

# BORU HATLARINDA SU DARBESİ OLAYI VE ÖNLEME ÇARELERİ

Levent KAVURMACIOĞLU

## ÖZET

Boru hatlarında su darbesi olayı çeşitli nedenlerle ortaya çıkabilir. Bunlara örnek olarak pompa motorunun enerjisinin aniden kesilmesi, hat üzerindeki vanaların kapatma/açma manevraları ve pompaya yol verilmesi gibi kaçınılmayacak nedenler sıralanabilir. Su darbesi sonucu boru hattında belirli periyotlarla aşırı basınç (süpresyon) ve düşük basınç (depresyon) değerleri oluşur. Bu basınçlar altında boru veya hat üzerindeki diğer elemanlar zarar görebilir. Bu nedenlerle boru hatların tasarımı sırasında mutlaka su darbesi hesabı da yapılmalı ve tehlikeye darbe önleyici elemanlar hat üzerine monte edilmelidir.

Su darbesi hesabı, boru içerisindeki zamana bağlı hareket ve süreklilik denklemlerinin çözülmesi ile yapılabilir. Bu denklemler iki yöntemle çözülebilmektedir. Bunlar grafik çözüm yöntemi ve sayısal çözüm yöntemidir.

Basitliği ve pratikliği nedeniyle uzun zaman grafik yöntemler kullanılmıştır. Fakat grafik limitleri dışında bulunan bölgelerin hesaplanması ve boru hattı boyunca basıncın zamana göre değişiminin görülmesi bu yöntem ile mümkün olamamaktadır.

Günümüz bilgisayarlarının yüksek bellek kapasitesi ve işlem hızı sayesinde sayısal yöntem ile çok daha ayrıntılı ve hassas hesap yapılabilir. Her türlü hidrolik eleman (pompa, basınç regülasyon vanası, çek valf, hava kazanı vs.) matematik olarak modellenebilmekte ve su darbesi denklemlerinin çözümünde sınır şartı olarak kullanılabilir.

Bu çalışmada boru hatlarında su darbesi basınçlarının sayısal olarak hesabı ve hava kazanı, tek yönlü denge bacası ve regülasyon vanaları gibi su darbesi önleyici cihazların kullanılmasının bu basınçlar üzerindeki etkileri anlatılacaktır.

**Anahtar Kelimeler:** Su darbesi, boru hattı, pompa, darbe önleme, hava kazanı, denge bacası

## ABSTRACT

A pumping system composed of a pump, a pipeline leading to reservoir of height H is subject to water hammer caused by a sudden electric cut off. There are several methods for the prediction of upsurge and downsurge, which may occur subsequent to a power failure. A mathematical model and a computer code based on the method of characteristics, which was previously developed by the author et al permits a comprehensive analysis of the transient phenomenon.

The principal aim of the present paper was to predict water hammer pressures by using the computer code mentioned above and investigate the proper prediction methods.

**Key Words:** Water hammer, pipeline, pump, surge protection, air chamber, surge tank

## 1. GİRİŞ

En basit bir pompa tesisi, pompa ile birlikte, bir boru hattı ve belirli bir yükseklikteki depodan oluşur. Böyle bir sistemde elektrik cereyanının ani kesilmesi halinde, eğer özel önlemler alınmamış ise, pompa çıkışında ve boru hattının kritik noktalarında tehlikeli sayılabilecek su darbeleri oluşabilir. Tesisin her noktasında su darbelerinin sebep olabileceği maksimum ve minimum basınçların tahmini tesisi tasarlayan mühendisin ana problemlerinden biri olduğu gibi mühendislik bilimi için de klasikleşmiş bir uğraş alanı olmuştur. Problemi çözmek için çeşitli yaklaşımlar denenmiş olup bu uğraşlar sonunda, grafik, cebrik, yarı analitik metotlar geliştirilerek bunlara dayanan ve mühendislerin pratik olarak kullanabileceği abaklar hazırlanmıştır. Son 25 yılda geliştirilen karakteristikler ve sonlu farklar metotları, bilgisayar yardımı ile tesisin istenen noktasında, istenen andaki basıncın hesaplanmasını mümkün kılmıştır. Bunun yanı sıra boru hattı üzerindeki çek valf, hava kazanı, kontrol vanası ve denge bacası gibi birçok elemanın simülasyonu da uygun sınır şartları olarak hesaba katılabilmektedir.

## 2. ANA DENKLEMLER VE BOYUTSUZ KATSAYILAR

Ana denklemler, boru içerisindeki kütlenin korunumu ve momentumun korunumu yasalarından elde edilen zamana bağlı kısmi türevli diferansiyel denklemlerdir.

Aşağıdaki birinci denklem süreklilik denklemi, ikinci denklem ise hareket denklemdir.

$$\frac{a^2}{g} \frac{\partial V}{\partial x} + V \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial H}{\partial t} + V \sin \theta = 0 \quad (1)$$

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

Bu denklemlerde basınç yerine piyezometre yükseklik  $H = \frac{p}{\rho g} + z$  kullanılmıştır. Süreklilik denklemindeki

$$a = \sqrt{\frac{K/\rho}{1 + \frac{K}{E} \frac{D}{e}} C} \text{ değeri sesin su içerisindeki yayılma hızını göstermektedir.}$$

Burada  $\rho$  akışkanın yoğunluğu,  $K$  akışkanın hacimsel sıkışma modülü,  $E$  borunun elastisite modülü,  $C$ : borunun bağlantı şekline göre değer alan boyutsuz bir sayıdır.

$$\text{boru kaynak tarafından bağlanmış ise } C = 1 - \frac{\mu}{2}$$

$$\text{boru her iki ucu da bağlanmış ise } C = 1 - \mu^2$$

$$\text{boru boyunca genişleme noktaları varsa } C = 1$$

olarak alınır. Burada,  $\mu$  boru malzemesinin Poisson oranıdır.

Denklemlerin çözümü için başlangıç ve sınır şartlarının bilinmesi gerekmektedir. Başlangıç şartı olarak çoğu problemde daimi rejim şartları kullanılır. Sınır şartları ise çok çeşitlidir. Bunlar tesisin cinsine ve kullanılan hidrolik elemanlara göre değişir. Aşağıda çok kullanılan bazı sınır şartlarının listesi verilmiştir.

- Sabit seviyeli depo
- Her türlü vana
- Çek valf
- Pompa
- Türbin
- Hava kazanı
- Denge bacası

## 2. POMPALI SİSTEMLERDE SU DARBESİ

Sayısal çözüm yöntemi seçildikten sonra uygun bir program yardımı ile her ne kadar sistemin herhangi bir kesitindeki basınç ve debi hesaplanabiliyor ise de, tesisat mühendisi için gereken, boru hattı boyunca maksimum ve minimum basınçların değişimidir. Bu nedenle pompalı boru hatları için zaman faktörünün içinde yer almadığı boyutsuz parametreler kullanılarak en genel halde boru hattı boyunca maksimum basınç  $H_{maks}$  ve minimum basınç  $H_{min}$  değerleri aşağıdaki parametrelerin bir fonksiyonu olacaktır:

- Pompanın nominal çalışma debisi  $Q_0$
- Statik basma yüksekliği  $H_0$
- Boru uzunluğu  $L$
- Boru çapı  $D$
- Boru et kalınlığı ve boru malzemesinin elastiklik modülü
- Suyun hacimsel sıkışma modülü
- Pompa rotorunun açısal hızı  $\Omega$
- Rotorun atalet momenti  $I$
- Boru kayıp katsayısı  $f$
- Pompanın verim  $\eta_0$
- Pompanın tüm alan karakteristik eğrileri

Boyutsuzlaştırma tekniği ile parametrelerin sayısı azaltılarak maksimum ya da minimum basınç değeri boyutsuz formda genel olarak şu şekilde ifade edilebilir:

$$h_{maks} = F_1 ( 2 \rho , \chi , \zeta , N_s ) , h_{min} = F_2 ( 2 \rho , \chi , \zeta , N_s ) \quad (3)$$

Burada kullanılan boyutsuz büyüklüklerin tanımları şöyledir :

$$h_{maks} = \text{Maksimum basınç oranı} = \frac{H_{maks}}{H_0} \quad (4)$$

$$2 \rho = \text{Kolon Rijitliği} = \frac{a V_0}{g H_0} \quad (5)$$

$$\chi = \text{Volan sayısı} = \frac{\frac{1}{2} I \Omega_0^2}{\frac{1}{2} \rho L A V_0^2} \eta_0 \quad (6)$$

$$\zeta = \text{Boru sürtme oranı} = \frac{f L V_0^2}{D 2g H_0} \quad (7)$$

$$N_s = \text{Özgül hız} = N \sqrt{Q} H_0^{-3/4} \quad (8)$$

Kolon rijitliği esas olarak Parmakian tarafından su darbesi hesaplarında 1950 li yıllardan beri kullanılmış olan bir boyutsuz sayıdır. Bir boru hattı içinde  $V_0$  hızı ile hareket eden bir su kolonu düşünelim. Burada ses hızı yani süreksizliğin öteleme hızı “ a “ ise bu kolonun ani ya da hızlı bir

şekilde durdurulması halinde oluşacak maksimum basınç artışı (su darbesi)  $(a V_0 / g)$  olarak hesaplanır. Böyle tipik bir su darbesi değerinin statik basınç yüksekliğine oranı kolonun rijitliğini tayin eder. Burada görüldüğü gibi bu değer ses hızı ve suyun ilk hızı ile orantılıdır. Ses hızı ise boru malzemesinin E elastiklik modülüne, e cidar et kalınlığına, K sıvının hacimsel sıkışma modülüne ve sıvının özgül kütleğine bağlı olarak hesaplanır. Bu faktörleri hesaba katarak boyutsuz sayı elde etmekle görüldüğü gibi ana denklemdeki bir kısım parametreleri göz önüne almış bulunmaktayız.

Volan Sayısı, tanım denkleminde görüldüğü gibi rotora ait döner kitlelerin kinetik enerjisinin  $\eta$  verimi ile suya geçen kısmının su kolonunun kinetik enerjisine oranıdır. Bu iki enerjinin birbirine oranı boyutsuz bir sayı tanımlar.  $\chi'$  nın büyük değerleri döner kütlelerin ataletinin büyüklüğünü gösterdiği için elektrik enerjisi kesilince bu büyük atalet rotorun bir süre daha dönmeye devam edeceğine ya da başka bir sözle hızını yavaş kaybedeceğine işaret eder. Bu yüzden genel olarak volan sayısının artması ile su darbelerinin şiddetinin azalmasını beklemek doğaldır.

Boru sürtünme katsayısı, L uzunluğunda, D çapında bir borudan  $V_0$  hızındaki sıvı geçtiği zaman, üniversal yük kaybı katsayısı f ile oluşacak toplam yük kaybını yine statik yüksekliğe bölerek elde ettiğimiz katsayıdır.

Bu çalışma çerçevesinde bu parametreyi göz önüne almayacağız. Boru sürtme kaybının yok sayılmasıyla olayı etkileyen parametrelerden biri ortadan kalkar. Bu varsayım emniyetli bir kabuldür çünkü boru kayıpları genel olarak darbelerin sönümüne yardımcı olarak maksimum ve minimum basınçların tehlikeli sınırlara erişmesini önleyici yönde çalışır.

Özgül hız kabaca rotodinamik pompaların geometrisini tayin ettiği gibi hidrodinamik bakımdan benzer pompaları da karakterize eder. Pompanın tüm karakteristikleri yani pompa, türbin, ters türbin fren gibi çalışma durumları elektrik kesintisinden sonra gündeme gelebileceğinden bu karakteristiklerin bilinmesine gerek vardır. Her özgül hız bu şekilde bir karakteristik ailesini boyutsuz formda tanımlar. [2] ve [3] de tipik özgül hız için verilen karakteristik eğriler programımızda pompanın sınır şartları olarak kullanılmıştır.  $N d/d, Q m^3/s,$

H m, olmak üzere söz konusu 3 özgül hız ve temsil ettikleri pompa sınıfları şunlardır:

$N_s = 35$	Tam santrifüj pompa.
$N_s = 147$	Heliko - santrifüj pompa
$N_s = 261$	Eksenel pompa

Özgül hız tespit edildikten sonra  $h_{maks}$  ve  $h_{min}$  ' ı belirleyen yalnızca iki parametre kalmaktadır bunlarda rijitlik ve volan sayısıdır.

$$h_{maks} = F_1 (2 \rho, \chi) , \quad h_{min} = F_2 (2 \rho, \chi) \quad (3 a)$$

Boru içerisindeki akışa ait (1) ve (2) denklemleri sabit seviyeli depo- pompa sınır şartları altında sayısal olarak çözümlenerek boru boyunca maksimum ve minimum basınçların yukarıda belirtilen parametrelere bağlı olarak elde edilmesi mümkündür. Burada önemli olan pompa sınır şartının uygulanmasıdır. Bu analiz, pompanın önünde bir çek valf olmadığı, geri dönen akışın pompa içerisinden geçtiği ve bir süre sonra pompanın ters dönmeye ve hatta bir türbin gibi enerji üretmeye başladığı hal için yapılır. Bu amaçla pompaya ait tüm alan karakteristiklerine gereksinim vardır. Yukarıda sözü edilen her üç özgül hız için tüm alan karakteristikleri literatürde bulunmaktadır. Bu özgül hızlar dışındaki pompalar için tüm alan karakteristikleri Ayder ve arkadaşları [4] tarafından deneysel olarak tayin edilmiştir.

Her üç özgül hız için pompa çıkışında maksimum ve minimum basınçların volan sayısı  $\chi$  ve kolon rijitliği  $2 \rho$

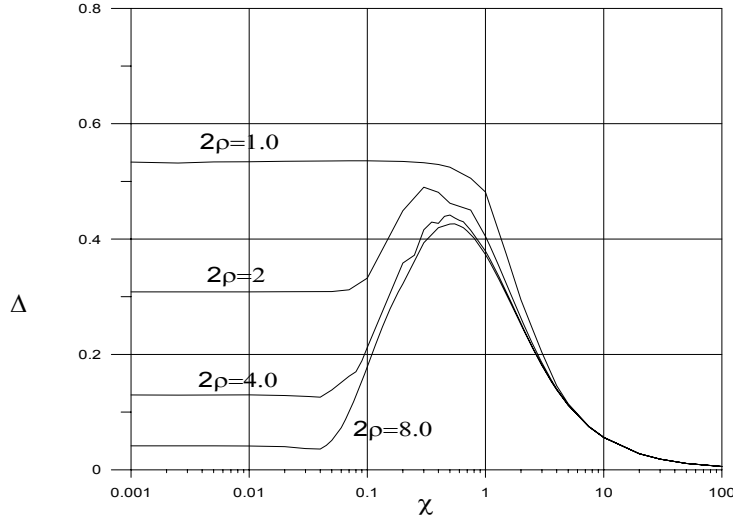
ile değişimi C.Özgür ve İ. Gürsel [1] ve C.Özgür ve arkadaşları [2] de verilmiştir. Şekil 1 de  $N_s = 35$  için söz konusu simülasyon programından elde edilmiş bir diyagram gösterilmiştir. Bu diyagramlarda

maksimum basınç yerine en büyük basınç artışını boyutsuz olarak temsil eden ve *basınç darbesi* olarak adlandıracağımız

$$\Delta h_{maks} = \frac{H_{maks} - H_0}{H_0} = h_{maks} - 1 \quad (9)$$

değerini kullanmak daha uygundur.

**Ns = 35**



**Şekil 1.** N<sub>s</sub> = 35 d/d Özgül Hızındaki Pompa İçin Aşırı Boyutsuz Basınç Değerleri

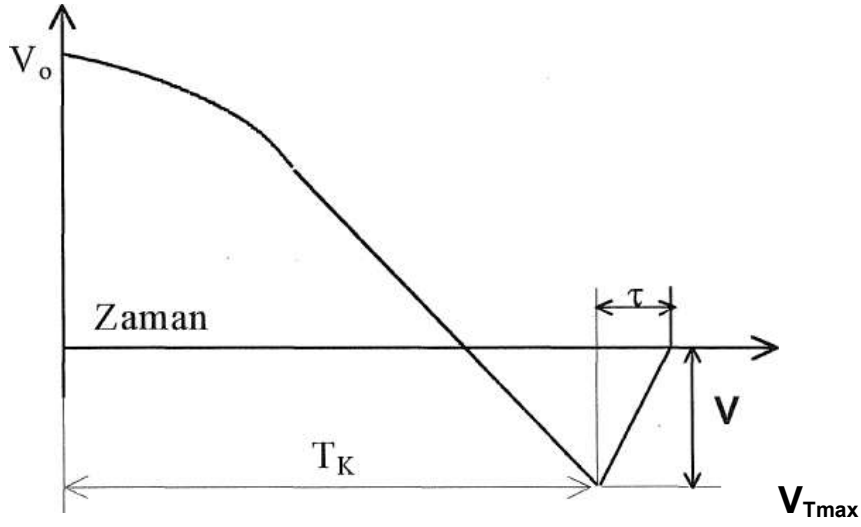
Kavurmacioğlu ve Özgür [5] küçük volan sayısı değerleri için simülasyondan elde edilen değerleri grafik yöntem ile karşılaştırarak kritik volan sayısının özgül hız arttıkça küçüldüğü göstermişlerdir. Kritik volan sayısını altında basınç darbesinin şiddeti özgül hız büyük pompalarda azalmakta iken aksine olarak depresyon dalgasının şiddeti özgül hız büyüdükçe artmaktadır. Bu bakımdan yüksek özgül hızlı pompaların depresyon dalgası bakımından daha duyarlı olduğu sonucuna varmışlardır.

### 3. ÇEK VALFLERİN SU DARBESİ BASINCINA ETKİLERİ

Pompa çıkışında çek valf bulundurma zorunluluğu yukarıda anlatılan su darbesi hesabında değişiklikler yapılmasını gerektirir. Akışkanı yukarı doğru basan bir sistemde pompaların ani cereyan kesilmesi sonucu boru hattındaki akışkan kütlesi yavaşlayacak ve belirli bir ters ivme ile pompaya doğru akmaya başlayacaktır. Ters yönde gelen su kolonunun çek valfa ulaştığındaki çek valf hızla kapanacak ve ani basınç yükselmesine sebep olacaktır. Bu andaki su hızını  $V_{Tmax}$  ile gösterirsek oluşacak basınç darbesi değeri

$\Delta p = \rho a V_{Tmax}$  ifadesi ile hesaplanır.

Şekil 2 de böyle bir hal için çek valf çıkışındaki  $V_0$  daimi hal hızından itibaren hızın zamanla değişimi görülmektedir. Burada  $T_K$  maksimum ters hıza ulaşma zamanı,  $\tau$  ise çek valfin kapama zamanıdır.

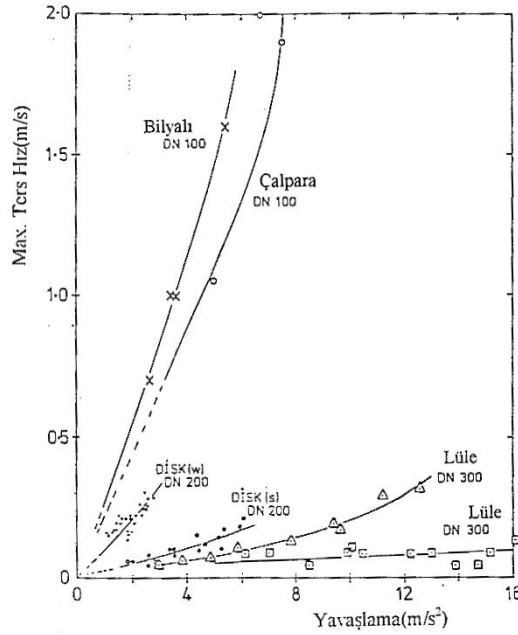


**Şekil 2.** Çek Valf Çıkışındaki Hız Değişimi

Farklı tiplerde çek valfler için ters akışın maksimum hızı  $V_{Tmax}$  farklı değerler almaktadır. Buna çek valfin "dinamik karakteristiği" adı verilir. Ayrıca bu değer valfin kullanıldığı pompa - boru hattının özelliklerine de bağlıdır. [6] Provoost bir çek valfin dinamik karakteristiğinin

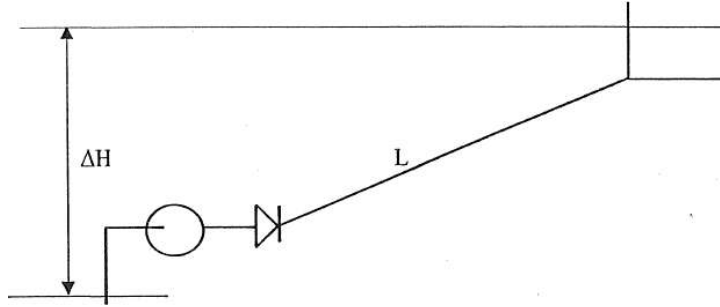
$$V_{Tmax} = f\left(\frac{dV}{dt}\right) \quad (11)$$

Şeklinde özetleneceğini ileri sürmüştü ve bu fikir bugün yerleşmiş durumdadır. Eğer tesisin enerjisiz kalması halindeki ters ivmesi  $dV/dt$  bilinirse bu kullanılarak söz konusu çek valfde oluşan maksimum ters akış hızı hesaplanabilecektir. Karakteristiğin valfin tipine, geometrisine ve çapına bağlı olduğu saptanmıştır. Şekil 3 de farklı tiplerdeki valfler için dinamik karakteristikleri görülmektedir.



**Şekil 3.** Çeşitli Tiplerde Çek Valflere Ait Deneysel Dinamik Karakteristikler [7] Thorley

Çek valfin dinamik karakteristiğini kullanabilmek için tesise ait ters ivmenin hesaplanması gerekmektedir.

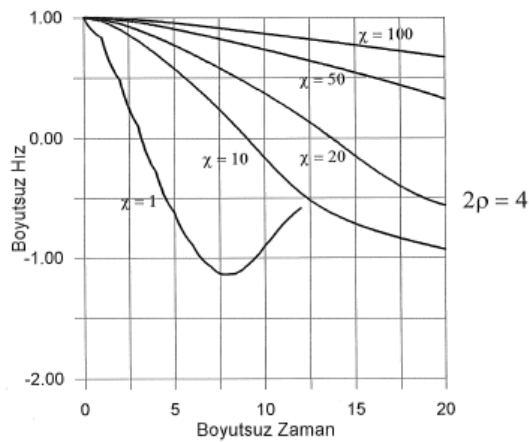
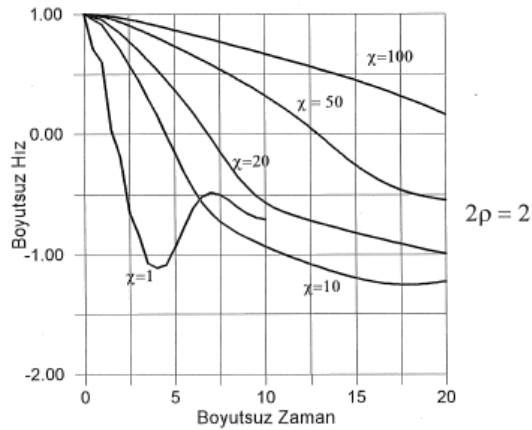


**Şekil 4.** Basit Pompa Boru Depo Sistemi

Şekil 4 de görülen basit pompa-boru-depo sisteminde tesise ait ters ivme değeri zamana bağlı Bernoulli denklemi kullanarak

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\Delta H}{L} g \quad (12)$$

İfadesi ile hesaplanır. Burada boru kayıpları ihmal edilmiştir. Görüldüğü gibi tesisin ters ivmesi geometrik basma yüksekliğine ile boru boyuna bağlı ve sabit bir değerdedir. Bunu çıplak ters ivme olarak adlandırabiliriz.



**Şekil 5.** Tesisin Ters İvmesine Pompa Etkisi

Basit bir ön hesap için bu değeri kullanarak dinamik karakteristiğe gitmek ve buradan hareketle basınç darbesi değerini hesaplamak mümkündür. Yukarıdaki belirtildiği gibi ters ivmeyi hesaplarken pompanın ataleti dikkate alınmamıştır Oysa pompanın ataletinin ters ivme üzerindeki etkili olduğu ortaya çıkarılmıştır. [8] Kavurmacıoğlu Şekil 5 de görüldüğü gibi volan sayısı  $\chi$  ve boru rijitlik sayısı  $2\rho$  olan belirli bir tesis için pompa çıkışındaki hızın zamanla değişimi izlenebilir. Bu diyagramlar daha önceki bölümde anlatılan sayısal model ile elde edilmişlerdir ve pompa çıkışında çek valf bulunmamaktadır. Bu yüzden de negatif hız değerlerine hiç bir engel olmadan ulaşılmaktadır. Bu diyagramlardan anlaşılacağı gibi volan sayısı yüksek olan sistemlerde (yani pompanın ataleti fazla olan sistemler) ters ivmenin değeri düşmektedir. Örnek olmak üzere aynı  $\Delta H$  ve L değerlerine sahip iki sistem için

$2\rho = 8$  ,  $\chi = 1$  olan bir sistemde ters ivme hız –zaman diyagramlarından yararlanarak

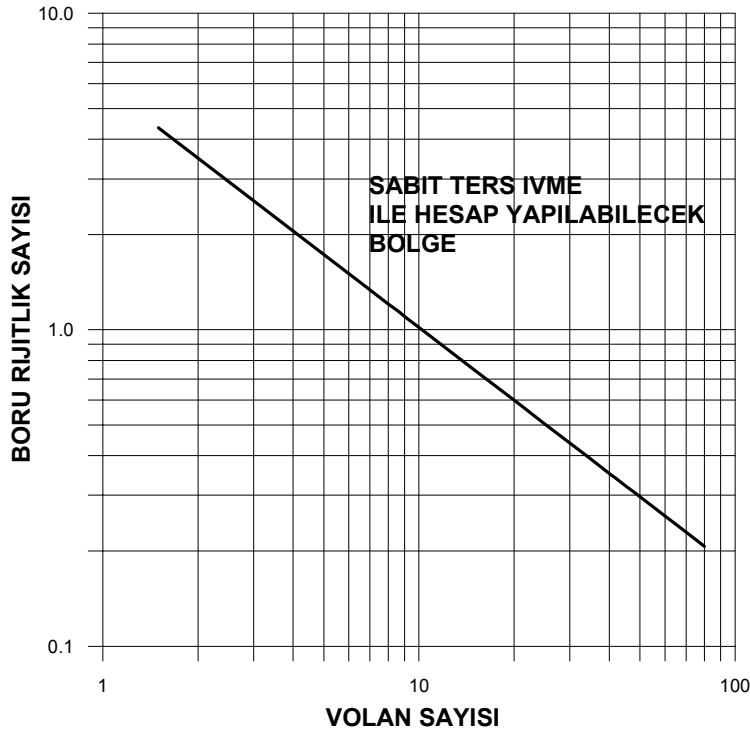
$$\frac{dV}{dt} = 0.68 \frac{\Delta H}{L} g$$

$2\rho = 8$  ,  $\chi = 20$  olan sistemde ters ivme ise

$$\frac{dV}{dt} = 0.16 \frac{\Delta H}{L} g$$

Olarak hesaplanır. Görüldüğü gibi ataleti daha büyük bir pompa kullanılan sistemde ters ivme daha düşük değer almaktadır. Ayrıca sistemin çıplak ters ivmesi ile  $\frac{\Delta H}{L} g$  karşılaştırıldığında ise, birinci haldeki gerçek ters ivme çıplak ters ivmenin % 68'i, ikinci halde ise %16'ü değerindedir.

Çıplak (sabit) ters ivme değeri bir tesise ait en kolay ulaşılabilecek bilgidir. [8] Kavurmacıoğlu bu değeri kullanarak basit hesap yapılabilecek bölge için Şekil 6 da görülen diyagramı vermiştir.



**Şekil 6.** Sabit Ters İvme İle Hesap Yapılabilecek Bölgeyi Komple Model İle Hesap Yapılması Gereken Bölgeden Ayıran Sınır Eğrisi



Bu eğrinin üst tarafında kalan  $2p$  ve  $\chi$  değerlerine sahip tesisler için çıplak (sabit) ters ivme ile hesap yapılabilir. Alt tarafında alan bölge için ise pompa sınır şartı ile beraber çek valfin dinamiğini de hesaba katan komple model kullanılmalıdır.

#### 4. POMPALI SİSTEMLERDE SU DARBESİ ÖNLEME ÇARELERİ

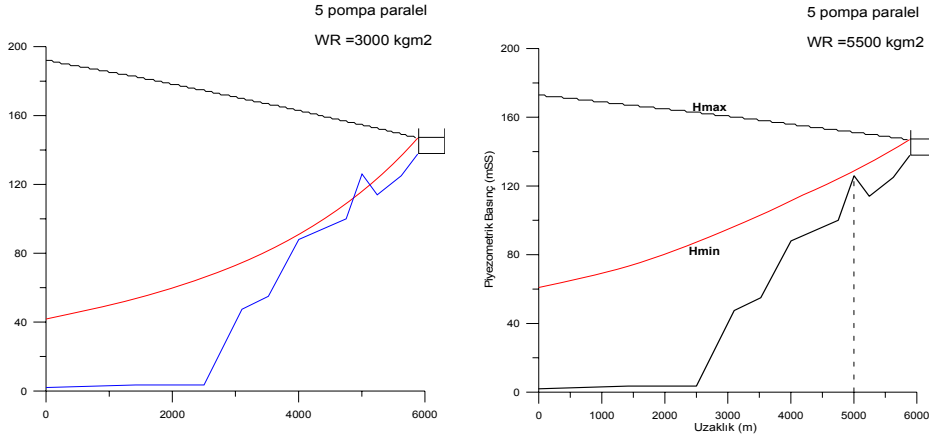
Su darbesi oluşan boru hatlarında iki türlü tehlike vardır.

- Aşırı basınç tehlikesi. Borunun ve tesisat üzerindeki elemanların zarar görmesine neden olur.
- Depresyon, yani basıncın çok düşük değerlere inmesi. Bu halde iki farklı tehlike söz konusudur. Birincisi basıncın suyun buharlaşma basıncının altına inmesi sonucu ortaya çıkan kolon kopması olayı ve ayrılan kolonların tekrar çarpması sonucu aşırı yüksek basınçların oluşması, ikincisi ise boru çerisindeki basıncın atmosfer basıncının altına düşmesi sonucu borunun çökmesi.

Su darbesi önleme cihazlarının bazıları bu tehlikelerinin her ikisini de önleyebilir bazıları ise sadece tek bir tanesi için çözüm sağlayabilir.

##### 4.1 Pompaya Volan İlave Edilmesi

Pompa motorunun ataleti artırılarak basıncın düşmesini önlemek amacıyla kullanılır. Şekil 7 de belirli bir tesiste pompaya volan ilavesi sonucu depresyon tehlikesi olan tepe noktasındaki problemin ortadan kalktığı görülmektedir.



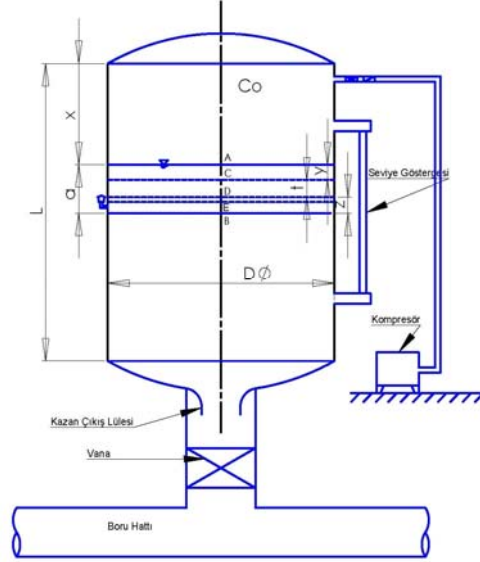
Şekil 7. Pompaya Volan İlavesinin Etkisi

Dezavantajları pompaya yol verme aşamasında çekilen elektrik akımı miktarı yüksek olmasıdır. Ayrıca bazen istenilen sonucu elde edebilmek için çok büyük bir volan ilavesi gerektirir ki bu da pratik olmaktan çıkar.

##### 4.2 Hava Kazanı

Pompa çıkışına yerleştirilir. Hem aşırı basınç tehlikesini hem de depresyon tehlikesini ortadan kaldıracak şekilde boyutlandırılır. Birçok pompa hattında kullanılan hava kazanının çalışma ilkesi şu şekildedir:

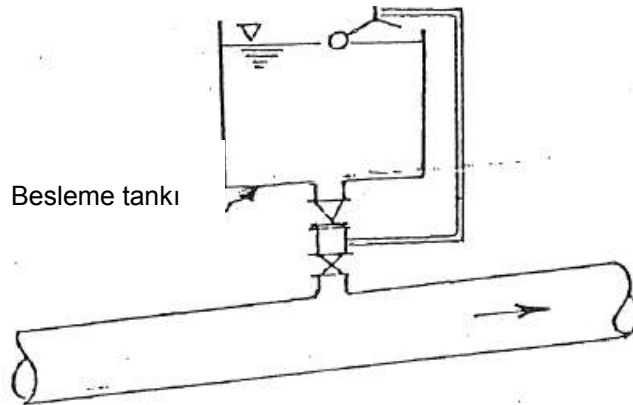
Ani cereyan kesilmesi sonucu pompanın yavaşlamasıyla düşen basınç nedeniyle kazandan boruyu doğru akış başlayacak ve bu sayede basıncın istenilmeyen değerlere düşmesi önlenecektir. Aşırı basınç dalgasının gelmesi sonucunda ise bu sefer borudan kazana doğru bir akış başlayacak ve kazanın üst tarafındaki havayı sıkıştıracaktır. Bu ise sönmüleyici bir etki göstererek basıncın fazla yükselmesini önleyecektir. Şekil 8 de basit bir hava kazanı kesiti görülmektedir. Normal çalışma koşullarında su içerisinde eriyen havanın takviye edilmesi için bir kompresör gerekmektedir.



Şekil 8. Hava Kazanı

#### 4.3 Tek Yönlü Denge Bacası (Besleme tankı)

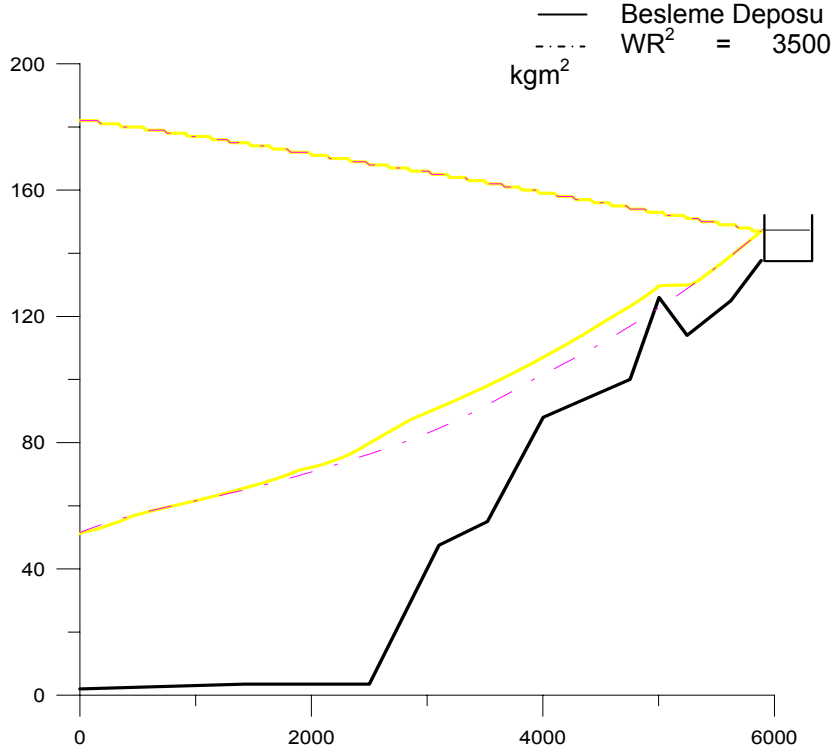
Boru hattı üzerinde tepe noktalarda oluşan depresyon basınçlarını önlemek için kullanılır. Bu gibi tepe noktalarına yerleştirilen tank, basıncın düşmesiyle birlikte boru hattını beslemeye başlar ve basıncın istenilen değerlerde tutulmasını sağlar. Şekil 9 da görüldüğü gibi tank ile depo arasında bulunan çek valf kapanarak basınç yükseldiğinde suyun depoya dönmeye engel olur. Boyutlandırılması izin verilen en küçük basınç değerine göre yapılır.



Şekil 9. Besleme Tankı (Tek Yönlü Denge Bacası).

Bölüm 4.1 deki örnek olarak verilen boru hattında tepe noktasına yerleştirilen besleme tankının bu noktadaki depresyon basıncını izin verilen sınırlar içinde tuttuğu Şekil 10 da görülmektedir. Besleme tankları oldukça ucuz ve basit yapıda sistemlerdir. İşletme açısından karşılaştırıldığında hava

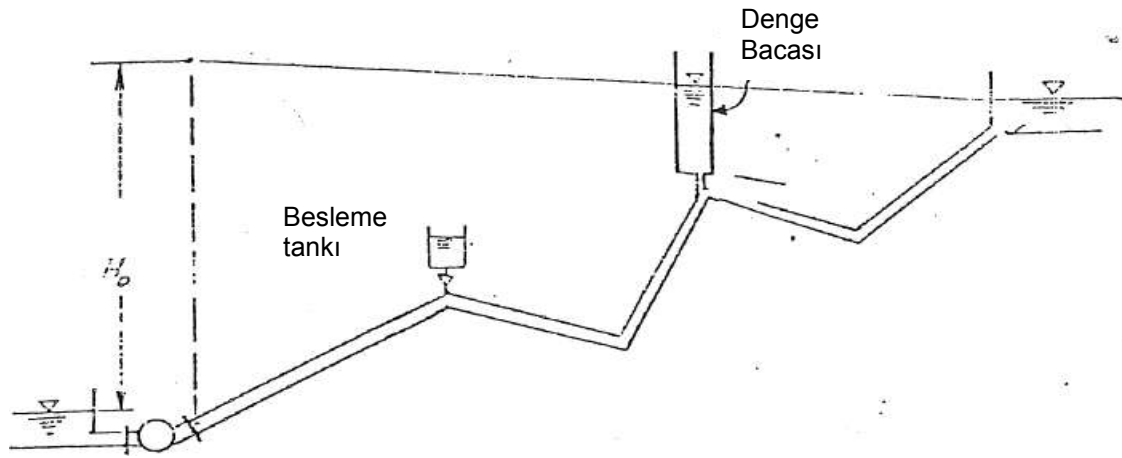
kazanlarına göre daha kullanışlıdır. Buna karşın sadece basınç düşmesi tehlikesine engel olur, aşırı basınç tehlikesine karşı etkin değildir.



**Şekil 10.** Besleme Tankı Olan ve Olmayan Bir Boru Hattında Boru Boyunca Maksimum ve Minimum Basınçların Değişimi.

#### 4.4 Denge Bacası

Denge bacaları yardımıyla sistemde oluşan aşırı basınç ve depresyon basıncı tehlikelerine karşı önlem alınmış olur. Boru hattı üzerine inşa edilmesi gereken ve yüksekliği nedeniyle oldukça pahalı bir yöntemdir. Pompalı hatlarda tercih edilmezler. Denge bacası yerine tepe noktalarda besleme tankı kullanmak ve pompa çıkışına bir hava kazanı koymak daha ucuz ve basit bir çözümdür.



**Şekil 11.** Besleme Tankı Olan ve Denge Bacasının Beraber Kullanıldığı Bir Boru Hattı

Yukarına özetlenen su darbesi önleme çarelerine ilave olarak boru hatların kullanılan diğer yöntemler de pompa çıkışında bay-pas hattı döşenmesi basınç emniyet vanaları kullanılması, vantuzlar ve regülasyon vanaları kullanılmasıdır. Bunlar dışında pazarda “koç darbesi önleme vanaları” adıyla satılan ürünler de bulunmaktadır. Bu tip vanalar pompa cereyanının ani kesilmesi sonrasında hızlı bir şekilde tam olarak açılmakta ve yavaş olarak da tam kapama yapmaktadır. Bu vanaların özellikle depresyon basınçlarını önlemekte yetersiz olduğu aşırı basınçların önlenmesinde ise oldukça başarılı oldukları yapılan model çalışmalarında ortaya çıkmıştır.

## KAYNAKLAR

- [1] C.Özgür ve İ. Gürsel “ An Investigation of the flywheel Effect on the Water Hammer Caused by Power Failure in Pump systems “, TN 1 Proceedings of the 5 th. Int. Conf. on Pressure Surges, Hannover (1986 ).
- [2] C.Özgür, İ.Gürsel, E.Ayder “ On the Prediction of Down Surge in Pump Systems “, Bulletin of the Technical Univ. of Istanbul. Vol. 40 Number 2 (1987 ).
- [3] C.Özgür, L. Kavurmacıoğlu “ Non Dimensional Mathematical Model for Pumping Systems with and without Air Chamber “, Bull. of The Technical Univ. of Istanbul Vol 45,Number 1-3, (1992)
- [4] E. Ayder “Pompaların tüm alan karakteristikleri” TUBITAK Projesi 2009
- [5] L. Kavurmacıoğlu ve C. Özgür, “Pompalı tesislerde özgül hızın su darbeleri üzerinde etkileri”, 5. Pompa Kongresi Kasım 2004, İstanbul
- [6] Provoost G.A., “The dynamic characteristic of non-return valves” , 11th IAHR Symposium of the Section on Hydraulic Machinery, Amsterdam , Sept. 1982
- [7] Thorley A.R.D, “Check valve behaviour under transient conditons” , Trans. ASME Vol. 111, June 1989
- [8] L. Kavurmacıoğlu “ Çek valflerin dinamik davranışlarının analizi”, Doktora tezi, İ.T.Ü. İstanbul, 1996

## ÖZGEÇMİŞ

### Levent KAVURMACIOĞLU

Levent Kavurmacıoğlu 1963 yılında Ankara’da doğdu. 1985 yılında İTÜ Makina Fakültesi Genel Makina Mühendisliğinden mezun oldu. 1996 yılında İTÜ den doktora derecesini almıştır. 1997 Mart ayında İTÜ Makina Fakültesi Hidromekanik ve Hidrolik Makinalar Ana Bilim Dal’ında Yardımcı Doçent olarak göreve başlamıştır. Halen aynı bölümde çalışmaktadır.