

Boru İçi Akışlarda Basınç Kaybının Sayısal Hesabı

Sinan Aracı¹, Ömer Kemal Kınacı²

aracisinan@gmail.com¹, kinacio@itu.edu.tr²

¹*Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakóltesi, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul, Türkiye*

²*Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakóltesi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, Türkiye*

Özet

Boru içi akışlarda dirseklerde oluşan kayıplar, literatürde verilen kayıp katsayıları kullanılarak hesaplanmaktadır. Ancak bu katsayılar sabit katsayılar olup akışın özellikleri dikkate alınmamaktadır. Gerçekte ise boru içi akışta dirseklerde oluşan kayıplar Reynolds sayısının bir fonksiyonudur; dolayısıyla akış hızı ve boru çapı gibi parametreler kayıp katsayısını doğrudan etkilemektedir. Bu çalışmada, farklı tipte boru elemanları için sayısal hesaplamalar yapılmış ve literatürdeki katsayılarla karşılaştırılmıştır. Sayısal analizler sonucunda dirseklerdeki kayıpların Reynolds sayısına bağlı olduğu kanıtlanmıştır.

Anahtar kelimeler: boru içi akış, dirsek, kayıp katsayısı, Poiseuille akışı

Numerical Analysis of Pressure Loss in Pipe Flow

Sinan Aracı¹, Ömer Kemal Kınacı²

aracisinan@gmail.com¹, kinacio@itu.edu.tr²

¹Faculty of Naval Architecture and Maritime, Yıldız Technical University, Istanbul, Turkey

²Faculty of Naval Architecture and Ocean Engineering, Istanbul Technical University, Istanbul, Turkey

Özet

The loss occurring in the elbows during the pipe flow are calculated using the loss coefficient. However, these coefficient is constant and the features of the flow are not considered. In fact, the loss occurring in the elbow is the function of Reynolds number. Therefore, parameter like velocity of the flow and diameter of the pipe affects the loss coefficient directly. In this study, the numerical calculations was done for different pipe size and was compared with coefficients in the literature. As a result of numerical analysis, it has been proven that loss coefficient in the elbows depends on the Reynolds number.

Keywords: flow in pipes, elbow, loss coefficients, Poiseuille flow

1. Giriş

Boru içi akış birçok alanda, farklı şekilde kullanılmaktadır ve akış hesaplarında pompalama gücünün belirlenmesi önemli bir unsurdur. Bunun için boru içerisinde meydana gelecek enerji kayıplarının bilinmesi pompalama gücünün belirlenmesinde önemli parametrelerden biri olarak kabul edilmektedir. Çünkü meydana gelen bu enerji kayıpları karşımıza basınç kaybı olarak çıkmakta ve pompalama gücünün belirlenmesini doğrudan etkilemektedir.

Boru içerisinde meydana gelen enerji/basınç kayıpları ikiye ayrılmaktadır. Birincisi; akışa ters yöndeki sürtünme kuvvetinden meydana gelen kayıplardır. Bu kayıplara sürekli kayıplar denir. Sürekli kayıplar, düz bir boruda meydana gelen kayıplardır. İkincisi ise akım yönünde veya akış kesitinde meydana gelen değişimler sonucu oluşan kayıplardır. Bu kayıplara yerel kayıplar denir. Yerel kayıplar, dirsekler, ani daralma ve genişlemeler, bağlantı elemanları gibi etkenler ile ortaya çıkan kayıplardır. Bu kayıpların bilinmesi ve azaltılması doğru pompalama gücünün hesaplanmasında, doğru sistem tasarımı yapılmasında oldukça önemlidir.

Literatürde, boru içi akışı konu alan birçok çalışma bulunmaktadır. Bu çalışmada basınç kayıpları konusu ile ilgili belli başlı bazı çalışmalar incelenmiştir. Mehmet Atılğan ve arkadaşının (1999) yaptığı çalışmada borularda meydana gelen enerji kayıplarından bahsedilmiş ve geçiş boruları üzerine çalışma yapılmıştır.

Bunun için farklı iki kesitteki doğrusal geçişler incelenmiştir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yöntemi ile klasik hesaplama yöntemi kullanılarak hesaplamalar yapılmış ve karşılaştırılmıştır. Bu konuda yapılan deneysel çalışmalar incelenmiştir ve geçiş boruları için yük kayıp katsayısının kesit geometrisine, boru boyuna (veya eşdeğer koniklik açısına) bağlı olarak değiştiği ve Reynolds sayısının da önemli bir parametre olduğu ortaya çıkmıştır. HAD çalışmaları Flo++ adlı programda yapılmıştır. Türbülans modeli olarak k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. HAD ve klasik yöntem karşılaştırmasında, hesap sonuçlarının birbirine çok yakın olduğu görülmüştür. Laminer akışlarda türbülanslı akışlara göre daha yakın sonuçların elde edildiği ve türbülanslı akışlarda HAD yönteminde seçilen ağ yapısının daha sık olmasıyla daha yakın değerlerin bulunabileceği görülmüştür.

Vladimir Zmrhal ve arkadaşları (2009) yaptıkları çalışmada boru bağlantı elemanlarının basınç kayıp katsayısını, CFD kullanarak hesaplamaya çalışmışlardır. Bunun için ticari bir yazılım olan ANSYS Fluent programını kullanmışlardır. Çalışma modeli basit olarak, bir giriş borusu, bağlantı parçası ve çıkış borusundan oluşmaktadır. K-ε RNG türbülans modeli kullanılmış ve sabit 5 m/s giriş hızı için farklı bağlantı modelleri ele alınmıştır. Model olarak dönüş tiplerine göre keskin, radyuslu ve kademeli dirsekler ile kesit şekline göre yuvarlak ve dikdörtgen dirsekler kullanılmıştır. Herbir modelin akışa etkisi incelenmiştir. Yuvarlak ve dairesel kesitli akışların her birinde dönüş yarıçapı arttıkça kayıp katsayısının azaldığı görülmüştür. Dönüş yarıçapının model çapına eşit oluncaya kadar kayıplara etkisinin oldukça fazla olduğu, daha sonrasında ise dönüş yarıçapının artışının artık önemli olmadığı görülmüştür. Kare kesitli dönüşlerde, kesit boyutlarının etkisinin önemli olmadığı görülmüştür.

Chris Chapman ve arkadaşlarının (2010) çalışmasında ise, T ve dirsekte meydana gelen kayıpları incelemek için bir deney düzeneği kurulmuştur. 3 farklı hız için farklı referans noktalarında basınç değerlerini okumuşlardır. Sürtünme katsayısı ve yerel kayıp katsayısı hesabı yapmışlardır.

Kumar Perumal ve arkadaşları (2015) farklı Reynolds sayılarında bir dirsekte meydana gelen basınç kayıplarını CFD ile hesaplamışlardır. Çalışmada k-ε türbülans modeli kullanmışlardır. Elde edilen sonuçlar ile daha önce yapılan çalışmaları karşılaştırmışlar ve benzer sonuçlar bulmuşlardır. Çalışmalarında, bağlantı elemanlarının basınç kayıp katsayılarının tahmini için CFD simülasyonunun kullanılabilirliğini göstermişler ve CFD modeli kullanarak kayıp katsayısı belirlemenin ucuz bir alternatif olduğu sonucuna varmışlardır.

Saswat Sambit (2014) tarafından yapılan çalışmada bir boru içerisinde sürtünmeden kaynaklanan kayıplar incelenmiş ve sürtünme kayıp katsayısı hesaplanmıştır. İlk olarak üç farklı boru malzemesi için üç farklı hızda su kullanılarak deney yapılmıştır. Hız arttıkça kayıp katsayısının azaldığı görülmüştür. Ayrıca kayıp katsayısının boru malzemesine göre değiştiği de tespit edilmiştir. Daha sonra ANSYS Fluent programında bu borular modellenmiş ve su ile farklı özellikteki akışkanlar için çözüm yapılmıştır. Bu modellemeler ile sonuçların birbiriyle benzerlik gösterdiği ortaya çıkmıştır. Akışkanın viskozitesinin de kayıp katsayısını etkilediği görülmüştür. Viskozitenin yüksek olması sürtünme katsayısının yüksek olduğunu gösteriyor. Tüm sonuçlar incelendiğinde, boru malzemesinin sürtünme katsayısını etkilediği ve hız artışının sürtünme kaybını azalttığı görülmüştür.

Santos ve arkadaşları (2014) tarafından yapılan çalışmada üç farklı Reynolds sayısında dirsek nedeniyle oluşan kayıplar incelenmiştir. CFD programı kullanılarak hesaplamalar yapılmış ve hızın kayıp

katsayısına etkisi incelenmiştir. Yaptıkları çalışmada Re sayısı arttıkça kayıp katsayısının azaldığı görülmüştür.

Bu çalışmada boru içerisinde meydana gelen kayıplar ve nedenleri araştırılmıştır. Kayıp ve akış hesaplarında HAD yönteminin kullanılabilirliği incelenmiştir. Boru çapı ve hızının, bağlantı ekipmanı geometrisinin akışa etkisi incelenmiştir.

2. Boru içi akışlarda hız profili

2.1. Laminer akış hız profili

Bir laminer akışta akış hattı boyunca bir parçacık etrafında oluşan kuvvet dengesi incelendiğinde aşağıdaki hız grafiğini elde etmiş oluruz (Çengel & Cimbala, 2012 ve Atılğan & Gölcü, 1996);

$$u(r) = -\frac{R^2}{4\mu} \left(\frac{dP}{dx}\right) \left(1 - \frac{r^2}{R^2}\right) \quad (1)$$

Bu denkleme göre; tam gelişmiş laminer akışta hız orta ekseninde maksimum, boru çeperlerinde ise sıfır olacak şekilde parabolik bir yapıdadır. Her r değerinde hız değeri (u) pozitiftir, bu nedenle aksel basınç gradyeni dP/dx negatif olmalıdır. Buna göre akış yönü boyunca viskoz etkiler nedeniyle basınç düşmektedir.

Laminer akış için ortalama hız denklemi kullanılarak, yarıçapa bağlı hız profil denklemini elde ederiz (Çengel & Cimbala, 2012);

$$u(r) = 2V_{ort} \left(1 - \frac{r^2}{R^2}\right) \quad (2)$$

Burada V_{ort} boru içerisindeki ortalama hızı ifade etmektedir.

2.2. Poiseuille yasası

Boru içi akışlarda en önemli değerlerden biri basınç düşüşleridir. Boru içerisinde iki nokta arasındaki (L) basınç farkı sabit olarak düşünülürse aşağıdaki denklem elde edilir (Çengel & Cimbala, 2012);

$$\frac{dP}{dx} = \frac{P_1 - P_2}{L} \quad (3)$$

Laminer akışlar için türetilen ortalama hız denklemi ile yukarıdaki denklem birleştirilirse laminer akışlar için basınç farkı denklemini elde etmiş oluruz (Çengel & Cimbala, 2012);

$$\Delta P = P_1 - P_2 = \frac{8\mu LV_{ort}}{R^2} = \frac{32\mu LV_{ort}}{D^2} \quad (4)$$

Bu denkleme göre basınç kaybının viskoz etkiler nedeniyle oluştuğu ve viskoziteyle doğru orantılı olarak değiştiği görülmüştür. Bu denklemi çapı D, uzunluğu L olan bir boru için hacimsel debi (\dot{V}) olarak

aşağıdaki gibi yazabiliriz (Çengel & Cimbala, 2012);

$$\dot{V} = V_{ort}A_c = \frac{(P_1 - P_2)R^2}{8\mu L} \pi R^2 = \frac{(P_1 - P_2)\pi D^2}{128\mu L} = \frac{\Delta P \pi D^4}{128\mu L} \quad (5)$$

Yukarıda elde edilen denklem "Poiseuille Yasası" veya "Poiseuille Akışı" olarak adlandırılır. Bu denkleme göre bir boru için verilen debideki basınç düşüşü boru uzunluğu ve viskozitesi ile doğru orantılı, boru çapının dördüncü kuvveti ile ters orantılıdır.

2.3. Türbülanslı akış hız profili

Pek çok uygulamada alanındaki boru içi akışlar türbülanslı akışlardır. Bu nedenle türbülanslı akışların incelenmesi ve bilinmesi mühendislik alanında oldukça önemlidir. Bu tür akışları çözümlenebilmek için türbülanslı akışlarda çeper kayma gerilmesinin akışa etkisinin bilinmesi gerekmektedir. Ama türbülanslı akış çok karmaşık bir yapı olduğu için bu akışların tahmininin yapılması oldukça zordur. Türbülanslı akışlarda daha çok deneye dayalı ortaya çıkarılan ampirik formüller kullanılmaktadır.

Literatürde pek çok farklı türbülanslı akış için formüller vardır. Bunlardan en çok kullanılanı Kuvvet Yasası Hız Profildir (Çengel & Cimbala, 2012 ve Atılgan & Gölcü, 1996);

$$\frac{u}{u_{max}} = \left(\frac{y}{R}\right)^{\frac{1}{n}} = \left(1 - \frac{r}{R}\right)^{\frac{1}{n}} \quad (6)$$

Burada n türbülans üssü sayısı olarak tanımlanmıştır.

3. Boru içi akışlarda basınç kaybı

Boru içi akışlarda basınç kaybı ikiye ayrılmaktadır. Birincisi viskoz etkiler nedeniyle oluşan sürekli kayıplar ($h_{k,sürtünme}$), ikincisi ise akış kesitinde veya bağlantı elemanı nedeniyle oluşan yerel kayıplardır ($h_{k,yerel}$). Basınç kayıpları genel olarak "h" ifadesi ile gösterilir ve "m" cinsinden ifade edilir.

$$h_k = h_{k,sürtünme} + h_{k,yerel} \quad (7)$$

3.1. Sürekli kayıplar ve yük kaybı hesabı

Tam gelişmiş laminer veya türbülanslı akışlarda dairesel veya dairesel olmayan boru içi akışlar için basınç kaybı ifadesi aşağıdaki gibi yazılır (Çengel & Cimbala, 2012 & Miller, 1990)

$$\Delta P_k = f \frac{L}{D} \frac{\rho V_{ort}^2}{2} \quad (8)$$

Burada ΔP_k basınç kaybını, L boru uzunluğunu, D boru çapını, ρ akışkan yoğunluğunu ve f sürtünme katsayısını ifade etmektedir. Borulama sistemlerinde basınç kayıpları genellikle yük kaybı ile ifade edilmektedir. Yük kaybı literatürde eşdeğer akışkan sütun yüksekliği olarak da ifade edilir. Yukarıdaki ifadeyi " ρg " ifadesine bölersek basınç düşüşünü m cinsinden yük kaybı olarak ifade etmiş oluruz.

$$h_k = f \frac{L}{D} \frac{V_{ort}^2}{2g} \quad (9)$$

Yukarıdaki ifade, boruda meydana gelen kayıplar, bu kayıpları yenmek için gerekli gücün yükseklik olarak ifadesini göstermektedir.

3.2. Yerel kayıplar ve yük kaybı hesabı

Borulama sistemindeki basınç kayıpları sadece viskoz kuvvetlerden değil, borulamada kullanılan bağlantılar, valfler, dönüşler, genişleme ve daralma, ayrılma ve birleşme gibi unsurlardan da oluşmaktadır. Bu kayıplar yerel kayıp olarak adlandırılır. Yerel kayıplar genellikle K_k kayıp katsayısı ile ifade edilir (Çengel & Cimbala, 2012 ve Miller, 1990);

$$K_K = \frac{h_K}{V^2/2g}; \quad h_K = K_K * \frac{V^2}{2g} = \frac{\Delta P_K}{\rho g} \quad (10)$$

h_K tersinmez yük kaybı olarak bilinir ve ΔP_K bağlantı eleman tarafından oluşan ilave basınç düşüşüdür. Örneğin vana bulunan bir boru sistemi için vana tarafından oluşan ilave basınç kaybı aşağıdaki gibi bulunur.

$$\Delta P_K = (P_1 - P_2)_{vana} - (P_1 - P_2)_{boru} \quad (11)$$



Şekil 1. Vanalı boru bağlantısı resmi.



Şekil 2. Bağlantı elemansız boru resmi.

Buna göre bir elemanın kayıp katsayısı hesaplanırken aşağıdaki gibi hesaplanır,

$$K_K = \frac{(P_1 - P_2)_{eleman} - (P_1 - P_2)_{boru}}{\frac{1}{2} \rho V^2} \quad (12)$$

3.3. Toplam kayıp hesabı

Sürekli ve yerel kayıpları topladığımızda aşağıdaki toplam kayıp katsayısı formülünü elde ederiz.

$$h_k = h_{k,sürtünme} + h_{k,yerel} = \left(f \frac{L}{D} \frac{V_{ort}^2}{2g} \right) + \left(K_K * \frac{V_{ort}^2}{2g} \right) \quad (13)$$

Kayıplar aşağıdaki yöntemlerle azaltılabilir.

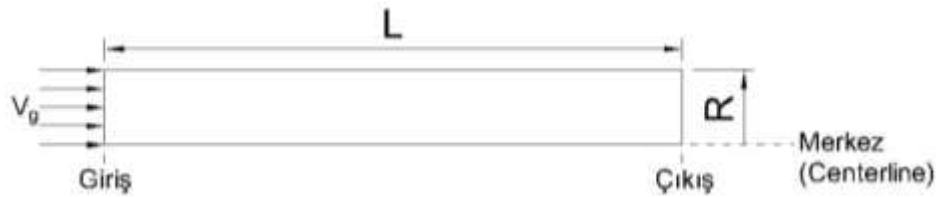
- Akış hızını düşürmek: Laminer akışta kayıplar hız ile aynı oranda değişirken (denklem no.4), türbülanslı akışta hızın karesiyle değişir (denklem no.13).
- Sabit debide boru çapı artırılarak; Bu sayede hız azaltılır.
- Viskoziteyi azaltmak: Sıcaklık ile viskozitesi düşen sıvılar için akışkan viskozitesini azaltarak kayıplar azaltılabilir.
- Kayıp katsayısı azaltılarak: Seçilen bağlantı elemanlarının basınç kayıplarını en aza indirecek şekilde seçilmesi ve daha az pürüzlülüğe sahip boru kullanılması sürtünme katsayısını azaltır.

4. Laminer akış için analitik ve sayısal karşılaştırma

200 çapında bir boru içerisinde verilen akış problemi analitik ve sayısal olarak çözülmüştür. Bunun için özkütlesi 1000 kg/m^3 ve viskozitesi 1 kg/ms olan bir akışkanın 1 m/s , 2 m/s , 5 m/s ve 10 m/s hızlardaki sonuçları incelenmiştir. Her bir hız değeri için akış rejimine bakıldığında dört akışın da laminer akış olduğu görülmüştür.

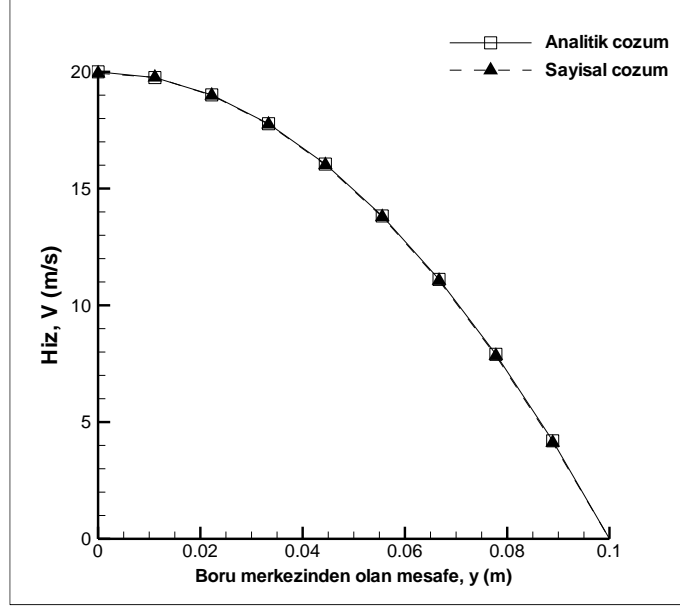
4.1. Analitik ve sayısal çözümlerin karşılaştırılması

Bölüm 2.1'de verilen hız profili denklemi ile ANSYS Fluent programı kullanılarak sayısal analizler gerçekleştirilmiştir. Bunun için farklı uzunluklarda boru modelleri oluşturulmuş ve tam gelişmiş akış bölgesindeki hız profili incelenmiştir.



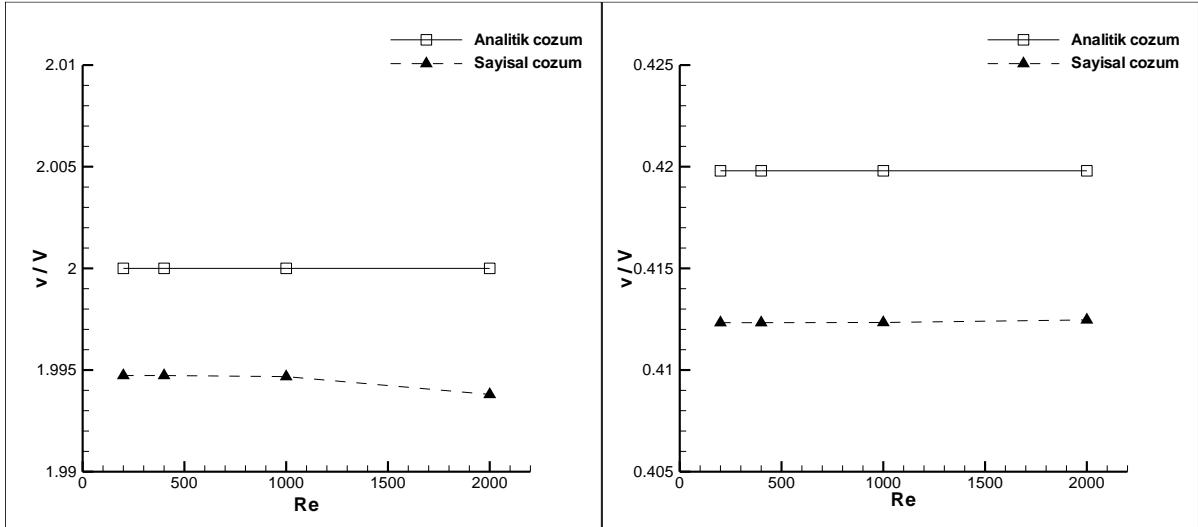
Şekil 3. Laminer akış boru modeli.

Sayısal ve analitik olarak çözülen problem sonucuna göre birbirine çok yakın hız profilleri elde edilmiştir. Şekil 4'te verilen, boru merkezinden boru çeperine kadar yerel hız sonuçları incelendiğinde analitik sonuç ile sayısal sonucun birbirlerine çok yakın oldukları görülmüştür.



Şekil 4. V=10m/s için Hız Profili Sayısal ve Analitik Çözüm Karşılaştırması.

Şekil 4'te tam net olarak ayırt edilemese de, iki çözüm arasında küçük farklılıklar bulunmaktadır. Boru merkezine yakın ($y=0,1111$) ve boru çeperine yakın ($y=0.0889m$) iki noktada sayısal ve analitik sonuçların karşılaştırmaları Şekil 5'te verilmiştir. Şekilde hızlar boyutsuzlaştırılarak verilmiştir.



Şekil 5. Farklı Reynolds sayılarında boru merkezine yakın ($y=0,1111$) alınan hız büyüklüklerinin karşılaştırması (sol). Boru çeperine yakın bir noktada ($y=0.0889m$) alınan hızların karşılaştırması (sağ).

Şekil 5'e göre boru merkezinde Reynolds sayısı arttıkça sayısal çözümün önerdiği sonuçlar analitik çözümden uzaklaşmaktadır. Boru çeperine yakın noktada ise sayısal çözümün önerdiği sonuçlar Reynolds sayısından neredeyse bağımsızdır.

4.2. Boru içi hacimsel debi – sayısal ve analitik karşılaştırma

Sayısal analizlerden elde edilen basınç değerleri ve hacimsel debi ile bölüm 2.2'de verilmiş olan basınç

(denklem no. 4) ve hacimsel debi (denklem no. 5) denklemleriyle hesaplanan değerlerin karşılaştırması tablo 1’de verilmiştir.

Tablo 1. Sayısal-analitik çözüm sonuç tablosu.

Model	Sayısal Sonuçlar			Analitik Çözüm	Hata
	P1 (Pa)	P2 (Pa)	Q _{sayısal} (m ³ /s)	Q _{analitik} (m ³ /s)	(%)
AKIŞ-1 (V _g =1 m/s)	399.04	79.88	31.42*10 ⁻³	31.3*10 ⁻³	0.2628
AKIŞ-2 (V _g =2 m/s)	798.05	159.73	62.83*10 ⁻³	62.7*10 ⁻³	0.2627
AKIŞ-3 (V _g =5 m/s)	798.20	399.22	157.08*10 ⁻³	156.7*10 ⁻³	0.2545
AKIŞ-4 (V _g =10 m/s)	1595.92	797.84	314.16*10 ⁻³	313.4*10 ⁻³	0.2396

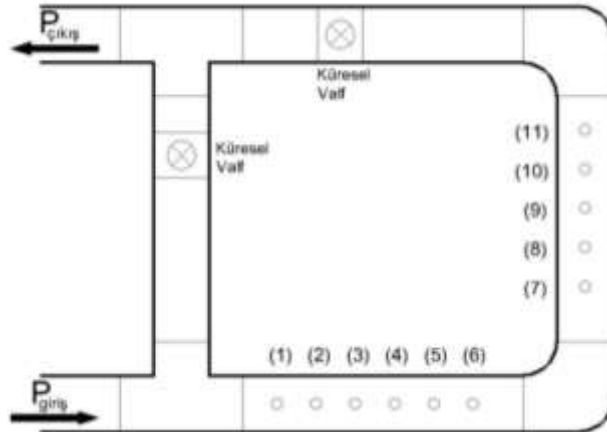
Sonuçlar incelendiğinde analitik ve sayısal sonuçların birbirine çok yakın olduğu ve Reynolds sayısı arttıkça hata oranının azaldığı görülmüştür. Bu sonuçlara göre laminer akış için sayısal hesaplamalar makul düzeydedir ve HAD yöntemi ile boru içi akışın modellenilebilir olduğu görülmüştür.

5. Deneysel ve sayısal karşılaştırma

Türbülanslı bir akış için basınç kayıpları deneysel ve sayısal çözüm olarak incelenmiştir.

5.1. Deney düzeneği

Chris Chapman ve arkadaşlarının (2010) yapmış oldukları deneyde üç farklı hıza sahip gazın 90° dirsek ve T boruda meydana gelen kayıpları incelemiştir. Deney çalışması farklı hızlarda yapılarak farklı referans noktalarındaki basınç değerleri elde edilmiştir. Bu sonuçlara göre sürtünme katsayısı ve kayıp katsayısı hesaplanmıştır. Deneyde tablo 2’de özellikleri verilen gaz kullanılmıştır ve giriş şartları tablo 3’te belirtilmiştir.



Şekil 6. Deney düzeneği şematik gösterimi.

Tablo 2. Gaz teknik özellikleri.

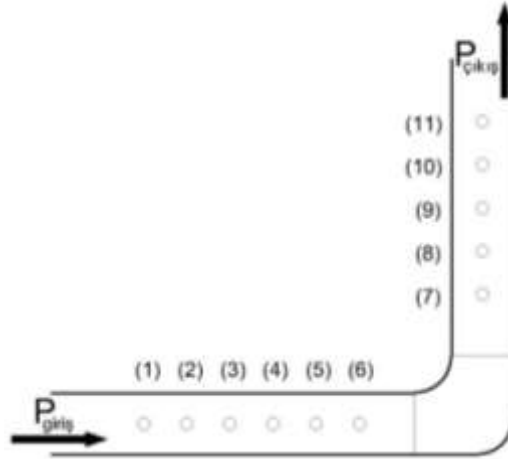
R (J/(kg*K))	Kinematik Viskozite, ν (m ² /s)	Yoğunluk, ρ (kg/m ³)
287.05	$1.54 \cdot 10^{-5}$	1.186

Tablo 3. Reynolds sayısı-hız-debi değerleri.

Reynolds Sayısı	Hız (m/s)	Debi, (m ³ /s)
15000	9.21	0.0054
25000	15.19	0.0081
35000	21.17	0.0117

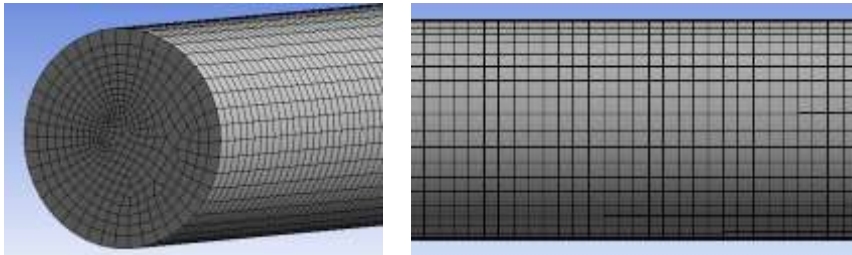
5.2. Deney sayısal analizi

Deney düzeneğinin dirsek kısmı aşağıdaki gibi modellenip sayısal olarak çözüm yapılmıştır.



Şekil 7. Sayısal analiz için bir kısmı modellenen deney düzeneğinin görünümü.

Sayısal analiz için şekil 7’de görüntüsü verilmiş kısım üzerinde şekil 8’de verildiği gibi bir ağ yapısı oluşturulmuştur.



Şekil 8. Boru üzerinde kullanılan ağ yapısı.

Ağ örgüsü modellendikten sonra türbülans modeli olarak k-epsilon seçilmiştir. Sayısal analizler yerçekiminden bağımsız olacak şekilde yapılmıştır. Analizlerde deneyde kullanılan akışkanın özellikleri dikkate alınmış ve özkütle 1.186 kg/m^3 ve dinamik viskozite $1.82644 \cdot 10^{-5} \text{ kg/ms}$ olarak belirlenmiştir.

Akışkan tipinin gaz olması sebebiyle akışın sıkıştırılabilir olup olmadığı Mach sayısı hesaplanarak kontrol edilmiştir. Buna göre deneyde kullanılan azami hız göz önünde bulundurulduğunda (21.17 m/s) elde edilen en yüksek Mach sayısı $Ma=0.062$ çıkmaktadır. Bulunan değer 0.3 değerinden çok daha küçük olduğu için akış sıkıştırılmaz olarak kabul edilmiştir.

5.3. Sürtünme katsayısı deneysel ve sayısal karşılaştırma

Chapman ve arkadaşlarının (2010) yapmış olduğu araştırmada “1-6” noktaları ve “7-11” noktaları arasındaki toplam basınç düşüşünü hesaplayarak ortalama sürtünme katsayısı hesabı yapmışlardır. Sürtünme katsayısı hesabı için aşağıdaki formül kullanılmıştır.

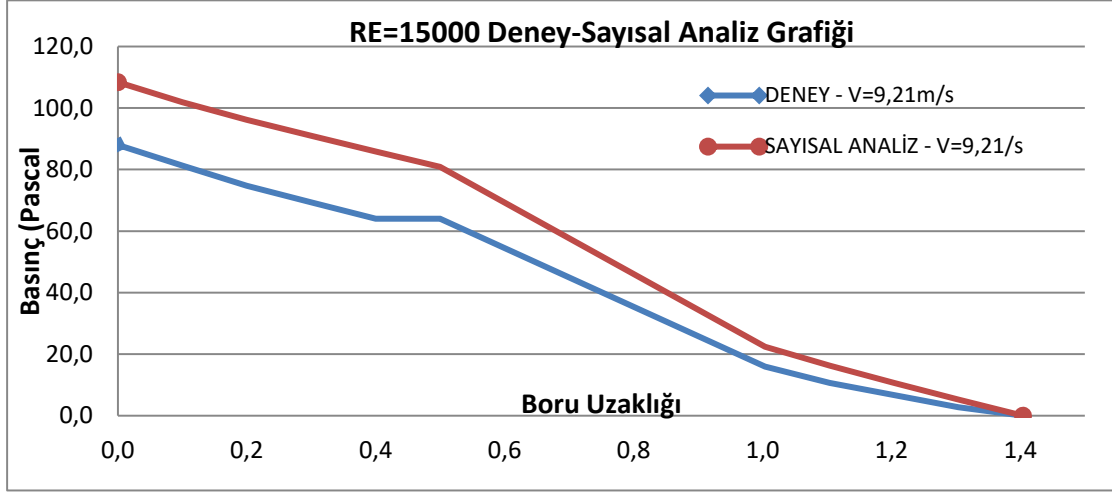
$$f = \frac{\Delta P}{L} \frac{2D}{\rho V_{ort}^2} \quad (14)$$

Tablo 4. Deneysel (Chapman vd., 2010) ve sayısal olarak elde edilen sürtünme katsayılarının karşılaştırılması.

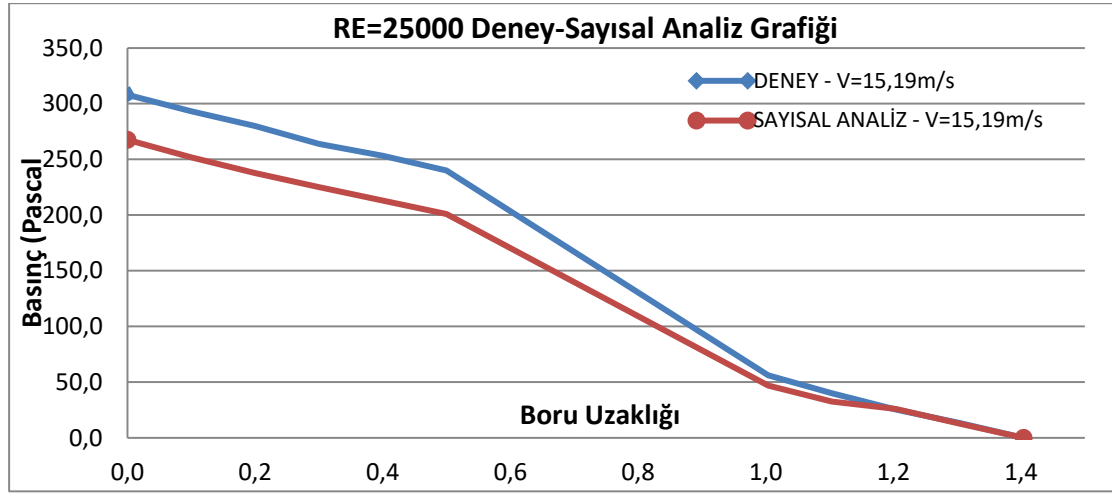
Deney Sonuçları				HAD Sonuçları			
$\Delta P/L_{giriş}$ (bar/m)	$\Delta P/L_{çıkış}$ (bar/m)	$\Delta P/L_{ort}$ (bar/m)	f_{deney}	$\Delta P/L_{giriş}$ (bar/m)	$\Delta P/L_{çıkış}$ (bar/m)	$\Delta P/L_{ort}$ (bar/m)	f_{HAD}
50.7	40.0	45.4	0.0239	55.0	56.1	55.5	0.0293
136,0	138.7	137.4	0.0266	133.2	136.8	135.0	0.0261
207.2	236.0	221.6	0.0221	240.4	247.8	244.1	0.0244
$f_{deney,ort}$			0.0242	$f_{HAD,ort}$			0.0266

Deneysel ve sayısal analiz sonuçlarına göre sürtünme kayıp katsayıları arasında %0,1 oranında fark bulunmaktadır.

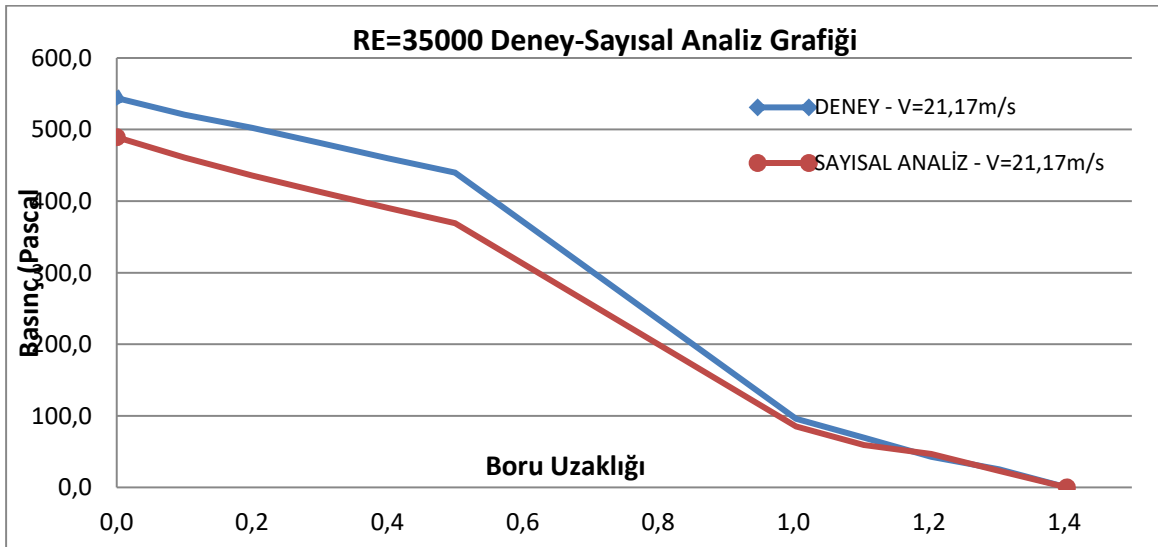
5.4. Basınç kaybı deneysel ve sayısal karşılaştırma



Şekil 9. Re=15000'de deneysel ve sayısal olarak elde edilen basınç grafiği.



Şekil 10. Re=25000'de deneysel ve sayısal olarak elde edilen basınç grafiği.



Şekil 11. Re=35000'de deneysel ve sayısal olarak elde edilen basınç grafiği.

Deneyel ve sayısal analiz sonuçlarından elde edilen basınç değerleri, "11" numaralı çıkış referans noktasına göre basınç farkları şekil-9, şekil-10 ve şekil-11 de incelenmiştir. Buna göre her bir hız için basınç değişimi eğimlerinin benzer olduğu görülmektedir.

5.5.Yerel kayıp katsayısı deneyel ve sayısal karşılaştırma

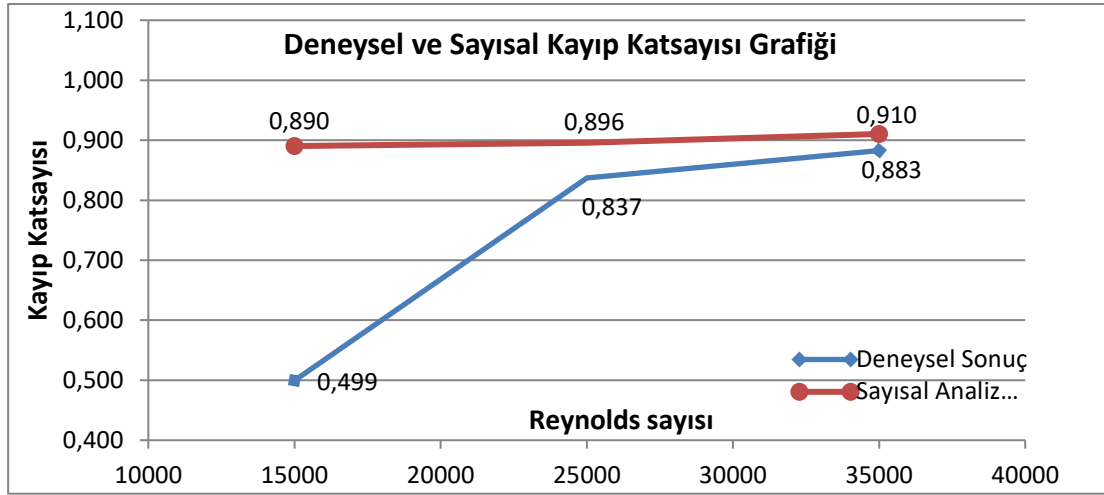
Chapman ve arkadaşları (2010) yapmış olduğu çalışmada yerel kayıp katsayısı için dirseğin hemen başlangıcında ve bitişindeki basınç kayıplarını inceleyerek kayıp katsayısı hesabı yapmışlardır. Sayısal analiz ile aynı noktalardan alınan basınç değerleri kullanılarak deneyel sonuçların karşılaştırılması tablo 5’de yapılmıştır.

Tablo 5. Deneyel (Chapman vd., 2010) ve sayısal olarak hesaplanan kayıp katsayıları.

Deneyel Sonuçlar					
Re	P _{önce}	P _{sonra}	ΔP	$2/(\rho V^2)$	K _k
15000	52.5	27.4	25.1	0.0199	0.499
25000	205.2	90.5	114.7	0.0073	0.837
35000	383.9	151.6	232.3	0.0038	0.883

HAD Sonuçları					
Re	P _{önce}	P _{sonra}	ΔP	$2/(\rho V^2)$	K _k
15000	66.43	21.69	44.74	0.0199	0.890
25000	166.4	43.67	122.73	0.0073	0.896
35000	307.1	67.52	239.58	0.0038	0.910

Her iki çalışmada ortaya çıkan sonuca göre kayıp katsayısı hız arttıkça arttığı görülmüştür. Fakat literatür araştırmalarına göre kayıp katsayısı hız ile azalmaktadır. Bu nedenle bu sonuçlar ile literatür araştırmaları arasında bir çelişki vardır. Bunun sebebi Chapman ve arkadaşlarının (2010) kayıp katsayısı hesabında basınç referans noktalarını dirseğin hemen önü ve arkasından hesaplamış olmalarıdır. Literatür araştırmalarında dirsek gibi dönüşlerde kayıp katsayısı hesabı için basınç referans noktasının, özellikle boru çıkış tarafında, borunun onlarca katı mesafesinde alınması gerekmektedir. Çünkü dönüş nedeniyle bozulan akış dirseğin çok sonrasında normal akış rejimine dönmektedir. Bu nedenle dirsek sonrasında hala dirsekten kaynaklı enerji kayıpları olmaktadır.



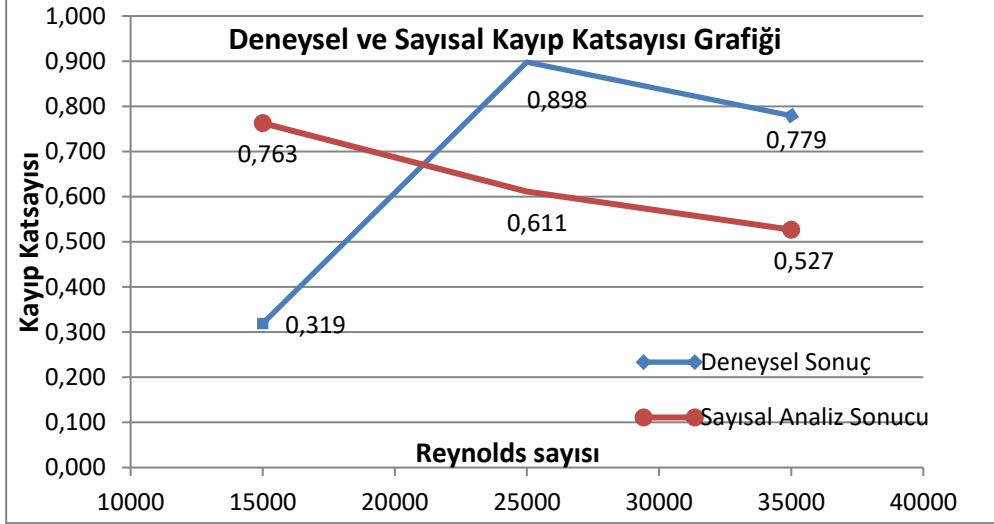
Şekil 12. Deneysel (Chapman ve arkadaşları, 2010) ve sayısal olarak hesaplanan kayıp katsayılarının Reynolds sayısına bağlı grafiği.

Literatür araştırmalarına göre; vana, dirsek vb. elemanlar için yapılan kayıp katsayısı hesabı için alınacak basınç referans noktalarının akışın tam gelişmiş akış bölgelerinden alınmalıdır ve bu noktalar alınması gerekmektedir. Ayrıca bu noktalar arasında sürtünme ile kaybedilen enerji/basınç kaybının da dikkate alınması gerekmektedir. Bu bilgilere göre deneysel ve sayısal olarak elde edilen sonuçları “5” ve “11” numaralı referans noktalarındaki basınç değerlerine göre tekrar hesaplırsak tablo 6’daki deneysel ve HAD sonuçlarını elde ederiz.

Tablo 6. Deneysel (Chapman vd., 2010) ve sayısal olarak hesaplanan kayıp katsayıları.

Deneysel Sonuçlar				
Re	ΔP dirsek	ΔP Boru	ΔP Toplam (bar)	K _k
	P(5)-P(11) (bar)	P(5)-P(11) (bar)		
15000	64.0	47.96	16.04	0.319
25000	253.3	130.45	122.85	0.898
35000	460.0	252.90	207.10	0.779

Sayısal Analiz Sonuçları				
Re	ΔP dirsek	ΔP Boru	ΔP Toplam (bar)	K _k
	P(5)-P(11) (bar)	P(5)-P(11) (bar)		
15000	85,9	47,56	38.37	0.763
25000	213,0	129,37	83.65	0.611
35000	390,8	250,81	139.99	0.527



Şekil 13. Deneysel (Chapman vd., 2010) ve sayısal olarak hesaplanan kayıp katsayılarının Reynolds sayısına bağlı grafiği.

Yapılan deney sonuçları, literatürde verilen hesaplama yöntemi ile hesaplandığında, yerel kayıp katsayılarının hız arttıkça önce artıp sonra azaldığı görülmektedir. Fakat sayısal analiz sonuçlarına göre ise hız arttıkça kayıp katsayısı azalmaktadır. Santos ve arkadaşlarının (2014) yapmış olduğu benzer bir çalışmada hız arttıkça kayıp katsayısının azaldığı görülmektedir. Deney sonuçlarındaki grafik incelendiğinde azalma yönündeki eğilimin sayısal analiz ile benzer doğrultuda hareket ettiği görülmektedir. İki grafik arasında düşük hızda oluşan farklılık, bu hızda alınan deneysel sonuç verilerinin hatalı olabileceğini düşündürmüştür.

Bu çalışmada deneysel sonuçlar ile sayısal analiz yöntemi karşılaştırılarak, HAD yöntemiyle benzer sonuçlar elde edilebileceği görülmüştür. Salehi ve arkadaşları [10]'nın yapmış olduğu benzer dirsek kaybı çalışmasında deneysel sonuçlar ile HAD sonuçları karşılaştırılarak %15 hata ile sonuçlar elde edilmiştir.

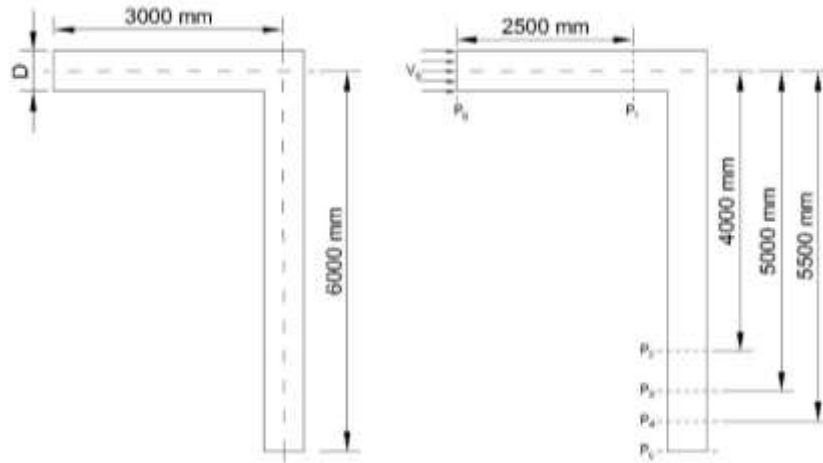
6. Boru çapı ve akış hızının kayıp katsayısına etkisi

Yukarıda türbülanslı ve laminer akışlar üzerine yapılan çalışmalar sonucunda sayısal çözüm ile yakın sonuçların elde edileceği görülmüştür. Bu bölümde boru çapı ve akışkan hızının keskin dönüşlü bir dirsekteki kayıplar üzerindeki etkisi incelenmiştir. Literatür incelemelerinde 90° keskin bir dirseğin kayıp katsayısı genellikle 1.1 olarak verilmektedir (Çengel & Cimbala, 2012). Fakat yapılan bazı çalışmalara göre kayıpların akış hızına, akış kesitine göre değiştiği gözlenmiştir (Ozcan, 2014 ve Idelchick, 1990 ve Ji vd., 2010).

6.1. 90° keskin dönüşlü dirsek modeli

Bu çalışma için D çapında yaklaşık 9000 mm uzunluğunda keskin dönüşlü bir dirsek modeli ele alınmıştır. Tam gelişmiş akış bölgesindeki verilerin incelenmesi için giriş borusu 3000 mm, çıkış borusu 6000mm uzunluğunda belirlenmiştir. Giriş basıncı (P_g) girişten 2500 mm sonra, çıkış basınçları da dört farklı noktada (P_1, P_2, P_3, P_4) ele alınmıştır. Dirsek nedeniyle oluşacak kayıpların doğru şekilde

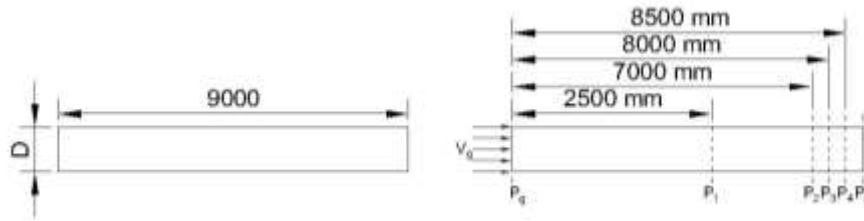
hesaplanması için dört farklı çıkış noktasına göre kayıp katsayısı hesaplanmıştır. Bu sayede bu noktalarda dirsek etkisinin ortadan kalktığı görülmüştür.



Şekil 14. 90 derece keskin dönüşlü boru modeli resmi.

Model olarak 50 mm, 100 mm ve 200 mm çapında borular seçilmiştir ve her bir çap için üç farklı giriş hızlarında (1 m/s, 5 m/s, 10 m/s) çözüm yapılarak farklı Re sayılarında ($5 \cdot 10^4$ - $6 \cdot 10^6$ arası) sonuçlar incelenmiştir.

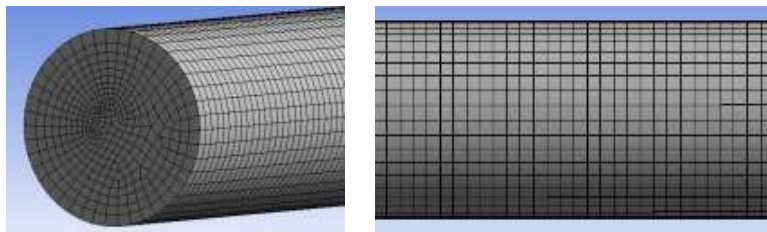
Yerel kayıp katsayısı hesabı için sürekli (sürtünme) kayıpların da hesaplanması gerekir. Bu nedenle dirseğe eşdeğer şekil 15'deki boru modeli kullanılmıştır.



Şekil 15. Boru Modeli Resmi

ANSYS-FLUENT programında yukarıdaki dirsek ve düz boru modellenerek farklı noktalardan alınan basınç değerleri ve kayıp katsayısı denklem no. 12'de verilen ampirik formül kullanılarak hesaplanmıştır.

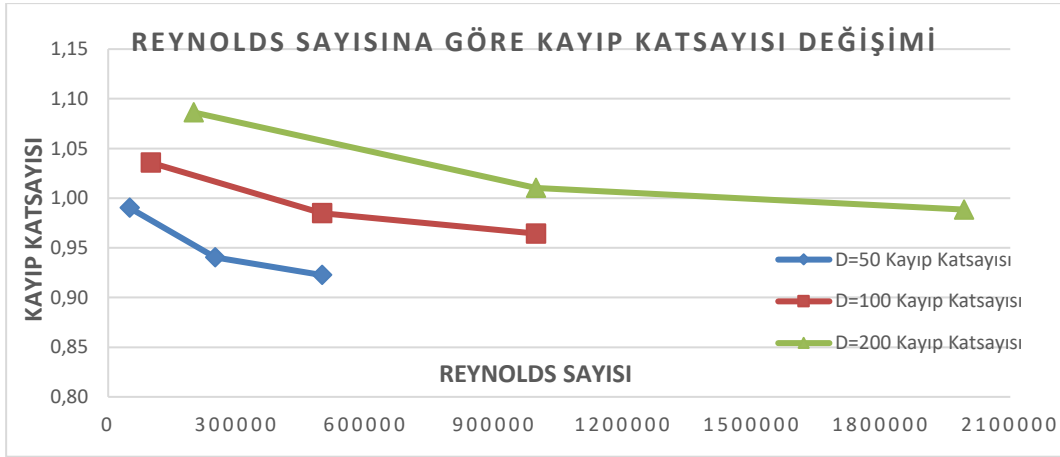
6.2. 90° keskin dönüşlü dirsek ve boru sayısal analizi



Şekil 16. 90 Derece Keskin Dönüşlü Boru Modeli Ağ Yapısı.

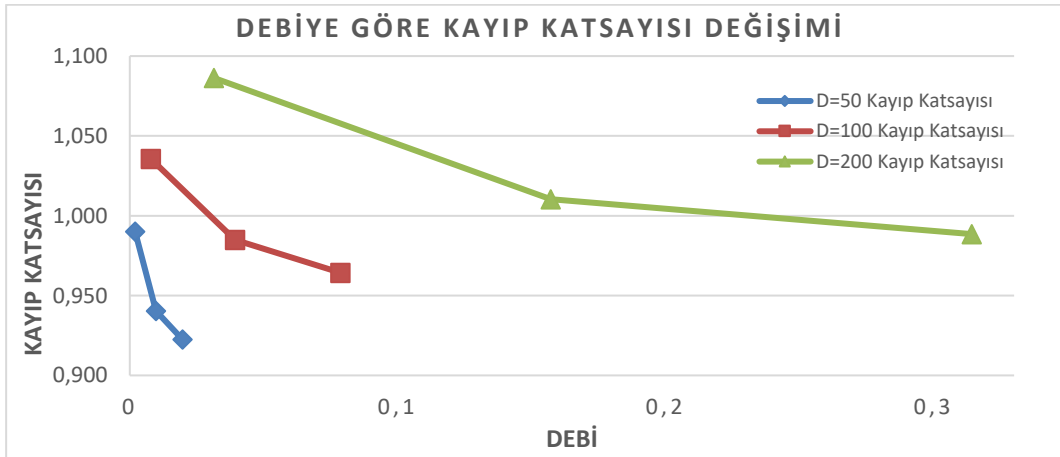
Dirsek ve boru modelleri şekil 16'daki gibi ağ örgüsü ile modellenmiştir ve türbülans modeli olarak k-epsilon modeli seçilmiştir. Sayısal analizler yerçekiminden bağımsız olarak yapılmıştır. Sayısal analizlerde özkütlesi 998.2 kg/m^3 ve dinamik viskozitesi 0.001003 kg/ms olan su kullanılmıştır.

6.3. Keskin dönüşlü dirsek sayısal analiz sonuçları



Şekil 17. Sayısal olarak hesaplanan kayıp katsayılarının Reynolds sayısına bağlı grafiği.

Farklı çaplar ve hızlar için elde edilen basınç kayıplarını Reynolds sayısına bağlı olarak incelediğimizde Re sayısı arttıkça kayıp katsayısının azaldığı görülmüştür. Aynı Re sayısında boru çapı arttıkça kayıp artmaktadır.



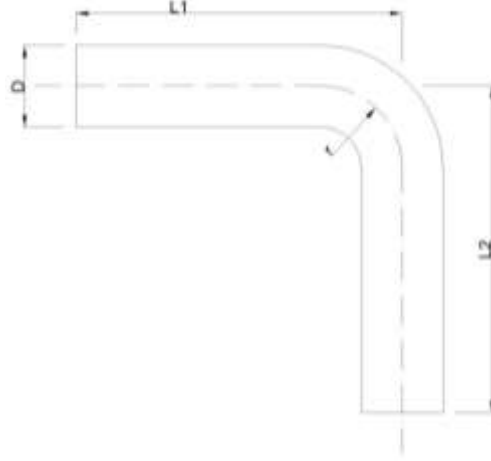
Şekil 18. Sayısal olarak hesaplanan kayıp katsayılarının akışkan debisine bağlı grafiği.

Akışkan debisine bağlı olarak, aynı çapta debi arttıkça kayıp katsayısı azalmıştır. Aynı debide çap arttıkça (yani hız azaldıkça) kayıp katsayısı artmaktadır.

7. Dirsek dönüş yarıçapının etkisi

Bir önceki bölümde keskin dönüşlü bir dirsek için boru çapının ve akışkan hızının kayıp katsayısına etkisi incelenmiştir. Bu bölümde 100 mm çapında dirsek için dirsek dönüş yarıçapının akışa etkisi incelenmiştir.

7.1. Radyuslu dirsek modeli



Şekil 19. Radyuslu dirsek modeli resmi.

Tablo 7. Radyuslu dirsek boyutsal özellikleri.

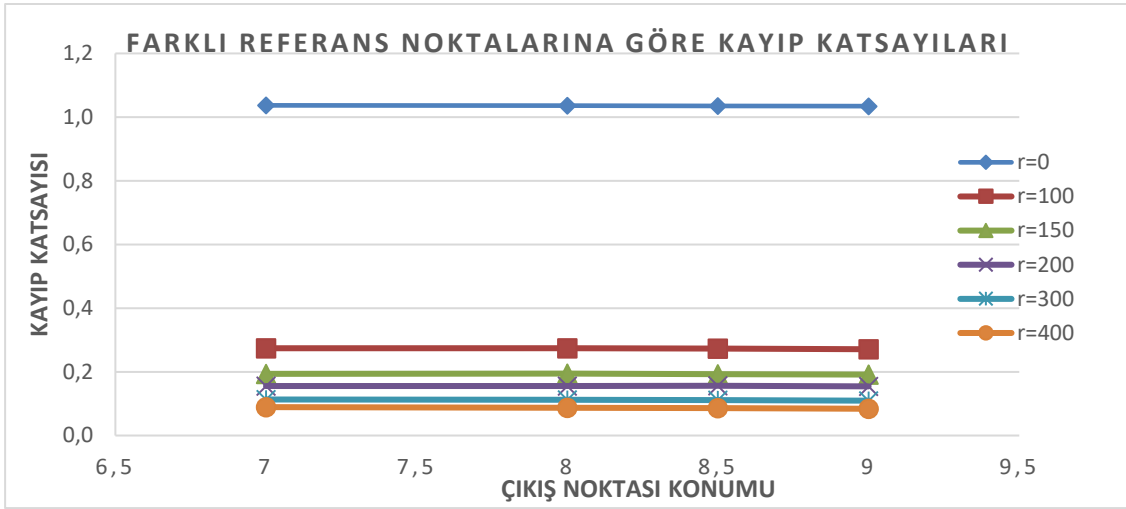
Model	L1 (mm)	L2 (mm)	D (mm)	r (mm)	Giriş Hızı (m/s)	Re
Model-1	3000	6000	100	50	1	$1 \cdot 10^5$
Model-2	3000	6000	100	100	1	$1 \cdot 10^5$
Model-3	3000	6000	100	150	1	$1 \cdot 10^5$
Model-4	3000	6000	100	200	1	$1 \cdot 10^5$
Model-5	3000	6000	100	300	1	$1 \cdot 10^5$

7.2. Radyuslu dirsek sayısal analizi

Yukarıda boyutları verilen her bir radyuslu dirsek bölüm 6.2’de ki keskin dönüşlü dirsekler ile aynı eleman boyutlarında olacak şekilde bir ağ örgüsü ile modellenmiştir. Türbülans modeli olarak k-epsilon modeli seçilmiştir. Sayısal analizler yerçekiminden bağımsız olarak yapılmıştır. Sayısal analizlerde özkütlesi 998.2 kg/m^3 ve dinamik viskozitesi 0.001003 kg/ms olan su kullanılmıştır.

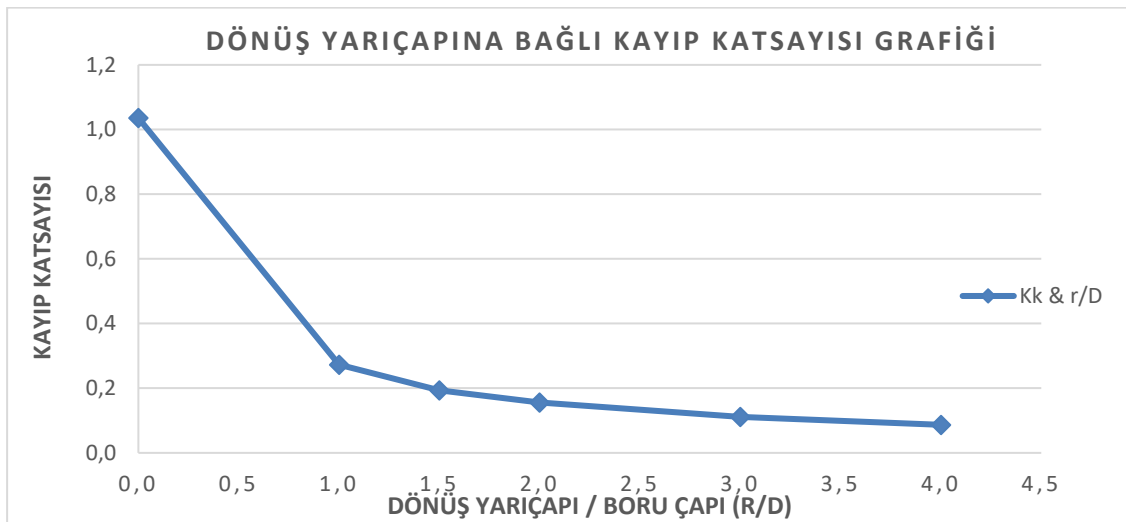
7.3. Radyuslu dirsek sayısal analiz sonuçları

Dirsek nedeniyle oluşan kayıpların tamamen ortadan kalktığını görmek için dört farklı referans çıkış noktasından alınan basınç değerleri kullanılarak kayıp katsayısı hesaplanmış ve aynı çaplı keskin dönüşlü dirsek için bulunan kayıp katsayısı ile karşılaştırılma yapılmıştır. Kayıp katsayısı hesabı için dirsek modeline eşdeğer düz bir boruda oluşacak basınç kayıpları da göz önünde bulundurulmuştur.



Şekil 20. Sayısal olarak hesaplanan kayıp katsayılarının Reynolds sayısına bağlı grafiği.

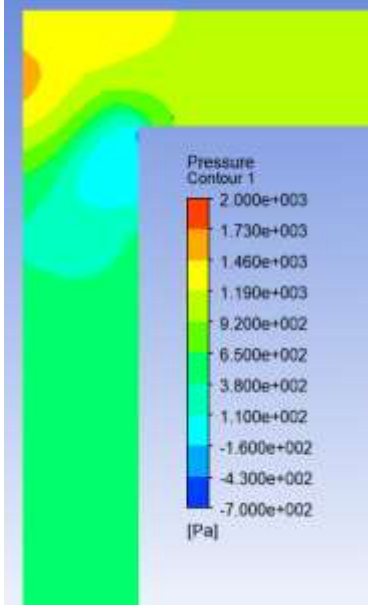
Beş farklı dönme yarıçapına sahip dirsek modelleri ile keskin dönüşlü dirseğin aynı şartlarda sayısal çözümü yapılmıştır. Şekil 20'de farklı referans noktalarına göre hesaplanan kayıp katsayıları incelendiğinde dirsek dönüşlerindeki yarıçap ile kayıplar önemli ölçüde azaltılmaktadır.



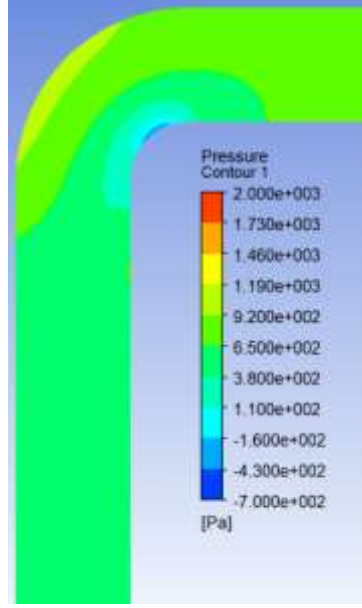
Şekil 21. Sayısal olarak hesaplanan kayıp katsayılarının dönüş yarıçapına bağlı grafiği.

Şekil 21'de dönüş yarıçapına göre kayıp katsayıları incelendiğinde $r/D=1$ noktasından sonra dirsek dönüş yarıçapının etkisinin azaldığı görülmektedir.

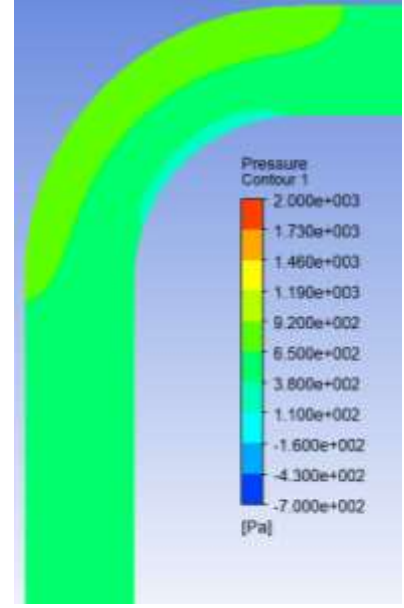
7.4. Basınç konturları ve akım hatları görselleri



Şekil 22. r=0 Basınç Konturu

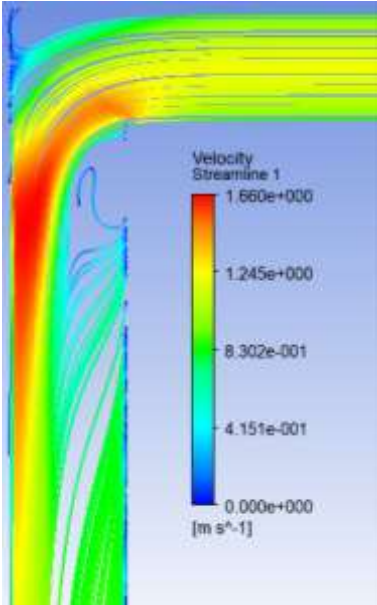


Şekil 23. r=100 Basınç Konturu

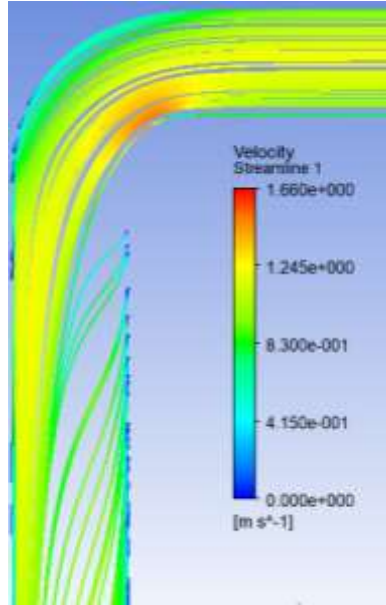


Şekil 24. r=200 Basınç Konturu

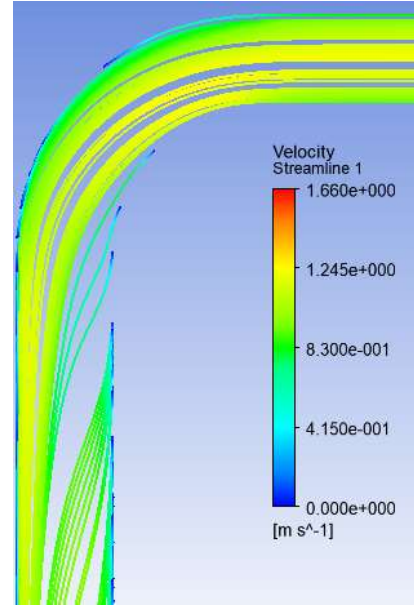
Şekil 22'de keskin dönüşlü dirsek için basınç dağılımı incelendiğinde dirsek bölgesinde akışın dönüş bölgesine çarpmasıyla çok fazla basınç değişimi oluşmaktadır. Bu da çok fazla enerji kaybına yol açmaktadır. Şekil 23 ve şekil 24'e bakıldığında dirsek dönüşündeki yarıçap artışı ile beraber oluşan basınç farkları önemli miktarda azalmıştır.



Şekil 25. r=0 Akım Hattı



Şekil 26. r=100 Akım Hattı



Şekil 27. r=200 Akım Hattı

Şekil 25'deki akım hattı incelendiğinde dirsek bölgesinde akışın dönüş bölgesine çarpmasıyla akım hattının tek bir tarafa yığıldığı ve çok sayıda girdap oluştuğu gözlemlenmektedir. Bu nedenle bu bölgelerde enerji kaybı daha fazla oluşmaktadır. Dönüş yarıçaplı şekil 26 ve şekil 27'deki akım

hatlarında ise dönüş yarıçapı akışın dönüşünü rahatlatmakta ve akışın daha düzenli halde devam etmesini sağlamaktadır.

8. Sonuç

Bu çalışmada laminer ve türbülanslı akışlar için deneysel ve analitik çözümler ile sayısal analiz yöntemi karşılaştırılmıştır. Bu sonuçlara göre iyi modelleme ve ağ yapısı ile bulunan sonuçlar birbiriyle benzerlik göstermiştir. Benzer problemlerin hesabında sayısal analiz yönteminin kullanılması ile gerçeğe yakın sonuçların elde edilebileceği görülmüştür. Sayısal analiz yöntemi ekonomik bir yöntem olmakla beraber zamandan tasarruf edilmesini de sağlamaktadır. Bu çalışmalar sırasında sayısal analizdeki ağ yapısının daha iyi olması ve güçlü bir bilgisayar ile daha yakın sonuçların elde edilebileceği öngörülmüştür.

Bu çalışmada dirsek etrafında oluşan basınç kayıpları incelenmiş ve basınç kayıp katsayıları hesaplanmıştır. İlk olarak boru çapının ve akışkan hızının kayıp katsayısı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Sayısal analizler sonucunda, hız arttıkça kayıp katsayısının azaldığı, aynı Re sayısında çap arttıkça kayıp katsayısının arttığı ve aynı debide hız azaldıkça dirsek nedeniyle oluşan kaybın daha fazla olduğu gözlemlenmiştir. Daha sonra dirsek radyusunun akışa etkisi incelenmiştir. Keskin dönüşlü dirsek yerine, radyuslu dirsek kullanarak akışın daha düzenli olduğu ve basınç düşüşünün önemli ölçüde azaldığı görülmüştür. Radyus miktarı arttıkça kayıp miktarındaki azalma oldukça azdır.

Kaynakça

Atılğan, M. ve Gölcü, M. (1996). "Üniform Dairesel Kesitli Boru Akışlarında Kinetik Enerji Ve Momentum Düzeltme Faktörlerinin Değişimi", Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi, 2:109-116

Atılğan, M. ve Öztürk H.K. (1999). "Borularda, Boru Bağlantı Elemanlarında Ve Geçiş Borularında Enerji Kayıpları", IV.Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi Ve Sergisi, Kasım 1999, İzmir.

Chapman, C., Markham, J.A., Stoker, S.E. ve Crain, T. (2010), "Experimental Determination of Pipe and Pipe Fitting Losses", Introduction to Fluid Mechanics, 19 Mar 2010.

Çengel, A. Y. ve Cimbala, J.M. (2012). "Akışkanlar Mekaniği Temelleri ve Uygulamaları", 1. Baskı, İzmir Güven Kitabevi, İzmir.

Idelchick, I.E. (1990). "Handbook of Hydraulic Resistance Coefficients of Local Resistance and of Friction", U.S. Atomic Energy Commission and the National Science Foundation, Washington.

Ji, C., Zhang, X., Jiang, M. and Yan, P. (2010). "Numerical Simulation of Influence of 90°-bend Pipeline Geometric Shape on Local loss Coefficient", International Conference on Mechanical and Electrical Technology, 668-672.

Miller, D.S. (1990). "Internal Flow Systems", Second Edition, The British Hydromechanics Research Association.

Ozcan, A. (2014). "Sürtünme Kayıpları Hesaplamaları", Mersin Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Gıda Mühendisliği Bölümü Temel İşlemler Laboratuvarı.

Perumal, K. ve Ganesan, R. (2015). "CFD Modeling for the Estimation of Pressure Loss Coefficients of Pipe Fittings: An Undergraduate Project", *Computer Applications in Engineering Education*, 24:180-185.

Salehi, M., Idem, S., and Sleiti, A. (2017). "Experimental determination and computational fluid dynamics predictions of pressure loss in close-coupled elbows", *Science and Technology for the Built Environment*, 23:1132-1141.

Sambit, S., (2014). "Simulation and Flow Analysis Through a Straight Pipe", *Lisans Tezi, Bachelor of Technology In Civil Engineering, Department of Civil Engineering National Institute of Technology, Rourkela*.

Santos, A.P., Andrade, C.R. Ve Zapparoli, E.L., (2014). " CFD Prediction of the Round Elbow Fitting Loss Coefficient", *International Conference on Fluid Dynamics and Thermodynamics*, Vol 8:743-747.

Zmrhal, V. ve Schwarzer, J. (2009). " Numerical Simulation of Local Loss Coefficients of Ventilation Duct Fittings", *Eleventh International IBPSA Conference*, 1761-1766.