



Düzce Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Dergisi

Araştırma Makalesi

Hidrolik Sistemlerdeki 90° Bükümlü Borularda Oluşan Basınç Kayıplarının Sayısal Olarak İncelenmesi

 Yavuz Selim KORKMAZ ^{a*},  İsmet TIKIZ ^b,

^a Altan Hidrolik Mühendislik Sanayi ve Ticaret Anonim Şirketi, İstanbul, TÜRKİYE

^b Gemi Makineleri İşletme Mühendisliği Bölümü, Denizcilik Fakültesi, Kocaeli Üniversitesi, Kocaeli, TÜRKİYE

* Sorumlu yazarın e-posta adresi: yavuzselimkorkmaz@gmail.com

DOI: 10.29130/dubited.1123834

Öz

Hidrolik sistemler, günümüzde birçok alanda kullanılmaktadır. Özellikle yüksek güç ihtiyacı olan işlerde tercih edilmektedir. Hidrolik sistemler temelde birkaç basit devre elemanı ve bu elemanları birbirlerine bağlayan devre iletim parçalarından, iletim ve bağlantı parçaları ise borular, hortumlar, rakor, dirsek gibi bağlantı elemanlarından oluşmaktadır. Hidrolik devrelerde enerji tasarrufu ve düşük maliyetli bir sistem oluşturabilmek için minimum basınç kaybı oluşturacak şekilde devrenin tasarlanması gerekmektedir. İletim boruları basınç kaybı yaratan önemli devre elemanlarının başında gelmektedir. Bu çalışmada 90° bükümlü bir hidrolik devre borusunda meydana gelen basınç kayıpları sayısal olarak hesaplanmıştır. İlk olarak büküm yarıçapının basınç kaybına etkisi, daha sonra büküm sırasında oluşacak ovalite (büküm sırasında oluşan daralmalar) incelenmiştir. Sonuç olarak; büküm yarıçapının artmasının basınç kayıplarını azalttığı, ovalitenin yaklaşık %15'e kadar çok fazla bir basınç kaybı oluşturmadığı ancak bu değerden sonra basınç kayıplarının arttığı tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Basınç kaybı, Hidrolik boru, Hidrolik sistemler, Ovalite, Verimlilik

Numerical Investigation of Pressure Drops Occurring in 90° Elbow Pipes in Hydraulic Systems

ABSTRACT

Hydraulic systems are used in many fields today. It is especially preferred in areas requiring high power. Hydraulic systems basically consist of a few simple circuit elements and circuit transmission parts that connect these elements. Transmission and connection parts consist of pipes, hoses, and fittings such as unions and elbows. In order to create an energy-saving and low-cost system in hydraulic circuits, The circuit must be designed to create a minimum pressure loss. Circuit pipes are one of the most important system elements that create pressure loss. In this study, pressure drops occurring in a hydraulic circuit pipe bent at 90° were investigated numerically. First of all, the effect of the bending radius on the pressure drop was examined, then the ovality that will occur during bending (narrowing during bending) was examined. As a result; it has been determined that increasing in the bending radius reduces the pressure drops, the ovality up to %15 does not cause a pressure drop but after this value, the pressure drops increase.

Keywords: Efficiency, Hydraulic pipe, Hydraulic systems, Ovality, Pressure drop

I. GİRİŞ

Akışkan bir borudan akarken, boru içerisinde bir direnç meydana gelir. Bu direnç nedeniyle boru içerisinde bir basınç kaybı oluşur. Diğer taraftan boru içerisindeki ölçülerin değişmesi, daralmalar ve genişlemeler basınç değişimine neden olmaktadır. Genel olarak bakılırsa bir boru içerisindeki basınç kaybı, boru içerisindeki sürtünmeler, daralmalar, genişlemeler veya borunun bir bağlantı parçasına (dirsek, valf vb.) monte edilmesi gibi faktörlerden oluşur. Basınç kaybı, boru tasarımında önemli bir konudur. Yapılan çalışmalarda araştırmacılar basınç kayıplarını minimize etmeye çalışmışlardır [1-5]. 90° bükümlü borular, farklı bileşenleri birbirine monte etmek için birçok boru bağlantı sisteminde ve hidrolik devrede yaygın olarak kullanılmaktadır. Dirseklerdeki akışın araştırılması, performansının anlaşılması ve iyileştirilmesi, kayıpların azaltılması için büyük önem taşımaktadır. Dirsekli borularda akışkanın akışı sırasında, ikincil bir akış hareketi oluşmaktadır. Bu ikincil akış hareketi bükümün eğriliğine, boru çapına, akış hızına, büküm yarıçapına ve Reynolds sayısına bağlıdır. Bir akışkan bir bükümden geçtiği sırada akışkana etki eden merkezkaç kuvveti tarafından bir radyal basınç gradyanı oluşturur. Bundan dolayı dirsek içerisinde ikincil akışlar ve vorteksler görülür [6-8]. Diğer bir ifadeyle basınç gradyanının varlığı nedeniyle boru merkezindeki akışkan, duvarlara doğru hareket eder ve tekrar iç tarafa geri gelir. Eğer büküm yarıçapı küçükse, ters basınç gradyanı akış ayrılmalarına neden olur ve basınç kayıplarında büyük artışlar meydana gelir [8]. İki fazlı akış olgusu, havacılık, otomotiv, nükleer, petrol ve gaz uygulamaları gibi çeşitli endüstriyel uygulamalar da sıklıkla görülmektedir. İki fazlı akışta farklı iki akışkan aynı anda farklı akış davranışları oluşturmaktadır. İki fazlı akışla ilgili karmaşık akışları belirlemek için denklemlerin bulunmaması nedeniyle, bunları hesaplamak pek mümkün değildir. Bu nedenle iki fazlı akışları doğru tahmin etmek büyük önem arz etmektedir [9]. Hidrolik devrelerde mineral yağlar kullanılır. Ancak bu yağlar içerisinde çözünmüş hava, su gibi ikincil akış oluşturacak farklı maddeler bulunmaktadır. Bundan dolayı bu çalışmada bulunan sonuçlar, ikincil akışlar dikkate alınmadan gerçekleştirilmiştir.

Boru akışlarıyla ilgili birçok çalışma yapılmıştır. Shabani ve ark. [1], kanatlı veya kanatsız dairesel kesitli boru dirseğinde türbülanslı akışların neden olduğu basınç dağılımını ve basınç kayıplarını simüle etmişlerdir. Jongtae ve ark. [6], 90° bir borudaki türbülanslı akışı deneysel ve sayısal olarak hesaplamışlardır. Gogolin ve ark. [7], U şeklindeki bir boru içindeki akışı incelemişlerdir. Çalışmada boru geometrisi ve iç yüzey pürüzlülüğündeki farklılıklar incelenmiş ve akış doğası, maksimum hız ve basınç kaybı gibi özelliklerin incelendiği bir akış simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Dutta ve ark. [8], boru dirseklerinde oluşan akış ayrılmalarını incelemişler ve k-ε modeli kullanmışlardır. Farklı Reynolds sayılarında hem deneysel hem de sayısal çalışma yapmışlardır. Akış ayrılmalarının Reynolds sayısının ve eğriliğin artmasıyla arttığını tespit etmişlerdir. Mazumder ve ark. [9], HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) analizi kullanarak 12,7 mm boru çapında bir dirsek boyunca iki fazlı bir hava-su akışı için çalışma yapmışlardır. Çalışmada farklı hava hızları ve farklı su hızları kullanmışlardır. Yüksek hava hızlarında basınç kayıplarının daha yüksek olduğunu tespit etmişlerdir. Su hızının artmasının basınç kaybına etkisinin az olduğunu görmüşlerdir. Hossain ve ark. [10], iki ayrı gerçekleştirilebilir k-ε ve Reynolds Stres Modeli (RSM) kullanarak 180° bükülmüş bir kanal içindeki akış özelliklerinin analizine odaklanmışlardır. Her iki çalışmada da elde edilen hesaplama sonuçlarını, bükülme bölgesi boyunca farklı kesitlerde ve hız dağılımı için deneysel verilerle doğrulamışlardır. Renzhi ve Qin [11], HAD yöntemiyle 90° bükümlü boru dirseğinin akış karakteristiğini ve enerji kayıplarını incelemişlerdir. Gajbhiye ve ark. [12], çeşitli boru bağlantı elemanlarındaki (dirsek, bükülme, te rakor ve redüktör) akışı, HAD yöntemi kullanarak çalışmışlardır. Perumal ve ark. [13], Reynolds sayılarını değiştirerek dirsekteki basınç kayıplarını HAD analiziyle hesaplamışlardır. Knežević ve ark. [14], literatürde basınç kayıplarını hesaplamak, Reynolds sayısına dayanan yöntemlerin eksikliklerini gidermek için yağ basıncını, çalışma sıcaklığı altındaki yoğunluğu ve viskozitedeki gerçek değişiklikleri dikkate alarak çalışma yapmışlardır. Piotr ve ark. [15], hidrolik dirsek içeren bir hidrolik sistemi ultrasonik bir akış ölçerle akışı ölçmüşlerdir. Mazum ve ark. [16], bükümlü boruda oluşan akış nedeniyle boru içerisinde oluşan deformasyonu incelemişlerdir. Bunun için dirsek içerisinde akış hızlarını HAD kullanarak hesaplamışlardır. Ayrıca bir particle image velocimetry (PIV) sistemiyle akışı görüntülemişlerdir. PIV ve HAD sonuçlarını birbirlerine yakın bulmuşlardır. Proskurin [17], 90 derece bükülmüş bir dirsekte

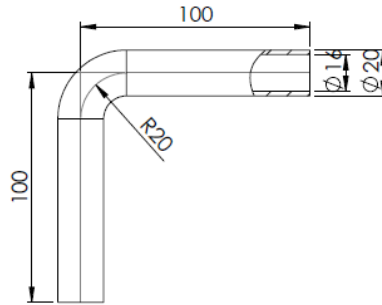
oluşan akışı incelemişlerdir. Kararlı akış elde etmek için farklı Reynolds sayılarında çalışmalar yapmışlardır. Mazumder ve ark. [18], HAD kullanarak, hava-su iki fazlı akışlarla dört farklı 90 derecelik dirsekte çalışma yapmışlardır. Çalışmada iç çapları 6,35 mm ve 12,7 mm'dir ve yarıçap/çap oranları (r/D) 1,5 -3 olan dirsekler kullanılmıştır. Çalışma deneysel ve sayısal olarak gerçekleştirilmiştir. Çalışmada 15,24 ile 45,72 m/sn arasında değişen üç farklı hava hızı ile 0,1-10,0 m/s arasında değişen dokuz farklı su hızının kombinasyonu kullanılmıştır. Sonuçların deneysel ve sayısal çalışmalarda benzerlik gösterdiğini tespit etmişlerdir. Feng ve ark. [19] Bir dirsek içindeki helyum gazının etkilerini gözlemlemişlerdir. Farsani ve ark. [20], k- ϵ modeli kullanarak 90° ve 60° dirseklerdeki ısı transferini incelemişlerdir. Atılgan ve ark. [21], boru bağlantılarında oluşan enerji kayıplarını deneysel ve sayısal olarak karşılaştırmışlardır. Aracı ve ark. [22], farklı tipte boru elemanlarını incelemişlerdir. Dirseklerdeki kayıpların Reynolds sayısı ile ilişkili olduğunu ortaya koymuşlardır. Ayala ve ark. [23], Farklı Reynolds sayılarında boru içindeki deformasyonları incelemişlerdir. Liang ve ark. [24], 90° borudaki gaz ve sıvıdan oluşan 2 fazlı akışı araştırmışlardır. Kalpaklı [25], Dairesel kesitli 90 derecelik bükümlü borulardaki türbülanslı akışları ele almıştır. Deneysel olarak incelenen akış durumları, girdaplı veya titreşimli türbülanslı akış olarak ele almıştır. Bu karmaşık akışı ayrıntılı olarak incelemiştir. Hâkim ve ark. [26], Kare kanallı bir profilin 90° bükülmüş halindeki akışı incelemiştir. HAD yazılımı kullanarak yaptığı çalışmada maksimum hızı bulmuştur. Majumder ve ark. [27], Dikdörtgen bir dirsekte akışın oluşturduğu ısı transferini incelemişlerdir. Çalışmalarında k- ϵ modeli kullanmışlardır. HAD programıyla sonucu yaklaşık olarak tahmin etmişlerdir. Yapılan literatür incelemesinde araştırmacıların farklı açılarda bükülmüş boruların basınç kayıplarının incelendiği görülmektedir. Literatürde özellikle büküm sonrası oluşacak büküm hatalarını (ovalite) dikkate alarak yapılan bir çalışmaya rastlanmamıştır.

Bu yüzden, bu çalışmada boru üreticilerinin sıklıkla karşılaştığı ovalite problemi ele alınmıştır. Çalışmada bir boru dirseğindeki akış, farklı büküm yarıçaplarında ve ovalitelere incelenmiş ve basınç kayıpları hesaplanmıştır.

II. MALZEME VE YÖNTEM

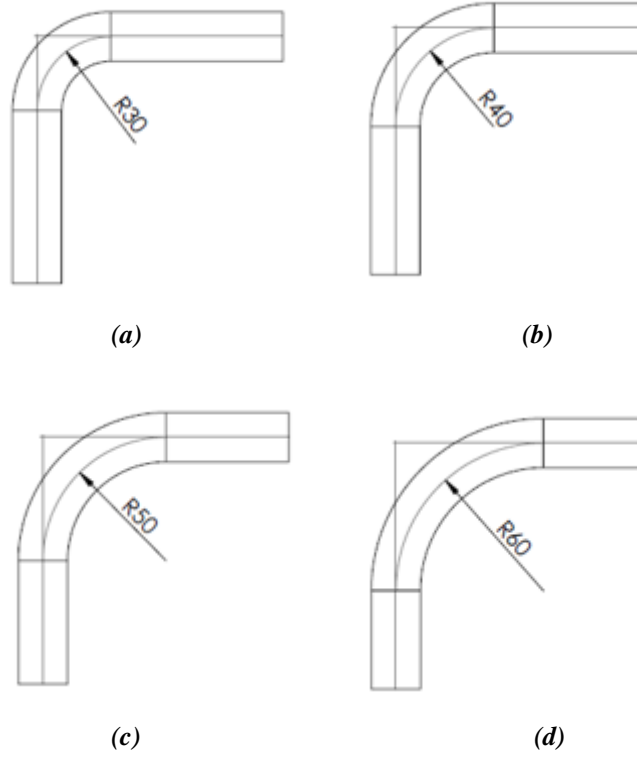
A. MALZEME

Bu çalışmada EN 10305-4 standardında ve E235 malzeme kalitesinde, Şekil 1'de gösterilen dış çapı 20 mm, iç çapı 16 mm olan 100 mm uzunluğunda 90° bir hidrolik devre borusu içerisindeki akış incelenmiştir. Çalışmada ilk aşama olarak devre borusunun büküm yarıçapları R20, R30, R40, R50 ve R60 olacak şekilde değiştirilerek büküm yarıçaplarının akışa etkileri incelenmiştir. 2. aşama olarak ise R50 ve R60 büküm yarıçaplarında büküm sırasında meydana gelen ovalitenin oluşturduğu akış incelenmiştir.



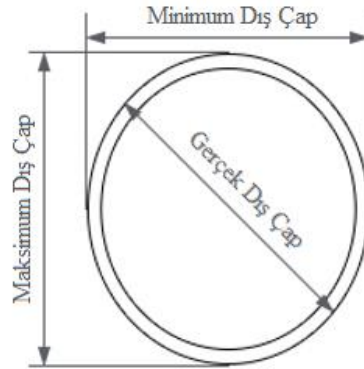
Şekil 1. 90° R20 büküm yarıçapına sahip devre borusu

Şekil 2'de aynı bükümlü borunun farklı büküm yarıçaplarında şekilleri gösterilmiştir.



Şekil 2. 90° devre borusu (a) R30 (b) R40 (c) R50 (d) R60

Şekil 3’de boru büküm bölgesinde oluşan ovalitenin şekli gösterilmiştir. Normal şartlarda borunun büküldüğünde tam bir yuvarlak olması beklenir. Ancak büküm sırasında mutlaka bir miktar ovalite oluşmaktadır. Bu ovalite normal şartlarda %5’e kadar uygun kabul edilir. ASME B31.1-2001 şartnamesine göre %8’e kadar uygun olduğu belirtilmiştir [28].



Şekil 3. Ovalitenin gösterilmesi [28]

Ovalite aşağıdaki formülle hesaplanır. Formüldeki ifadeler Şekil 3’de gösterilmiştir.

$$(\%)\text{Ovalleşme} = \frac{(\text{Maksimum Dış Çap} - \text{Minimum Dış Çap})}{\text{Gerçek Dış Çap}} \times 100 \quad (1)$$

Şekil 4’te ovalitenin nasıl ölçüldüğü gösterilmiştir. Boru büküm sırasında boru bir bölgeden daralırken diğer taraftan genişlemeye başlar. Bu durum ovalleşmeye neden olur. Bu bölgeler kumpasla aşağıda gösterildiği gibi ölçülmektedir.



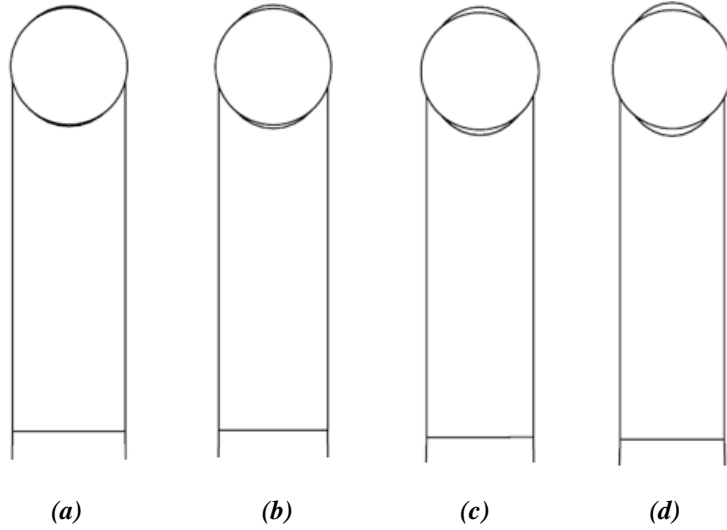
(a)



(b)

Şekil 4. Ovalitenin ölçülmesi (a) Minimum dış çap ölçümü (b) Maksimum dış çap ölçümü

Şekil 5’de ovalitenin boru büküm nasıl oluştuğu gösterilmiştir. %5-%20’ye kadar ovalitede şekilde görüldüğü gibi büküm bölgesinde daralma olmaktadır.



Şekil 5. Ovalitenin gösterilmesi (a) %5 (b) %10 (c) %15 (d) %20

B. SAYISAL ÇALIŞMALAR

Simülasyon çalışmaları Siemens Star CCM+ yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Akış modellemesi sabit yoğunluk ve sıkıştırılmaz bir akışkan için gerçekleştirilmiştir. Tablo 1’de akışkanın özellikleri gösterilmiştir. Navier Stokes denklemleri denklem 4 ve denklem 5’te gösterilmiştir. Çalışmada k-ε modeli kullanılmıştır. k-ε modeli denklem 8 ve 9’da gösterilmiştir. Literatürde yapılan çalışmalar incelendiğinde çok büyük çoğunluğunda k-ε modeli kullanıldığı görülmektedir [4,5,7,9,13,16,22].

Boru iç çapı 16 mm’ye göre boru içindeki akış hızları hesaplanmıştır. Bu hızlar Reynolds sayısının hesaplanması için kullanılmıştır.

Bir boru içerisindeki akış laminar veya türbülanslı olarak gerçekleşebilir. Laminer akışta düzgün akım çizgileri ve düzenli bir akış hareketi varken, türbülanslı akışta bu hareketler oldukça düzensizdir. Pratikte akışların büyük çoğunluğu türbülanslı olarak gerçekleşir. Laminer akıştan türbülanslı akışa geçiş bir anda gerçekleşmez türbülanslı akışa geçilmeden akış, ara bir bölgede dalgalanır. Laminer akıştan türbülanslı akışa geçiş geometriye, akış hızına, yüzey sıcaklığına, viskoziteye bağlıdır [29].

Reynolds sayısı, akış rejimindeki bu değişikliğin atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranı olarak açıklamaktadır. Buna göre dairesel borulu akışlar için Reynolds sayısı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$Re_D = \frac{\text{Atalet Kuvvetleri}}{\text{Viskoz Kuvvetleri}} = \frac{\rho U D}{\mu} \quad (2)$$

Düz plaka üzerindeki akışlar için Reynolds sayısı;

$$Re_x = \frac{\text{Atalet Kuvvetleri}}{\text{Viskoz Kuvvetleri}} = \frac{\rho U x}{\mu} \quad (3)$$

Burada D: boru çapı ρ : akışkan yoğunluğu U: akışın ortalama hızı μ : akışkanın dinamik viskozitesi x: plaka girişinden itibaren ölçülen mesafedir.

Reynolds sayısı akışın hangi rejimde olduğunu belirten bir sayıdır. Buna göre;

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

olarak hesaplamalarda dikkate alınmalıdır.

Yapılan çalışmada 90° bükümlü boru 6003, 6754, 7504 ve 8254 Reynolds sayılarında simüle edilmiştir. Reynolds sayısı 4000'den büyük olduğu için akış türbülanslı olarak dikkate alınmıştır. Basınç kayıplarının birbirlerine yakın ve küçük değerler olmasından dolayı Reynolds sayıları hesaplandığı şekilde kullanılmıştır. Değerlerde yuvarlamama yapılmamıştır.

Tablo 1. Sayısal çalışmalarda kullanılan akışkanın özellikleri

Kinematik Viskozite (cSt)	Sıcaklık (°C)	Yoğunluk (kg/m ³)
22	40	860

Kütlenin korunumu denklemi;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) \quad (4)$$

Momentum korunumu denklemi;

$$\rho \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V} \vec{V}) = \vec{f}_b - \nabla p + \nabla \cdot \tau \quad (5)$$

Burada ρ : yoğunluk, v: hız, p: basınç, τ : viskoz gerilme tensörü, f_b : dış yüzey kuvvetleri

Korunum denklemleri çözülemeseler bile Reynolds Sayısı gibi boyutsuz parametleri uygun biçimlerde ortaya çıkarmaktadırlar. Bu denklemler üç temel boyut olan M, L, T'yi içermektedir. Tüm değişkenler p, V, x, y, z ve t belirli bir akışın karakteristikleri olabilecek iki referans sabitini ve yoğunluğu kullanarak boyutsuzlaştırılabilirler. Bu aşamada Referans hız=U ve referans uzunluk yada çap=L kullanılır ve değişkenler boyutsuzlaştırılır. Boyutsuzlaştırılmış değerler aşağıda * ile gösterilmiştir [30].

$$V^* = \frac{V}{U}, \quad x^* = \frac{x}{L}, \quad y^* = \frac{y}{L}, \quad z^* = \frac{z}{L}, \quad t^* = \frac{tU}{L}, \quad p^* = \frac{p + \rho g z}{\rho U^2} \quad (6)$$

Buna göre yeni momentum denklemi aşağıdaki gibi yazılır.

$$\frac{dV^*}{dt^*} = -\nabla^* p^* + \frac{\mu}{\rho U L} \nabla^{*2} (V^*) \quad (7)$$

Momentum denklemi boyutsuz Reynolds Sayısını içerir (denklem 2 ve 3).

k-ε modeli;

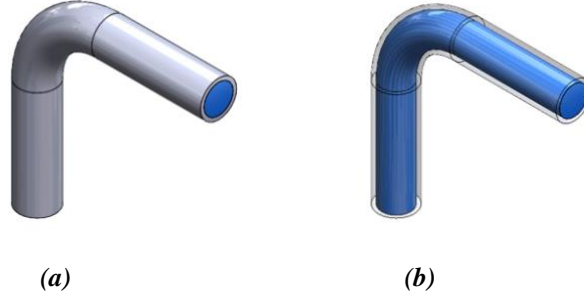
$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \epsilon \quad (8)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\epsilon C_2 \rho \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{\theta \epsilon}} \quad (9)$$

Burada G_k : ortalama hız gradyanlarından dolayı türbülans kinetik enerjisinin oluşumu, S , ortalama gerinim oranı, C_1 , C_2 , σ_k , σ_ϵ model sabitleri, μ_t : Türbülans viskozitesi

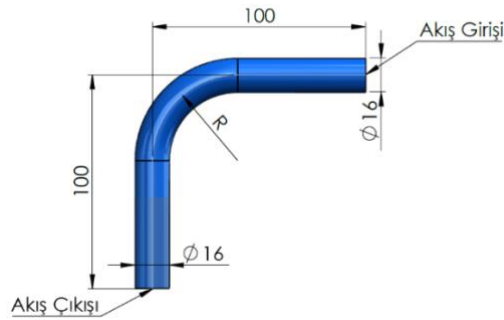
B.1. Geometrik Model ve Sınır Şartları

Şekil 6 (a)'da 90° bükümlü borunun 3D CAD modeli Şekil 6 (b)'de ise hesaplama alanı mavi renkli olarak gösterilmiştir. Hesaplama alanı dirsek gövdesiyle iç kısımdaki boşluktan elde edilmiştir. Analiz çalışmalarında Reynolds 6003, 6754, 7504 ve 8254 sayılarında basınç kayıplarını hesaplamak için ovalitesi 0 olan 5 bükümlü boru ve ovalitesi %5-10-15-20 olan 2 adet bükümlü boru olmak üzere 52 adet analiz çalışması yapılmıştır.



Şekil 6. (a) 3D CAD model (b) Hesaplama Alanı

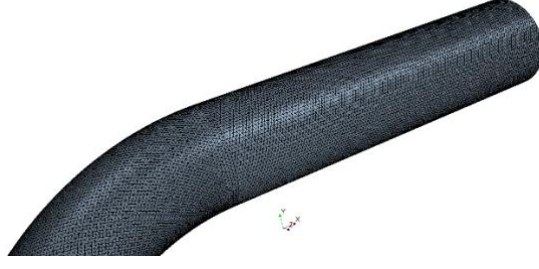
Şekil 7'de analiz çalışmalarında kullanılan hesaplama alanı ölçüleri gösterilmiştir. Akışkan Ø16 mm çapta girmektedir. Daha sonra 90° dönüş yaparak tekrar Ø10 mm çapta çıkmaktadır. Akışkan girişi kütleli debi, çıkış basıncı atmosfer basıncı, diğer tüm yüzeyler ise duvar sınırı olarak belirlenmiştir.



Şekil 7. Hesaplama Alanı Ölçüleri

B.2. Sayısal Çözüm Ağı ve Sayısal Çözüm Ağından Bağımsızlık Çalışması

Bu çalışmada 90° bükümlü boru içerisindeki akışı analiz etmek için dörtyüzlü sayısal çözüm ağı kullanılmıştır. Sayısal çözüm ağından bağımsızlık çalışması için dört farklı çözüm ağı yapısı oluşturulmuştur. Tablo 2'de görüldüğü gibi dört durum için 7757153, 2960195, 1441411 ve 887334 adet sayısal çözüm ağı hücresi, Şekil 8'de ise oluşturulan sayısal çözüm ağı yapısı gösterilmiştir.

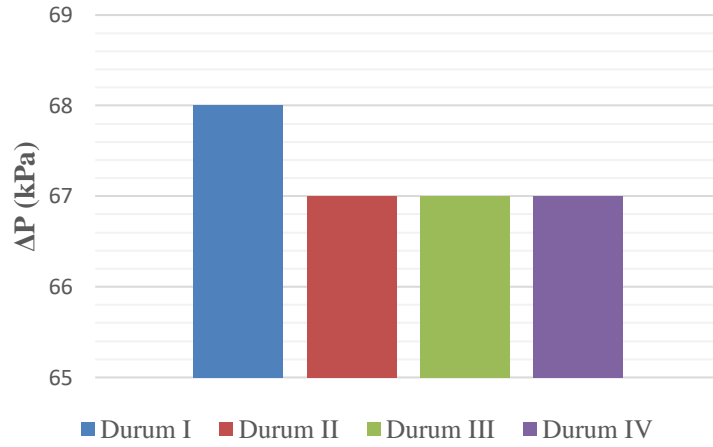


Şekil 8. Dörtüzlü çözüm ağı yapısı

Tablo 2. Çözüm ağından bağımsızlık çalışması için oluşturulan hücre sayıları

Durumlar	Hücre Sayıları
I	7757153
II	2960195
III	1441411
IV	887334

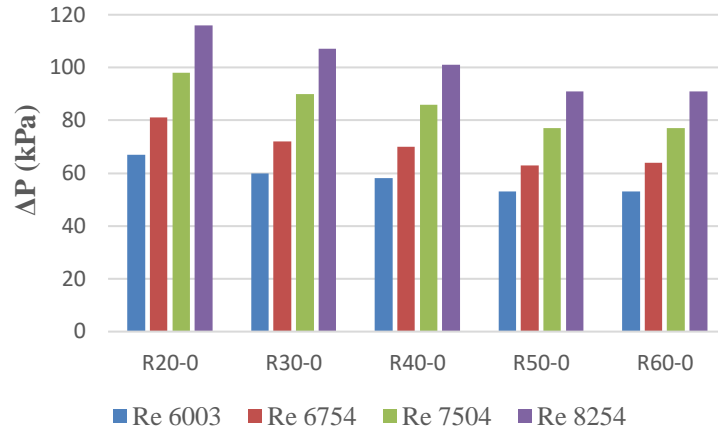
90° bükümlü boru için yapılan çözüm ağından bağımsızlık çalışmasından 4 farklı durum incelenmiştir. Buna göre durum I için 68 kPa, durum II için 67 kPa, durum III için 67 kPa ve durum IV için 67 kPa basınç kaybı oluşturmuştur. Bu kayıplar Şekil 9’da gösterilmiştir. Yapılacak analiz çalışmalarında daha az zaman harcamak ve hücre sayılarına göre basınç kayıplarının yakın olması nedeniyle durum III analiz çalışmalarına devam etmek için uygun bulunmuştur. Ayrıca her bir analiz çalışması için 2000 iterasyon olacak şekilde programlar çalıştırılmış ve sonuçlar elde edilmiştir.



Şekil 9. 90° bükümlü borunun çözüm ağından bağımsızlık çalışması için basınç kayıpları

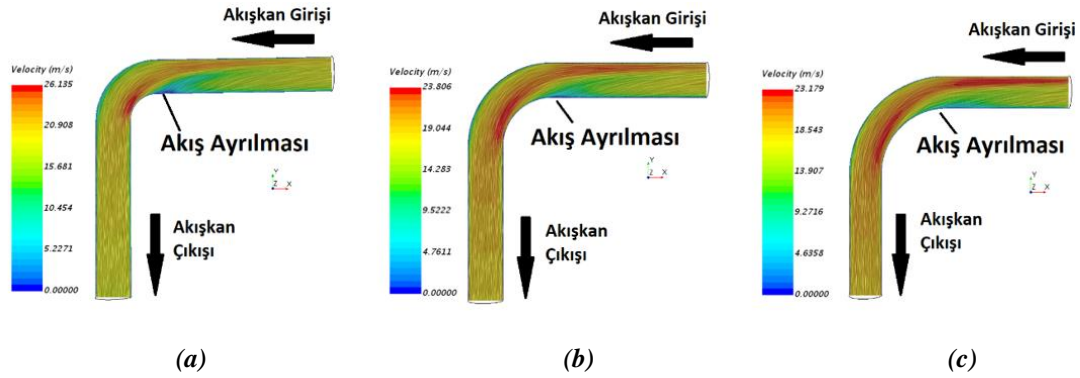
III. BULGULAR VE TARTIŞMA

Çalışmada 90° bükümlü bir boruda meydana gelen basınç kayıpları incelenmiştir. Buna göre ovalitenin sıfır olduğu R20-30-40-50-60 büküm yarıçaplarında meydana gelen basınç kayıpları Şekil 10’da gösterilmiştir. En fazla basınç kaybı R20 büküm yarıçapında meydana gelmiştir. Sırasıyla R30-40-50-60 büküm yarıçapında azalan miktarlarda basınç kayıpları oluşmuştur. Şekil 10 incelendiğinde R20’de Reynolds 6003’te 67 kPa basınç kaybı oluşurken R60’da 53 kPa basınç kaybı oluşmuştur. R20’de Reynolds 8254’de 116 kPa basınç kaybı oluşurken R60’da 91 kPa basınç kaybı oluşmuştur.



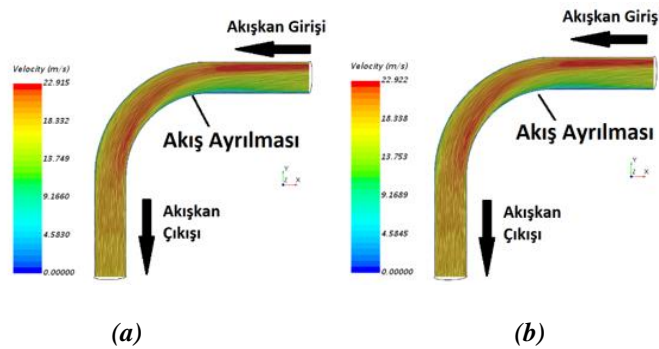
Şekil 10. 90° bükümlü boruda farklı Reynolds sayılarında meydana gelen basınç kayıpları

Şekil 11’de R20-30-40 büküm yarıçapındaki bükümlü borunun orta kesitteki görüntüleri verilmiştir. R20 büküm yarıçapında oluşan akış ayrılması R40’a doğru azalma göstermiştir. Kesit içerisindeki akışın hızları incelendiğinde basınç kaybının fazla olduğu R20’de akış hızlarının daha düşük seyrettiği, R40’da ise hızların arttığı görülmektedir. Akış hızının artması boru içerisindeki basınç kaybının azalmasına neden olmuştur.



Şekil 11. Orta kesitte akışın durumu (a) R20 (b) R30 (c) R40

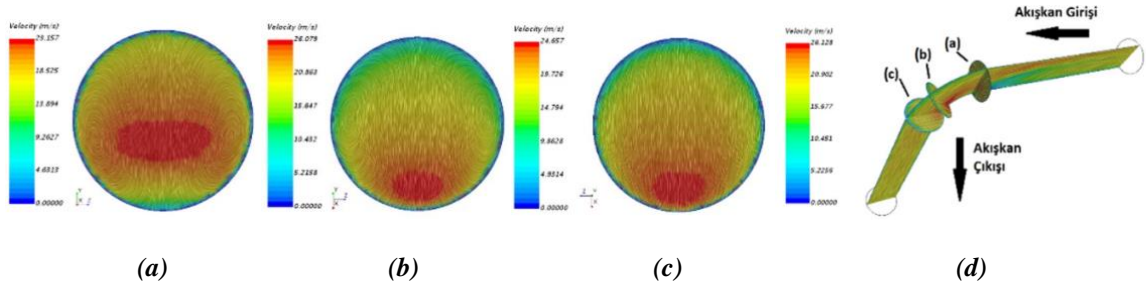
Şekil 12’de R50-60 büküm yarıçapındaki bükümlü borunun orta kesitteki görüntüleri verilmiştir. R50 ve R60 büküm yarıçapında oluşan akış ayrılmaları Şekil 11’deki büküm yarıçaplarına göre oldukça azalmıştır. Akış hızları da aynı şekilde artmış ve basınç kaybı azalmıştır.



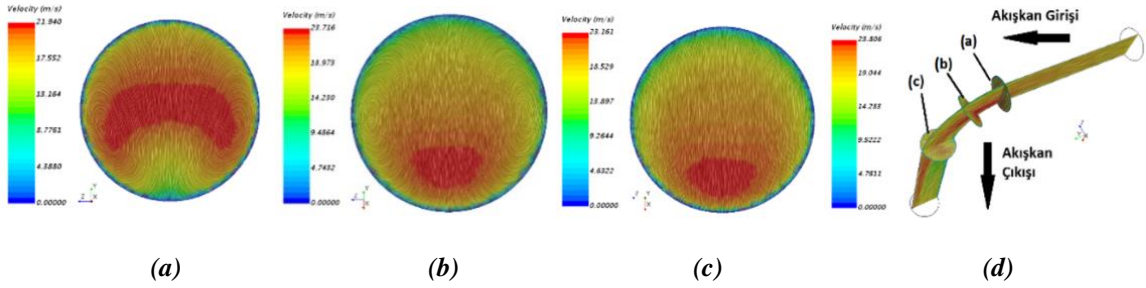
Şekil 12. Orta kesitte akışın durumu (a) R50 (b) R60

Şekil 13-14-15-16-17’de farklı kesitlerdeki akış görüntüleri verilmiştir. Akış girişi tarafından alınan kesit a)’da genel anlamda oluşan basınç kaybının nedeni görülmektedir. Şekildeki a) ve b) kesitlerinde

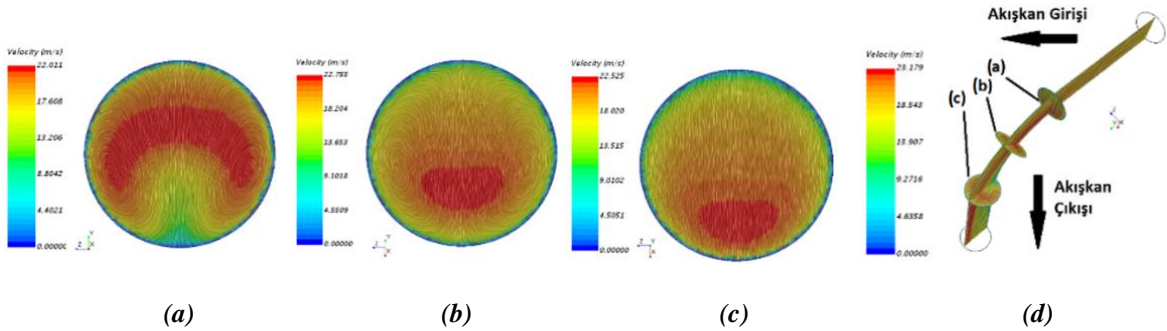
oluşan vorteksler mevcuttur. Akışkan çıkışının olduğu taraftaki c) kesitinde vortekslerin yok olduğu gözlemlenmiştir. Bu durum akışkanın büküm bölgesinden çıktıktan sonra normal akışın oluştuğunu gösterir. Şekil 13'den Şekil 17'ye doğru büküm yarıçapının artmasıyla boru içerisinde akış hızlarının arttığı görülmektedir. Bu durumda büküm yarıçapının düşük olması hem akışın dengesiz bir dağılım oluşturmasına hem de basınç kayıplarının yüksek olmasına neden olmaktadır. Boru içerisindeki akış hızının artması, akışkanın boru içerisinde beklememesi ve bir an önce boruyu terk etmesi anlamına gelmektedir. Akışkan boruyu ne kadar hızlı terk ederse basınç kaybı azalmaktadır. Bu durum boru kesitlerinde görülmektedir.



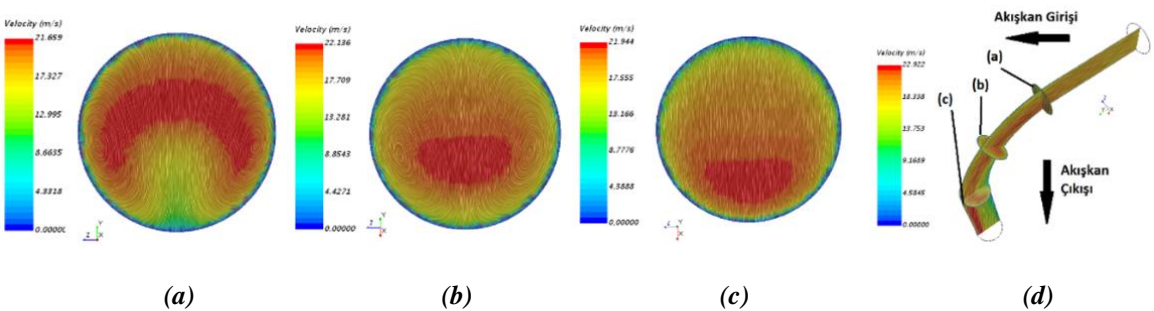
Şekil 13. R20 büküm yarıçapında farklı kesitlerdeki akışın görüntüsü



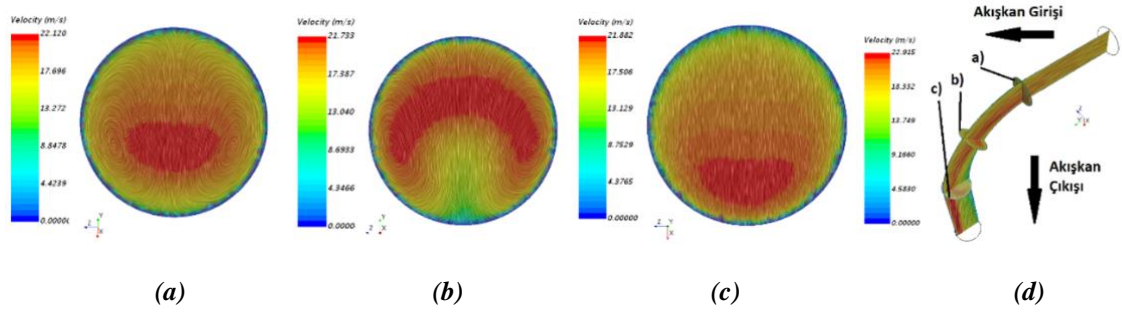
Şekil 14. R30 büküm yarıçapında farklı kesitlerdeki akışın görüntüsü



Şekil 15. R40 büküm yarıçapında farklı kesitlerdeki akışın görüntüsü

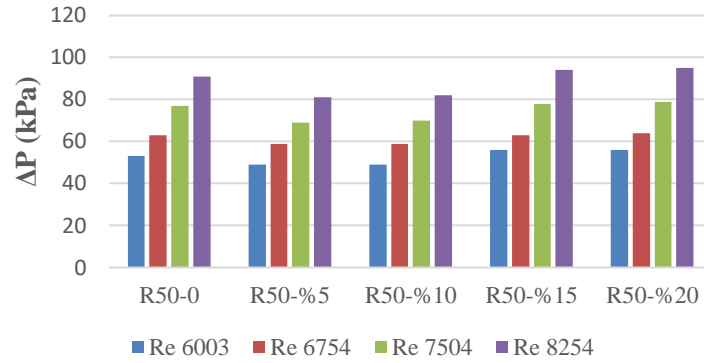


Şekil 16. R50 büküm yarıçapında farklı kesitlerdeki akışın görüntüsü



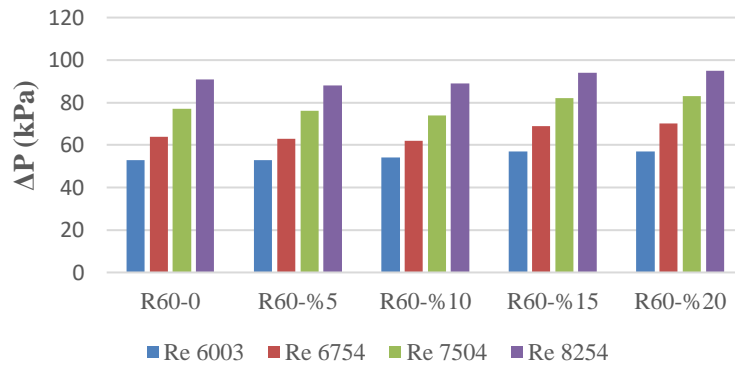
Şekil 17. R60 büküm yarıçapında farklı kesitlerdeki akışın görüntüsü

Şekil 18’de R50 büküm yarıçapında farklı % ovalitelerde oluşan basınç kayıpları gösterilmiştir. Buna göre %5 ve %10 ovalite basınç kayıplarının bir miktar azaldığı ancak %15 ve %20 ovalitede kayıpların arttığı 0 ovaliteninde üzerine çıktığı görülmektedir.

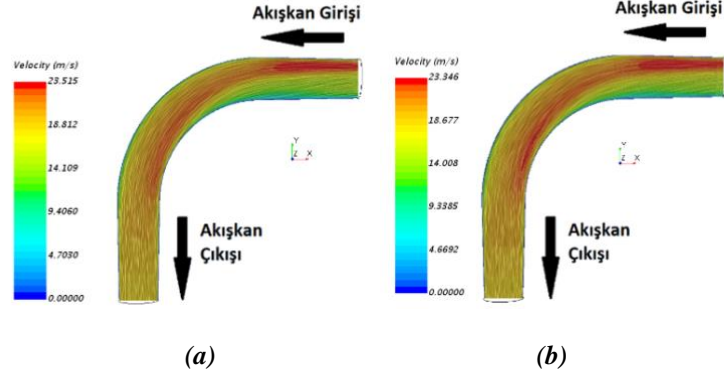


Şekil 18. R50 büküm yarıçapında farklı ovalitelerde oluşan basınç kayıpları

Şekil 19’da R60 büküm yarıçapında farklı % ovalitelerde oluşan basınç kayıpları gösterilmiştir. Buna göre %5 ve %10 ovalite basınç kayıplarının bir miktar azaldığı ancak %15 ve %20 ovalitede kayıpların arttığı 0 ovaliteninde üzerine çıktığı görülmektedir. Bu durum şekil 18’de gösterilen basınç kayıplarına benzer bir şekilde oluşmuştur.

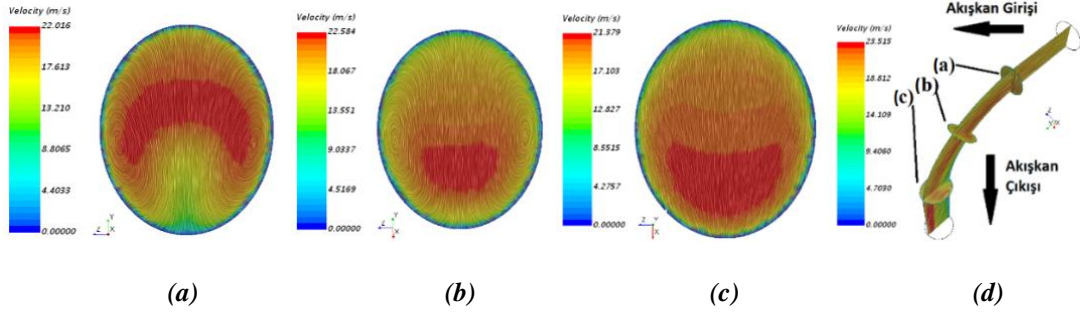


Şekil 19. R60 büküm yarıçapında farklı ovalitelerde oluşan basınç kayıpları

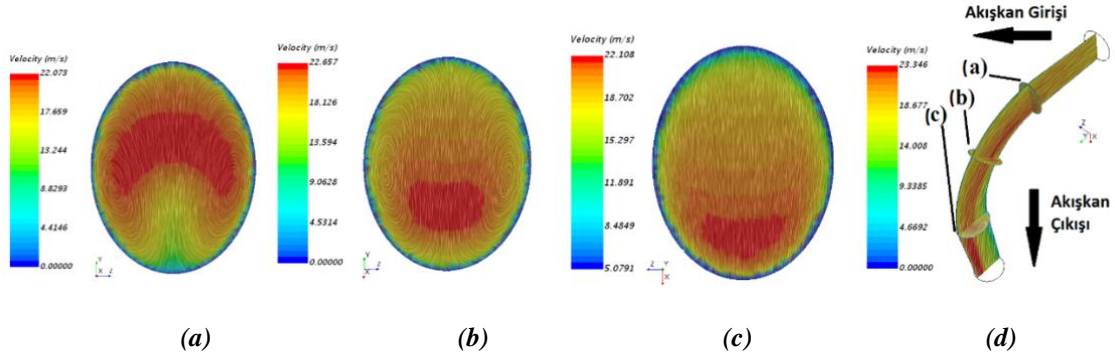


Şekil 20. R50 büküm yarıçapında ovalite (a) %15 (b) %20

Şekil 21 ve Şekil 22 incelendiğinde ise 0 ovaliteye göre akışın dış kısımlarda daha yavaş iç kısımlarda daha hızlı olduğu görülmektedir. Bu durum kesit daralması sonucu meydana gelmiştir. Akış hızının yavaşlaması basınç artışına neden olmuştur. Bu durum kayıpları artırmaktadır.

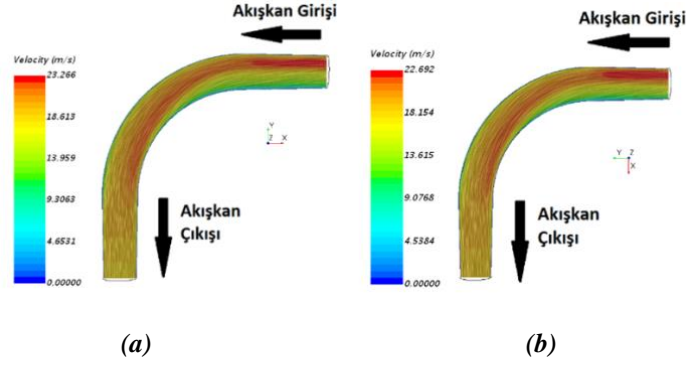


Şekil 21. R50 büküm yarıçapında %15 ovalitede farklı kesitlerdeki akışın görüntüsü



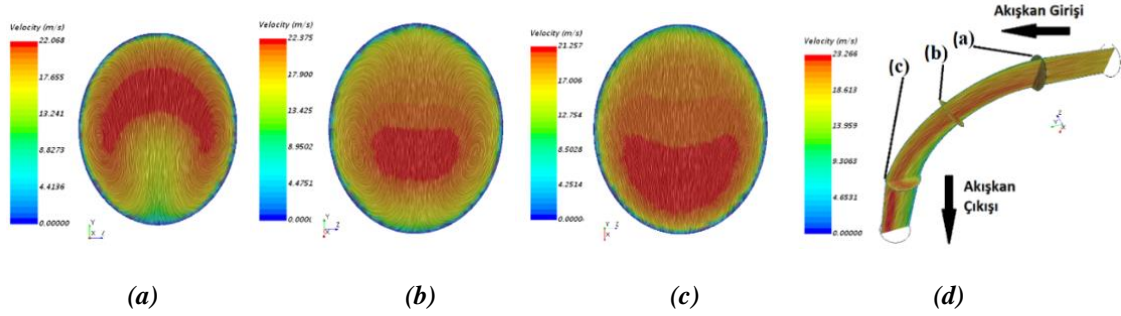
Şekil 22. R50 büküm yarıçapında %20 ovalitede farklı kesitlerdeki akışın görüntüsü

Şekil 23'de R60 büküm yarıçapında %15 ve %20 ovalitedeki 90° bükümlü boruların orta kesitleri gösterilmiştir. Burada 0 ovaliteye göre benzer bir akış dağılımı olduğu görülmektedir. Giriş kısmında akış hızlarına bakıldığında 0 ovalitede akışkanın daha hızlı olduğu tespit edilmiştir.

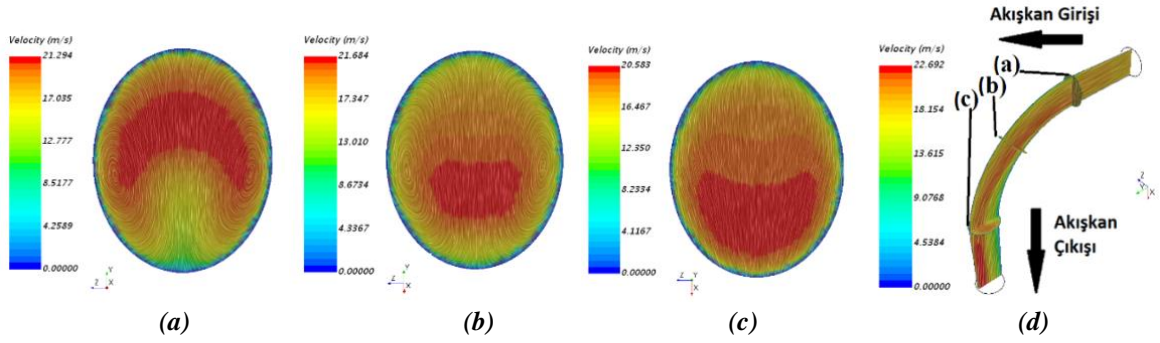


Şekil 23. R60 büküm yarıçapında ovalite (a) %15 (b) %20

Şekil 24 ve Şekil 25 incelendiğinde ise 0 ovaliteye göre akışın dış kısımlarda daha yavaş iç kısımlarda daha hızlı olduğu görülmektedir. Bu durum kesit daralması sonucu meydana gelmiştir. Akış hızının yavaşlaması basınç artışına neden olmuştur. Bu durum kayıpları artırmaktadır.



Şekil 24. R60 büküm yarıçapında %15 ovalitede farklı kesitlerdeki akışın görüntüsü



Şekil 25. R60 büküm yarıçapında %20 ovalitede farklı kesitlerdeki akışın görüntüsü

IV. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada hidrolik sistemlerdeki devrelerde kullanılan dış çap 20 mm iç çap 16 mm olan 90° bükümlü bir devre borusu içerisinde akış incelenmiştir. Buna göre yapılan tespitler aşağıda belirtilmiştir.

- Şekil 11 ve Şekil 12'de akış hızlarının büküm yarıçapının artmasıyla boru içerisinde arttığı görülmektedir. Bu durum, düşük bir büküm yarıçapı kullanmak boru içerisindeki hızı azaltmakta ve basınç kaybını artırmaktadır. Büküm yarıçapını artırmak hem basınç kaybını azaltmakta hem de akışın daha düzenli olmasını sağlamaktadır. Akışın daha düzenli olması akışkan sıcaklığının düşük olmasına sebep olacaktır. Böylece sıcaklık artışının sebep olduğu

viskozite artışlarının önüne geçileceği gibi viskozite artışına bağlı sistemdeki bağlantı noktalarından oluşabilecek akışkan kaçaklarının da önüne geçilmesi sağlanacaktır.

- Boru üzerinde büyük büküm yarıçaplarında ovalite daha fazla olmaktadır. Bundan dolayı çok büyük büküm yarıçapı seçmek, 0 ovalitede basınç kaybını azaltıyor olarak gözükse de oluşacak ovalite bu durumu tersine çevirebilir. Şekil 19'daki R60 büküm yarıçapındaki basınç kayıpları incelendiğinde %10 ovalite sonrasında tekrar basınç kayıplarının arttığı görülmektedir. Borunun kullanılacağı sistem eğer ağır şartlarda çalışan bir sistemse kayıplar çok daha fazla olabilecektir.
- Ovalitenin az miktarda olması basınç kaybında çok fazla bir değişikliğe sebep olmamaktadır. Literatürde uygun kabul edilen %10 ovaliteye kadar basınç kaybında çok fazla bir değişiklik olmamıştır. Ancak bunun üzerine çıkılması basınç kayıplarını artıracaktır.
- Boru içerisinde oluşan akış ayrılmalarının düşük büküm yarıçapında daha fazla olduğu, büküm yarıçapı arttıkça bunların azaldığı görülmektedir.

Öneriler ve gelecekte yapılabilecek çalışmalar,

- 0 ovalite teorik bir terimdir. Büküm esnasında mutlaka soğuk şekillendirmeden dolayı deformasyonlar ve bir miktar ovalite oluşacaktır. Bunun için boru üretimi sırasında doğru ekipman kullanımı ve uygun tasarlanmış boru büküm kalıbı kullanılması bunları minimize edecektir.
- Büküm sırasında malzemede oluşan deformasyonlar bu çalışmada dikkate alınmamıştır. Akış kayıplarının yüksek olması bu deformasyonların etkilerini artırabilir. Bu durum boru içerisinde zamanla malzemede aşınma ve hidrolik sistemde kirliliğe neden olabilir. Bunun için manyetik filtre kullanılması ve mutlaka offline filtre kullanılması önerilmektedir.
- Boru bükümü için literatürde belirtilen hidrolik sistemlere uygun olan malzemeler seçilmelidir. Hidrolik sistemlere uygun olarak üretilen borular hassas çekilmiş borular olduğu için büküm sırasında büyük kolaylıklar sağlamaktadır. Karbon çelik borular için EN 10305-4, paslanmaz borular için ASTM A-269 normuna uygun boruların kullanılması önerilmektedir.
- Konuyla ilgili literatürde çok fazla çalışma vardır. Özellikle bir deney düzeneği kurularak borular hem deney hem de analiz edilerek daha doğru sonuçlar elde edilebilir. Ayrıca burada oluşan deformasyonlar, bu deformasyonların oluşturduğu kirlilik gibi konular araştırılabilir. Tüm bu bilgiler toparlanarak gelecekte yeni bir çalışma yapılabilir. Çalışmanın özellikle hidrolik sistemler üzerinde yoğunlaştırılması, sektörde oluşan birçok problemin sorununa çözüm olacaktır. Bu problemlerin başlıcaları; kirlilik, malzemelerin kısa sürede deforme olması, yanlış malzeme seçimi ve yanlış tasarım vb.

V. KAYNAKLAR

- [1] S. Shabani, A. A. Abedini and M. Ali, "The effect of the pipe bending angle on the pressure losses vane elbow pipes," *The Asian Review of Civil Engineering*, vol. 8, no. 1, pp. 1-8, 2019.
- [2] B. Takgil, R. Kara, "A novel comparative model proposal for hospital pneumatic systems" *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*, Article in press, 2022.
- [3] B. Takgil, R. Kara "Hastane pnömatik sistemlerinin bulanık mantıkla modellenmesi" *Mühendislik Bilimleri ve Tasarım Dergisi*, vol.12 pp. 18-20, 2011.

- [4] Y.S. Korkmaz, A. Kibar, and Yigit K.S, "Experimental and numerical investigation of fluid flow in hydraulic filters," *Journal of Applied Fluid Mechanics*, vol.15, no.2 pp, 363-371, 2022
- [5] Y.S. Korkmaz, A. Kibar, and Yigit K.S, "Experimental and numerical investigation of flow in hydraulic elbows," *Journal of Applied Fluid Mechanics*, vol.14, no.4 pp, 1137-1146, 2021
- [6] K. Jongtae, Y. Mohan and K. Seungjin, "Characteristics of secondary flow induced by 90-degree elbow in turbulent pipe flow," *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, vol. 8, no.2, pp. 229-239, 2014.
- [7] A. Gogolin, M. Wasilewski, G. Ligus, S. Wojciechowski, B. Gapinski, J.B. Krolczyk, D. Zajac and G.M. Krolczyk, "Influence of geometry and surface morphology of the U-tube on the fluid flow in the range of various velocities," *Measurement*, vol. 164, 2020.
- [8] D. Prasun, S. K. Saha, N. Nandi and N. Pal, "Numerical study on flow separation in 90° pipe bend under high Reynolds number by k-ε modelling," *Engineering Science and Technology, an International Journal*, vol. 19, no. 2, pp. 904-910, 2016.
- [9] Q. H. Mazumder, S. A. Siddique, "CFD analysis of two-phase flow characteristics in a 90 degree elbow," *The Journal of Computational Multiphase Flows*, vol. 3, no. 3, pp. 165-175, 2011.
- [10] H. Safayet, H. Ishtiaque, "Computational investigation of turbulent flow development in 180 channel with circular cross section," *European Journal of Engineering and Technology Research*, vol. 3, no. 12, pp. 98-105, 2018.
- [11] Z. Wei, J. Wang, S. Du, W. Zhao and H. Li, "Energy management strategies for hybrid construction machinery: Evolution, classification, comparison and future trends," *Energies*, vol. 12, no. 10, 2019.
- [12] B. D. Gajbhiye, H. A. Kulkarni, Shashank S. Tiwari and C.S. Mathpati, "Teaching turbulent flow through pipe fittings using computational fluid dynamics approach," *Engineering Reports*, vol. 2, no.1, 2020.
- [13] P. Kumar, G. Rajamohan, "CFD modeling for the estimation of pressure loss coefficients of pipe fittings: An undergraduate Project," *Computer Applications in Engineering Education*, vol. 24, no. 2, pp. 180-185, 2016.
- [14] S. Vladimir, D. Knežević, "Determination of pressure losses in hydraulic pipeline systems by considering temperature and pressure," *Strojniški Vestnik-Journal of Mechanical Engineering*, vol. 55, no. 4, pp. 237-243, 2009.
- [15] P. Piotr, S. Piotr, A. Artur and W. Wieslaw, "Selection of the relevant turbulence model in a CFD simulation of a flow disturbed by hydraulic elbow—comparative analysis of the simulation with measurements results obtained by the ultrasonic flowmeter," *Journal of Thermal Science*, vol. 27, no. 5, pp. 413-420, 2018.
- [16] M. Quamrul, V. T. Nallamothe and F. Mazumder, "Comparison of characteristic particle velocities in solid-liquid multiphase flow in elbow," *International Journal of Thermofluids*, vol. 4, 2020.
- [17] A. Proskurin, "Linear stability of flow in a 90° bend. *Physics of Fluids*," vol. 34, no. 3, 2022.
- [18] Q. H. Mazumder, "CFD analysis of the effect of elbow radius on pressure drop in multiphase flow," *Modelling and Simulation in Engineering*, vol. 2012, 2012.

- [19] B. Feng, Y. Sun, X. Yang, S. Li, J. Tu and S. Jiang, “Characteristics of helium gas with high temperature and high pressure flowing through a 90-degree elbow,” *International Scholarly Research Notices*, vol. 2014, 2014.
- [20] M. J. Farsani, A.A. Nodooshan, “Numerical simulation of turbulent nano-fluid flow in a circular elbow,” *International Journal of Advanced Design & Manufacturing Technology*, vol. 9, no. 1, pp. 103-110, 2016.
- [21] M. Atılgan, H. K. Öztürk, “Borularda, boru bağlantı elemanlarında ve geçiş borularında enerji kayıpları,” *IV. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi*, pp. 547-560, 1999.
- [22] S. Aracı, Ö. K. Kınacı, “Boru içi akışlarda basınç kaybının sayısal hesabı,” *Gemi ve Deniz Teknolojisi*, no. 211, pp. 39-60, 2018.
- [23] O. Ayala, G. R. Hernandez and C. Knight, “Computational fluid dynamics study of the effects of secondary flows in 90-degree pipe elbow erosion,” *Comsol Conference*, 2020.
- [24] Z. Liang, C. Guo, and C. Wang, “The Connection between flow pattern evolution and vibration in 90-degree pipeline: Bidirectional fluid-structure interaction,” *Energy Science & Engineering*, vol. 12, no. 2, pp. 308-323, 2022.
- [25] A. Kalpaklı, “Experimental study of turbulent flows through pipe bends” Ph.D. dissertation, KTH Royal Institute of Technology, Stockholm, 2012.
- [26] L. Hakim, E. T. Asmorowati, “Numerical simulation on the effect of damper opening angle in square duct 90-degree elbow,” *Journal of Physics Conference Series*, 2019.
- [27] S. Majumder, D. Roy, R. Debnath, A. Mandal and S. Bhattacharjee, “Numerical study for forced convective turbulent flow in a rectangular elbow,” *International Conference on Mechanical Engineering*, pp. 18-20, 2011.
- [28] Cansa Makina (2022, Mayıs 30), *Ovalleşme Hesaplaması* [Online]. Available: <https://www.cansamakina.com/Calculation2.aspx>
- [29] Y. A. Çengel, J. M. Cimbala, *Fluid Mechanics*, 3rd ed., New York, USA: McGraw-Hill, 2014
- [30] F.M White, *Fluid Mechanics*, 7th ed., New York, USA: McGraw-Hill, 2011