1,4611 | 1,4555 | 1,4437 | 1,4645   |
|                                          | 30°             | 1,4929 | 1,4661 | 1,4592 | 1,4533 | 1,4426 | 1,4628   |
|                                          | 45°             | 1,4876 | 1,4629 | 1,4554 | 1,4491 | 1,4365 | 1,4583   |
|                                          | 60°             | 1,4879 | 1,4626 | 1,4549 | 1,4484 | 1,4356 | 1,4579   |

(a)

| ENGELLİ ORİFİSLİ AKIŞ ((P1-P2)s 'ye göre |                 |        |        |        |        |        |
|------------------------------------------|-----------------|--------|--------|--------|--------|--------|
|                                          | Reynolds sayısı | 5000   | 15000  | 25000  | 40000  | 100000 |
|                                          | Pah açısı       | Cd, e  | Cd, e  | Cd, e  | Cd, e  | Cd, e  |
| sol pahlı                                | 0°              | 1,4416 | 1,3836 | 1,3541 | 1,3388 | 1,3185 |
|                                          | 15°             | 1,5442 | 1,4668 | 1,4393 | 1,4212 | 1,398  |
|                                          | 30°             | 1,6732 | 1,6099 | 1,5849 | 1,563  | 1,5289 |
|                                          | 45°             | 1,6185 | 1,597  | 1,5508 | 1,5413 | 1,5319 |
|                                          | 60°             | 1,5472 | 1,4909 | 1,4711 | 1,459  | 1,4419 |
| sağ pahlı                                | 15°             | 1,493  | 1,3718 | 1,3484 | 1,3323 | 1,3104 |
|                                          | 30°             | 1,4368 | 1,3706 | 1,3481 | 1,3325 | 1,3113 |
|                                          | 45°             | 1,4279 | 1,3635 | 1,3405 | 1,3245 | 1,3019 |
|                                          | 60°             | 1,4293 | 1,3654 | 1,3466 | 1,3257 | 1,3027 |

(b)

Tablo 6.5' de görüldüğü gibi verilen herhangi bir açıda  $C_{d,s}$  değerleri, tüm Reynolds sayılarının da, birbirine çok yakın olmuştur. Tablo 6.5 'de son sütunda her pah açısında ortalama bir debi kayıp katsayısı  $C_{d,s,ort}$  değeri hesaplanmıştır. Engelli akışta orifis akış ölçer standart akıştaki hesaplanan ortalama debi kayıp katsayısını ( $C_{d,s,ort}$ ) kullanarak debiyi ölçtüğünden akışın bozukluk derecesine bağlı olarak akış ölçerde okunan debiler hatalı olacaktır. Bu nedenle engelli akıştaki orifis akış ölçer aşağıdaki bağıntıya göre debiyi ölçecektir.

$$\dot{m}_e = C_{d,ort} * K * \sqrt{(P_1 - P_2)_e} \quad (6.9)$$

Burada  $\dot{m}_e$  değeri engelli akışta okunan hatalı debi değeridir.

Engelli boru akışında hesaplanan orifis debi kayıp katsayıları aynı şekilde Tablo 6.5'de (b) şıkında gösterilmiştir. Tablo 6.5' de görüldüğü gibi engelli akıştaki kayıp katsayıları standart akışa göre daha düşük çıkmıştır. Ayrıca görüldüğü gibi engel nedeniyle orifis girişinde bozulan hız profili basınç farkının da değişmesine dolayısıyla biraz daha düşük debi kayıp katsayılarına neden olmuştur. Düşük debi kayıp katsayısı orifis nedeniyle sürtünme yük kaybının yüksek olduğunu göstermektedir.

Engelli akışta orifis akış ölçer  $C_{d,s,ort}$  ile debi ölçümünü yapacağından okunan debi gerçek debiden daha farklı çıkacaktır. Engelli akış nedeniyle orifis akış ölçerin gösterdiği hatalı debi değerlerinin gerçek debiden sapma yüzdeleri ise aşağıda Denklem 6.10 'da verilen eşitliğe göre hesaplanmıştır. Eşitliğin sonucunda hata yüzdeliğinin sadece  $C_d$  değerlerine bağlı olduğu görülmektedir. Bu nedenle Tablo 6.5'de verilen kayıp katsayı

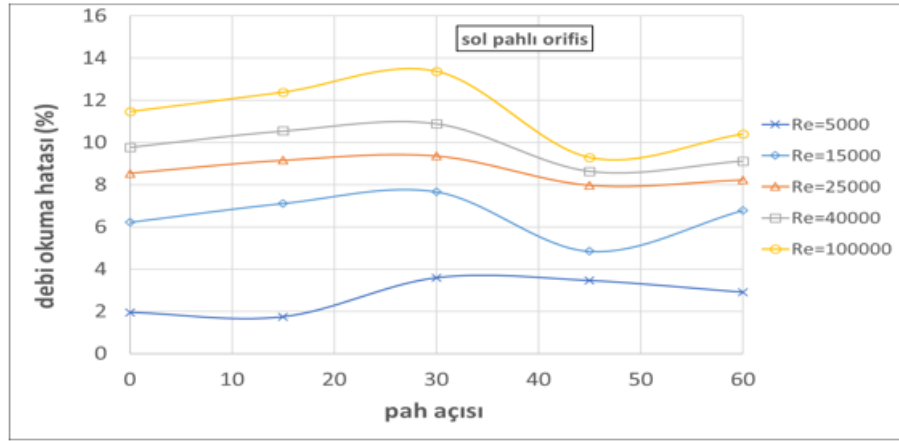
değerleri kullanılarak engelli akışta hatalı debi okumaları yüzdelik hata olarak hesaplanmıştır. Hesaplanan bu hata yüzdelikleri ise aşağıda Tablo 6.6 'da verilmiştir.

$$\begin{aligned}
 \text{Debi okuma hatası (\%)} &= \left| \frac{(m_{gerçek} - m_{hatalı})}{m_{gerçek}} * 100 \right| \\
 &= \left| \frac{(C_{d,e} * K * \sqrt{(P_1 - P_2)_e} - C_{d,ort} * K * \sqrt{(P_1 - P_2)_e})}{C_{d,e} * K * \sqrt{(P_1 - P_2)_e}} \right| \\
 &= \left| \frac{(C_{d,e} - C_{d,ort})}{C_{d,e}} * 100 \right| \quad (6.10)
 \end{aligned}$$

**Tablo 6.6** Engelin olduğu orifisli akışta debi okuma hatası

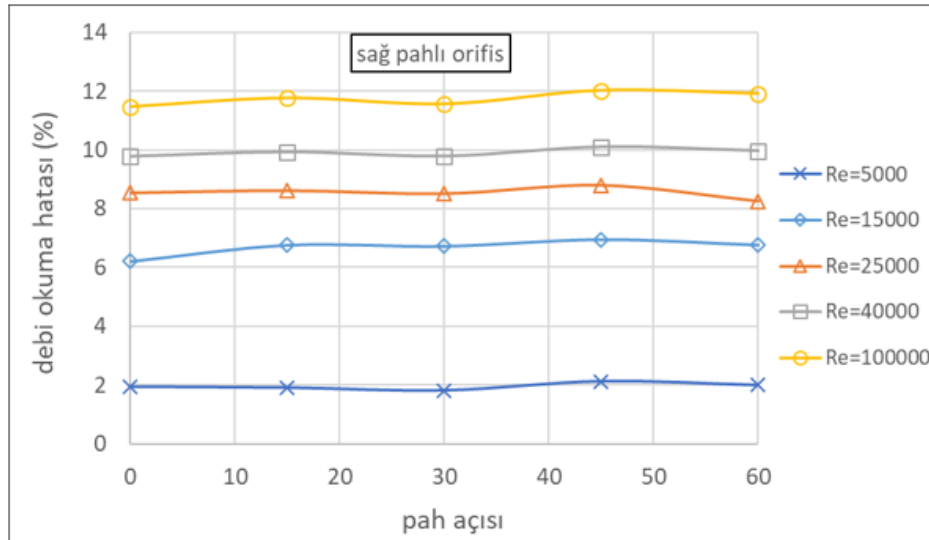
| ENGELLİ AKIŞTA DEBİ OKUMA HATASI |                 |           |           |           |           |           |
|----------------------------------|-----------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
|                                  | Reynolds sayısı | 5000      | 15000     | 25000     | 40000     | 100000    |
|                                  | Pah açısı       | mhata (%) | mhata (%) | mhata (%) | mhata (%) | mhata (%) |
| sol pahlı                        | 0°              | 1,942     | 6,2179    | 8,5327    | 9,7689    | 11,4636   |
|                                  | 15°             | 1,7349    | 7,107     | 9,1503    | 10,5419   | 12,3785   |
|                                  | 30°             | 3,5838    | 7,6567    | 9,3537    | 10,8901   | 13,3619   |
|                                  | 45°             | 3,4499    | 4,8428    | 7,9623    | 8,6263    | 9,2972    |
|                                  | 60°             | 2,8947    | 6,7814    | 8,2171    | 9,117     | 10,4083   |
| sağ pahlı                        | 15°             | 1,9065    | 6,761     | 8,6091    | 9,9219    | 11,7582   |
|                                  | 30°             | 1,8127    | 6,7244    | 8,5068    | 9,776     | 11,5563   |
|                                  | 45°             | 2,1288    | 6,95      | 8,7873    | 10,104    | 12,0167   |
|                                  | 60°             | 1,9934    | 6,7668    | 8,2543    | 9,9662    | 11,9068   |

Tablo 6.6’da verilen değerler kullanılarak sol pahlı orifiste debi okuma hatasının (%) pah açısına ve Reynolds sayısına göre değişimleri Şekil 6.4’te gösterilmiştir. Şekil 6.4’te gösterildiği gibi tüm Reynolds sayılarında 30 pah açısında debi okuma hatası biraz yüksek çıkarken 45 pah açısında hata değeri en düşük olmuştur. Ayrıca şekilde Reynolds sayısı arttığında debi okuma hatasının da arttığı görülmektedir. Diğerlerine göre  $Re = 5000$  'de hata değerlerinin pah açısı ile değişim eğrisi biraz farklı olmuştur.



Şekil 6.4 Sol pahlı orifislerde debi kayıp katsayısının pah açısı ve Re ile olan değişimi

Aynı şekilde Tablo 6.6’ da ki değerler kullanılarak sağ pahlı orifiste debi okuma hatasının (%) Reynolds sayısına ve pah açısına bağlı değişimleri Şekil 6.5’de gösterilmiştir. Şekil 6.5’ de görüldüğü gibi sağ pahlı orifiste debi okuma hatası (%) pah açısıyla pek değişmemektedir. Reynolds sayısı arttığında ise hata değerinin arttığı görülmektedir. Ayrıca sağ pahlı orifis hata değerleri ile sol pahlı orifis değerleri arasında büyük bir farkın olmadığı görülmektedir.

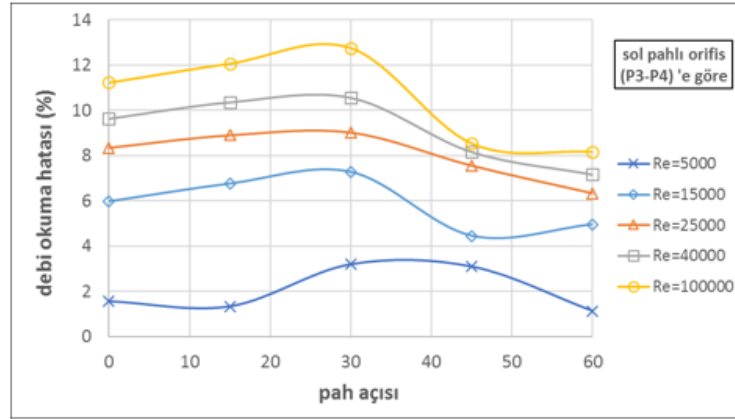


Şekil 6.5 Sağ pahlı orifislerde debi kayıp katsayısının pah açısı ve Re ile olan değişimi

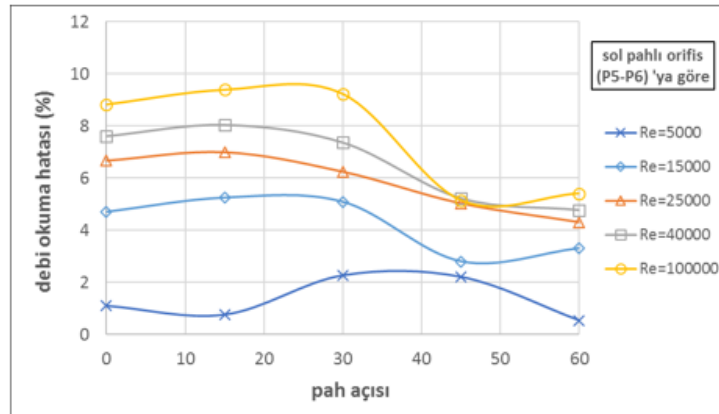
### 6.3 Basınç Ölçüm Noktalarının Debi Okuma Hatası Üzerindeki Etkileri

Yukarıda yapılan analizde sadece  $P_1$ - $P_2$  basınç farkı nedeniyle oluşan debi okuma hataları incelendi. Burada basınç priz noktalarının da debi okuma hatası üzerindeki

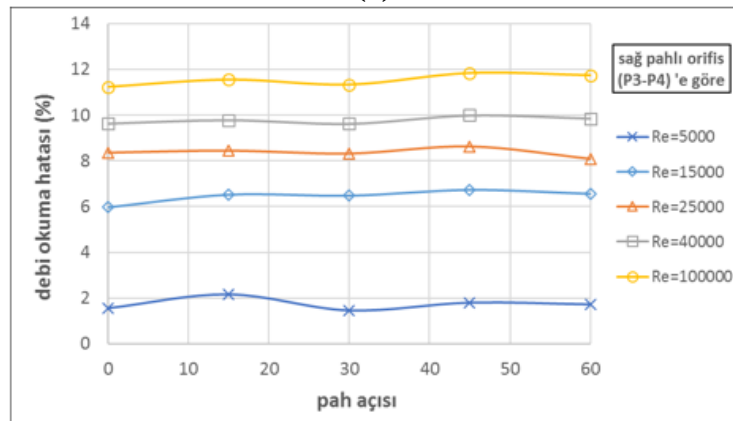
etkilerini ölçmek için  $P_3$ - $P_4$  ve  $P_5$ - $P_6$  basınç farkları da alındı. Bu iki basınç farkıyla sol ve sağ pahlı orifisler için çıkarılan debi okuma hataları ise aşağıda Şekil 6.6'da (a, b, c, d) ayrı ayrı verilmiştir.  $P_3$ -  $P_4$  ve  $P_5$ - $P_6$  için çıkarılan debi kayıp katsayıları ise Ek 1 'de verilmiştir.



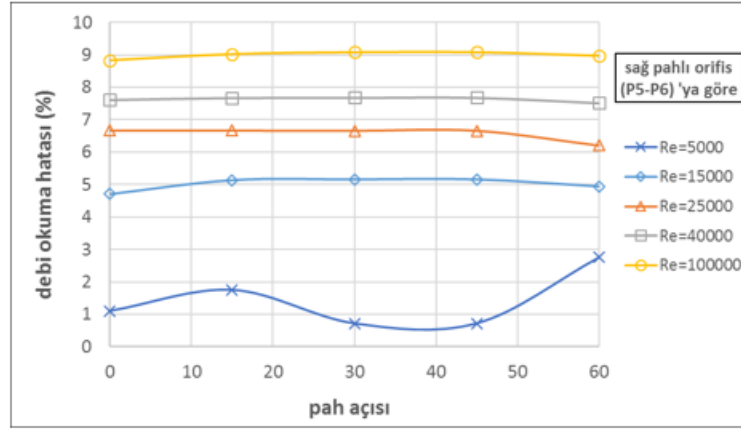
(a)



(b)



(c)

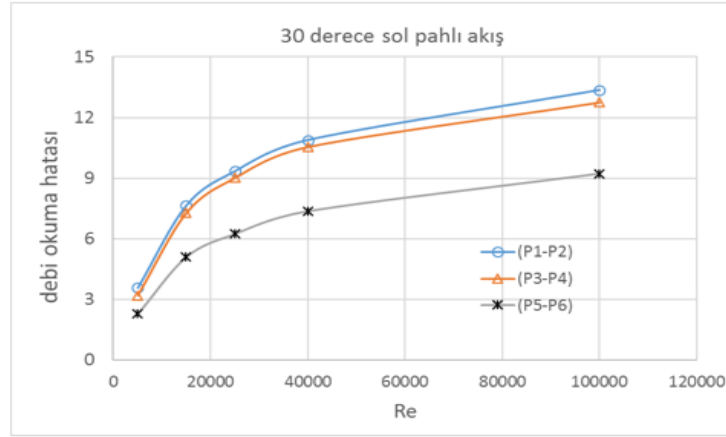


(d)

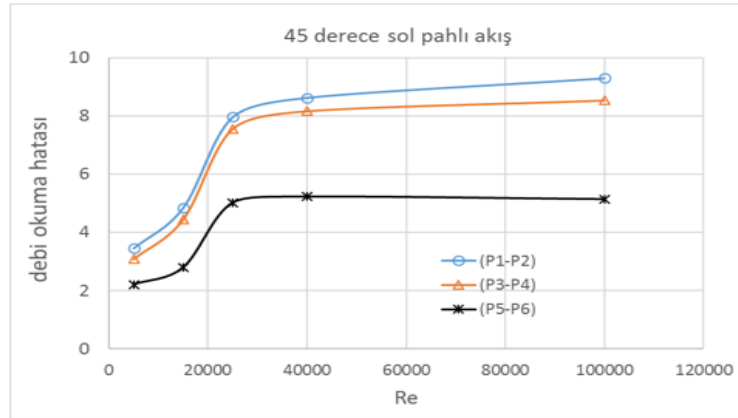
**Şekil 6.6:** Farklı basınç fark noktalarına göre sol ve sağ pahlı orifislerde debi okuma hatasının pah açısı ve Re ile değişimi

Sol pahlı orifisli akışta  $P_1 - P_2$ ,  $P_3 - P_4$  ve  $P_5 - P_6$  basınç farklarına göre çıkarılan debi okuma hatası şekillerinde her Reynolds sayısında eğrilerin benzer oldukları fakat verilen herhangi bir pah açısında  $P_5 - P_6$  'ya göre hesaplanan debi okuma hatasının ( $P_1 - P_2$ ) ve ( $P_3 - P_4$ ) 'lere göre daha düşük olduğu görülmektedir. Aynı durum sağ pahlı orifis içinde geçerlidir. Sağ pahlı orifiste her üç basınç farkında da eğriler benzer çıkmıştır. Aynı şekilde  $P_5 - P_6$  basınç farkına göre hesaplanan debi okuma hataları diğer ( $P_1 - P_2$ ) ve ( $P_3 - P_4$ ) 'e göre daha düşük olduğu görülmektedir. Sol pahlı orifis için verilen şekillere göre en düşük debi okuma hatası tüm Reynolds sayılarında 45 derece pah açısında görülmektedir. Sağ pahlı orifis akışında tüm pah açılarında debi okuma hatasının hemen hemen aynı olduğu görülmektedir.

$P_1 - P_2$ ,  $P_3 - P_4$  ve  $P_5 - P_6$  basınç farklarına göre hesaplanan debi okuma hatalarını birbiriyle karşılaştırmak için 30 derece ve 45 derece pah açısında görülen debi okuma hata değerlerinin Reynolds sayısı ile değişimlerine bakılabilir. Ayrıca 30 derece açısının seçilmesinin nedeni ise orifis akışında yerel sürtünme yük kaybının en düşük olduğu açı olmasıdır. 30 derece ve 45 derece sol pah açısına göre  $P_1 - P_2$ ,  $P_3 - P_4$  ve  $P_5 - P_6$  basınç farklarında okunan debi okuma hatalarının Reynolds sayısına bağlı karşılaştırmaları Şekil 6.7'de gösterilmiştir.



(a)



(b)

Şekil 6.7 Farklı pah açılarında debi okuma hatasının Re göre değişimi

Şekil 6.7’de görüldüğü gibi 30 derece ve 45 derece sol pahlı akışlarda P<sub>5</sub>-P<sub>6</sub> basınç farkıyla okunan debi hataları P<sub>1</sub>- P<sub>2</sub> ve P<sub>3</sub>- P<sub>4</sub>’e göre çok daha düşük çıkmıştır. P<sub>1</sub>- P<sub>2</sub> ve P<sub>3</sub>-P<sub>4</sub> eğrileri birbirine yakın olmasına rağmen P<sub>1</sub>-P<sub>2</sub>’ye göre debi okuma hatası en yüksek çıkmıştır. Şekil 6.7’ye göre Reynolds sayısı artığında P<sub>5</sub>-P<sub>6</sub> eğrisi ile diğer iki eğri arasındaki fark artmaktadır. 45 derece sol pahlı akışta yaklaşık olarak Re=30000’e kadar debi okuma hatası yüksek eğimle artarken Re>30000’den sonra debi okuma hatasının her üç basınç farkına göre de hemen hemen sabit kaldığı görülmektedir. Aynı şekilde 30 derece sol pahlı orifis akışında da Re=30000 kadar yüksek eğimli artarken Re>30000 itibaren eğim düşük olmakta ve artış doğrusal olmaktadır.

Sonuç olarak yapılan sayısal analiz değerlendirildiğinde sol pahlı akış için yerel sürtünme kaybı 30 derece pah açısında en düşük iken debi okuma hatası ise 45 derece pah açısında en düşük olmuştur. Ayrıca 45 derece sol pah açısında debi okuma hatası düşük Reynolds sayılarından yüksek eğimle artarken yüksek Reynolds sayılarında değişim eğimi ise çok çok düşük olmaktadır. Ayrıca basınç fark ölçüm noktalarının orifisten

uzaklaştıkça debi okuma hatasının da düştüğü görülmektedir. Sonuç olarak pah açısı hem orifisin basınç kayıpları üzerinde ve hem de üst akım boru uzunluğuna bağlı olarak debi okuma hatası üzerinde etkili olduğu görülmektedir.

#### 6.4 Sonuç

Orifis akış ölçerler debi ölçümlerinde yaygın kullanılan cihazlardır. Kalibre edilen orifisli akış ölçerler standart gereği üst akımı uzun bir boru kullanımını gerektirmektedir. Bazı sistemlerdeki alan darlığı standart orifisli akış ölçerleri kullanılmasına engeldir. Yapılan bazı düzenlemelerle düz boru uzunluğu kısaltılabilmektedir. Ayrı orifis plakası yüksek basınç kaybına neden olduğunda orifisin sürtünme yük kaybı yüksektir. Bu tez çalışmasının amacı orifis basınç kaybını düşürmek ve orifis öncesi boru uzunluğunu kısaltmaya çalışmak olmuştur.

Bu amaçla orifis çap oranı  $\beta=0.5$  olan tek delikli bir orifisli boru akışları sayısal çözümle simule edilmiştir. Tek delikli orifise verilen pah açısının basınç kaybı ve debi okuma hatası üzerindeki etkileri burada analiz edilmiştir. Pahlı yüzün orifis üst akımına ve orifis aşağı akımına bakacak şekilde orifisin iki ayrı konumu için orifisli akışlar iki defa simule edilmiştir. Pahlı yüzü orifis üst akımına bakan orifise sol pahlı orifis ve aşağı akımına bakan orifise ise sağ pahlı orifis denilmiştir. Amaç sol ve sağ pah orifis durumlarının akış üzerindeki etkilerini analiz etmek olmuştur. Orifisli akışlar için RANS denklemlere sayısal yöntem uygulanarak simule edilmiştir. Türbülanslı akış çözümünde SST k-omega modeli kullanılmıştır. Üç boyutlu olan orifisli boru akışları iki boyutlu, daimi, sıkıştırılamaz ve izotermal özelliklerine sahip bir akış olarak çözülmüştür. İlk önce üst akımı uzun borulu olan standart orifis akışları ve ardından orifis üst akımında bir engel oluşturularak orifisli akışlar çözülmüştür. Üst akıma konulan engel ise boru uzunluğu düşürülmüş orifisli akışı göstermektedir. Bu çalışmada üst akımda kısa boru kullanımının orifis akış ölçerde neden olacağı debi okuma hatası tek delikli ve pahlı bir orifisle araştırılmıştır. Sayısal çözüm sonuçları analiz edilmiş ve aşağıda verilen sonuçlar çıkarılmıştır.

- 1) Standart orifisli akışlarda sürtünme yük kaybı düşük olurken, engelli orifislerde engel etrafında oluşan türbülans ve çalkantı hareketlerinden dolayı sürtünme yük kaybı daha yüksek çıkmıştır.
- 2) Pah açısı değişimlerinde sağ pahlı orifislerde sürtünme yük kaybı değişmezken, sol pahlı orifislerde sürtünme yük kaybı değişkenlik göstermiştir.

- 3) Standart veya engelli orifisli akış olsun sağ pahlı orifislerde pah açısının sürtünme yük kaybına etkisinin olmadığı görülmektedir. Sol pahlı orifisli akışlarda  $30^{\circ}$ -  $40^{\circ}$  arası pah açılarında sürtünme yük kaybı en düşük çıkmıştır.
- 4) Sol pahlı orifisler de sürtünme yük kaybı  $33^{\circ}$  civarındaki pah açılarında en düşük çıkarken, orifis akış ölçerin debi okumasındaki hata değeri ise  $45^{\circ}$  civarındaki pah açılarında en düşük çıkmıştır. Akışlarda debi okuma hatası düşük olması çok önemli olduğundan orifisli plakalarında en uygun pah açısının  $45^{\circ}$  olduğu görülmektedir.
- 4) Reynolds değeri arttıkça sürtünme yük kaybı ve debi okumasında ki hata değerinin de arttığı görülmüştür.
- 5) Basınç fark ölçüm noktaları orifisten uzaklaştıkça debi okuma hatasını düşürdüğü görülmüştür.

Bu çalışmanın bir sonucu olarak orifis akışlarında sol pahlı orifisin sağ pahlı orifise göre göre çok daha iyi olduğu görülmüştür. Sağ pahlı orifisin akış üzerindeki etkisinin keskin kenarlı bir orifise göre hemen hemen aynı etkide olduğu görülmüştür. Sol pahlı orifisin keskin kenarlı orifise göre sürtünme yük kaybını ve debi okuma hatasını çok düşürdüğü görülmektedir. Orifisli akışlarda sürtünme kayıplarını azaltmak ve debi okuma hatalarını düşürmek için en uygun sol pahlı orifis açısı  $45^{\circ}$  olduğu görülmüştür.

Sayısal çalışmada 30cm orifis üst akımına yerleştirilen engelin debi okumasını %4-12 arasında kayda değer bozduğunu göstermiştir.  $45^{\circ}$  pah açısı bu hata yüzdeliğini biraz düşürmesine rağmen debi ölçümleri için hatanın büyük olduğu görülmektedir.

#### 6.4.1 Öneriler

Bu tez çalışmasında orifisli akışlar sayısal çözümle araştırılmıştır. Çıkan sayısal sonuçların güvenilir olduğu ancak benzer şartlarda yapılan bir deneysel çalışma sonuçlarıyla karşılaştırılarak belirlenebilir. Bu nedenle çalışılan Reynolds sayılarında aynı şartlarda deneysel bir çalışma yapılabilir.

Engel ile orifis arasına bir akış şartlandırıcısı bırakılarak akış şartlandırıcısının debi okuma hatası üzerindeki etkileri ayrı bir çalışma konusu olarak sayısal araştırılabilir.

Tek delikli orifisle aynı delik alanına sahip sol pahlı çok delikli bir orifis tipiyle debi okuma hatası ve sürtünme yük kaybı aynı şekilde araştırılabilir.

## KAYNAKÇA

- Abdulrazaq A. Araoye, Hasan M. Badr, Wael H. Ahmed. 2017. Investigation of flow through multi-stage restricting orifices. *Annals of Nuclear Energy* 104, 75–90
- Ahmed, W.H., Bello, M. M., ELnakla, M., AlSarkhi, A. 2012. Flow and mass transfer downstream of an orifice under flow accelerated corrosion conditions. *Nucl. Eng. Des.* 252, 52–67.
- Amatya, D.M., Longmire, E.K. 2010. Simultaneous measurements of velocity and deformation in flows through compliant diaphragms. *J.Fluids Struct.* 26, 218–235.
- Bull, M.K., Agarwal, N.G. 1983. Characteristics of flow separation due to an orifice plate in fully-developed turbulent flow-pipe.
- Çengel, Yunus A, John M Cimbala, ve Tahsin Engin. 2008. *Akışkanlar mekaniği: temelleri ve uygulamaları*. Güven Kitabevi.
- Dabiri, S., Sirignano, W.A, Joseph, D.D. 2007. Cavitation in an orifice flow. *Phys. Fluids* 19 (7), 72-112.
- DeOtte Jr, R.E., Morrison, G.L., Panak, D.L., Nail, G.H. 1991. 3-D laser doppler anemometry measurements af the axisymmetric flow field near an orifice. *Flow Meas. Instrum.* 2, 115–123.
- Düz, Hasan 2013'Giriş ve Tam Gelişmiş Akış Bölgesinde Laminar-Türbülans Geçiş Özelliklerinin Deneysel ve Sayısal olarak incelenmesi' *Batman Üniversitesi*: 240. <https://tez.yok.gov.tr/UlusalTezMerkezi/tezSorguSonucYeni.jsp>.
- El-Gammal, M., Ahmed, W.H., Ching, C.Y. 2012.Investigation of wall mass transfer characteristics downstream of an orifice. *Nucl.Eng. Des.* 242, 353–360.
- Eiamsa-ard, S., Ridluan, A., Somravysin, P., Promvonge, P., Chok, N. 2008. Numerical investigation of turbulent flow through a circular orifice. *KMITL Sci. J.* 8 (1), 44–50.
- Feng Shan, Zhichun Liu, Wei Liu and Yoshiyuki Tsuji. 2016. Effects of the orifice top pipe diameter ratio on orifice flows. *Chemical Engineering Science*, 152, 497-506
- Fujisawa, N., Kanatani, N., Yamagata, T., Takano, T. 2015. Mechanism of non-axisymmetric pipe-wall thinning in pipeline with elbow and orifice under influence of swirling flow. *Nucl. Eng. Des.* 285, 126–133.
- Fujisawa, N., Yamagata, T., Kanatani, N., Watanabe, R. 2015. Non-axisymmetric wall-thinning downstream of elbow orifice pipeline in swirling flow. *Ann. Nucl. Energy* 80, 356–364.
- Gronych, T., Jeráb, M., Peksa, L., Wild, J., Stanek, F., Vicar, M. 2012. Experimental study of gas flow through a multi-opening orifice. *Vacuum* 86 (11), 1759–1763.
- Hwang, K.M., Jin, T.E., Kim, K.H. 2009. Identification of the relationship between local velocity components and local wall thinning inside carbon steel piping. *J. Nucl. Sci. Technol.* 46, 469–478.
- Haimin, W., Shujuan, X., Qingyi, S., Caimin, Z., Hao, L., Eryun, C. 2013. Experimental study on pressure drop of a multistage let down orifice tube. *Nucl. Eng. Des.* 265, 633–638.
- Hwang, K.M., Lee, C.K., Choi, C.R. 2014. A study on the cause analysis for the wall thinning and leakage in small bore piping downstream of orifice. *World J. Nucl.Sci. Technol.* 4 (1), 1–6.
- Jankowski, T.A., Schmierer, E.N., Prenger, F.C., Ashworth, S.P. 2008. A series pressure drop representation for flow through orifice tubes. *J. Fluids Eng.* 130 (5), 51204.

- Kumar, H.M., Kumar, K.J., Seshadri, V. 2015. CFD analysis of flow through dual orifice plate assembly. *Int. J. Emerg. Technol. Adv. Eng.* 5 (10), 136–144.
- Mishra, C., Peles, Y. 2005. Incompressible and compressible flows through rectangular micro orifices entrenched in silicon micro channels. *Microelectromech.*
- Manshoor B., F.C.G.A. Nicolleau 1, S.B.M. Beck . 2011. The fractal flow conditioner for orifice plate flow meters. *Flow Measurement and Instrumentation* 22, 208–214
- Morrow T. (2000). Minimizing Orifice Meter Installation Length. *Pipeline&Gas Journal*.
- Nygard, F., Andersson, H.I. 2013. Numerical simulation of turbulent pipe flow through an abrupt axisymmetric constriction. *Flow Turbul. Combust.* 91 (1), 1–8.
- Ouazzane A.K. and M. Barigou\*. 1999. A comparative study of two flow conditioners and their efficacy to reduce asymmetric swirling flow effects on orifice meter performance. *Institution of Chemical Engineers Trans IChemE*, Vol 77, Part A.
- Ramamurthi, K., Nandakumar, K. 1999. Characteristics of flow through small sharp edged cylindrical orifices. *Flow Meas. Instrum.* 10 (3), 133–143.
- Singh S.N., Gandhi, B.K., Seshadri, V., Chauhan, V.S. 2004. Design of a bluff body for development of variable area orifice-meter. *Flow Measurement and Instrumentation*, 15 (2004) 97–103
- Shaaban S. 2014. Optimization of orifice meter's energy consumption. *Chemical Engineering Research and Design*, 92, 1005-1015
- Shan, F., Fujishiro, A., Tsuneyoshi, T., Tsuji, Y. 2013. Particle image velocimetry measurements of flow field behind a circular square-edged orifice in a round pipe. *Exp. Fluids* 54 (6), 1553.
- Singh, V.K., John Tharakan, T. 2015. Numerical simulations for multi-hole orifice flow meter. *Flow Meas. Instrum.* 45, 375–383.
- Shah, J.B., Joshi, A.S., Kalsi, C.S.R., Prasad, D.S., Shukla (2012). Analysis of flow through an orifice meter: CFD simulation. *Chem. Eng. Sci.* 71(2012)300–309.
- Xiong, J., Cheng, X., Yang, Y. 2014. Numerical investigation on mass transfer enhancement downstream of an orifice. *Int. J. Heat Mass Transfer* 68, 366–374

## EK-1

| Standart orifisli akış ( $P_3-P_4$ )'e göre |                 |          |          |          |          |          |            |
|---------------------------------------------|-----------------|----------|----------|----------|----------|----------|------------|
|                                             | Reynolds sayısı | 5000     | 15000    | 25000    | 40000    | 100000   | ortalama   |
|                                             | Pah açısı       | $C_d(s)$ | $C_d(s)$ | $C_d(s)$ | $C_d(s)$ | $C_d(s)$ | $C_d(ort)$ |
| sol pahlı                                   | 0°              | 1,4975   | 1,4727   | 1,4663   | 1,4611   | 1,4501   | 1,4674     |
|                                             | 15°             | 1,6123   | 1,5738   | 1,5661   | 1,559    | 1,5464   | 1,5698     |
|                                             | 30°             | 1,7407   | 1,7357   | 1,736    | 1,7317   | 1,7219   | 1,7342     |
|                                             | 45°             | 1,6796   | 1,6731   | 1,5905   | 1,6727   | 1,6736   | 1,6757     |
|                                             | 60°             | 1,6083   | 1,5936   | 1,4663   | 1,588    | 1,5797   | 1,5706     |
| sağ pahlı                                   | 15°             | 1,4956   | 1,4671   | 1,4589   | 1,4521   | 1,4387   | 1,4625     |
|                                             | 30°             | 1,4946   | 1,4654   | 1,4572   | 1,4504   | 1,4376   | 1,4611     |
|                                             | 45°             | 1,4891   | 1,4622   | 1,4533   | 1,446    | 1,4314   | 1,4564     |
|                                             | 60°             | 1,4897   | 1,4623   | 1,4535   | 1,4458   | 1,4307   | 1,4565     |

| Engelli orifisli akış ( $P_3-P_4$ )'e göre |                 |          |          |          |          |          |
|--------------------------------------------|-----------------|----------|----------|----------|----------|----------|
|                                            | Reynolds sayısı | 5000     | 15000    | 25000    | 40000    | 100000   |
|                                            | Pah açısı       | $C_d(e)$ | $C_d(e)$ | $C_d(e)$ | $C_d(e)$ | $C_d(e)$ |
| sol pahlı engelli                          | 0°              | 1,4450   | 1,3846   | 1,3544   | 1,3385   | 1,3193   |
|                                            | 15°             | 1,5491   | 1,4703   | 1,4411   | 1,4224   | 1,4006   |
|                                            | 30°             | 1,6805   | 1,6164   | 1,5906   | 1,5686   | 1,5379   |
|                                            | 45°             | 1,6254   | 1,6042   | 1,5579   | 1,5492   | 1,5439   |
|                                            | 60°             | 1,5532   | 1,4965   | 1,4771   | 1,4656   | 1,4522   |
| sağ pahlı engelli                          | 15°             | 1,4947   | 1,3731   | 1,3487   | 1,3322   | 1,3111   |
|                                            | 30°             | 1,4401   | 1,3723   | 1,3490   | 1,3329   | 1,3125   |
|                                            | 45°             | 1,4307   | 1,3647   | 1,3408   | 1,3241   | 1,3022   |
|                                            | 60°             | 1,4318   | 1,3669   | 1,3475   | 1,3258   | 1,3034   |

| Standart orifisli akış ( $P_5-P_6$ )'e göre |                 |          |          |          |          |          |            |
|---------------------------------------------|-----------------|----------|----------|----------|----------|----------|------------|
|                                             | Reynolds sayısı | 5000     | 15000    | 25000    | 40000    | 100000   | ortalama   |
|                                             | Pah açısı       | $C_d(s)$ | $C_d(s)$ | $C_d(s)$ | $C_d(s)$ | $C_d(s)$ | $C_d(ort)$ |
| sol pahlı                                   | 0°              | 1,5205   | 1,4959   | 1,4885   | 1,4822   | 1,4705   | 1,4915     |
|                                             | 15°             | 1,6420   | 1,6060   | 1,5969   | 1,5893   | 1,5751   | 1,6019     |
|                                             | 30°             | 1,7743   | 1,7735   | 1,7754   | 1,7709   | 1,7597   | 1,7708     |
|                                             | 45°             | 1,7064   | 1,7039   | 1,7027   | 1,7019   | 1,7026   | 1,7035     |
|                                             | 60°             | 1,5205   | 1,6153   | 1,6113   | 1,6078   | 1,5991   | 1,5908     |
| sağ pahlı                                   | 15°             | 1,5152   | 1,4889   | 1,4808   | 1,4741   | 1,4620   | 1,4842     |
|                                             | 30°             | 1,5111   | 1,4843   | 1,4758   | 1,4693   | 1,4575   | 1,4796     |
|                                             | 45°             | 1,5062   | 1,4810   | 1,4724   | 1,4650   | 1,4515   | 1,4752     |
|                                             | 60°             | 1,5043   | 1,4788   | 1,4701   | 1,4627   | 1,4492   | 1,4730     |

| Engelli orifisli akış ( $P_3 - P_4$ )e'ye göre |                 |          |          |          |          |          |
|------------------------------------------------|-----------------|----------|----------|----------|----------|----------|
|                                                | Reynolds sayısı | 5000     | 15000    | 25000    | 40000    | 100000   |
|                                                | Pah açısı       | $C_d(e)$ | $C_d(e)$ | $C_d(e)$ | $C_d(e)$ | $C_d(e)$ |
| sol pahlı engelli                              | 0°              | 1,4752   | 1,4244   | 1,3983   | 1,3860   | 1,3706   |
|                                                | 15°             | 1,5896   | 1,5218   | 1,4972   | 1,4826   | 1,4643   |
|                                                | 30°             | 1,7307   | 1,6842   | 1,6661   | 1,6486   | 1,6205   |
|                                                | 45°             | 1,6666   | 1,6570   | 1,6220   | 1,6189   | 1,6202   |
|                                                | 60°             | 1,5822   | 1,5398   | 1,5251   | 1,5183   | 1,5091   |
| sağ pahlı engelli                              | 15°             | 1,5107   | 1,4117   | 1,3915   | 1,3785   | 1,3614   |
|                                                | 30°             | 1,5298   | 1,4095   | 1,3902   | 1,3777   | 1,3610   |
|                                                | 45°             | 1,4858   | 1,4028   | 1,3831   | 1,3700   | 1,3523   |
|                                                | 60°             | 1,5148   | 1,4036   | 1,3869   | 1,3702   | 1,3518   |

**ÖZGEÇMİŞ****KİŞİSEL BİLGİLER**

**Adı Soyadı** : Mehmet Ekmen  
**Uyruğu** : T.C  
**Doğum Yeri ve Tarihi** : Batman/ 10.05.1993  
**Telefon** : 5070070795  
**Faks** :  
**e-mail** : mekmen94@gmail.com

**EĞİTİM**

| <b>Derece</b> | <b>Adı, İlçe, İl</b>                              | <b>Bitirme Yılı</b> |
|---------------|---------------------------------------------------|---------------------|
| Lise          | : İ.M.K.B Kayapınar Lisesi Kayapınar / Diyarbakır | <b>2011</b>         |
| Üniversite    | : Batman Üniversitesi                             | <b>2015</b>         |
| Yüksek Lisans | : Batman Üniversitesi                             | <b>2019</b>         |