

POMPA DURMASIYLA OLUŞAN KARARSIZ AKIMLARIN DENEYSEL VE TEORİK OLARAK ARAŞTIRILMASI

Nuri Seçkin KAYIKÇI ve M. Şükrü GÜNEY

İnşaat Mühendisliği Bölümü, Mühendislik Fakültesi, Dokuz Eylül Üniversitesi, Tınaztepe Kampüsü, 35160,
Buca, İzmir

skayikci@superonline.com, sukru.guney@deu.edu.tr

(Geliş/Received:26.09.2008 ; Kabul/Accepted:27.03.2009)

ÖZET

Bu çalışmada pompanın duraklaması ile oluşan kararsız akımları teorik ve deneysel olarak araştırılmıştır. Basınçlar pompa çıkışında ölçülmüştür. Vana ve dirsek kayıpları değişik debiler için ölçülerek yerel kayıp katsayılarının değerleri doğrudan elde edilmiş ve bu katsayılar için hızla bağlı olarak değişen ampirik bağıntılar türetilmiştir. Teorik sonuçlar, Karakteristikler Yöntemi kullanılarak ve Fortran dilinde yazılmış bilgisayar programı ile elde edilmiştir. Sayısal çözümde memba sınır şartını oluşturan pompanın davranışı boyutsuz parametreler kullanılarak yazılmış yük denge ve hız değişimi denklemleriyle ifade edilmiştir. Deneysel sonuçların teorik sonuçlarla uyumlu olduğu görülmüş olup gözlenen farklılıkların ihmal edilebilir mertebede olması kullanılan yöntem ve yaklaşımların uygun olduğunu göstermektedir.

Anahtar Kelimeler: Kararsız akımlar, pompa benzeşim kanunu, su darbesi, vana kayıp katsayıları.

THEORETICAL AND EXPERIMENTAL STUDY OF TRANSIENT FLOWS DUE TO PUMP SHUT-OFF

ABSTRACT

The aim of this study is to search the unsteady flows due to shut-off of the pump. Pressures have been measured at the immediate outlet of the pump. Valve and elbow head losses were determined for different steady state discharges. Thus, the numerical values and empirical expressions for loss coefficients versus velocities were derived. Numerical results were obtained by computer program written in Fortran language using the method of characteristics. In numerical solution, the pump behavior which constitutes the upstream boundary condition is expressed by means of head balance and speed change equations written in terms of dimensionless parameters. An acceptable agreement is observed between theoretical and experimental results. Since the discrepancy between theoretical and experimental results is negligible, one can deduce that the used method and approaches are convenient.

Keywords: Unsteady flow, pump similarity laws, water-hammer, valve head loss coefficients.

1.GİRİŞ (INTRODUCTION)

Kararsız akım çalışmaları havadaki ses dalgalarının çalışılmasıyla başlamıştır. Newton havadaki ses dalgalarının ve kanallardaki su dalgalarının yayılmasını çalışmış daha sonra Lagrange hız potansiyeli kavramını geliştirmiştir. Su darbesi çalışmaları 1789'da Monge ile devam etmiş, kısmi diferansiyel denklemlerin integrasyonu için grafiksel metot geliştirmiş ve karakteristikler metodu tanımlanmıştır [1]. 1850'de Weber dalga yayılma hızı üzerine boru cidarı elastisitesinin etkilerini ölçmüş, kararsız akım çalışmaları-

na dayanak olacak dinamik ve süreklilik denklemlerini geliştirmiştir [2]. 1878'de Korteweg dalga yayılma hızı denklemini geliştirirken hem borunun hem de akışkanın elastisitesini dikkate almıştır. 1883'de Gromeka ilk olarak su darbesi analizine sürtünme kayıplarını dâhil etmiştir. Sıvının sıkışamaz olduğunu ve sürtünme kayıplarının doğrudan akım hızı ile orantılı olduğunu farz etmiştir [1], [3]. 1897'de Joukowski borular üzerine kapsamlı deneyler yönetmiştir. Boru cidarının ve suyun elastisitesini hesaba katarak dalga yayılma hızını hesaplayan formül geliştirmiştir. 1902'de Allievi su darbesi genel teori-

sini geliştirmiş ve yayınlamıştır. Allievi, su darbesi teorisinin kurucusu olarak bilinmektedir [1], [3]. 1940 ile 1960 arasında Gray ve Streeter, 1960 ile 1970 arasında Donsky ve yine Streeter çalışmış ve 1990'a kadar çeşitli araştırmalar yapılmıştır. Gray su darbesi analizinde karakteristikler metodunu bilgisayara uyarlamıştır. Streeter, karakteristikler metodu ve bu metodun bilgisayar uygulamaları konusunda öncü olmuştur [3], [4], [5], [6]. Çeşitli bilimsel kitaplar ve raporlar 1978'de Wylie ve Streeter [7], 1979'da Watters [2], 1987'de Chaudhry [1], 1989'da Tullis ve Thorley [8], [9], 1991'de Thorley [10], 1993'de Wylie ve Streeter [11], 2000'de Larock, Jeppson ve Watters [12], 2003'de Popescu, Arsenie ve Vlase [13] tarafından yayınlanmıştır. 1996'da Rahmeyer kontrol vanalarının dinamik akım testlerini gerçekleştirmiş, kararlı ve kararsız akım durumlarında kontrol vanalarının davranışlarını belirlemiştir [14]. 1998'de Kirkland boru hatları içerisindeki havanın etkilerinin kontrol edilmesi üzerine çalışma gerçekleştirmiştir [15]. Kono, Watanabe ve Ito, 1998'de memba ucunda sonlu farklar metodunu kullanarak su darbesi analizinde faz değişimini incelemiştir [16]. 1999'da Kameswara ve Eswaran, sıkıştırılmayan akışkanlı boru şebekelerinde kararsız akım basınçları üzerine çalışmışlardır [17]. 2001'de Koç [3] doktora tez çalışmalarında pompa içeren iletim hatında pompanın durmasıyla oluşan su darbesi olayını incelemiş, Gümüşsu ve Aşağışanlı pompa istasyonlarında yaptığı ölçüm sonuçlarını irdelemiştir. 2004'de Alves ve Ward sırasıyla karmaşık boru devrelerinde ani akım değişimlerinin hidrolik analizini ve doğrudan sıvı akımlı gübre uygulama sistemleri için otomatik ve uzaktan kontrollü kapanış analizlerini çalışmıştır [18], [19]. 2003'de Clark, Smajstrla ve Haman sulama sistemlerinde su darbesini [20], 2005'de Diesselhorst ve Neumann daha gerçekçi hesaplama metodu ile boru sistemlerindeki yüklerin uygunluğunu dinamik sürtünme ve akışkan-yapı etkileşiminin uygulanması ile incelemişlerdir [21]. 2005'de Kaliatka, Uspuras ve Vaisnoras su darbesinde dalga davranışı için RELAP5 programını üretmişlerdir [22]. 2006'da Fleming, Dugandzic, Le Chevallier ve Gullick su dağıtım sistemlerinin negatif basınçlara karşı hassaslığı üzerinde çalışmışlardır [23]. 2007'de Leishear sonlu elemanlar yaklaşımıyla su darbesi boyunca boruda oluşan dinamik gerilmeleri tetkik etmiştir [24].

Bu çalışmanın amacı pompanın durmasıyla oluşan kararsız akımları laboratuarda inşa edilen bir deney sistemi üzerinde yapılan deneyler ışığında araştırmaktır. Ölçümlerden elde edilen sonuçlar sayısal çözümlerle bulunan teorik sonuçlarla karşılaştırılmış ve yorumlanmıştır.

2. TEORİK ÇALIŞMALAR (THEORETICAL STUDIES)

2.1 Temel Denklemler (Basic Equations)

Basınçlı boru sistemlerinde, zamanla değişen akımları tanımlayan denklemlerin türetilmesinde, akışkanın

sıkışabilir ve boruda elastik deformasyonların olduğu varsayılmaktadır. Newton'un ikinci hareket kanunundan ve süreklilik denkleminde hareketle, bazı matematiksel işlemler sonucunda

$$g \frac{\partial H}{\partial x} + V \frac{\partial V}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial t} + \frac{fV|V|}{2D} = 0 \quad (1)$$

$$V \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial H}{\partial t} - V \sin \alpha + \frac{a^2}{g} \frac{\partial V}{\partial x} = 0 \quad (2)$$

denklemlerine ulaşılmaktadır. Burada g yerçekimi ivmesi, α borunun yatayla yaptığı açı, V hız, H piyezometre kotu, a boru içerisindeki basınç dalgasının hızı, D boru çapı, f Darcy-Weisbach sürtünme katsayısı, t zaman ve x mesafedir.

Basınç dalgalarının yayılma hızı, boru eksenel hareketlere karşı ankrajlı kabul edilerek

$$C_1 = \frac{2e}{D} (1 + \mu) + \frac{D(1 - \mu^2)}{e + D} \quad (3)$$

katsayısı tanımlanarak

$$a^2 = \frac{K}{\rho} \frac{1}{1 + (C_1 \frac{D}{e} \frac{K}{E})} \quad (4)$$

şeklinde yazılabilmektedir.

Burada, K suyun hacimsel elastisite modülü, ρ suyun yoğunluğu, μ Poisson oranı, E çelik borunun Young elastisite modülü, e borunun et kalınlığıdır [2], [7], [11].

Amaç borunun her noktasında tüm zaman değerleri için ortalama hız $V(x,t)$ ve piyezometre kotu $H(x,t)$ değerlerinin belirlenmesidir. Boru eğimi ile ilgili büyüklüğün katkısı çok az olduğundan göz önüne alınmayabilmektedir.

2.2 Sayısal Çözüm (Numerical Solution)

Karakteristikler metoduyla, (1) ve (2) yarı doğrusal hiperbolik kısmi diferansiyel denklemleri tam diferansiyel denklemlere dönüştürülebilmektedir [1], [2], [7], [8], [11]. Konuma göre türev terimleri zamana göre türev terimlerinden çok daha küçük olduklarından ihmal edilebilmektedir. Bu durumda

$$\frac{dx}{dt} = a \quad (5)$$

denkleminde ifade edilen pozitif eğimli karakteristik boyunca geçerli olan

$$\frac{g}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{dV}{dt} + \frac{fV|V|}{2D} = 0 \quad (6)$$

ve

$$\frac{dx}{dt} = -a \quad (7)$$

ile tanımlanan negatif eğimli karakteristik boyunca geçerli olan

$$\frac{-g}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{dV}{dt} + \frac{fV|V|}{2D} = 0 \quad (8)$$

denklemleri elde edilmektedir [11].

Bu denklemler A boru enkesit alanı olmak üzere $Q=VA$ bağımsız kullanılarak debi cinsinden de yazılabilmektedir. (6) ve (8) denklemlerinin sonlu farklar tekniği kullanılarak sayısal çözüm gerçekleştirilebilmektedir.

Bu denklemler $\Delta t \leq \Delta x / a$ şeklindeki Courant kistasının sağlanması şartıyla açık çözüm (eksplisit) yaklaşımla çözülebilmekte; uygulamada L uzunluğundaki boru n eşit parçaya bölünerek $\Delta x = L / n$ ve $\Delta t = \Delta x / a$ olmaktadır [1], [2], [8], [11].

Ayrıca pompanın davranışı nedeniyle $\Delta t = I\pi N_R / (100T_R)$ şartının da sağlanması gerekmektedir. Burada I dönen kısımların atalet momentini, N_R ve T_R en verimli noktadaki dönel hızı ve torku simgelemektedir [11].

Şekil 1'de görüldüğü gibi ara nokta P_i iki karakteristiğin kesişim noktasındadır. H_{P_i} ve Q_{P_i} bilinmeyenleri (6) ve (8) denklemlerinin beraber çözülmesiyle bulunur.

$$H_{P_i} = C_P - B_P Q_{P_i} \quad (9)$$

$$H_{P_i} = C_M + B_M Q_{P_i} \quad (10)$$

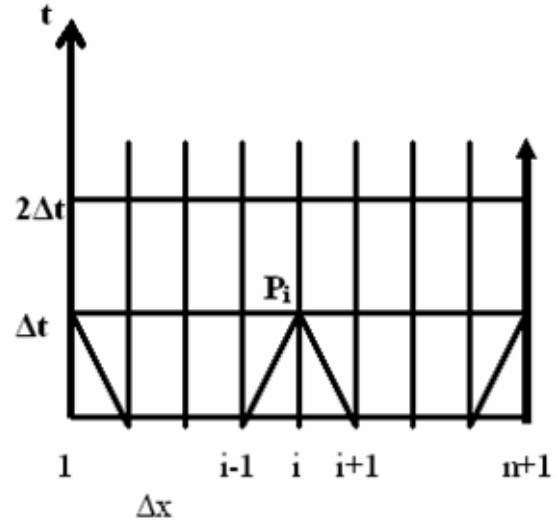
C_P , B_P , C_M , B_M terimleri bir zaman adımı önceki (Δt önce) bilinen değerlere karşılık gelir. (i-1) ve (i+1) noktalarında Δt zaman adımı öncesi bu değerler bilinmektedir.

$$C_P = H_{i-1} + B_P Q_{i-1}; B_P = B + R|Q_{i-1}| \quad (11)$$

$$C_M = H_{i+1} - B_M Q_{i+1}; B_M = B + R|Q_{i+1}| \quad (12)$$

Bu denklemlerde, $B=a/(g.A)$ boru impedansı ve $R=(f\Delta x)/(2gDA^2)$ mesafe aralığı Δx için boru direnç katsayısı olarak isimlendirilir. (9) ve (10) denklemleri çözülerek bilinmeyenler bulunur [11]:

$$H_{P_i} = \frac{C_P B_M + C_M B_P}{B_P + B_M} \quad (13)$$



Şekil 1. Nümerik çözüm için kullanılan simgeler (Notations used for numerical solution)

$$Q_{P_i} = \frac{C_P - C_M}{B_P + B_M} \quad (14)$$

Çözüme; sıfır anındaki bilinen değerler yardımıyla Δt anındaki bilinmeyen değerlerin hesaplanmasıyla başlanır. Hesaplanan bu değerler yardımıyla $2\Delta t$ anındaki değerler belirlenir. Benzer şekilde $3\Delta t$, $4\Delta t$, ... anlarına ait bilinmeyenler hesaplanır.

2.3 Sınır Şartları (Boundary Conditions)

Borunun memba ve mansap uçlarında Şekil 1'de de görülebileceği gibi sadece bir karakteristik geçtiğinden bir karakteristik denklem mevcuttur. İki bilinmeyeni belirlemek için sınır şartını tanımlayan ikinci bir denklemin kullanılması gerekmektedir.

Memba uçtaki sınır şartı pompanın davranışını dile getiren yük denge ve hız değişim denklemleriyle tanımlanmaktadır. Mansap uç sınır şartı ise su kotu sabit hazne şeklindedir.

Santrifüj pompanın davranışı imalatçı firmadan sağlanmış pompa karakteristik eğrilerinden elde edilen boyutsuz parametreler kullanılarak ifade edilebilir.

R alt indisi en verimli noktadaki miktarları göstermek üzere,

$$h = \frac{H}{H_R}; \beta = \frac{T}{T_R}; v = \frac{Q}{Q_R}; \alpha = \frac{N}{N_R} \quad (15)$$

boyutsuz parametreleri tanımlanmaktadır. Burada N dönel hız, T tork, Q debi ve H yüküdür.

$$\theta = \tan^{-1} \frac{v}{\alpha}; x = \pi + \tan^{-1} \left(\frac{v}{\alpha} \right) \quad (16)$$

x değişkeni cinsinden $WH(x)$ ve $WB(x)$ boyutsuz parametreleri

$$WH(x) = \frac{h}{\alpha^2 + v^2} \quad (17)$$

$$WB(x) = \frac{\beta}{\alpha^2 + v^2} \quad (18)$$

şeklinde tanımlanmaktadır.

Normal pompa bölgesinde $\alpha \geq 0$, ve $v \geq 0$ olmakta, θ açısı π ve $3\pi/2$ aralığında değişmektedir. Ters akım bölgesinde $\alpha < 0$ ve $v > 0$ olmakta, θ açısı $3\pi/2$ ve 2π aralığında değişmektedir. Türbin bölgesinde $\alpha < 0$ ve $v \leq 0$ olmakta, θ açısı 0 ile $\pi/2$ aralığında tedir. Enerji kayıp bölgesinde $\alpha \geq 0$ ve $v < 0$ olmakta, θ açısı $\pi/2$ ile π aralığında değişmektedir [25].

Santrifüj pompanın normal işletme rejiminde çalışırken durdurulmasıyla manometrik basma yüksekliği ve tork değerlerindeki değişim WH ve WB fonksiyonları ile dile getirilmektedir. Pompa imalatçıları sadece normal işletme rejimindeki devir sayısına göre pompa karakteristik eğrilerini vermekte olup WH ve WB değerleri temin edilememektedir. Aynı veya birbirine yakın N_s özgül hızları için eğriler benzer veya birbirlerine yakın olduğundan literatürdeki değerlerden uygun olanları kullanılmaktadır [11].

Santrifüj pompanın davranışı yük denge denklemi ve hız değişim denklemi ile ifade edilmektedir.

Yük denge denkleminde emme borusu yeterli uzunlukta olmadığından katkısı ihmal edilerek hesaplamalar sadece basma borusu için yapılabilmektedir.

Basma borusunun memba ucuna karşılık gelen noktada yerleştirilmiş olan pompanın davranış denklemi negatif eğimli karakteristik boyunca geçerli olan (10) denklemi ile birleştirilerek 1 noktasındaki bilinmeyenler hesaplanmaktadır.

(10) numaralı denklem

$$H_{p1} = C_M + B_M Q_{p1} \quad (19)$$

şeklinde yazılmaktadır.

Şekil 2'deki simgeler kullanılarak enerji denkleminde,

$$z_A + t dh = H_{p1} \quad (20)$$

z_A emme haznesindeki su yüzeyi kotu, $t dh$ pompa manometrik yüksekliğidir. Hesaplanan zaman aralığı içerisinde pompanın yük-debi eğrisinin doğrusal olarak değiştiği varsayılır.

Emme haznesinin su kotu karşılaştırma düzlemi olarak alınıp (15), (16), (17) ve (20) denklemleri birleştirilerek,

$$\begin{aligned} & -H_{p1} + H_R (\alpha^2 + v^2) \\ & \left[A_0 + A_1 \left(\pi + \tan^{-1} \left(\frac{v}{\alpha} \right) \right) \right] = 0 \end{aligned} \quad (21)$$

elde edilmektedir.

$$Q_{p1} = v Q_R \quad (22)$$

olduğu göz önüne alınarak, (19) ve (21) denklemlerinin birleştirilmesiyle,

$$\begin{aligned} & F_H = -C_M - v Q_R (B_M) + H_R (\alpha^2 + v^2) \\ & (A_0 + A_1 x) = 0 \end{aligned} \quad (23)$$

şeklinde ifade edilen yük denge denklemi

$$\begin{aligned} & F_H = -C_M - B_M v Q_R + H_R (\alpha^2 + v^2) \times \\ & (A_0 + A_1 \left(\pi + \tan^{-1} \left(\frac{v}{\alpha} \right) \right)) = 0 \end{aligned} \quad (24)$$

şeklinde de yazılabilmektedir [11].

Hız değişim denklemine, pompanın dönel hızındaki değişim cinsinden uygulanan tork

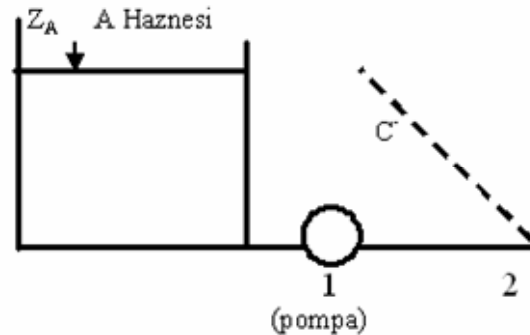
$$T = \frac{W R_g^2}{g} \frac{dw}{dt} \quad (25)$$

şeklinde ifade edilmektedir.

Burada W dönen kısımlar ve içerisindeki suyun ağırlığı, R_g dönen kısımların dönüş yarıçapı ve w ise açısal hızdır. N dev/dak cinsinden ifade edilirse,

$$w = \frac{2\pi N}{60} = \frac{\pi \alpha N_R}{30} \quad (26)$$

yazılarak, $2\Delta t$ zaman aralığı başındaki ve sonundaki değerler α_0 , T_0 ve α , T ile gösterilip (15), (25) ve (26) nolu denklemler birleştirildiğinde



Şekil 2. Pompanın olduğu kesit için kullanılan simgeler (Notations used at section where the pump is placed)

$$\beta + \beta_0 - CTORQ(\alpha_0 - \alpha) = 0 \quad (27)$$

elde edilmektedir. Burada

$$CTORQ = (WR_g^2/g)(N_R/T_R)(\pi/(30\Delta t)) \quad (28)$$

olarak ifade edilmektedir. Δt zaman aralığı boyunca WB'nin doğrusal olarak değiştiği varsayılarak,

$$F_T = (\alpha^2 + v^2) \left[B_0 + B_1 \left(\pi + \tan^{-1} \frac{v}{\alpha} \right) \right] + \quad (29)$$

$$\beta_0 - CTORQ(\alpha_0 - \alpha) = 0$$

şeklinde yazılan hız değişim denklemi elde edilmektedir [11]. Newton Raphson metodu kullanılarak gerçekleştirilen sayısal çözümden, (24) ve (29) nolu denklemler iki değişkenli fonksiyonlar için verilen Newton Raphson yöntemi kullanılarak

$$F_H + F_{Hv}\Delta v + F_{H\alpha}\Delta\alpha = 0 \quad (30)$$

$$F_T + F_{Tv}\Delta v + F_{T\alpha}\Delta\alpha = 0 \quad (31)$$

yazılabilmektedir. Burada, F_{Hv} = Yük denge denkleminin v 'ye göre, $F_{H\alpha}$ = Yük denge denkleminin α 'ya göre, F_{Tv} = Hız değişim denkleminin v 'ye göre, $F_{T\alpha}$ = Hız değişim denkleminin α 'ya göre kısmi türevleridir.

Newton-Raphson yönteminin uygulanmasıyla,

$$\Delta\alpha = \frac{\frac{F_T}{F_{Tv}} - \frac{F_H}{F_{Hv}}}{\frac{F_{H\alpha}}{F_{Hv}} - \frac{F_{T\alpha}}{F_{Tv}}} \quad (32)$$

$$\Delta v = -\frac{F_H}{F_{Hv}} - \Delta\alpha \frac{F_{H\alpha}}{F_{Hv}} \quad (33)$$

$$\alpha = \alpha + \Delta\alpha \quad (34)$$

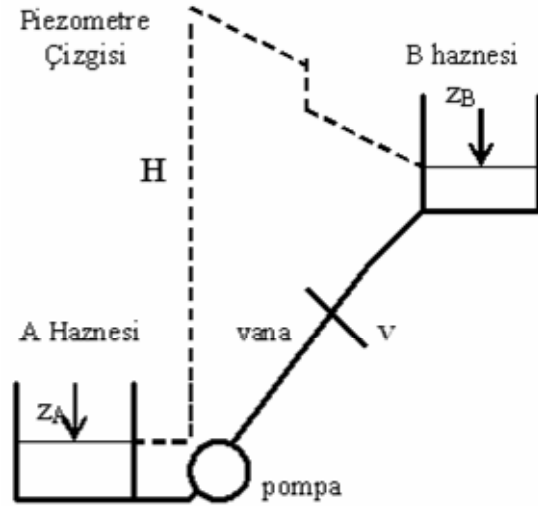
$$v = v + \Delta v \quad (35)$$

$$|\Delta v| + |\Delta\alpha| < TOL \quad (36)$$

ifadelerine ulaşılmaktadır. Burada TOL sayısal çözümde iterasyon için hata miktarını tanımlamakta olup TOL = 0.0002 alınmıştır.

3. DENEYSEL ÇALIŞMALAR (EXPERIMENTAL STUDIES)

Şekil 3'te krokisi verilen deney sisteminde boru hattı uzunluğu 28 metre, boru çapı 125 mm, pompa ile borunun mansap uç noktası arasındaki kot farkı 4.1 metredir. Boru boyunca, 9 dirsek, pompadan 23 m uzakta konumlandırılmış 1 küresel vana ve 1 Te



Şekil 3. Deneysel sistemin krokisi (Sketch of the experimental system)

bağlantısı mevcuttur. Gerçekte B Haznesi 90 derece lik tepe açısı olan üçgen savaktır ve kararlı haldeki debiler bu savak vasıtasıyla ölçülmektedir.

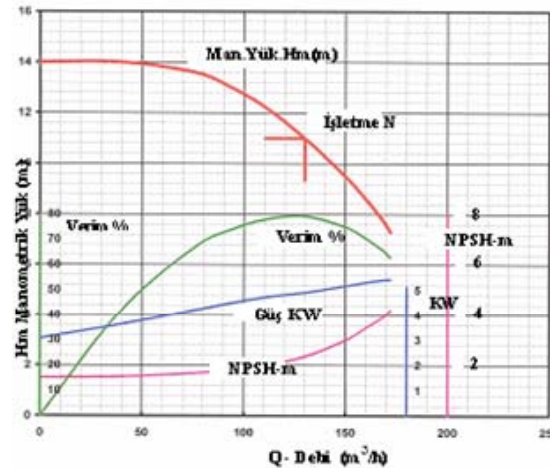
Küresel vana, kararlı akım debisini ayarlamakta ve deney boyunca açıklığı sabit kalmaktadır.

Regresyon analizi sonucunda kalibrasyon eğrisinin denklemi $Q=1.53764(H)^{2.5}$ olarak elde edilmiştir.

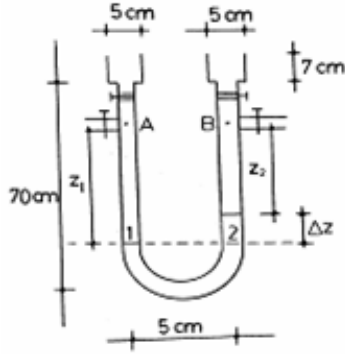
Şekil 4'te imalatçı firmadan temin edilen pompa performans eğrileri görülmektedir.

Şekil 5'te diferansiyel manometre görülmektedir. Yerel yük kayıplarını ölçmede kullanılmıştır.

Basınçlar, veri kaydedicisi (Pressure Transient Data Logger, Radcom Ltd., USA) ile ölçülmüştür (Şekil 6). Ölçüm kablosunun ucunda basınç ölçer (pressure transducer) mevcuttur. Cihaz 10 cm hassasiyet ile kararsız akımda oluşan basınçları kaydedebilmektedir. Bir ölçüm tamamlandıktan sonra deneysel neticeleri depolamak için cihaz bilgisayara bağlanmaktadır.



Şekil 4. Pompa performans eğrileri (Pump performance curves)



Şekil 5. Diferansiyel manometre (Differential manometer)



Şekil 6. Basınç ölçer ve kaydedicisi (Pressure transient kit)

Ölçümlere başlamadan önce cihazın kalibrasyonu yapılmıştır.

Bilgisayara yüklenen deneysel sonuçlar hem tablo şeklinde hem de sürekli bir eğri olarak verilmektedir. Saniyede 20 ölçüm yapabilen bu cihazın taşınabilir olması nedeniyle boru hattının değişik noktalarında bir uyarılma parçası yerleştirilerek ölçümler yapılabilmektedir. Şekil 7'den başlayıp Şekil 11'e kadar devam eden resimlerde deney sisteminin değişik bölümleriyle ilgili fotoğraflar verilmektedir.

Küresel vana ve dirsek kayıpları laboratuarda yapılan ölçümlerle belirlenmiştir. Çeşitli kararlı akım debilerine karşılık gelen küresel vana ve dirsek kayıp katsayıları Tablo 1 ve Tablo 2'de gösterilmiş, regresyon analiziyle elde edilen eğriler Şekil 12 ve Şekil 13'te verilmiştir.

Laboratuarda gerçekleştirilmiş 6.2 lt/s kararlı akım debisine karşılık gelen ölçüm sonuçları Şekil 14 ve Şekil 15'te gösterilmiştir.



Şekil 7. pompa odasının içi (Inside of the pump chamber)



Şekil 8. Ölçüm noktası (Measurement point)



Şekil 9. Boru hattı (Pipeline)



Şekil 10. Dereceli manometre (Gradual manometer)



Şekil 11. Küresel vana (Spherical valve)

22.63 lt/s ve 39 lt/s kararlı akım debilerine karşılık gelen ölçüm sonuçları sırasıyla Şekil 16 ve Şekil 17'de verilmektedir.

4. SAYISAL ÇÖZÜM (NUMERICAL SOLUTION)

Bu çalışmada, [11]'de verilen farklı özgül hızlar için ($N_s=25$ SI ile $N_s=147$ SI için) boyutsuz yük verileri (WH) ve boyutsuz tork verileri (WB) yardımıyla, kullanılan pompanın özgül hızı $N_s=45.5$ SI değerine

karşılık gelen boyutsuz parametreler interpolasyonla türetilmiştir.

Tablo 1. K_{vana} vana kayıp katsayıları (Valve head loss coefficients)

Debi, Q (m ³ /s)	Akış hızı V (m/s)	Vana kayıp katsayısı K (boyutsuz)
0.041	3.36	5.26
0.040	3.28	5.91
0.030	2.46	21.82
0.022	1.80	54.04
0.008	0.65	428.53

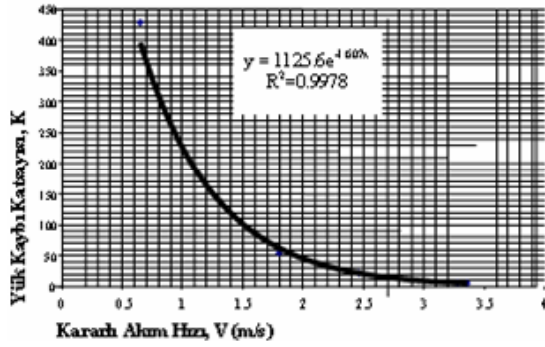
Tablo 2. K_{dirsek} dirsek kayıp katsayıları (Elbow head loss coefficients)

Q debisi (m ³ /s)	V akış hızı (m/s)	K dirsek kayıp katsayısı (boyutsuz)
0.024	1.97	1.76
0.019	1.61	1.90
0.012	1.02	4.67
0.007	0.56	15.38

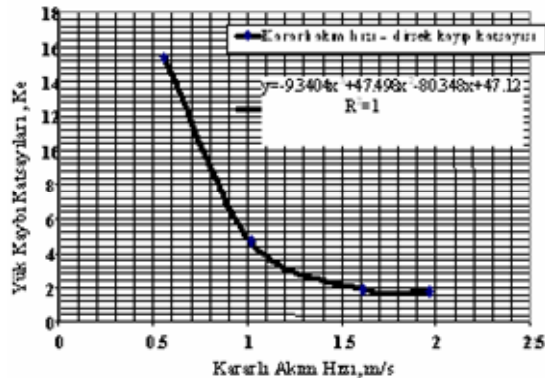
Boru 28 eşit kısma bölünmüştür. Bu durumda vana 23 nolu noktada yer almaktadır.

Suyun hacimsel elastisite modülü, K ve çelik borunun Young elastisite modülü, E sırasıyla $2.24 \cdot 10^9$ Pa ve $2.07 \cdot 10^{11}$ Pa olarak alınmıştır.

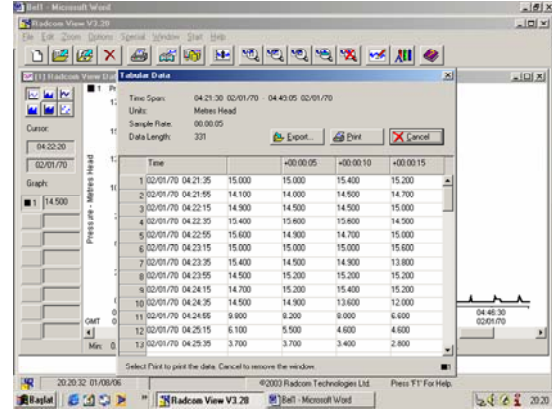
WRR, dönen kısımların atalet momenti [10]'da verilen bağıntı kullanılarak 0.83 Nt m^2 olarak hesaplanmıştır.



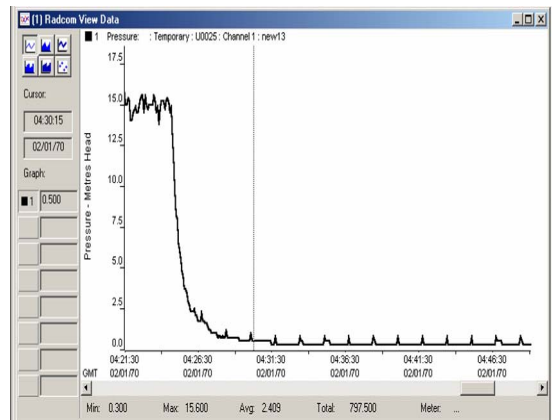
Şekil 12. $K_{\text{vana}}=f(V)$ vana kayıp katsayıları eğrisi (Curve of valve head loss coefficient)



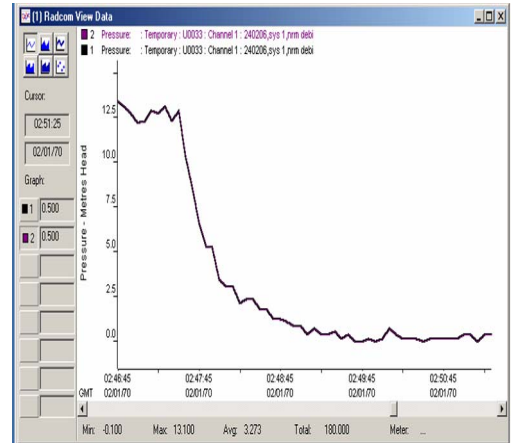
Şekil 13. $K_{\text{dirsek}}=f(V)$ dirsek kayıp katsayıları eğrisi (Curve of elbow head loss coefficients)



Şekil 14. $Q=6.2 \text{ lt/sn}$ debisi için zamanla değişen basınç yükseklikleri değerleri (Pressure head values corresponding to $Q_{\text{steady}}=6.2 \text{ lt/s}$)



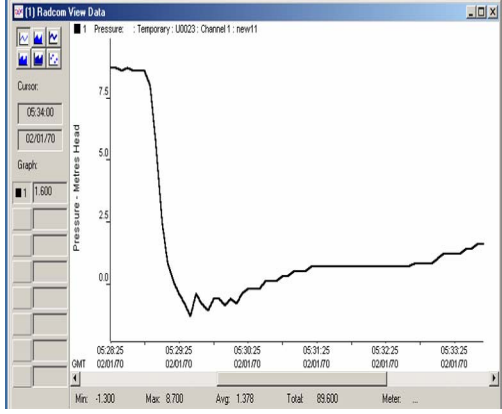
Şekil 15. $Q=6.2 \text{ lt/sn}$ düşük kararlı akım debisi için zamanla değişen basınç yükseklikleri eğrisi (The curve of pressure heads versus time for $Q_{\text{steady}}=6.2 \text{ lt/s}$)



Şekil 16. 22.63 lt/s kararlı akım için zamanla değişen basınç yükseklikleri eğrisi (The curve of pressure heads versus time for $Q_{\text{steady}}=22.63 \text{ lt/s}$)

Hesaplamalarda Courant kriteri sağlanmaktadır.

Basınç dalgasının hızı (4) nolu denklem kullanılarak 1331 m/s bulunmuştur. En verimli noktadaki tork değeri [11]'de verilen bağıntı kullanılarak 32.2 Nt.m bulunmuştur. Hesaplanan piyezometre kotları boru eksen kotları çıkarılarak basınç yüksekliklerine dönüştürülmüş böylece basınç ölçüm cihazından elde



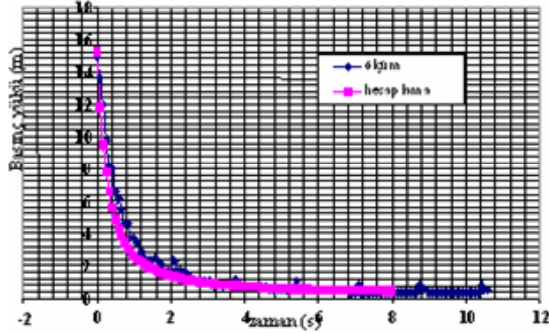
Şekil 17. 39 lt/s kararlı akım debisi için zamanla değişen basınç yükseklikleri eğrisi (The curve of pressure heads versus time for $Q_{steady}=39$ lt/s)

edilmiş neticelerle doğrudan karşılaştırılabilmiştir. Çelik borunun pürüzlülük yüksekliği, k_s 0.15 mm olarak alınmıştır.

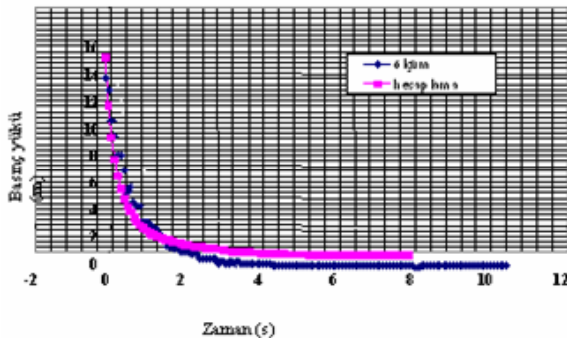
5. SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

Deneyler ve hesaplamalar 6.20 lt/s, 8.16 lt/s, 12.31 lt/s, 18.32 lt/s, 22.63 lt/s ve 39 lt/s kararlı akım debileri için gerçekleştirilmiştir. Zamanla değişen akım sonuçları sırasıyla Şekil 18, Şekil 19, Şekil 20, Şekil 21, Şekil 22 ve Şekil 23'te verilmektedir.

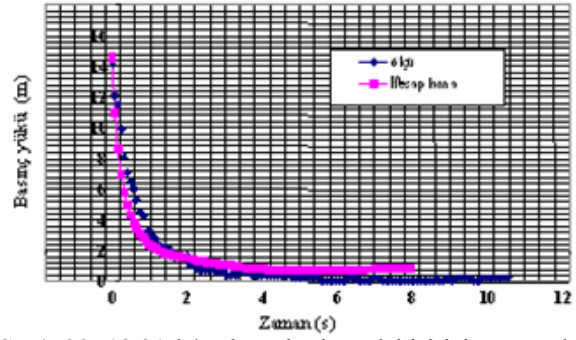
Deneysel sonuçların teorik sonuçlarla, özellikle uygulamada karşılaşılan hız değerleri aralığında, uyumlu



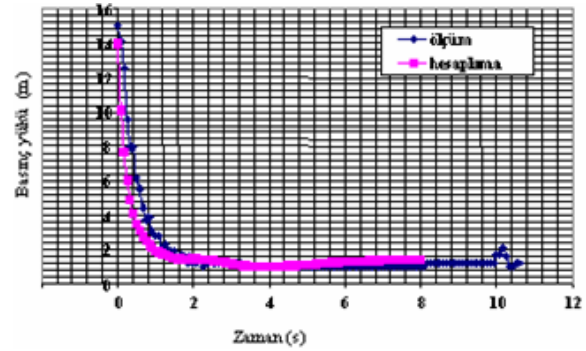
Şekil 18. 6.20 lt/s kararlı akım debisi için zamanla değişen basınç yükseklikleri (Pressure heads versus time for $Q_{steady}=6.20$ lt/s)



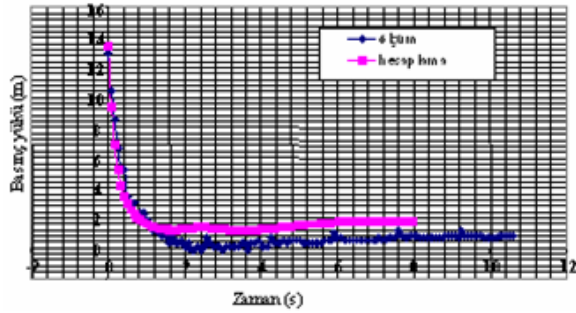
Şekil 19. 8.16 lt/s kararlı akım debisi için zamanla değişen basınç yükseklikleri (Pressure heads versus time for $Q_{steady}=8.16$ lt/s)



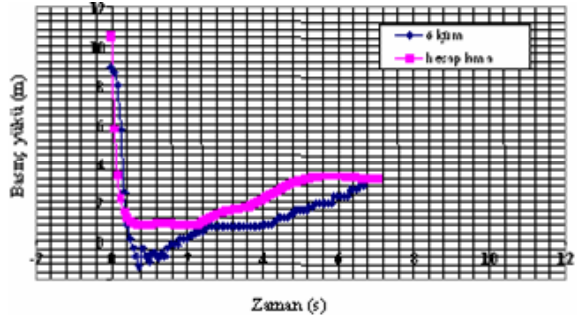
Şekil 20. 12.31 lt/s kararlı akım debisi için zamanla değişen basınç yükseklikleri (Pressure heads versus time for $Q_{steady}=12.31$ lt/s)



Şekil 21. 18.32 lt/s kararlı akım debisi için zamanla değişen basınç yükseklikleri (Pressure heads versus time for $Q_{steady}=18.32$ lt/s)



Şekil 22. 22.63 lt/s kararlı akım debisi için zamanla değişen basınç yükseklikleri (Pressure heads versus time for $Q_{steady}=22.63$ lt/s)



Şekil 23. 39.00 lt/s kararlı akım debisi için zamanla değişen basınç yükseklikleri (Pressure heads versus time for $Q_{steady}=39.00$ lt/s)

olduğu görülmüştür. Düşük debilerde çok daha yakın sonuçlar elde edilmiş olup, büyük debilerde gözlenen farklılıkların ihmal edilebilir mertebede olması kul-

lanılan yöntem ve yaklaşımların uygun olduğunu göstermektedir.

Uyumsuzluk büyük ölçüde pompanın davranışına ait bazı parametrelerin gerçek değerlerinin elde edilememesi nedeniyle, ilgili literatürde verilen değerlerin kullanılmasından kaynaklanmaktadır. Örneğin, imalatçı sadece pompanın sabit dönme hızıyla çalışması durumuna ait karakteristik eğriyi verdiği için, yavaşlarken ve ters akım durumundaki boyutsuz parametreler literatürdeki yaklaşımlarla elde edilmiştir.

Uygulamada gerçekleştirilen ve pompa içeren mühendislik projelerinde pompanın davranışının bu çalışmada anlatılan yaklaşımlarla belirlenmesi mümkün olup böylece, sistemlerin hidrolik davranışları ve güvenliği belirlenebilecektir.

SİMGELER (NOTATIONS)

a = Dalga yayılma hızı
A = Boru en kesit alanı
 A_0 = Doğrusal benzerlik yük denklemi sabiti, ((21),(23), (24), (32), (33) nolu denklemlerde)
 A_1 = Doğrusal benzerlik yük denklemi sabiti, ((21), (23), (24), (32), (33) nolu denklemlerde)
 $B_p = C^+$ denklemi sabiti, ((9), (11), (13), (14) nolu denklemlerde).
 $B_M = C^-$ denklemi sabiti, ((10), (12),(13), (14), (19), (23), (24), (32) nolu denklemlerde).
B = Boru impedansı,
 B_0 = Doğrusal benzerlik Tork denklemi sabiti, ((29), (34), (35) nolu denklemlerde).
 B_1 = Doğrusal benzerlik Tork denklemi sabiti, ((29), (34), (35) nolu denklemlerde).
 C_1 = Borunun destek ve ankraj durumuna göre tanımlanan katsayı, ((3) nolu denklem).
 $C_p = C^+$ denklemi sabiti, ((9), (11), (13), (14) nolu denklemlerde).
 $C_M = C^-$ denklemi sabiti, ((10), (12),(13), (14), (19), (23), (24) nolu denklemlerde)
CTORQ = Tork denklemi sabiti,((27), (28), (29), (35) nolu denklemlerde).
D = Boru çapı,
e = Boru cidarının kalınlığı,
E = Çelik borunun Young Elastisite Modülü,
f = Darcy Weisbach sürtünme katsayısı,
 F_H = Yük denge denklemi,
 F_T = Hız değişimi denklemi,
 F_{Hv} = Yük denge denkleminin v'ye göre kısmi türevi,
 $F_{H\alpha}$ = Yük denge denkleminin α 'ya göre kısmi türevi,
 F_{Tv} = Hız değişim denkleminin v'ye göre kısmi türevi,
 $F_{T\alpha}$ = Hız değişim denkleminin α 'ya göre kısmi türevi,
g = Yerçekimi ivmesi,
H = Piezometre kotu,
 H_{Pi} = Bir Δt zaman adımı sonrasında (i) noktasındaki bilinmeyen piyezometre kotu,
 H_{i-1} = Δt zaman adımı öncesinde (i-1) noktasındaki piyezometre kotu,

H_{i+1} = Δt zaman adımı önce (i+1) noktasındaki piyezometre kotu.
h = Boyutsuz yük oranı,
 H_R = En verimli noktadaki pompa terfi yüksekliği,
 H_{P1} = Δt zaman adımı sonunda 1 noktasında hesaplanan basınç yükü,
I = Dönel kısımların atalet momenti
K = Suyun hacimsel elastisite modülü,
 k_s = Boru cidarının pürüzlülük yüksekliği
L = Boru uzunluğu
n = Borunun bölündüğü eşit parça sayısı
 N_R = En verimli noktadaki dönel hız,
N = Dönel hız,
 N_s = Özgül hız
Q = Debi,
 Q_{steady} = Kararlı akım debisi
 Q_{Pi} = Δt zaman adımı sonrasında bilinmeyen debi,
 Q_{i-1} = Δt zaman adımı öncesinde (i-1) noktasındaki debi,
 Q_{i+1} = Δt zaman adımı öncesinde (i+1) noktasındaki debi,
 Q_R = En verimli noktadaki debi,
 Q_{P1} = Δt zaman adımı sonunda 1 noktasında debi,
R = Bir boru parçası için direnç katsayısı, ((11), (12) nolu denklemlerde).
 R_g = Dönel kısımların dönüş yarıçapı,
t = Zaman,
T = Tork,
 T_R = En verimli noktadaki Tork,
tdh = Pompa tarafından ilave edilen dinamik yük,
TOL = İterasyon için tolerans,
V = Hız,
v = Boyutsuz hız veya boyutsuz debi oranı,
W = Dönel kısımlar ve içerisindeki suyun ağırlığı,
WRR = Dönel kısımların atalet momenti,
WH(x) = Boyutsuz Yük değerleri (boyutsuz yük parametreleri),
WB(x) = Boyutsuz Tork değerleri (boyutsuz Tork parametreleri),
x = Mesafe,
x = Boyutsuz Pompa karakteristik eğrisindeki açılal konuma karşılık gelen değişken,
 z_A = Emme haznesindeki su yüzeyi kotu,
 α = Borunun yatayla yaptığı açı,
 α = Boyutsuz dönel hız oranı, Denklemler
 α_{00} = Δt zaman adımı öncesinde boyutsuz pompa dönel hız oranı
 α_0 = Boyutsuz pompa dönel hız oranı,
 β = Güncel Δt zaman adımında boyutsuz Tork oranı,
 β_0 = Bir Δt zaman adımı önceki boyutsuz Tork oranı.
 Δt = Zaman adımı,
 Δx = Borunun bölündüğü eşit parçalardan birisinin uzunluğu
 Δv = v değerindeki değişim,
 $\Delta \alpha$ = α değerindeki değişim,
 θ = Pompa çalışma bölgesindeki açı,
 μ = Poisson oranı,
 ρ = Suyun yoğunluğu,
 ω = Açılal hız,

KAYNAKLAR (REFERENCES)

1. Chaudhry, M. H., **Applied Hydraulic Transients**, Van Nostrand Reinhold Company, USA, 1987.
2. Watters, G.Z., **Modern Analysis and Control Of Unsteady Flow in Pipelines**, Michigan, Ann Arbor Science, USA, 1979.
3. Koç, A.C., Computation of unsteady flows in hydraulic systems with hydraulic machinery, **A Thesis submitted to the graduate school of the natural and applied sciences of Dokuz Eylül University**, İzmir, 2001.
4. Donsky, B., "Complete Pump Characteristic and The Effects of Specific Speeds on Hydraulic Transients", **Journal of Basic Engineering**, ASME, 685-699, 1961.
5. Burmann, W., "Water Hammer in Coaxial Pipe Systems", **Journal of Hydraulic Division of ASCE**, 101, 6, 699-715, 1975.
6. Streeter, V.L., ve Wylie, E.B., "Transient Analysis of Offshore Loading Systems", **Journal of Manufacturing Science and Engineering**, 97, (1), 259-265, 1975.
7. Wylie, E. B., ve Streeter, V. L., **Fluid Transients**, Prentice Hall, USA, 1978.
8. Tullis, J.P., **Hydraulics of Pipelines**, J. Wiley & Sons Inc., USA, 1989.
9. Thorley, A. R. D., "Check Valve Behaviour Under Transient Flow Conditions: A State-of-the-Art Review", **Journal of Fluids Engineering**, (111), 178-183, 1989.
10. Thorley, A.R.D., **Fluid Transients in Pipeline Systems**, D&L George Ltd., England, 1991.
11. Wylie, E.B. ve Streeter, V.L., **Fluid Transients in Systems**, Prentice Hall, USA, 1993
12. Larock, B.E., Jeppson, R.W. ve Watters, G.Z., **Hydraulics of Pipeline Systems**, CRC Press, USA, 2000.
13. Popescu, M., Arsenie, D. ve Vlase, P., **Applied Hydraulic Transients**, A.A. Balkema Publishers, 2003.
14. Rahmeyer, W., "Dynamic Flow Testing of Check Valves", **Journal of Nuclear Industry Check Valve Group**, Winter meeting, St. Petersburg, Florida, USA, 1996.
15. Kirkland, C., "Controlling and Understanding the Effects of Air in Pipelines", **Conference paper**, Amiad Australia Pty. Ltd, 1998.
16. Kono, Y., Watanabe, M. ve Ito, T., "Phase Change Analysis in Water Hammer by Upstream Finite Difference Method", **Conference Paper**, Japan, 1998.
17. Kameswara, R. C. V. ve Eswaran, K., "Pressure Transients in Incompressible Fluid Pipeline Networks", **Journal of Nuclear Engineering and Design**, 188, 1, 1-11, 1999.
18. Alves, E. G., "Hydraulic Analysis of Sudden Flow Changes in a Complex Piping Circuit", **Conference paper**, Delaware, USA, 2004.
19. Ward, D., "Automatic and Remotely Controlled Shutoff for Direct Flow Liquid Manure application Systems", 2004.
20. Clark, G. A., Smajstrla, A.G. ve Haman, D.Z., "Water Hammer in Irrigation Systems", **Institute of Food and Agricultural Sciences**, University of Florida, Gainesville, 2003.
21. Diesselhorst, T. ve Neumann, U., "Optimization of Loads in Piping Systems by the Realistic Calculation Method: Applying Fluid-Structure Interaction (FSI) and Dynamic Friction", **Journal of Pressure Vessel Technology**, ASME, 127, 1, 1-6, 2005.
22. Kaliatka, A., Uspuras, E. ve Vaisnoras, M., "RELAP5 Code Analysis of Water Hammer Wave Behaviour", **Conference Paper**, Laboratory of Nuclear Installation Safety, Lithuanian Energy Institute, Kaunas, Lithuania, 2005.
23. Fleming, K.K., Dugandzic, J.P., Le Chevallier, M.W. ve Gullick, R.W., "Susceptibility of Potable Water Distribution Systems to Negative Pressure Transients", **Research Project Summary**, Division of Science, Research and Technology, Trenton, NJ, USA, 2006.
24. Leishear, R.A., "Dynamic Pipe Stresses During Water Hammer: A Finite Element Approach", **Journal of Pressure Vessel Technology**, ASME, 129, 2, 226-233, 2007.
25. Mays, L.W., **Hydraulic Design Handbook**, McGraw-Hill, 1999.