# BORULARDA, BORU BAĞLANTI ELEMANLARINDA VE GEÇİŞ BORULARINDA ENERJİ KAYIPLARI

Mehmet ATILGAN Harun Kemal ÖZTÜRK

# ÖZET

Boru akış problemlerinin çözümünde göz önünde bulundurulması gereken unsurlardan en önemlisi enerji kayıplarıdır. Enerji kayıplarını etkileyen temel unsurlar; borudaki akışın niteliği, borunun malzemesi, geometrik boyutları ve borudaki akışın yön değiştirmesine neden olan geometrik faktörlerdir.

Düz borularda oluşan bu kayıplar; sürekli yük kayıpları olarak bilinir. Boru akışlarındaki borulardaki kesit değişimlerinde, hazne giriş ve çıkışlarında, boru bağlantılarında, borulardaki akışın yön değiştirdiği dirseklerde, akışın kollara ayrılması gibi durumlarda ve vanalarda olduğu gibi akışı kısıtlayıcı elemanların bulunduğu yerlerde meydana gelen kayıplar da yerel kayıplar olarak adlandırılır.

Bu çalışmada, bazı belirlenmiş geometrik kesitler arasındaki geçişlerle ilgili yapılan deneysel çalışmalara yer verilmiş ve ayrıca yukarıda belirtilen kayıplarla ilgili genel bir literatür incelemesi yapılmıştır. Bazı akış problemlerinin çözümünde *Sayısal Akışkanlar Dinamiği (SAD)* yöntemi kullanılarak, klasik hesap yöntemleri ile karşılaştırılmıştır.

# GİRİŞ

Borulardaki akışlarda, enerji kayıplarını etkileyen temel unsurlar; borudaki akışın niteliği, borunun malzemesi, borunun geometrik boyutları (boru çapı, uzunluğu ve boru kesit şekli) ve borudaki akışın yön değiştirmesine neden olan geometrik faktörlerdir. Bu kayıplar, düz borularda akışın Reynolds sayısına bağlı olarak laminer, geçiş ve tam türbülanslı akış durumuna göre borudaki hız dağılımına bağlı olarak değişebilir. Günümüzde yaygın olarak kullanılan *Darcy-Weisbach* formülündeki sürtünme faktörü, laminer akışlar için teorik olarak hız dağılımı yardımıyla belirlenebildiğinden, uygulamada enerji kayıplarının hesabında bir zorluk söz konusu değildir. Öte yandan, türbülanslı akışlara ait hız dağılımları deneysel çalışmalarla belirlendiğinden, bu konuda yapılan çalışmaların değerlendirilmesi, amprik formüllerle yapılır. Düz borularda oluşan bu kayıplar; sürekli yük kayıpları olarak bilinir.

Boru akışlarındaki diğer en önemli enerji kayıpları ise; borulardaki kesit değişimlerinde, hazne giriş ve çıkışlarında, boru bağlantılarında, borulardaki akışın yön değiştirdiği dirseklerde, akışın kollara ayrılması gibi durumlarda ve vanalarda olduğu gibi akışı kısıtlayıcı elemanların bulunduğu yerlerde meydana gelir. Bu tür kayıplar *yerel kayıplar* olarak adlandırılır ve buradaki *kayıp katsayıları* deneysel çalışmalarla belirlenmiştir.

Geçiş boruları; su ve hava tünellerinde, akım makinalarının giriş ve çıkışlarında, uçakların hava giriş kanallarında, klima ve maden ocaklarının havalandırma sistemlerinde olduğu gibi pratikte sıkça kullanılmaktadır. Bu borular, farklı alan ve farklı şekillerdeki kanalları (dikdörtgen, kare, elips, daire, çokgen kesitli) birleştirmenin zorunlu olduğu yerlerde kullanılırlar. Geçiş borularındaki enerji kayıplarından dolayı, bu borulardaki akışların incelenmesi çok önem kazanmaktadır. Geçiş borusu boyunca alan değişimi lineer ve lineer konumdan sapmalar şeklinde belirlenmiş ve geçiş borusu boyunca bu sapmaların koşullara bağlı olarak bir maksimum değer alabileceği fakat minimum bir

değer almadığı görülmüştür. Bu tür geçiş borularında diğer önemli bir faktör geçiş borusunu niteleyen eşdeğer koniklik açısıdır.

Geçiş borularındaki akışlarda kesit şeklinin veya kesit alanlarının değişmesi; örneğin dirseklerde, birleşme ve ayrılma noktalarında, ani genişleme ve ani daralmalarda ve T bağlantıları gibi boru bağlantı elemanlarında enerji kayıpları meydana gelir. Daralan, genişleyen boru parçaları ve dirseklerdeki enerji kayıpları ayrıntılı olarak incelenmiş ve bunlara ait bir çok ampirik ifadeler ve deneysel sonuçlar elde edilmiştir [1, 2, 3, 4, 5, 6]. Öte yandan bazen dairesel veya dikdörtgen kesit alanlı boruları dikdörtgen veya elips kesitli borulara (veya tersi) bir geçiş borusu ile birleştirmek durumunda kalınabilir. Yapılan kuramsal ve deneysel çakışmalarda sabit kesit alanlı dairesel olmayan borulara ait sınırlı çalışmalara rastlanmasına karşın [5, 7, 8, 9, 10], değişik kesit şekline sahip farklı kesit alanlı boruları birleştiren geçiş borularındaki yük kayıplarına ait çalışmalar oldukça sınırlıdır [1, 2, 3, 11]. Hatta bu tür geçiş borularının geometrisi bile yakın zamanda incelenmiştir [12, 13, 14, 15, 16, 17]. Bu tür borulara ait deneysel çalışmaların literatürde sınırlı olduğu görülmüştür [11, 18, 19, 20, 21].

# BORULAR VE BORU BAĞLANTI ELEMANLARINDAKİ ENERJİ KAYIPLARI

Borulardaki enerji (yük) kayıpları; borudaki akışın şekline yani laminer veya türbülanslı olmasına, boru malzemesi ve işlenmesine, boru cidarı pürüzlülüğüne, borunun geometrik boyutlarına ve kesit şekline ve ayrıca borunun yapılış biçimine bağlı olarak akışın yön değiştirmesi gibi faktörlerin etkisinde değişir. Laminer akış durumunda düz borulardaki akışın hız profili teorik olarak belirlenebildiğinden, sürekli yük kayıplarının hesaplanmasında fazla bir zorluk söz konusu değildir. Diğer taraftan türbülanslı boru akışları çok karmaşık olduğundan hız dağılımlarının teorik olarak ifade edilmesi mümkün değildir. Bu nedenle türbülanslı akışlardaki hız dağılımları deneysel çalışmalarla veya yarı ampirik formüllerle ancak ifade edilebilmektedir.

Mühendislik uygulamalarında düz borulardaki sürekli yük kayıplarının hesaplanmasında sıklıkla kullanılan ifade Darcy-Weisbach tarafından verilmiştir. Burada yük kayıplarını etkileyen faktörler boru çapı ve uzunluğu, akışın hızı ve sürtünme faktörüdür. Boru çapı, uzunluğu ve akış hızı kolaylıkla ölçülebilir büyüklükler olduğu halde, sürtünme faktörü akış rejimine ve borunun kalite ve malzemesine bağlı olarak değişebilir. Laminer akışlarda sürtünme faktörü sadece Reynolds sayısının bir fonkiyonu olarak değiştiği halde, geçiş bölgesinde hem Reynolds sayısına ve hem de izafi pürüzlülüğe göre değişim gösterir, fakat tam türbülanslı akış bölgesinde Reynolds sayısının etkinliği ortadan kalkar.

Borulardaki yük kayıplarına neden olan faktörlerden bir diğeri de kuşkusuz yerel yük kayıplarıdır ve vanalar, dirsekler, T bağlantıları, daralan ve genişleyen borular gibi boru bağlantı elemanlarında meydana gelir. Bunlara ait kayıplar deneysel veya yarı ampirik formüllerle verilmiştir.

#### Darcy-Weisbach Formülü Kullanılarak Yük Kayıplarının Hesaplanması

Bu formül aşağıdaki şekilde ifade edilmiş olup hem laminer hem de türbülanslı akış için borudaki ortalama hız değerlerini kullanarak yük kayıplarının hesaplanmasında kullanılabilir [6, 22].

$$h_{k} = \lambda \cdot \frac{L}{D} \frac{\overline{V}^{2}}{2g}$$
(1)

Burada  $\lambda$  sürtünme faktörü, D boru çapı, L boru uzunluğu, V borudaki akışın ortalama hızı ve g yerçekim ivmesidir.

# Laminer Akış İçin Yük Kayıplarının Hesabı

Yukarıda belirtildiği gibi laminer akışlarda akışın hız profili teorik olarak belirlendiğinden, akışa ait yük kayıp katsayısı  $\lambda$ ; Reynolds sayısının bir fonksiyonu olarak aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}} \tag{2}$$

Buradan da görüldüğü gibi Reynolds sayısı arttıkça sürtünme katsayısı azalır.

#### Geçiş Bölgesindeki Akış İçin Yük Kayıplarının Hesabı

Reynolds sayısının 2000 ile 4000 değerleri arası kritik bölge olarak tanımlanır ve bu bölgede sürtünme katsayısı için herhangi bir değerin tesbiti veya ampirik bir ifadenin verilmesi mümkün değildir. Öte yandan Re>4000 değerleri için 1939 yılında Colebrook [6, 22] tarafından geliştirilen ve aşağıda verilen ifade geçiş bölgesini kapsar. Formülden de görüleceği gibi burada sürtünme katsayısı hem Reynolds sayısına ve hem de izafi pürüzlülüğe bağlı olarak belirlenir.

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2.0 \log \left( \frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{\text{Re}\sqrt{\lambda}} \right)$$
(3)

veya P.K. Swamee ve A.K. Jain [22] tarafından geliştirilen aşağıdaki ifade  $\%\pm0.1$  hata ile kullanılabilir.

$$\lambda = \frac{0.25}{\left[\log\left(\frac{\epsilon/D}{3.7} + \frac{5.74}{Re^{0.9}}\right)\right]^2}$$
(4)

(3) veya (4) denklemleri ile hesaplanan  $\lambda$  sürtünme katsayısı, pürüzsüz boru akışı ile tam türbülanslı pürüzlü boru akışı arasındaki bölgedeki akışlar için kullanılır.

# Tam Türbülanslı Akış İçin Yük Kayıplarının Hesabı

Bu bölgede artık Reynolds sayısının sürtünme katsayısı üzerinde bir etkisi yoktur. Dolayısı ile, (3) nolu denklemdeki parantez içindeki ikinci terim Reynolds sayısının çok büyük değerleri için sıfır olacaktır. Böylece (3) denklemi T. Von Karman [6] tarafından tam türbülanslı pürüzlü boru akışları için türetilmiş olan aşağıdaki yarı ampirik formül elde edilir.

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2.0 \log\left(\frac{\varepsilon/D}{3.7}\right)$$
(5)

# Boru Bağlantı Elemanları İçin Yük Kayıplarının Hesabı

Boru çaplarındaki ani genişleme ve daralmalar, sürekli daralan veya genişleyen borulardaki geçişi sağlayan difüzörler, dirsekler, T geçişleri, akış kontrolü için kullanılan vanalar gibi elemanlar boru akışlarında yerel yük kayıplarına sebep olan boru bağlantı elemanları olarak bilinir. Bu tür bağlantı elemanlarında yerel yük kayıpları aşağıda verilen ifade ile hesaplanır.

$$h_{y} = K \frac{\overline{V}^{2}}{2g}$$
(6)

Burada K bağlantı elemanına bağlı olan bir kayıp katsayısıdır. Bu katsayı, deneysel çalışmalar sonucu elde edilen grafiklerden faydalanarak veya yarı ampirik bağıntılardan belirlenebilir.

Bu konuda bilgiler çeşitli ders ve el kitaplarında ayrıntılı olarak bulunabilir [4, 5, 6, 22, 23, 24].

- 549 -

# GEÇİŞ BORULARININ GEOMETRİSİ VE DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Günümüzde, geçiş borularının geometrik tasarımı için iki yöntem uygulanmaktadır. Birincisinde farklı iki kesit arasında lineer bir alan değişimi, ikincisinde ise iki uç arasında doğrusal bir geçiş sağlanmalıdır. Bu konu ile ilgili çalışmalar çeşitli yayınlarda daha önce ayrıntılı olarak verilmiştir [2, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17]. Burada, değişik kesit şekline ve kesit alanına sahip boruları birleştiren veya akışkan makinaları ile boru sistemleri arasındaki geçişi sağlayan geçiş borularının tasarımı üzerinde durulacaktır. Tasarıma esas faktörlerden biri geçiş borusunun ekseni boyunca alan değişimi ve diğeri ise bu alan değişimine bağlı olarak değişen eşdeğer koniklik açısıdır. Bu konuda ilk çalışmalar 1980'li yıllarda yayınlanmış [12] ve yapılan çalışmalar geliştirilerek değişken parametreler azaltılmak suretiyle 1990 yılında yayınlanmıştır [17].

#### Geçiş Borularının Ekseni Boyunca Alan Değişimi

Şimdiye kadar geçiş borularının tasarımı ile ilgili bazı çalışmalar yapılmış ve bunların yapım yöntemleri çeşitli kaynaklarda ayrıntılı olarak verilmiştir [11, 12, 13, 14, 15, 16, 17]. Atılgan [11] tarafından önerilen yöntem geçiş şekillerine uygulandığında; geçiş borusu ekseni boyunca alan değişiminin;

boyutsuz eksenel uzunluk  $x = x/\ell$  'nin ikinci dereceden bir foksiyonu olarak değiştiği belirlenmiştir. Daha sonra yapılan çalışmalarda bu geçişin daha özel geometriye sahip geçiş borularına uygulanması anlatılmıştır [16].

Geçiş borularının geometrisinde önemli olan bir faktör de eksen boyunca alan değişiminin lineer olduğu koşullardır. Bu da ayrıntılı olarak incelenmiştir [11, 17].

Bu çalışmada Şekil-1'de gösterilen çeşitli geçiş boruları için geliştirilen alan değişimi kısaca tanıtılacaktır. Bu geçiş şekillerinde; giriş ve çıkış kesit geometrileri ne olursa olsun karşılıklı noktalar arasında geçişin lineer bir hat boyunca gerçeklenmesi koşulu ile geçiş borusunun ekseni boyunca herhangi bir x mesafesindeki boyutsuz alan değişimi;



Şekil 1. Çeşitli Geçiş Borusu Şekilleri

$$\bar{A}_{X} = \frac{A_{X}}{A_{1}} = 1 + f_{1}(\alpha, \beta, K). \bar{x} + f_{2}(\alpha, \beta, K). \bar{x}^{2}$$
(7)

genel denklemi ile ifade edilebilmektedir [11]. Burada kullanılan parametreler giriş ve çıkış kesitlerinin büyük kenar veya eksenlerinin konumuna bağlı olarak değiştiği belirlenmiştir.

Giriş ve çıkış kesitlerinin uzun kenarlarının (veya eksenlerinin) birbirine göre konumlarının dik veya paralel olma durumlarına göre (7) denklemindeki  $f_1(\alpha,\beta,K)$  parametresi Atılgan [11] tarafından geliştirilmiş ve Tablo1'de verilmiştir.  $f_2(\alpha,\beta,K)$  ise  $f_1(\alpha,\beta,K)$ 'e bağlı olarak;

$$f_2(\alpha,\beta,K) = K - 1 - f_1(\alpha,\beta,K)$$
(8)

şeklinde ifade edilmiştir.

Tablo 1. Geçiş Borularının Kesit Şekilleri ve Konumlarına Bağlı Olarak Geçiş Parametrelerinin Tanımı



Not: Tüm geçiş şekilleri için  $0 < \alpha \le 1$  ve  $0 < \beta \le 1$  dir.

Burada tanımlanan  $f_1(\alpha,\beta,K)$  parametresini daha genel ifade edebilmek için yine geçiş konumlarına bağlı olarak;

1. Uzun kenarlar dik konumda (Şekil 1A<sub>1</sub>, Şekil 1B<sub>1</sub>)

$$t = \alpha.\beta \qquad (0 < t \le 1) \tag{9}$$

2.Uzun kenarlar paralel konumda (Şekil 1A<sub>2</sub>, Şekil 1B<sub>2</sub>)

$$t = \frac{\alpha}{\beta} \qquad (0 < t < \infty) \tag{10}$$

şeklinde tanımlanırsa, Tablo 1'de görüldüğü gibi  $f_1(\alpha,\beta,K)$ ;

$$f_1(t, K) = \frac{1+t}{\sqrt{t}} \sqrt{K} - 2$$
 (11)

şeklinde tek bir genel ifade ile belirlenebilmektedir. (8) denklemi de,

$$f_2(t, K) = K - 1 - f_1(t, K)$$
 (8a)

şeklini alır.

🍸 IV. ULUSAL TESİSAT MÜHENDİSLİĞİ KONGRESİ VE SERGİSİ-----

Elips kesit alanından dikdörtgen kesit alanına geçişler için (veya tersi)  $f_1(\alpha,\beta,K)$  parametresi (9 ve 10) bağıntıları kullanılarak

$$f_1(t, K) = 2 \cdot \left[ \frac{1+t}{\sqrt{t.\pi}} \cdot \sqrt{K} - 1 \right]$$
 (12)

şeklinde her iki geçiş durumu için tek bir ifade ile belirlenmiştir. Aynı şekilde  $f_2(t, K)$  parametresi (8a) ile aynıdır. Bu durumda (7) ifadesi  $f_1(t, K)$  ve  $f_2(t, K)$  parametreleri ile

$$\bar{A}_{x} = 1 + f_{1}(t, K). \bar{x} + f_{2}(t, K). \bar{x}^{2}$$
(7a)

şeklinde ifade edilir.

Diğer bazı özel geçiş boruları ile ilgili geliştirilmiş parametreler [16] nolu yayında verilmiştir.

Lineer geçiş koşulları (7 ve 7a) denklemlerindeki  $f_2(\alpha,\beta,K)$  veya  $f_2(t,K)$  parametrelerinin sıfır olması durumuna tekabül eder. Bu mantıkla hareket edilerek geliştirilen bağıntılar Atılgan [11, 16] tarafından ayrıntılı olarak verilmiştir. Ayrıca eşdeğer koniklik açısı ile ayrıntılı bilgiler yine [11, 16] nolu yayınlarda mevcuttur.

# Deneysel Çalışmalar

Gecis borularının geometrisi ve alan değisimi ile ilgili bilgiler yukarıda özetlenerek anlatıldı. Bu borulardaki akışlara ait deneysel çalışmalar literatürde [1, 2, 3, 4, 7, 11, 18, 19, 20, 21] sınırlı olmakla beraber, deneysel çalışmaların sistematik olarak incelenmesi ilk önce Miller [2, 3] tarafından verilmiştir.Bu çalışmada çeşitli geometrilere sahip borularda kullanılan dirsekler; difüzörler ve geçiş boruları, T birleşme ve ayrılmaları üzerine yapılan deneysel çalışmalar ayrıntılı olarak anlatılmıştır. Kayıp katsayılarının, boyutsal geometriye ve eşdeğer koniklik açısına bağlı olarak hesaplanan değerleri; eşdeğer koniklik açısının artan değerleri ile arttığı görülmüştür. Atılgan [11], Dekam ve Calvert [18] eşdeğer kesit şekline sahip boruları birleştiren geçiş boruları üzerinde yapılan deneylere ait sonuçları farklı biçimde sunmuşlardır. Atılgan [11] geçiş borusu boyunca eksenel hız değişimleri ve yük değişimleri şeklinde değerlendirmelerini farklı Reynolds sayıları için sunmuştur. Ayrıca yük kayıp katsayılarının Reynolds sayısına göre değişimini de vermiştir. Kare kesitten dikdörtgen kesite geçişte, dikdörtgen kesitten kare kesite geçiş durumuna göre daha düşük değerde yük kayıp katsayıları elde edilmiştir. Malkoç [19] tarafından yapılan çalışmada, farklı kesit şekline ve kesit alanına sahip boruları birleştiren geçiş boruları için yapılan deneysel çalışmalar irdelenmiş ve değerlendirmeler Atılgan [11] tarafından yapılan yaklaşıma benzer şekilde yapılmıştır. Kareden kareye geçişte düşük Reynolds sayılarında daha yüksek yük kayıp katsayısı elde edildiği halde artan Reynolds sayılarında düştüğü görülmüştür. Fakat kareden daireye geçişte ise tersi bir durumla karşılaşılmıştır. Şen [20] ise Malkoç [19] ile benzer geometrilerde fakat farklı boyutlarda olan geçiş boruları üzerinde deneysel çalışmalar yapmış ve yük kayıp katsayılarının yatay ve düşey yönde yapılan ölçmelere göre Reynolds savısı ile değişimlerini vermiştir. Kısa geçiş borularında daha büyük yük kayıp katsayıları elde edilirken, boru boyu arttıkça yük kayıp katsayılarında belirgin düşüşler görülmüştür. Öte yandan dikdörtgen kesitten dairesel kesite geçişte en düşük yük kayıp katsayıları elde edilmiştir. Buradan da; kısa boydan uzun boya geçişte yük kayıp katsayılarında belirgin düşüş olduğu dikkati çekmiştir.

Bilgin [21] tarafından yapılan deneysel çalışmalarda yine farklı alan ve kesit şekline sahip geçiş borularındaki eksen boyunca kesitlerdeki hız değişimleri ve yük değişimleri incelenmiştir. Ayrıca yük kayıp katsayılarının karşılaştırılması eşdeğer koniklik açısına göre yapılmıştır. Eşdeğer koniklik açısının büyük değerlerinde yük kayıp katsayısının arttığı görülmüştür. Öte yandan girişte kenar oranları  $\alpha = 0,5$  olarak sabit tutulurken çıkışta  $\beta = 0,5;0,75;1$  olarak değiştirilmiştir. Dikdörgenden kare kesite geçişte en düşük yük kayıp katsayısı değerleri elde edilmiştir. Artan Reynolds sayılarında genellikle yük kayıp katsayılarının azaldığı görülmüştür.

Kısaca yapılan çalışmalarda; yük kayıp katsayısının kesit geometrisine, boru boyuna veya eşdeğer koniklik açısına bağlı olarak değiştiği ve ayrıca Reynolds sayısının da etkin bir parametre olduğu ortaya çıkmıştır.

#### SAYISAL AKIŞKANLAR MEKANİĞİNDE KULLANILAN TEMEL DENKLEMLER

Bu çalışmada Flo ++ adlı SAD (Sayısal Akışkanlar Dinamiği - CFD Computational Fluid Dynamics) programı kullanıldı. Programın kullandığı denklemler kartezyen tensör şeklinde aşağıdaki gibi yazılabilir.

#### 1. Akış Alanı

Kütle ve momentumun korunumu denklemleri genel sıkıştırılabilir ve sıkıştırılamaz akışlar için kartezyen tensörü notasyonunda aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

#### Süreklilik Denklemi

$$\frac{\partial}{\partial \mathbf{x}_{j}} \left( \boldsymbol{p}. \mathbf{u}_{j} \right) = 0 \tag{13}$$

#### Hareket Denklemi

$$\frac{\partial}{\partial x_{j}} \left( \rho. u_{j}. u_{i} - \tau_{ij} \right) = \frac{\partial p}{\partial x_{j}} + S_{i}$$
(14)

Bu iki denklemde ;

- x<sub>j</sub>: Kartezyen koordinatı (j=1,2,3)
- ui: xi yönündeki mutlak hız bileşenleri
- p : Piezometrik basınç =  $p_s \rho_o g_m x_m$ , burada  $p_s$  statik basınç,  $\rho_o$  referans yoğunluğu, g yer çekim ivmesi ve  $x_m$ ,  $\rho_o$ 'ın tanımlandığı koordinat
- $\rho$ : Yoğunluk

 $au_{ii}$ : Gerilme tensör bileşenleridir. Burada gerilme tensörü, aşağıda verildiği gibi gösterilir.

$$\tau_{ij} = \mu S_{ij} - \frac{2}{3}\mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij}$$
(15)

Burada  $\mu$  akışkanın dinamik viskozitesidir.  $\delta_{ij}$  (Kronecker deltası) ve  $S_{ij}$  şekil değişim tensörünün değişimidir ve aşağıdaki gibi yazılır.

$$S_{ij} = \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}$$
(16)

Kronecker deltası eğer i  $\neq j \implies 0$ 

$$\delta_{ij} = \begin{cases} 0 & (i \neq j) \\ 1 & (i = j) \end{cases}$$
(17)

#### 2. k-E Türbülans Model Denklemi

Türbülans viskozitesi şu şekilde hesaplanır;

$$\mu_{t} = \rho f_{\mu} C_{\mu} \frac{k^{2}}{\epsilon}$$
(18)

Burada;

K : Türbülans kinetik enerjisi

ε : Türbülans dağılma oranı

Navier-Stokes denklemi kullanılarak türbülanslı akışlar için türbülans viskozitesi denkleminin çözülmesi gerekir. Yukarıda da görüldüğü gibi türbülans viskozitesi ifadesi k ve  $\varepsilon$  gibi iki bilinmeyen terim içerir. Bu terimleri hesaplayabilmek için iki yeni denkleme ihtiyaç vardır. Bu amaçla farklı türbülans modelleri geliştirilerek bu bilinmeyenler hesaplanmıştır. Bu çalışmada en çok bilinen ve kullanılan, yüksek Reynolds sayılı k- $\varepsilon$  türbülans modeli kullanılmıştır. Türbülans kinetik enerjisi için (k) ve türbülans dağılım oranı için ( $\varepsilon$ ) aşağıdaki denklemlerle çözülmüştür [25].

#### Türbülans Enerji

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_{j}} \left( \rho u_{j} k - \frac{\mu_{eff}}{\sigma_{k}} \cdot \frac{\partial k}{\partial x_{j}} \right) = \mu_{t} s_{ij} \frac{\partial u_{i}}{\partial x_{j}} - \frac{2}{3} \left( \mu_{t} \frac{\partial u_{i}}{\partial x_{i}} + \rho k \right) \frac{\partial u_{i}}{\partial x_{i}} - \rho \epsilon$$
(19)

# Türbülans Dağılma Oranı

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_{j}}(\rho u_{j}\varepsilon - \frac{\mu_{eff}}{\sigma_{\varepsilon}} \cdot \frac{\partial\varepsilon}{\partial x_{j}}) = C_{1}f_{1}\frac{\varepsilon}{k} \left[ \mu_{t}s_{ij}\frac{\partial u_{i}}{\partial x_{j}} - \frac{2}{3} \left( \mu_{t}\frac{\partial u_{i}}{\partial x_{i}} + \rho k \right) \frac{\partial u_{i}}{\partial x_{j}} \delta_{ij} \right] - C_{2}f_{2}\rho\frac{\varepsilon^{2}}{k} - C_{3}\rho\varepsilon\frac{\partial u_{i}}{\partial x_{i}}$$
(20)

Burada;

$$s_{ij} = \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}$$
(21)

$$\mu_{\rm eff} = \mu + \mu_{\rm t} \tag{22}$$

Modeldeki sabitler ise aşağıdaki gibidir.

Сμ	$\sigma_{_k}$	$\sigma_{_{arepsilon}}$	$C_1$	$C_2$	$C_3$	k	Е	$f_{\mu}$	$f_1$	$f_2$
0.09	1.0	1.22	1.44	1.92	-0.33	0.42	9.0	1.0	1	1

#### Matematiksel Yüzey Fonksiyonu

Yüzey fonksiyonu; hız, sıcaklık, türbülans parametrelerinin, sınır tabakadaki değerlerini belirleyebilmek için geliştirilmiş matematiksel bir fonksiyon olarak düşünülebilir. Elde edilen değerlerin gerçekçi ve doğru olabilmesi için; yüzeyin, yüzeye en yakın ağın merkezine uzaklığı *y* 'yi belirleyen boyutsuz

değeri  $y^+$ 'ın 30<  $y^+$ <100 aralığında olması gerekir.

- 554 -

# $y^{+} = \rho C_{\mu}^{1/4} k^{1/2} y/\mu$

(23)

555 -

# HESAPLAMA VE SINIR KOŞULLARI

Bu çalışmada; yüksek Reynolds sayılı k-ε türbülans modeli, logaritmik yüzey fonksiyonu ile kullanılmıştır. Program sonlu hacimler yöntemi kullanılarak düzenlenmiştir. Kütlenin korunumu gibi diferansiyel denklemlerin akış alanındaki çözümünde ilk olarak tek bir hücrenin tümü için çözüm yapılmış, sonra elde edilen değer hücrenin merkezindeki bir noktaya indirgenmiştir.

Program ile, momentum denklemi hızın x,y ve z yönlerindeki bileşenlerini, türbülans kinetik enerjisi (k) ve onun dağılım oranını (ε) çözmektedir. Bütün bu çözümler, hücrelerin merkez noktasındaki her bir denklemi sağlayacak şekilde iterasyon yöntemi kullanarak yapılmıştır. Ayrıca her bir iterasyonda basınç alanının uygunluğunu ve kütlenin korunumunu sağlamak için basınç düzeltme (p) çözülmüştür. Basınç alanı için SIMPLE algoritması kullanılmıştır.

Yüzey yakınlarında y<sup>+</sup>'yı öngörülen değerler içerisinde muhafaza edebilmek için, yüzey yakınlarındaki bölgelerde daha küçük hücreler ve yüzeyden uzak bölgelerde daha büyük hücreler kullanıldı. Böylece yüzey yakınlarındaki ani hız değişimlerini yakalayabilmek mümkün oldu. Başlangıç koşullarının uygun seçilmesinin de çözüm zamanını azalttığı gözlendi.

Kanal problemleri için dikkat dilmesi gereken konu, hiç kuşkusuz sınır koşullarının uygun seçilmesidir. Giriş ve çıkış sınır bölgeleri, bu bölgelerdeki akışlarda meydana gelen akış dağılmalarının giriş ve çıkış sınır koşullarını etkilememesi için, kanal girişinden ve çıkışından yeteri kadar uzakta olmalıdır.

# Örnek Hesaplama Yöntemi

a) Aşağıda geometrik boyutları verilen dikdörtgen kesit alanlı bir borudaki akış için SAD yönteminin uygulanması

Giriş Koşulları : V<sub>1</sub>=0.4 m/s , p<sub>1</sub>=0.189N/m<sup>2</sup>, ρ<sub>1</sub>=1.204 kg/m<sup>3</sup> ,T<sub>1</sub>=20 <sup>0</sup>C ,μ <sub>20</sub>=1.85x10<sup>-5</sup> N.s/m<sup>2</sup>

Süreklilik denklemi, çıkış koşulları için sağlanırsa SAD yöntemi sonucu, çıkış kesitinde;

 $V_2=0.4 \text{ m/s}$ ,  $p_2=7.22 \times 10^{-5} \text{ N/m}^2$  bulunur.

Verilen geometri için, hidrolik çap hesabı

$$Dh_1 = \frac{4.A}{C} = \frac{4.a.b}{2(a+b)} = \frac{4x40x30}{2(40+30)} = 34.286 \text{ mm}$$

SAD ile kayıpların hesabı: Bernoulli denklemi yazılarak;

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + \sum_{\text{Kayiplar}} \sum_{\text{Kayiplar}} \frac{p_1 - p_2}{\gamma} = \frac{0.189 - 7.22 \times 10^{-3}}{1.204 \times 9.81} = 0,0747 \text{ N/m}^2$$

$$\text{Re} = \frac{\text{V.D}}{\nu} = \frac{V_1.\text{Dh}_1.\rho}{\mu} = \frac{0.4 \times 0.034286 \times 1.204}{1.85 \times 10^{-5}} = 892,548$$

🍸 IV. ULUSAL TESİSAT MÜHENDİSLİĞİ KONGRESİ VE SERGİSİ------

Laminer akış rejimi için;

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{892,548} = 0,0717 \text{ olarak bulunur.}$$

Klasik Darcy-Weisbach kayıp formülü kullanılarak bu boru parçası için kayıpların hesabı:

$$\sum_{\text{Kayuplar}} = \lambda \frac{L}{D} \frac{V_1^2}{2g} = 0,0717 \frac{0.5}{0,034280} \frac{0.4^2}{2.9,81}$$

 $\sum_{Kayiplar}$  =0,0852 N/m<sup>2</sup> bulunur.

b) Aynı boru sistemine türbülanslı akış şartları uygulanırsa;

Giriş koşulları : V<sub>1</sub>=1,5 m/s , p<sub>1</sub>=1,24 N/m<sup>2</sup>,  $\rho_1$ =1.204 kg/m<sup>3</sup> ,T<sub>1</sub>=20  $^{0}$ C , $\mu_{20}$ =1.85x10<sup>-5</sup> N.s/m<sup>2</sup>

Süreklilik denklemi çıkış koşulları için sağlanmış SAD yönteminin uygulanması ile, çıkış kesitinde

 $V_2=1,5 \text{ m/s}$ ,  $p_2=1x10^{-2} \text{ N/m}^2$  bulunur.

SAD ile kayıpların hesabı aynı şekilde

$$\sum_{\text{Kayuplar}} = \frac{p_1 - p_2}{\gamma} = \frac{1,24 - 1x10^{-2}}{1.204x9.81} = 0,1041 \text{ N/m}^2$$

Klasik Darcy kayıp formülü kullanılarak bu boru parçası için kayıpların hesabı aşağıda verilmiştir.

$$\operatorname{Re} = \frac{\operatorname{V.D}}{\upsilon} = \frac{\operatorname{V_1.D.\rho}}{\mu} = \frac{1,5 \times 0,034286 \times 1,204}{1,85 \times 10^{-5}} = 3347$$

Moody diyagramından  $\lambda$ =0,04 olarak bulunur.

O halde, Darcy-Weisbach formülünde bilinen değerler yerine konursa;

$$\sum_{\text{Kayuplar}} = \lambda \frac{L}{D} \frac{V_1^2}{2g} = 0.04 \frac{0.5}{0.034280} \frac{1.5^2}{2x9.81}$$
$$\sum_{\text{Kayuplar}} = 0.08 \text{ N/m}^2 \text{ bulunur.}$$

SAD yöntemi ve klasik yöntemle hesaplanmış yük kayıpları Tablo 2'de Reynolds sayısına bağlı olarak laminer ve türbülanslı akışlar için verilmiştir.

Boru Geometrisi ve Geçiş Şekli Dikdortgen Kesitli Düz Boru	Boyutlar [mm] a = 30 b = 40 L_n= 34,86 L = 500	V1 [m/s] 0,4 4,48	Sinir K P <sub>1</sub> [N/m <sup>2</sup> ] 0,189 5,89	oşulları T 20 20 20	[kg/m <sup>3</sup> ] 1,204 1,204	Hesaplana V2 [m/s] 0,4 4,48	n Değerler P. <sup>2</sup> [N/m <sup>2</sup> ] 7,22x10 <sup>5</sup> 4,5x10 <sup>2</sup>	Reynold Sayısı [R.] 892,55	Akış Re Laminer SAD Yöntemi 0,075	imlerine G Akış Klasik Yöntem 0,085	Ore Y SA Yonte 0,4:	9 Dollar
Dairesel Kesitli Duz Boru		0,4	0,0846	50	1,204	0,4	1,61x10 <sup>-3</sup>	885	0,007026	0,004	98	, g
		4,5	3,94	50	1,204	4,5	2,18x10 <sup>-2</sup>	9957	•	•		0,33
Ani Daralma clemanı	a = 30 b = 40	0,4	8,73	20	1,204	2,4	1,32x10 <sup>-3</sup>	L <sub>1</sub> için 892 L <sub>2</sub> için 2082	0,45	0,3		
	c = 10 d = 20 $L_1 = L_2 = 500$	1,5	104,56	20	1,204	5	0,139	L <sub>1</sub> için 3347 L <sub>2</sub> için 7809	н	×		4,77
• $a_1$ • $L_1$ • $L_2$ • • • • • • • • • • • • • • • • • • •	a = 20 b = 30 c = 20 d = 10 L <sub>1</sub> = L <sub>2</sub> = 250	-	9,55	50	1,204	ę	2,9x10 <sup>-3</sup>	Lı için 1561 L <sub>2</sub> için 2603	0.4.	0,36		•

Tablo 2. Borulardaki Akışta Yük Kayıpları Hesabının Karşılaştırılmas

- 557 -

ī

# SAYISAL AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ (SAD) İLE ELDE EDİLEN SONUÇLARIN KLASİK HESAP YÖNTEMİ SONUÇLARI İLE KARŞILAŞTIRILMASI

Bir önceki bölümde SAD yönteminin nasıl uygulandığı, temel denklemler, türbülans modeli hakkında genel bilgiler verildi. Bu bölümde çeşitli boru geometrilerindeki seçilmiş boyutlar ve sınır koşulları ile SAD'ın uygulaması ile ilgili bir hesaplama örneği verildikten sonra yapılan diğer hesap sonuçları boruların geometrik boyutları ve sınır koşulları verilerek tablo halinde sunuldu. Burada karşılaştırma açısından sınır koşulları mümkün olduğunca her iki yöntem için de sabit tutulmaya çalışıldı. Çalışmamızın esas amacı; SAD yöntemini çeşitli boru geometrilerine uygulayarak meydana gelenkayıpları deneysel yöntemlerle elde edilen amprik formüllerle karşılaştırmaktı. Kullandığımız programda seçilen ağ sistemi ne kadar sık aralıkla seçilirse, o kadar gerçeğe yakın bir değer verecektir. Seçilen geometrilerle elde edilen değerler karşılaştırıldığında birbirine çok yakın değerlerin elde edildiği görülmektedir.Laminer akışlarda daha yakın değerlerin hesaplandığı Tablo 2'den de görülmektedir. Türbülanslı akışlarda deneysel verilerin hangi şartlarda elde edildiği de önemlidir. Zira borunun cidar pürüzlülüğü, akışkanın viskozitesi gibi faktörlerin de etkisi büyüktür. Öte yandan SAD yönteminde seçilen ağ aralığının yerel kayıpların olduğu yerde daha sık seçilirse, çok daha gerçekçi sonuçlar elde edilecektir.

# SONUÇ

Bu çalışmada; borularda, boru bağlantı elemanlarında ve geçiş borularında enerji kayıplarının genel tanıtımları yapılmıştır. Her biri geniş bir araştırma malzemesi olan bu konuların bir bildiri kapsamında sunulması oldukça zordur.

Bu çalışmada ortaya konulmak istenen esas amaç; yıllarca sürdürülen deneysel çalışma sonuçlarının SAD (Sayısal Akışkanlar Dinamiği) yöntemi ile kolayca elde edilebileceğini göstermektir.Tablo 2'de sınırlı boru geometrisi ile karşılaştırma yapılmış ve gerçeğe yakın değerler elde edilmiştir.

Şekil 1'de gösterilen çeşitli geçiş borularıyla elde edilen deneysel sonuçların; SAD yöntemi ile karşılaştırılmasıyla çok büyük yararlar sağlanacaktır. Güçlü bir bilgisayar ve daha sık seçilmiş bir ağ sistemi ile SAD yöntemi kullanılarak, son derece güvenilir sonuçlar elde edileceği kanaatindeyiz. Bu bağlamda; boru birleşmeleri, ayrılmaları, difüzörler ve buna benzer bir çok boru sistemleri için çeşitli akış şartlarında yapılacak çalışmalar bu konuda büyük yararlar sağlayacaktır.

# KAYNAKLAR

- [1] IDEL'CHİK, I.E., "Handbook Of Hydraulic Resistance: Coefficients of Local Resistance and of Friction", 517 pp, Jerusalem Israel Program for Scientific Translations, 1966.
- [2] MILLER, D.S.,"A Guide to Losses In Pipe and Duct Systems", The British Hydromechanics Research Association, 1971.
- [3] MILLER, D.S., "Internal Flow Systems", The British Hydromechanics Research Association, 1978.
- [4] "Flow of Fluids Through Valves, Fittings and Pipe", Crane Co. Tech. Pap 410 M, Londan 1977.
- [5] WHİTE, F.M., "Fluid Mechanics", Mc. Graw-Hill Inc, 1979.
- [6] GERHART P.M., GROSS, R.J. ve HOCHSTEIN, J.I., "Fundamentals of Fluid Mechanics", Addison-Wesley Publishing Company, 1993.
- [7] ZANKER , K.J. ve BARRATT, G.M., Data on Correlation of Pressure Losses in Straight Non-Circular Pipes Flowing Full, The British Hydromechanics Research Association", TN 909, 1968.
- [8] JONES O.C., An Improvement in the Calculation of Turbulent Friction in Rectangular Ducts, pp. 173-181, Trans. of ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 98, 2, June 1976.
- [9] ZARLİNG, J.P. An Analysis of Laminar Flow and Pressure Drop in Complex Shaped Ducts, pp 702-706, Trans. of ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 98, 4, December 1976.

- [10] GESSNER, F.B. ve EMERY A.F., A Length-Scale Model for Developing Turbulent Flow in a Rectangular Duct, pp 347-355, Trans. of ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 99, 2, June 1977.
- [11] ATILGAN, M., "Geçiş Borularının Geometrisi ve Bu Borulardaki Akışın İncelenmesi", K.T.Ü. Makine ve Elektrik Fakültesi Doçentlik Tezi, Mart 1982.
- [12] ATILGAN M., ve CALVERT J.R., Geometry of Transition Sections Between Ducts of Equal Area, pp. 25-37, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 6, 1980.
- [13] DEKAM E.I ve CALVERT, J.R., Area Distribution Along General Transition Geometries, pp. 275-286, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 18, 1985.
- [14] DEKAM E.I ve CALVERT, J.R., Geometry of Transational Diffusers, pp 43-57, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 22, 1986.
- [15] DEKAM E.I ve CALVERT, J.R., Design of Transition Sections Between Ducts of Equal Area, pp 117-127, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 24, 1986.
- [16] ATILGAN, M. Bazı Özel Geçiş Borularının Tasarım Yöntemleri, pp. 514-522, Isı Bilim ve Tekniği 7. Ulusal Kongresi, Güneş Enerjisi Enstitüsü, Ege Üniversitesi, İzmir26-28 Eylül 1989.
- [17] ATILGAN M. Geçiş Borularının Tasarım Yöntemleri, pp. 432-441, Tübitak Doğa-Tr., J. of Engineering and Environmental Sciences, 14, 1990.
- [18] DEKAM E.I ve CALVERT, J.R., Pressure Losses on Transitions Between Square and Rectangular Ducts of the Same Cross-Sectional Area, pp 212-216, Int. J. Heat and Fluid Flow, 6, 3, 1985.
- [19] MALKOÇ, T., "Geçiş Borularındaki Akışın Deneysel Olarak İncelenmesi", K.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Haziran 1986.
- [20] ŞEN, S., "Geçiş Borularında Farklı Kesit Geometrileri ve Boru Boylarının Akışa olan Etkilerinin Deneysel Olarak İncelenmesi", K.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Mayıs 1987.
- [21] BİLGİN A. "Farklı Kesit Şekline ve Eşdeğer Koniklik Açısına Sahip Geçiş Borularının Deneysel Olarak İncelenmesi", K.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Ocak 1988.
- [22] MOTT, R.L, "Applied Fluid Mechanics", Prentice Hall Inc, 1994.
- [23] MUNSON, B.R, YOUNG, D.Y., VE OKIISHI, T.H., "Fundamentals of Fluid Mechanics", John Wiley and Sons, 1994.
- [24] FOX, R.W., "Introduction to Fluid Mechanics", John Wiley and Sons, 1994.
- [25] LAUNDER, B.E., SPALDING, D.B., The Numerical Computation of Turbulent Flow, pp 269-289, Comp. Meth Appl. Mech Eng., 3, 1974

# ÖZGEÇMİŞ

#### Mehmet ATILGAN

1942 yılı Milas doğumludur. 1964 yılında İTÜ Makina Fakültesini Yüksek Mühendis olarak bitirmiştir. İngiltere'de Newcastle Üniversitesi'nde "Swirling Flow Through Annular Diffusers With Solid Body Rotation" adlı doktora tezini 1976'da bitirmiştir. 1982'de KTÜ Makina Mühendisliği Bölümü'ne yardımcı doçent olarak atanmış ve Mart 1982'de "Geçiş Borularının Geometrisi ve Bu Borulardaki Akışın İncelenmesi" adlı tezi ile doçent olmuştur. 1983-1985 yılları arasında aynı üniversitede Makina Mühendisliği Bölümü, Bölüm Başkan Yardımcılığı, 1985-1987 yılları arasında Makina Mühendisliği Bölüm Başkanlığı idari görevlerini yapmıştır. 25 Ocak 1990'da Dokuz Eylül Üniversitesi Denizli Mühendislik Fakültesi Enerji Anabilim Dalına Profesör olarak atanmıştır. 1991-1992 tarihleri arasında Mühendislik Fakültesi Dekan Yardımcılığı ve İnşaat Mühendisliği Bölüm Başkanlığı görevlerini yürütmüştür. 01.01.1993 - 18.08.1993 tarihleri arasında PAÜ Rektörlüğü Genel Sekreter Vekilliği, 1 Ocak 1993 - 25 Haziran 1995 tarihleri arasında PAÜ Rektör Yardımcılığı görevlerini yürüttü. 21.01.1993'ten beri ÖSYM "İl Sınav Merkezi Yöneticiliği" görevini yürütmektedir. Şu anda PAÜ Mühendislik Fakültesi Yönetim Kurulu, Fakülte Kurulu, Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu Üyesi ve 22.11 1996 tarihinden beri PAÜ Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölüm Başkanlığı'nı yapmaktadır. Ayrıca 25.01.1996 tarihinden bu yana TMMOB Makina Mühendisleri Odası Denizli Şubesi Yönetim Kurulu üyesidir. Makina Mühendisliği Bölümü Enerji Anabilim Dalında öğretim üyesi olarak çalışmaktadır. Çalışmalarını akım makineleri, akışkanlar mekaniği ve yenilenebilir enerji kaynakları alanlarında yürütmektedir. Evli ve iki çocuk babasıdır.

#### Harun Kemal ÖZTÜRK

1966 yılı Ardahan Hanak doğumludur. 1987 yılında KTÜ Makine Mühendisliği Bölümünü makine mühendisi olarak bitirmiştir. Aynı üniversiteden 1990 tarihinde Makine Yüksek Mühendisi olarak mezun olmuştur.1991 tarihinden itibaren DEÜ Denizli Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünde Araştırma Görevlisi olarak çalışmaya başlamıştır. 16 Mart 1998 tarihinde Sussex Üniversitesi Thermo Fluid Mechanic Research Centre da doktora çalışmasını bitirmiştir. Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünde yardımcı doçent olarak çalıştıktan sonra 1999 Mart döneminde askerlik görevini yapmak üzere üniversitedeki görevinden ayrıldı. Halen Milli Savunma Bakanlığı İzmir İnşaat Emlak Başkanlığı'nda yedek subay olarak görev yapmaktadır. Çalışmalarını akışkanlar mekaniği, gaz türbinleri ve kompresör kanatları üzerindeki akışlar ve labirentlerdeki basınç kayıplarını SAD yöntemini kullanarak incelemiş ve bu konular üzerinde yoğunlaştırmaktadır.