

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ * FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ÇEK VALFLERİN DİNAMİK DAVRANIŞLARI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Müh. Levent KAVURMACIOĞLU

Ana Bilim Dalı : MAKİNA

Programı : ENERJİ

HAZİRAN 1988

ÖNSÖZ

Çek valfler hidrolik devrelerin ve pompaj tesislerinin en önemli elemanlarından biridir. Bu tür valflerin kapanması sonucu oluşan fazla basınç, boru hatları için tehlikeli olabilir. Dolayısıyla bu tür tesislerin dizayn aşamasında, seçilecek çek valflerin dikkatle değerlendirilmesi gereklidir. Bu değerlendirme de çek valfin dinamik karakteristiği hakkında bilgi sahibi olmakla yapılabilir.

Bu çalışmada çeşitli tiplerdeki çek valflerin dinamik karakteristikleri verilmiş ve bu karakteristikleri etkileyen faktörler tartışılmış ayrıca bir deney tesisatı kurularak yelpaze tipi bir çek valfin kapanması sonucu oluşan fazla basınç kaydedilmiş ve teorik hesapla karşılaştırılmıştır.

Çalışmanın gerçekleştirilmesindeki her aşamada, değerli görüşleriyle yol gösteren Sayın Hocam Prof. Dr. Cahit ÖZGÜR'e teşekkürlerimi arz etmeyi borç bilirim. Ayrıca çalışmalarına değerli yardımlarıyla katkıda bulunan Hidromekanik Laboratuvarı çalışanlarına teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KULLANILAN SEMBOLLER	iv
ŞEKİL LİSTESİ	v
ÖZET	vi
SUMMARY	vii
BÖLÜM 1 - GİRİŞ	1
BÖLÜM 2 - BORU HATLARINDA SU DARBESİ OLAYI	4
2.1. GİRİŞ	4
2.2. BASINÇ DALGASININ YAYILMA HIZININ HESABI	5
BÖLÜM 3 - TEMEL DİFERANSİYEL DENKLEMLER	11
3.1. HAREKET DENKLEMİ	11
3.2. SÜREKLİLİK DENKLEMİ	14
BÖLÜM 4 - KARAKTERİSTİKLER YÖNTEMİYLE SAYISAL ÇÖZÜM	18
4.1. DİFERANSİYEL DENKLEMLERİN DÖNÜŞTÜRÜLMESİ ..	18
4.2. SONLU FARK DENKLEMLERİ İLE SAYISAL ÇÖZÜM	21
4.3. TEMEL SINIR ŞARTLARI	24
BÖLÜM 5 - ÇEK VALF DİNAMİĞİ	26
5.1. GENEL İFADELER	26
5.2. POMPALI BİR TESİSTEKİ ÇEK VALF İÇİN MATEMATİK MODEL	29
BÖLÜM 6 - ÇEK VALFLERİN DİNAMİK KARAKTERİSTİĞİ	32
6.1. ÇEK VALFLERİN KAPAMA PRENSİBİ VE SONUÇLARI	32
6.2. BASİTLEŞTİRİLMİŞ TEORİ	35
6.3. DİNAMİK KARAKTERİSTİK KAVRAMI	39
6.4. DİNAMİK KARAKTERİSTİĞİN KULLANILMASI	41
6.5. DİNAMİK KARAKTERİSTİĞİ ETKİLEYEN FAKTÖRLER	44
6.6. İŞLETME ŞARTLARI	47
BÖLÜM 7 - DENEYLER VE TEORİK SONUÇLAR	49
7.1. DENEY TESİSATI VE ÖLÇÜMLER	49
7.2. TEORİK HESAPLAR	54
SONUÇLAR VE ÖNERİLER	56
KAYNAKLAR	58
EKLER	59
ÖZGEÇMİŞ	61

KULLANILAN SEMBOLLER

A	: Boru kesit alanı
a	: Boru içinde sesin yayılma hızı
D	: Boru çapı
F_D	: Hidrodinamik kuvvet
F_S	: Sürtünme kuvveti
F_W	: Ağırlık kuvveti
F_Y	: Yay kuvveti
f	: Sürtünme katsayısı
H	: Herhangi bir t anındaki piyozemetrik yük
k_f	: Hidrodinamik kuvvet katsayısı
L	: Boru boyu
P	: Herhangi bir t anındaki basınç
Q	: Herhangi bir t anındaki debi
q	: Valfi geçen debi
T	: Valf kapagına gelen moment
t	: Zaman
X_{max}	: Ventilinin maksimum stroku
V	: Herhangi bir t anındaki hız
V_0	: Daimi rejimdeki hız
$V_{T_{max}}$: Ters akışın maksimum hızı
ΔP	: Kapama nedeni ile oluşan fazla basınç
Δt	: Zaman adımı
Δx	: Bir boru diliminin uzunluğu
α	: Boru hattının yatayla yaptığı açı
θ	: Valf kapagının konum açısı
S	: Suyun özgül ağırlığı

ŞEKİL LİSTESİ

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
1.1. Yavaşlayan akımda akış zaman diyagramı	2
2.1. Temel su darbesi problemi	5
2.2. Hareket miktarı teoreminin uygulandığı kontrol hacmi	6
2.3. Boru çeperine etkiyen kuvvetler	8
3.1. Hareket denklemi için kontrol hacminin serbest cisim diyagramı	11
3.2. Süreklilik denklemi için kontrol hacmi	14
4.1. Bir noktanın karakteristiklerinin x-t düzleminde gösterilmesi	20
4.2. Borunun sonlu farklar uyarınca bölünmesi	21
5.1. Pompa tesisi	29
5.2. Çek valfin şematik gösterilimi	30
6.1. İki tip çek valf	32
6.2. Gestra BB16 valfinde kapanıştan sonraki basınç ve hız değişimleri	34
6.3. Basit geri tepme ventili	35
6.4. Hidrodinamik kuvvet katsayısının deplasmanla değişimi	37
6.5. Gestra RK56 valfi için hesaplanmış dinamik karakteristikler.....	39
6.6. Mannesman Demag marka bir çek valfin dinamik karakteristiği	40
6.7. Basınç yükselişi-yavaşlama (dV/dt) eğrisi	41
6.8. Pompa tesisi	42
6.9. Çeşitli tiplerdeki çek valflerin mukayesesi	44
6.10. Gestra RK56 valfi için teorik yoldan hesaplanmış karakteristikler	45
6.11. Dinamik karakteristiğe boyut etkisi	46
6.12. Çek valflerin kullanım yerleri	48
7.1. Deney tesisatı	50
7.2. Mansap tarafındaki basınç kaydı (kağıt hızı 20 mm/sn)	51
7.3. Mansap tarafındaki basınç kaydı (kağıt hızı 50 mm/sn)	52
7.4. Maksimum basıncı belirlemede kullanılan aparat	53

ÖZET

Bu çalışmada çek valflerin ters akış nedeni ile kapanması sonucu meydana gelen olaylar araştırılmıştır. Ters akım çeşitli nedenlerle meydana gelebilir. En rastlanılanı pompaj tesislerinde ani cereyan kesilmesi sonucunda pompa motorunun durmasıdır. Bu olay neticesinde çek valf kapanacak ve valfin menba tarafında minimum, manşap tarafında ise maksimum basınç oluşacaktır. Bu basınçların deneyle ve hesaplama nasıl belirleneceği üzerinde çalışmalar yapılmıştır.

Birinci bölümde; çek valfler hakkında kısa bilgi verilmiş ve kapanma türlerinin maksimum basınç üzerinde ki etkileri belirtilmiştir.

İkinci bölümde; temel su darbesi probleminden bahsedilmiş ve boru içindeki, sesin yayılma hızını veren ifade çıkartılmıştır.

Üçüncü bölümde; bir boru içindeki daimi olmayan akış halindeki hareket ve süreklilik denklemleri en genel hal için elde edilmiştir.

Dördüncü bölümde; hareket ve süreklilik denklemleri karakteristikler yöntemi yardımıyla adi diferansiyel denklemler haline dönüştürülmüş ve sonlu farklar tekniği ile çözümlenmiştir. Bu bölümde ayrıca temel sınır şartlarından bahsedilmiştir.

Beşinci bölümde; bir çek valf için matematik model kurularak kapanma sonucu oluşan basınç ve hız değişimlerini bulabilmek için gerekli denklemler oluşturulmuştur.

Altıncı bölümde; Dinamik karakteristik kavramı açıklanmış, nasıl kullanılacağı anlatılmış ve çeşitli tiplerdeki çek valfler için eğriler verilmiştir. Ayrıca dinamik karakteristiği etkileyen önemli faktörlerde belirtilmiştir.

Yedinci bölümde; Hidromekanik Laboratuvarında kurulan deney tesisatı yardımıyla yelpaze (çalpara) tipi bir çek valfin kapanması sonucu oluşacak olan maksimum basınç gözlenmiş ve elde edilen değerler, teorik hesaplarla bulunan değerlerle karşılaştırılmıştır.

SUMMARY

THE DYNAMIC BEHAVIOUR OF NON-RETURN VALVES

Non-return or check valves are used in fluid systems to prevent the reversal of flow. They are often used in combination with pumps. When these pumps are switched off the flow through these pumps, and consequently the flow through the non-return valves, will decelerate to zero. If the non-return valves are not closed at the instant of zero flow, possibly result in unexpected high pressure variations and slamming of the valve.

From the former tests it was deduced that the motion of decelerating flow is hardly affected by an undamped non-return valve until the valve closes. Damped non-return valves will generally have a considerable effect on reversed flow. A well adjusted damper will improve the phenomena after valve closure. A badly adjusted damper however may lead to worse dynamic phenomena.

A non-return valve has a free moving part such as disc the motion of which is only influenced by the motion of the liquid, weight or spring. In decelerating flow the moving part will move to the closed position. When the moving part of the valve hits its seat and almost instantaneous decrease of the reversed flow to zero will occur, hence resulting in a sudden pressure rise at the initial downstream side of the valve and a sudden drop at the initial upstream side.

It is important to know the dynamic behaviour of non return valves so that in the design stage of a hydraulic project it is possible to predict whether the chosen type of non-return valve will satisfy. For the purpose a theoretical description of the behaviour of non-return valves during transient flow was set up.

GENERAL THEORY

A non return valve consist of a valve body, whose position is influenced by teh flow (closed, partly open, or open position). Generally the valve body will be in closed position if a pressure drop exists in the direction in which the flow has to be prevented. In this situation no reverse flow occurs. If, however, the direction of the flow is changing from the permitted one into reverse direction in a very short time, it is possible that the valve body is still in a partly open position while reverse flow occurs. Due to the reverse flow the valve body will move fast into the closed position, thus causing sudden zero condition. Two phenomena can be observed at the instant of closure of the non-return valve:

- A sudden stop of the movement of the valve body.
- A sudden stop of the reversed flow through the non return valve.

The first phenomenon can be noted by a more or less heavy sound depending on the velocity of the valve body at the instant of closure. This phenomenon is often referred to as the slamming of the valve.

The second phenomenon causes a pressure rise at the initial downstream side of the valve. At the same time a pressure drop occurs at the initial upstream side of the valve. This pressure drop may be so large that vapour pressure of the fluid is reached.

Only a more detailed analysis of the motion of the valve body will lead to good prediction whether slamming will occur or not. All forces acting on the valve body have to be taken into account. The following consideration is made for valves with rotating valve bodies but will be equivalent for valves with translating valve bodies. The motion of the valve body will depend on the flow rate through the valve and the upstream and downstream pressures. The relationship between these variables is given in the equations given below:

- The motion of a rotating valve body is described by Newton's Second Law of Motion:

$$T = I \frac{d^2\theta}{dt^2}$$

The effect of inertia of the fluid surrounding the valve body will be appreciable, especially for fast motion of the valve body, and has to be added to the mass moment inertia of the moving parts of the valve. As a simplification it has been assumed in above equation that added mass is independent of the motion of the valve body and flow around the valve body.

The torque exerted on the valve body is due to the weight of the valve body (T_w), external forces (T_e), friction (T_f), hydrodynamic pressures (T_h).

$$T = T_w + T_e + T_f + T_h$$

The torque caused by the weight of the valve body (gravity) depends on the dimensions and geometry of the valve. The torque due to external forces may be caused by a ballast weight or a spring and depends also on the geometry of the valve. The torque caused by the hydrodynamic pressures does not depend on the geometry of the valve but rather on the flow around the valve body. Since the motion of the valve body disturbs the steady state flow around the valve body the flow pattern around the valve body will depend on the flow passing the valve,

on the position of the valve body, and on the angular speed of the valve body:

$$T_h = f(Q, \theta, d\theta/dt)$$

- The pressure loss created by the valve also depends the flow pattern around the valve body. Written in terms of pressure head we obtain:

$$\Delta H = g(Q, \theta, d\theta/dt)$$

- The equation describing unsteady one-dimensional pipe flow in both adjacent pipes are obtained from the waterhammer theory:

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

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

With the equations above and boundary conditions of the adjacent pipe ends (such as a pump or an air vessel) the motion of the valve body can be predicted.

Only for slow motion of the valve body a prediction of the behaviour of the valve can be made. If the influence of the motion of the valve body on the flow pattern around the valve body may be neglected both the torque exerted on the valve body caused by the hydrodynamic pressures and the pressure loss created by the valve will depend only on the flow passing the valve and the position of the valve body.

With the assumption that the flow pattern is independent of the flow rate the torque and pressure head loss will be proportional to the flow rate squared.

$$T_h = a(\theta)Q|Q|$$

$$\Delta H = b(\theta)Q|Q|$$

The coefficients a and b which depend on the position of the valve body have different values for the possible directions of the flow. These coefficients can be determined experimentally by means of steady state flow tests or theoretically estimated with the assumption of potential flow.

From these results the reversed liquid velocity V_{max} at the instant of closure is obtained. Once the valve is closed a sudden decrease of the reversed flow to zero will occur, resulting in pressure variations at both sides of the valve. The maximum possible value of these pressure variations is given by:

$$\Delta P_{\max} = 3 \cdot a \cdot V_{T_{\max}}$$

At the initial downstream side a pressure rise of this amplitude may occur and at the initial upstream side a pressure drop of the same value may occur. The time interval in which the pressure variation is built up is equal to the time interval in which the flow decreases to zero and depends on the elasticity of the connecting pipes, the moving part of the valve and its seat. Whether the maximum possible pressure variation is obtained depends on this time interval and the length of the pipes connecting the valve with reflecting boundaries (i.e. reservoir, air vessel). The maximum pressure variation is reached as long as the time interval is shorter than the wave travel time $2L/a$ where L is the length of the connecting pipes. If the time interval is longer than $2L/a$ only part of the maximum possible pressure variation will occur. For a negligible length (for instance when the valve is mounted at the outlet in a reservoir) pressure variation will also be negligible.

The pressure drop at the initial upstream side of the valve can also be limited by the vapour pressure of the liquid. If so, a vapour cavity will be formed, followed by a sudden pressure rise when the cavity disappears. The pressure rise may be of the same order as the maximum pressure variation following from a valve closure. Due to this pressure rise the valve may reopen and then close again. In some cases this may lead to hydraulic resonance.

DYNAMIC CHARACTERISTIC

The deceleration dV/dt is of decisive importance for the prediction of maximum reverse velocity. Especially when the valve is fully open in the initial steady condition dV/dt is the only variable determining $V_{T_{\max}}$. So for each valve a graph can be provided showing $V_{T_{\max}}$ as a function dV/dt . Such a graph characterizes the dynamic property of the valve and was therefore introduced as the dynamic characteristic of non-return valves. This characteristic depends on the type of valve, dimensions, presence of springs, counterweights, etc. and should be provided by the valve manufacturer.

A similar approach was followed by other investigators who gave the pressure rise at the original downstream side as a function of dV/dt . The pressure rise depends on the reversed fluid velocity at closure, the elasticity of the moving part and its seat, the wave speed in the connecting pipe and the length of the connecting pipe. Thus this method leads to a graph which depends on the properties of the test facility.

When choosing a certain type of non-return valve for a pipe system under design or an existing pipe system in which a fast decelerating flow may occur the dynamic behaviour of the non-return valve and resulting pressure should be predicted. Real systems are often very complicated but one can mostly characterize the unsteady flow by deceleration of the fluid. This deceleration can be determined by calculating the unsteady flow in the pipe system as if there was no non-return valve installed. Once the deceleration dV/dt is known, the maximum reversed velocity V_{rmax} can be found by the use of the dynamic characteristic of the non-return valve of interest. And then the maximum possible pressure variation at both sides of the valve can be calculated.

The dynamic characteristic of a certain type of a non-return valve can be determined by performing experimental in which the flow through the non-return valve is quickly decelerated. Both the fluid deceleration dV/dt and the maximum reversed liquid velocity $V_{T_{max}}$ at closure have to be measured. Each test gives one point in the $V_{T_{max}}-dV/dt$ plane. Through these test data a line can be drawn which is referred to as the dynamic characteristic.

With the aid of the theory developed the dynamic characteristics of several types of non-return valve are calculated. A number of calculations was carried out starting from steady state condition in which the valve is fully open and imposing a linearly decreasing flow. Each calculation results in a reversed liquid velocity at closure belonging to the deceleration imposed. With a number of calculations the dynamic characteristic can be found.

If the inertia of the disc is neglected the dynamic characteristic can be determined analytically. In that case the disc follows the motion of the fluid so the displacement of the disc will be equal to the volume of the liquid which passed the valve after reversal of the flow. Assuming a constant deceleration dV/dt this leads at the instant of closure to:

$$V_{T_{max}} = (2 \cdot X_{max} \cdot dV/dt)^{1/2}$$

This is a horizontal parabola in the $V_{T_{max}}-dV/dt$ plane.

Incorrect selection of non-return valves has for many years been a source of troublesome pressure transients in pipeline systems. From the extensive range of check valves presently available, the pipeline engineer must choose that valve which best satisfies his requirements commensurate with cost considerations. Criteria for non-return valve selection include; suitability for the

liquid being transferred, working pressure, head loss, limitations on weight, size, ease of transportation and maintenance, dynamic behaviour, flexural strength, fatigue and corrosion potential of springs etc. In many instances no valve best satisfy all criteria and thus the final choice may be matter of some compromise.

BÖLÜM 1

GİRİŞ

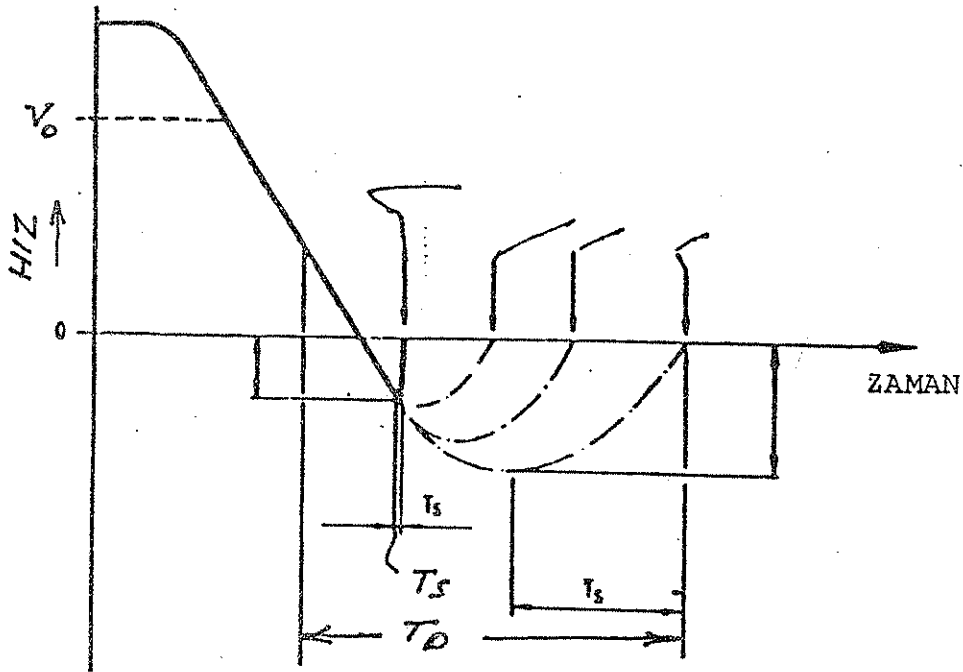
Bilindiği gibi çek valfler; tek yönde akışa serbestçe izin veren, ters yönde ise prensip olarak akışa izin vermeyen sübaplardır. Türkçemizde aynı amaçla kullanılan devre elemanları için 'dip klapesi, geri tepme ventili' deyimleri kullanılır. İngilizce kaynaklarda ise; 'Check Valve, Non Return Valve, Reflux Valve' deyimleri kullanılmaktadır.

Boru hatlarında kullanılan en temel elemanlardan biri de çek valftir. Çek valflerin genel görevi ters akışı, dolayısıyla pompanın ters dönüşünü sınırlamak ve deponun boşalmasına engel olmaktır.

Genellikle basit bir çek valf üç ana parçadan oluşur. Kapama elemanı (Tabla, bilya, kapak veya benzeri), bu elemanı iten bir yay veya ağırlık tertibi ve oturma yeri veya oturak.

Çek valflerde kapakçık veya bilyanın açılması için gerekli basınç değeri, seçilen yay ve basıncın uygulandığı kapama elemanının alanının büyüklüğüne bağlıdır. Bu basınç değeri 0.53 bar arasında değişmektedir. Basit bir çek valf de kapamanın olabilmesi için geri dönüşe yani ters akışa gereksinim duyulur. Ters akış nedeniyle kapama elemanı ani olarak yuvaya vuracak ve (kapama çok hızlı ise) büyük bir su darbesi oluşacaktır. Oluşan bu su darbesinin şiddetinin hesaplanabilmesi gereklidir. Çünkü su darbesi nedeni ile oluşan fazla basıncın boru dayanma basıncını geçmesi tehlikesi vardır. Bu fazla basıncı hesaplayabilmek için su darbeleri teorisine girmek gereklidir.

Su darbeleri teorisinde çek valf sınır şartı olarak genellikle ani kapama hali kullanılmaktadır. Bu halde hızın aniden sıfır değerine indiği kabul edilmektedir. Bu tür hesap çek valfi tam olarak karakteriktize edememektedir. Bilgisayar yardımı ile yapılan analizlerde çek valfleri doğru bir sınır şartı olarak kullanabilmek için çek valfin dinamik karakteristiğini gözönüne almak gerekmektedir.



ŞEKİL 1.1 Yavaşlayan akımda akış-zaman diyagramı

Şekil 1.1'deki zaman hız diyagramından görüldüğü gibi frenlenmemiş valf de kapamanın ilk ve son kısmı hariç diğer kısımlarda hız azalması yani yavaşlama lineer bir karakter taşımaktadır. Gerçek çek valflerde de durum buna yakındır. İşte bu nedenden valfin kapama işleminde, büyük bir bölümde sabit kabul edilebilen (dv/dt) ters ivmesi kapağın dinamik davranışında önemli bir parametre olarak alınmalıdır. Sıvı kolonunu maruz kaldığı ters ivme büyüdükçe gözönüne aldığımız valfde oluşan maksimum ters akım hızı da artmaktadır. Maksimum ters akım hızı

büyük olunca, su kolonunun kapama sonunda ani olarak durdurulmasından doğacak su darbesi degeride artacaktır.

Belirli bir yavaşlamanın neden olacağı maksimum ters akış hızı valflerin özelliğine bağlı olduğundan 'Provoost'¹¹²

$$V_{T_{max}} = f\left(\frac{dV}{dt}\right)$$

eğrisine, valfin dinamik karakteristiği adını vermiştir.

BÖLÜM 2

BORU HATLARINDA SU DARBESİ OLAYI

2.1 GİRİŞ

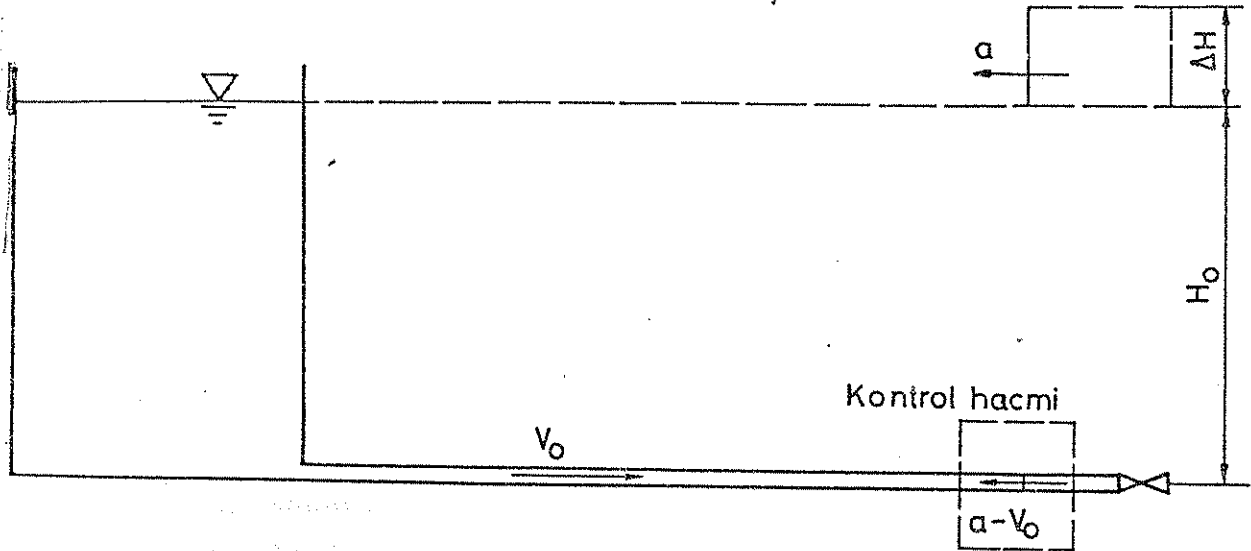
Boru hatlarında su darbesi olayı, bir dış etki nedeniyle akış hızındaki ani bir değişme sonucu ortaya çıkan ani basınç değişmesi şeklinde tanımlanabilir. Akış hızındaki değişikliğe neden olacak etki, boru hattının işletimi sırasında bir sürekli rejim konumundan başka bir sürekli rejim konumuna geçmek, hattı işletmeye almak, hattı durdurmak gibi amaçlarla önceden planlanmış olabilir ya da, bir pompa istasyonunu besleyen gücün kesilmesi, boru patlaması gibi beklenmeyen veya zorunlu durumlarda hat vanalarının kapanması yoluyla ortaya çıkabilir.

Boru içindeki akışkan kütlelerinin ataleti nedeniyle, akış hızındaki değişiklik, tüm boru hattı boyunca olmaz. Önce, akış hızını değiştiren nedenin olduğu yerdeki akışkan kütlelerinin hızlanma veya yavaşlamasından doğan ivmelenme sonucu pozitif veya negatif atalet kuvvetleri oluşur. Atalet kuvvetleri, lokal olarak bir basınç yükselmesi veya alçalması yani su darbesi yaratırlar. Bu basınç darbesi, bir dalga halinde boru içinde ses hızı ile yol alarak başlangıç noktasından uzaklaşır. Akış hızındaki yeni durum, boru hattının diğer kesitlerine basınç dalgasının ilerlemesiyle iletilir. Başka bir deyişle, bu basınç dalgasının geçtiği kesitlerdeki akış hızı yeni değerler alırken, dalganın henüz ulaşmadığı kesitlerdeki akış, olaydan önceki hızında, su darbesi haberi gelene kadar devam eder.

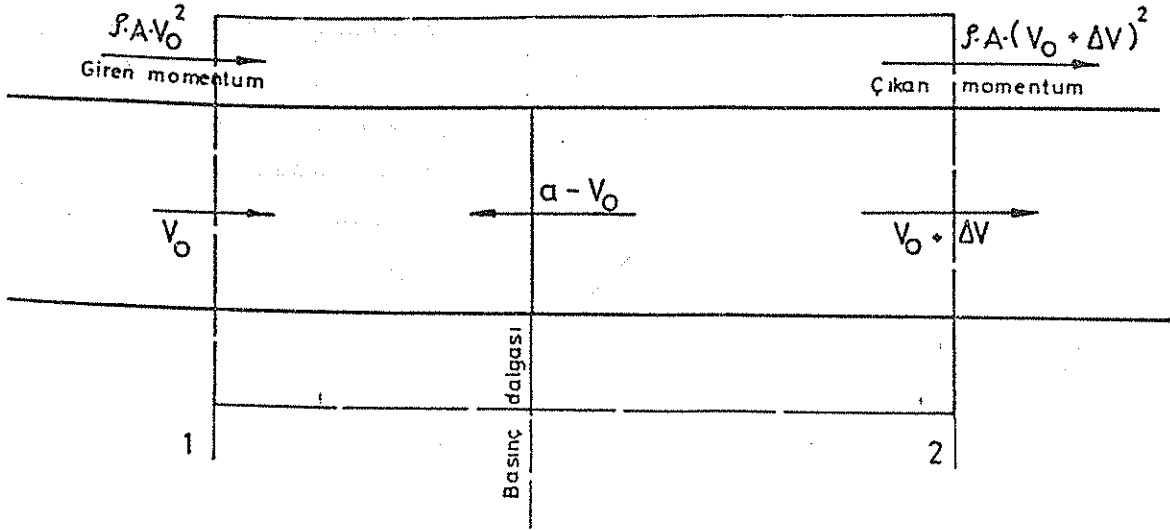
Basınç dalgaları, boru hattı boyunca ses hızında yollarına devam ederek açık vanalardan, pompa istasyonlarından geçerek kapalı bir vana ve hazne gibi boru hattının hidrolik sürekliliğini bozacak bir engel ile karşılaştıkları zaman yansiyarak geri dönerler. Basınç dalgaları, boru hattı içindeki yolculukları süresince sürtmeler nedeni ile giderek sönümlenirler ve pratikte sonlu bir zaman sonra hareketleri sona erer, akış durur veya yeni sürekli rejim koşullarında devam eder.

2.2 BASINÇ DALGASININ YAYILMA HIZININ HESABI

Şekil 2.1'de çizilmiş olan temel su darbesi probleminde başlangıçta akışkan V_0 hızı ile akmaktadır ve kayıplar ihmal edilmiştir. Borunun sonundaki vana kapanınca, vana yüzeyinde oluşan basınç yükselmesi ile önce vanaya en yakın kesitteki akışkan durur, bundan sonra hemen komşu kesitteki akış durarak basınç yükselmesi ilerler. Bu şekilde, boru içinde akışa ters yönde ilerleyen ve akışı durdurmaya yetecek yükseklikte bir basınç dalgasının varlığı düşünülebilir.



Şekil 2.1 Temel su darbesi problemi



Şekil 2.2 Hareket miktarı teoreminin uygulandığı kontrol hacmi

Akıştan dolayı, dalganın boruya göre (mutlak) ilerleme hızı $(a - V_0)$ olur. Şekil 2.2 'deki kontrol hacmine hareket miktarı teoremi uygulanarak aşağıdaki ifade yazılabilir:

$$-\rho g \cdot \Delta H \cdot A = \rho A(a - V_0)\Delta V + \rho A(V_0 + \Delta V)^2 - \rho A \cdot V_0^2 \quad (2.1)$$

ΔV^2 ile çarpılan terimler diğerlerinin yanında küçük olduğundan atılır ve V_0/a değeri de metal borularda birden çok küçük olduğundan ihmal edilirse,

$$\Delta H = -\frac{a \cdot \Delta V}{g} \left(1 + \frac{V_0}{a}\right) \approx \pm \frac{a \cdot \Delta V}{g} \quad (2.2)$$

olarak temel su darbesi ifadesi elde edilmiş olur. Bu ifade, borunun sonundaki vananın açılma veya kapanma durumunda oluşacak ΔV hız farkından ΔH basınç farkının hesaplanmasını sağlar. Eksi işaret akışa ters yönde ilerleyen dalga için, artı işaret ise akış yönünde ilerleyen dalga durumunda kullanılır.

Basınç dalgasının yayılma hızı a 'yı bulmak için 2.1 denkleminde başka süreklilik denklemine de gerek vardır. Şekil 2.1'de gösterildiği gibi, borunun sonundaki vana kapandığı anda oluşan su darbesinin etkisi ile boru geçici olarak ΔS kadar uzar. Bu uzamanın L/a saniye içinde oluştuğunu yani uzama hızının $(\Delta S \cdot a)/L$ olduğunu varsayalım. Böylece vana civarındaki akışkanın hızı

$$\Delta V = \frac{\Delta S \cdot a}{L} - V_0 \quad (2.3)$$

kadar değişmiş olur. Vana kapanmasından L/a saniye sonraya kadar boruya giren akışkanın kütlesi $(\Delta S \cdot V_0 \cdot L/a)$ olur. Bu fazla kütle, boru çapının esnek olarak artması ve boyunun uzaması ile, akışkanın daha yüksek basınca sıkıştırılmasına neden olur. Kütlenin korunumu kanunundan,

$$\Delta S \cdot V_0 \cdot \frac{L}{a} = \rho \cdot L \cdot \Delta A + \Delta S \cdot \rho \cdot L + L \cdot A \cdot \Delta \rho \quad (2.4)$$

yazılır. V_0 terimini yok etmek için ΔV 'nin (2.3) denklemindeki değeri yerine konulursa eşitlik,

$$\frac{\Delta V}{a} = \frac{\Delta A}{A} + \frac{\Delta \rho}{\rho} \quad (2.5)$$

şeklinde, basitleştirilmiş olur. Şimdi ΔV 'yi yok etmek için (2.1) denklemini kullanılırsa,

$$a^2 = \frac{g \cdot \Delta H}{\Delta A/A - \Delta \rho/\rho}$$

elde edilir.

Eğer boru darbe anında uzamayacak şekilde sabit olarak mesnetlenmişse, $\Delta S = 0$ olacak ve aynı eşitlik elde edilecektir. Burada,

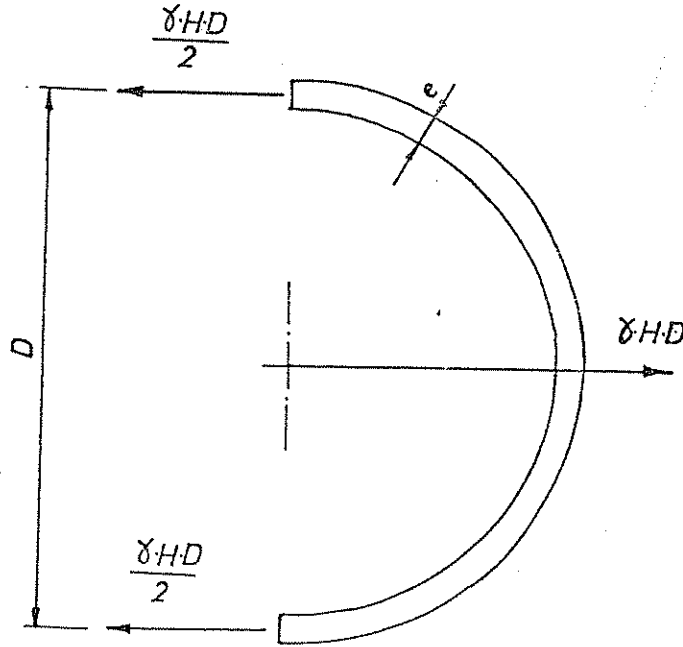
$$K = \frac{\Delta}{\Delta \rho / \rho} = - \frac{\Delta}{\Delta V / V}$$

şeklinde tanımlanan hacımsal sıkıştırılabilirlik katsayısı denkleme konarak,

$$a^2 = \frac{K/\rho}{1 - (K/A)(\Delta A/\Delta p)} \quad (2.6)$$

elde edilir. Kalın çeperli borularda $\Delta A/\Delta p$ oranı çok küçük olduğundan, ses hızı $a^2=K/\rho$ şeklinde basitleşir.

Boru kesit alanının basınca göre değişimini veren $\Delta A/\Delta p$ terimini hesaplamak için elastisite kuramından yararlanılır.



Şekil 2.3 Boru çeperine etkiyen kuvvetler

Boru çeperindeki teğetsel gerilme Şekil 2.3'de görüldüğü gibi hidrolik yük ve özgül ağırlık cinsinden

$$\sigma_t = \frac{\rho g \cdot H \cdot D}{2e}$$

olarak bulunur. Basınç derbesi anındaki gerilme artışı $\Delta\sigma_t$ ise, yük artışına bağlı olarak,

$$\Delta\sigma_t = \frac{3g \cdot \Delta H \cdot D}{2e} = \frac{\Delta p \cdot D}{2e}$$

biçiminde hesaplanır. Elastisite teorisine göre bu teğetsel gerilme,

$$\Delta\sigma_e = -\mu \cdot \Delta\sigma_t$$

şekline bir aksenal gerilmeye neden olur. Buna göre boru çeperindeki aksenal ve teğetsel birim şekil değiştirmeler

$$\Delta\epsilon_e = \frac{\Delta\sigma_e}{E} \quad ; \quad \Delta\epsilon_t = \frac{\Delta\sigma_t}{E}$$

Teğetsel birim şekil değiştirme ile aksenal birim değiştirme arasında Poisson oranı olduğuna göre,

$$\mu = -\frac{\epsilon}{\epsilon_1}$$

yazılır. Kesit alanındaki artma, bileşke birim şekil değiştirmeye,

$$\Delta A = \Delta\epsilon_t \frac{D}{2} \pi D \quad \frac{\Delta A}{A} = 2 \cdot \Delta\epsilon_t \quad (2.7)$$

biçiminde bağlı olduğundan, bileşke birim şekil değiştirme,

$$\epsilon_t = \epsilon_2 + \epsilon = \epsilon_2 - \mu \cdot \epsilon_1$$

şeklinde hesaplanarak,

$$\epsilon_2 = \frac{\sigma_2}{E} \quad ; \quad \epsilon_1 = \frac{\sigma_1}{E} \quad (2.8)$$

gerilmeler cinsinden ifade edilir.

Boru hatlarında aksenal uzama olmayacağı kabulü yapılırsa, $\epsilon_1 = 0$ ve $\sigma_1 = \mu \cdot \sigma_2$ yazılarak, ϵ_t bileşkesi (2.8) denklemi yardımı ile gerilmeler cinsinden yazılıp (2.7) denkleminde yerine konulursa ve elde edilen ifade Δp ile bölünülürse, aşağıdaki ifade bulunur.

$$\frac{\Delta A}{A \cdot \Delta p} = \frac{2}{\Delta p \cdot E} (\Delta \sigma_2 - \mu^2 \cdot \Delta \sigma_2) = \frac{D}{Ee} (1 - \mu^2)$$

Bulunan ifade, (2.6) denkleminde yerine koyulursa, boru içindeki ses hızı, elastik dalga yayılma hızına eşit olacak şekilde,

$$a = \left[\frac{K/3}{1 + \frac{K \cdot D}{E \cdot e} (1 - \mu^2)} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.9)$$

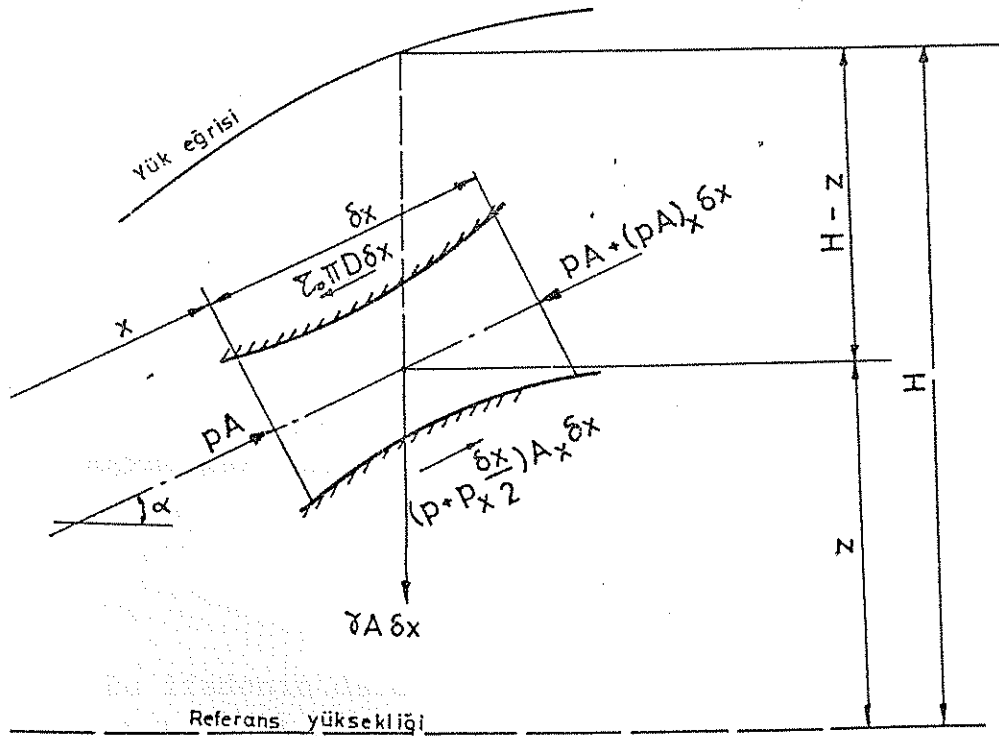
olarak elde edilir.

BÖLÜM 3

TEMEL DİFERANSİYEL DENKLEMLER

3.1 HAREKET DENKLEMİ

Hareket denklemi, konik veya silindirik bir çeper içindeki akışta, seçilen bir kontrol hacmine Newton'un İkinci Hareket Kanunu uyarınca bu cisme etkiyen kuvvetlerin dengesi hesaplanarak bulunur. Boru eksenindeki hız ve basınç dağılımı bağımsız değişkenler olan t ve x 'e göre çıkartılır. Daha sonra bu denklemler asıl bulunması istenilen yük ve debi cinsinden ifade edilir.



Şekil 3.1 Hareket denklemi için kontrol hacminin serbest cisim diyagramı

Şekil 3.1'de dx kalınlığında, A kesit alanında bir akışkan parçasının serbest cisim diyagramı çizilmiştir. Çözümün genel olması amacıyla akışın içinde gerçekleştiği çeper, yatayla α açısı yapacak şekilde seçilmiştir.

Bu durumda, cismin üzerine etkiyen kuvvetler,

- kesit yüzeylerine dik yönde etkiyen basınç kuvvetleri
- cismin çevresine etkiyen basınç ve kesme kuvvetleri
- kütle kuvvetleri

olarak sıralanır. Bu kuvvetlerin x yönündeki bileşenleri alınıp, kesme kuvveti τ 'nin -x yönünde etkidığı düşünülerek,

$$pA - (pA + \frac{\partial}{\partial x}(pA)dx) + p \frac{\partial A}{\partial x} dx + \Delta A \cdot dx \cdot \sin\alpha -$$

$$\tau \pi D dx = \rho A dx \frac{DV}{Dt}$$

Denklemini sadeleştirip ($\rho A dx$) kütlesine bölelim.

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + g \sin\alpha - \frac{4\tau}{\rho D} = \frac{DV}{Dt}$$

Silindirik borularda, daimi ve türbülanslı akımlar için kayma gerilmesi

$$\tau = \frac{3f}{8} V^2$$

dir. Bu ifadenin daimi olmayan akımlar için de geçerli olduğu kabul edildiği takdirde

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + g \sin\alpha - \frac{fV^2}{2D} = \frac{DV}{Dt} \quad (3.1)$$

elde edilir. Diğer taraftan

$$H=z+\frac{p}{\rho g} \quad ; \quad p=\rho g(H-z) \quad ; \quad \sin\alpha=-\frac{\partial z}{\partial x}$$

olduğu da düşünülerek (3.1) denklemi

$$-\frac{1}{\rho} \rho g \left(\frac{\partial H}{\partial x} - \frac{\partial z}{\partial x} \right) + g \sin\alpha - \frac{fV^2}{2D} = \frac{DV}{Dt}$$

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial H}{\partial x} - g \sin\alpha + g \sin\alpha - \frac{fV^2}{2D} = \frac{DV}{Dt}$$

$$\frac{DV}{Dt} + \rho \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{fV^2}{2D} = 0 \quad (3.2)$$

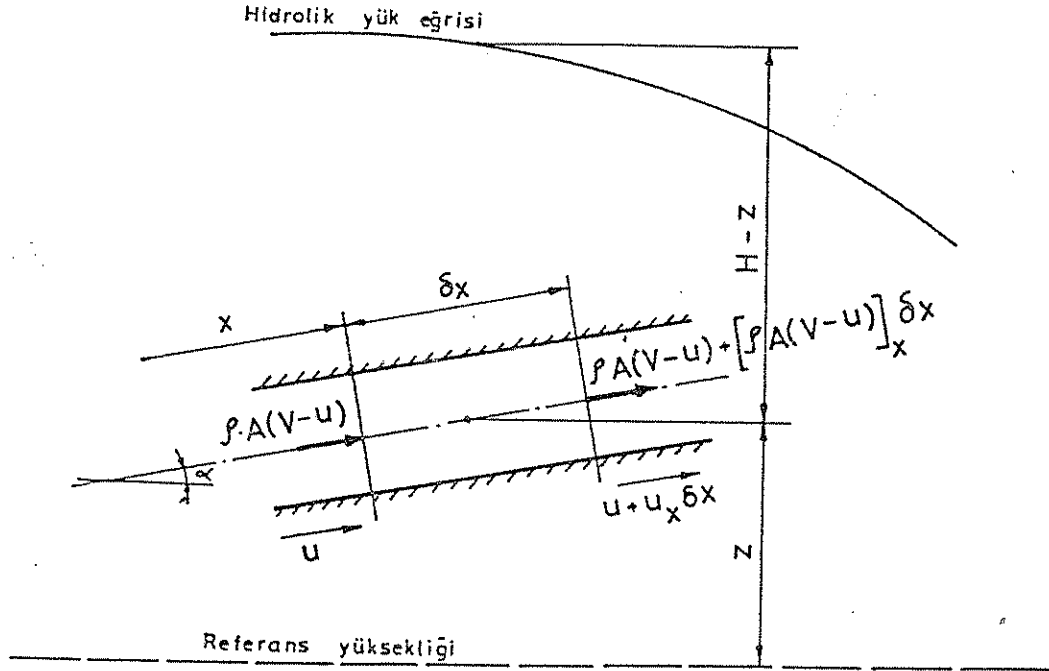
şeklini alır. Yük kayıplarının akım yönüne ters yönde olduklarını hesaba katabilmek için bundan sonra, (3.2) denkleminde $V^2=V|V|$ konular ve DV/Dt maddesel türevi açılarak yazılırsa

$$\rho \frac{\partial H}{\partial x} + V \frac{\partial V}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial t} + \frac{fV|V|}{2D} = 0 \quad (3.3)$$

hareket denklemi elde edilir.

3.2 SÜREKLİLİK DENKLEMİ

Bu bölümde, T.P.Probson^[2] tarafından geliştirilen şekli ile, süreklilik denkleminin çıkarılışı gösterilecektir. Bu yöntemde, üç değişik harekete göre alınan türevler denkleme girmektedir. Bunlardan ilk ikisi borunun aksenal hareketine ve bir akışkan parçacığının hareketine göre alınan türevler, süreklilik denklemine doğrudan girerler. Üçüncüsü olan basınç dalgasının hareketine göre alınan türev ise bundan sonraki bölümde açıklanacak olan karakteristikler yönteminin özelliğinden gelmektedir.



Şekil 3.2 Süreklilik denklemini için kontrol hacmi

Birim zaman süresince dx boyundaki akışkan elemanına giren ve çıkan kütlelerin farklarının, bu süre boyunca, gözönüne alınmış hacmin kütleindeki değişime eşit olacağı yazılırsa,

$$- \left(\frac{\partial}{\partial x} (\rho AV) \right) dx = \frac{\partial}{\partial t} (\rho A dx)$$

elde edilir. Bu ifade açılır ve dx, zamandan bağımsız olduğundan türevin dışına çıkartılırsa, dx ile bölümdükten sonra,

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho A) + v \frac{\partial (\rho A)}{\partial x} + \rho A \frac{\partial v}{\partial x} = 0$$

veya ilk iki terimin (ρA) nın maddesel türevine eşit olduğuna dikkat edilirse

$$\frac{D}{Dt} (\rho A) + \rho A \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad (3.4)$$

elde edilir. Burada ilk terim cisimlerin elastikiyetini ve akışkanın sıkışabilmesinin etkisini belirtmektedir.

$$\rho A = (\rho_0 + d\rho)(A_0 + dA)$$

$$= \rho_0 A_0 \left(1 + \frac{d\rho}{\rho_0} \right) \left(1 + \frac{dA}{A_0} \right)$$

$$\approx \rho_0 A_0 \left(1 + \frac{d\rho}{\rho_0} + \frac{dA}{A_0} \right)$$

yazılabilir. Burada ρ_0, A_0 daimi rejimdeki değerleri, $d\rho$ ve dA bu değerlerden olan sapmaları göstermektedir. Son eşitlik yazılırken ikinci mertebeden küçük olan terimler ihmal edilmişlerdir. Diğer taraftan,

$$\frac{d\varrho}{\varrho_0} = \frac{dp}{K} \quad \text{ve} \quad \frac{dA}{A_0} = \frac{1}{E} \frac{D}{e} dp$$

olduğu düşünülür ve bu değerler yukarıdaki denklemde yerine konulursa

$$\varrho A = \varrho_0 A_0 \left(1 + \left(\frac{1}{K} + \frac{D}{Ee} \right) dp \right)$$

elde edilir. Bu değer (3.4) denkleminde yerine konulursa

$$\frac{D}{Dt}(\varrho A) \approx \varrho_0 A_0 \left(\frac{1}{K} + \frac{D}{Ee} \right) \frac{Dp}{Dt} \quad (3.5)$$

bulunur. Bu ifade yazılırken, çap ve et kalınlığı değişimlerinin, basınç değişikliği yanında ihmal edilebileceği kabul edilmiştir. Burada

$$\frac{1}{a^2} = \varrho_0 \left(\frac{1}{K} + \frac{D}{Ee} \right) \quad (3.6)$$

olduğu hatırlanırsa (3.5) denklemi

$$\frac{D(\varrho A)}{Dt} = \frac{A_0}{a} \frac{Dp}{Dt}$$

halini alır ve dolayısıyla süreklilik denklemi, A_0 'la da bölerek

$$\frac{1}{a^2} \frac{Dp}{Dt} + \varrho_0 \frac{\partial V}{\partial x} = 0 \quad (3.7)$$

şeklini alır. $p = \varrho_0 g(H - z)$ konulduğu takdirde ise

$$\frac{g}{a^2} \left(\frac{dH}{dt} - \frac{dz}{dt} \right) + \frac{\partial V}{\partial x} = 0$$

ve

$$\frac{dz}{dt} = \frac{\partial z}{\partial t} + V \frac{\partial z}{\partial x}$$

$$\frac{\partial z}{\partial x} = -\text{Sin}\alpha \quad \frac{\partial z}{\partial t} = 0$$

olduğu da düşünülerek,

$$\frac{g}{a^2} \left(\frac{DH}{Dt} + V \text{Sin}\alpha \right) + \frac{\partial V}{\partial x}$$

veya a^2/g ile çarpıp, maddesel türev açıldıktan sonra,

$$\frac{\partial H}{\partial t} + V \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{a^2 \partial V}{g \partial x} + V \text{Sin}\alpha = 0 \quad (3.8)$$

elde edilir.

BÖLÜM 4

KARAKTERİSTİKLER YÖNTEMİYLE SAYISAL ÇÖZÜM

4.1 DİFERANSİYEL DENKLEMLERİN DÖNÜŞTÜRÜLMESİ

Hareket ve süreklilik denklemlerini L_1 ve L_2 olarak tanımlayalım.

$$L_1 = g \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial t} + \frac{f}{2D} V|V| = 0$$

$$L_2 = \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{a^2}{g} \frac{\partial V}{\partial x} = 0$$

Bu denklemler bilinmeyen bir λ çarpanı kullanılarak lineer olarak birleştirilebilir.

$$L = L_1 + \lambda L_2$$

$$L = \lambda \left(\frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial H}{\partial t} \right) + \left(\frac{\partial V}{\partial x} \lambda \frac{a^2}{g} + \frac{\partial V}{\partial t} \right) + \frac{f}{2D} V|V| = 0 \quad (4.1)$$

λ 'nın herhangi gerçek ve farklı iki değeri için denklem (3.3) ve (3.8)'e eşdeğer olan iki yeni denklem elde edilecektir. λ için seçilmiş iki uygun değerle denklem (4.1) basitleştirilebilir. Diferensiyel hesaptan bilindiği gibi,

$$\frac{dH}{dt} = \frac{\partial H}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{dH}{dt} \quad \frac{dV}{dt} = \frac{\partial V}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{dV}{dt} \quad (4.2)$$

dir. (4.2) denklemleri ile denklem (4.1) incelendiğinde görülür ki,

$$\frac{dx}{dt} = \frac{g}{\lambda} = \frac{\lambda a^2}{g} \quad (4.3)$$

seçilirse denklem (4.1) adi diferensiyel denklem haline gelir.

$$\lambda \frac{dH}{dt} + \frac{dV}{dt} + \frac{f|V|}{2D} \quad (4.4)$$

Denklem (4.3) çözümü λ için iki farklı değer verir.

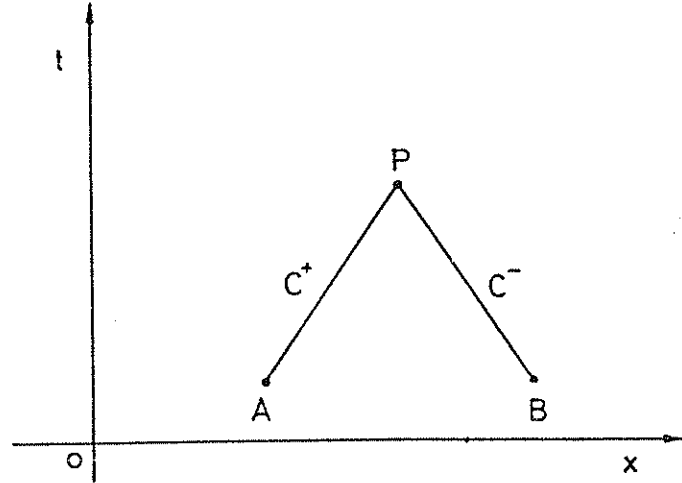
$$\lambda_1 = \frac{g}{a} \quad \lambda_2 = -\frac{g}{a}$$

λ nın bu değerleri (4.3) ve (4.4) de yerine konulursa C^+ ve C^- olarak adlandıracağımız karakteristik denklemleri elde ederiz.

$$\left. \begin{aligned} \frac{g}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{dV}{dt} + \frac{f}{2D} V|V| &= 0 & (4.5) \\ \frac{dx}{dt} &= a & (4.6) \end{aligned} \right\} C^+$$

$$\left. \begin{aligned} -\frac{g}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{dV}{dt} + \frac{f}{2D} V|V| &= 0 & (4.7) \\ \frac{dx}{dt} &= -a & (4.8) \end{aligned} \right\} C^-$$

Böylece, λ 'nın iki gerçel değeri, başlangıçtaki iki diferansiyel denklemi birbirlerine bağlı iki çift tam diferansiyel denkleme dönüştürmekte kullanılmış olur. Bu denklem takımının her çözümü (3.3) ve (3.8) denklemlerinin de çözümü olacaktır. Verilen bir boru hattı için ses hızı sabit kaldığına göre, (4.6) ve (4.8) denklemleri x - t düzleminde birer doğru tanımlarlar. Yani bu denklemler, Şekil 4.1'de gösterilen doğrular boyunca sağlanırlar. Bu doğrulara karakteristikler adı verilir.

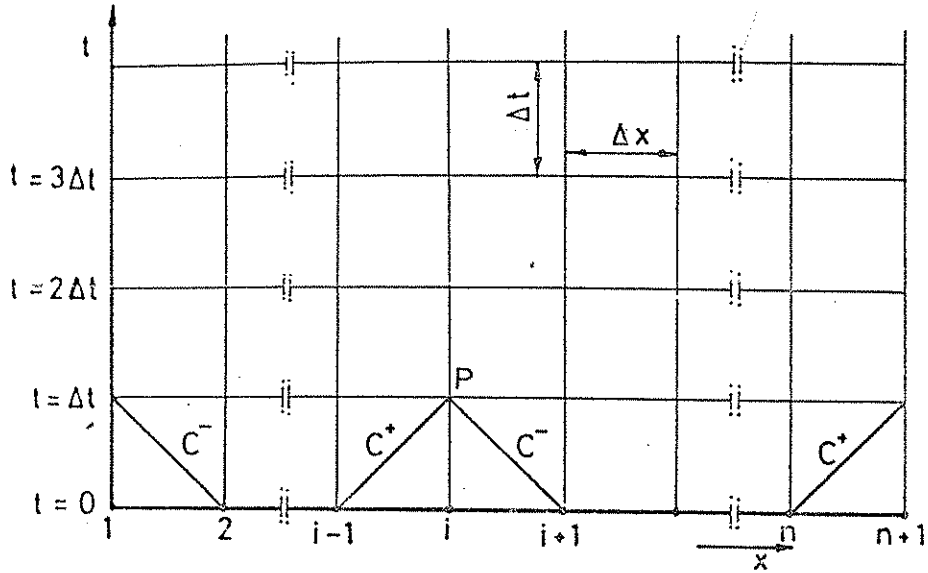


Şekil 4.1 Bir noktanın karakteristiklerinin x - t düzleminde gösterilmesi

4.2 SONLU FARK DENKLEMLERİ İLE SAYISAL ÇÖZÜM

Boru hattı Δx uzunluğundaki N eşit adıma bölünür. Zaman adımı $\Delta t = \Delta x/a$ şeklinde hesaplanır.

Eğer bağımlı değişkenler olan V_A ve H_A değerleri A noktası için biliniyorsa, C^+ karakteristiği boyunca geçerli olan (4.5) denklemi A ve P noktaları arasında integre edilebilir. Aynı şekilde B noktası için V_B ve H_B değerleri biliniyorsa (4.8) denkleminde C^- karakteristiği boyunca integre edilebilir. Denklem (4.5) ve (4.8) $adt/g = dx/g$ ile çarpılarak bu işlemler yapılırsa,



Şekil 4.2 Borunun sonlu farklar yöntemi uyarınca bölünmesi

$$\int_{H_A}^{H_P} dH + \frac{a}{gA} \int_{Q_A}^{Q_P} dQ + \frac{f}{2gDA^2} \int_{x_A}^{x_P} Q|Q| dx = 0$$

$$-\int_{H_B}^{H_P} dH + \frac{a}{gA} \int_{Q_B}^{Q_P} dQ + \frac{f}{2gDA^2} \int_{x_B}^{x_P} Q|Q| dx = 0$$

Denklemlerin integrasyonunda borunun eğiminden dolayı gelen terim ihmal edilmiş ve $Q=VA$ alınarak hız yerine debi ile hesap yapılmıştır.

$$H_P - H_A + \frac{a}{gA} (Q_P - Q_A) + \frac{f \cdot \Delta x}{2gDA^2} Q_A |Q_A| = 0$$

$$H_P - H_B + \frac{a}{gA} (Q_P - Q_B) + \frac{f \cdot \Delta x}{2gDA^2} Q_B |Q_B| = 0$$

Bu iki denklem su darbesi koşullarında boru içindeki yük ve debiyi veren lineer denklem takımıdır. Bu denklemlerden H_P 'yi çözersek,

$$C^+ : H_P = H_A - B(Q_P - Q_A) - RQ_A |Q_A| \quad (4.9)$$

$$C^- : H_P = H_B - B(Q_P - Q_B) - RQ_B |Q_B| \quad (4.10)$$

bulunur. Burada

$$B = \frac{a}{gA} \quad R = \frac{f \cdot \Delta x}{2gDA^2}$$

Geçici rejim problemlerinin çözümüne genellikle daimi rejim hali ilk şart alınarak başlanır. Çözüm her düğüm noktasında $t=\Delta t$ boyunca yük ve debiyi bulmaktır. Daha sonra aşamalı olarak her zaman adımı için aynı çözüme istenen zaman limitine kadar devam edilir.

Bilgisayarla yapılacak çözümler için uygun olan indisli notasyonla denklemlerimizi yazarsak, t anındaki i noktasının (t-Δt) anındaki (i-1) ve (i+1) noktalarının özelliklerine bağlayan karakteristik sabitler,

$$C_P = H_{i-1} + BQ_{i-1} - RQ_{i-1}|Q_{i-1}| \quad (4.11)$$

$$C_M = H_{i+1} - BQ_{i+1} + RQ_{i+1}|Q_{i+1}| \quad (4.12)$$

şeklinde yerlerine yerlerine koyulmak üzere, denklem takımı basitçe,

$$C^+ : H_{P_i} = C_P - BQ_{P_i} \quad (4.13)$$

$$C^- : H_{P_i} = C_M + BQ_{P_i} \quad (4.14)$$

olarak yazılır. Denklem (4.13) ve (4.14)'den Q_{P_i} 'yi elimine edersek,

$$H_{P_i} = \frac{C_P + C_M}{2} \quad (4.15)$$

buluruz. Daha sonra denklem (4.13) veya (4.14)'den debi hesaplanabilir. Bu denklemlerdeki i indisi düğüm noktasının yerini x-koordinatı ile belirlemekte, P indisi ise hesaplanmakta olan t anına ilişkin büyüklükler için kullanılmaktadır.

4.3 TEMEL SINIR ŞARTLARI

$$C^+ : H_{P_1} = C_P - BQ_{P_1}$$

$$C^- : H_{P_1} = C_M + BQ_{P_1}$$

Şekil 4.2'den görüldüğü gibi, 1. düğüm noktasında C^+ , sonuncu düğüm noktasında ise C^- karakteristik denklemlerini yazmak olanagı yoktur. Bu nedenle, bu sınır noktalar için başka denklemlere gereksinim vardır. Yukarıda verilen denklemler ile iç noktalar hesaplandıktan sonra sınır koşullarına göre, sınır noktalarının hesaplanmasına geçilir.

Aşağıda çok kullanılan bazı sınır şartlarına örnekler verilmiştir.

1° Depo sınır şartı:

Büyük depolarda sıvı seviyesi sabit kabul edilebilir. Bu sayede depo sınır şartı olarak

$$H_{P_1} = H_0$$

yazılabilir. Burada H_0 depo sıvı seviyesinin referans düzlemine olan uzaklığıdır. Debi değerini ise denklem (4.14)'den direkt olarak hesaplırsak

$$Q_{P_1} = \frac{H_{P_1} - C_M}{B}$$

2° Hız (debi) sınır şartı:

Boru hattının baş kısmında yada sonunda bulunan vanaları karakterize etmek üzere kullanılan sınır şartıdır. Ani kapama hali için bir anda debinin sıfır olduğu kabul edilerek hesap yapılır. Denklem (4.13)'den ise yük hesaplanır.

$$Q_{P_{N+1}} = 0$$

$$H_{P_{N+1}} = H_N + BQ_N - RQ_N |Q_N|$$

Bu sınır şartlarından başka basınç-debi eğrisinin bilindiği pompa sınır şartı, valfin kapama kanununun bilindiği hız sınır şartı gibi değişik sınır şartları da kullanılmaktadır.

BÖLÜM 5

ÇEK VALF DİNAMİĞİ

5.1 GENEL İFADELER

Bu bölümde çek valflerin dinamik şartlar altındaki davranışlarını temsil eden genel denklemler belirlenecektir. Karşılaşılan problemin türüne göre bu denklemlerden hareketle özel matematik modeller kurulabilir.

Valf kapasının hareketi üzerinde yapılacak detaylı bir analiz sonucunda çek valfin dinamik davranışı hakkında yeterli bilgi edilebilir. Bu amaçla kapaya etki eden bütün kuvvetler hesaba katılmalıdır. Aşağıdaki denklemler dönme hareketi yapan bir valf kapası için yazılmışlardır. Öteleme hareketi yapan kapaklar için de bu denklemlere eşdeğer denklemler kullanılır.

Valf kapasının hareketi için Newton'un İkinci Hareket Kanunu uyarınca, T , I ve θ sırasıyla, valfe etkiyen moment, hareketli kısımların ve çevresindeki suyun toplam atalet momenti ve valf kapasının tam açık konumundan itibaren ölçülen dönme açısı olmak üzere,

$$T = I \frac{d^2\theta}{dt^2} \quad (5.1)$$

yazılabilir. Valf kapasının çevreleyen akışkanın atalet momenti özellikle kapanın hızlı hareketlerinde önemli olmaktadır. Böyle durumlarda bu değer valfin hareketli kısımlarının atalet momentine eklenmelidir.

Kapaga uygulanan momentler:

- Kapagın ağırlığından dolayı oluşan moment (T_w)
- Dış kuvvetlerden dolayı oluşan moment (T_e)
- Sürtünme kuvvetinden dolayı oluşan moment (T_f)
- Hidrodinamik kuvvetten dolayı oluşan moment (T_h)

Kapagın ağırlığından dolayı oluşan moment valfin boyutlarına ve geometrisine bağlıdır. Dış kuvvetlerden dolayı oluşan moment ise, dengeleme ağırlıkları veya yaylar nedeni ile meydana gelir. Bu moment de valfin boyutlarına ve geometrisine bağlıdır.

Hidrodinamik kuvvetten dolayı oluşan moment ise valfin geometrisinden çok kapak etrafındaki akışa bağlıdır. Kapagın hareketi daimi rejimdeki akışı bozduğu için bu moment, kapagın konumuna, kapagın açılma hızına ve valften geçen debiye bağlıdır.

$$T_h = f(Q, \theta, d\theta/dt) \quad (5.2)$$

Valfin yarattığı basınç kaybı, kapak etrafındaki akış düzenine bağlıdır. Buna göre

$$\Delta H = g(Q, \theta, d\theta/dt) \quad (5.3)$$

olarak yazılabilir.

Bitişik borulardaki tek boyutlu, daimi olmayan akışı belirleyen denklemler daha önceki bölümlerde çıkarıldığı gibi,

$$g \frac{\partial H}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{f|v||v|}{2D} = 0 \quad (5.4)$$

$$\frac{\partial H}{\partial t} + v \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{a^2 \partial v}{g \partial x} + v \sin \alpha = 0 \quad (5.5)$$

dir. Bu denklemler akışkan basıncının, buharlaşma basıncından büyük olduğu hallerde geçerlidir.

Yukarıdaki altı denklem ve bitişik borulardaki sınır şartlarından (pompa, hava kazanı, hazne) yararlanarak, valf kapagının hareketi belirlenebilir.

Bununla birlikte herhangi bir valf için denklem (5.3) ve (5.4) belirli değildir. Ancak dinamik testler yapılarak bu ifadeler ortaya çıkartılabilir. İşte bu nedenle dinamik şartlar altındaki bir valfin davranışı doğru olarak tesbit edilemez.

Valfin dinamik davranışı hakkında bir fikir edinebilmek, sadece valf kapagının hareketinin yeteri kadar yavaş olması hali için mümkün olmaktadır. Eğer kapagın hareketinin, etrafındaki akış düzenine etkisi ihmal edilirse, hem hidrodinamik kuvvetler yüzünden doğan moment, hem de valfin yarattığı basınç kaybı, sadece valfden geçen debiye ve kapagın konumuna bağlı olacaktır.

Reynolds etkilerini ihmal edebileceğimize göre, moment ve basınç kaybı debinin karesi ile orantılı olacaktır.

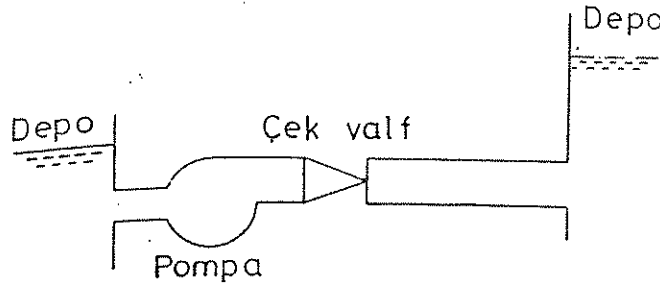
$$T_h = a(\theta)Q|Q| \quad (5.6)$$

$$\Delta H = b(\theta)Q|Q| \quad (5.7)$$

Kapagın konumuna bağlı olan a ve b katsayılarının her iki akış yönü için farklı değerleri vardır. Bu katsayılar, daimi akış halinde yapılacak deneylerle ya da potansiyel akış kabulü yapılarak teorik yoldan elde edilebilir.

5.2 POMPALI BİR TESİSDEKİ ÇEK VALF İÇİN MATEMATİK MODEL

Bir depoya su basan pompayı besleyen motorun cereyan kesilmesi veya başka bir nedenle aksadığını düşünelim. Bu durumda çevirici moment ortadan kalktığından, pompa çarkı suya enerji veremeyecek ve zamanla ters akış meydana gelecektir. İşte bu ters akışın zararlı etkilerinden pompayı korumak için çek valfler kullanılmaktadır.



Şekil 5.1 Pompa tesisi

Bu tesisin matematik modelinin kurulmasındaki hesaplarda kolaylık sağlaması açısından bazı basitleştirici varsayımlar yapılmıştır.

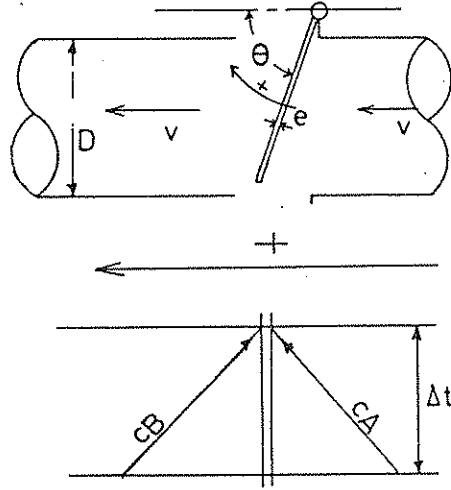
(i) Valfin her iki yüzündeki basınç her zaman Uniform kabul edilmektedir.

(ii) Valf tarafından yaratılan basınç kaybı:

$$\frac{1}{2g} \left[\frac{\text{Valfi geçen debi}}{A(1 - \sin\theta)} \right]^2$$

denklemleriyle hesaplanacaktır.

Şekil 5.2'de şematik olarak gösterilen valf için kapagın dönme eksenine göre momentler alınarsa:



Şekil 5.2 Çek valfin şematik gösterilimi

- Ağırlık ve kaldırma kuvvetlerinden dolayı oluşan moment

$$T_w = - \frac{\pi}{4} D^2 \cdot l \cdot e (\rho_k - \rho) g \cos \theta$$

- Basınç farkı nedeni ile oluşan moment

$$T_h = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot l \cdot \rho g (H_{u/s} - H_{d/s})$$

elde edilir. Burada

D : Valf kapaklarının çapı.

e : Valf kapaklarının kalınlığı.

l : Dönme ekseninin, valf kapaklarının ağırlık mekezine uzaklığı.

$H_{u/s}$, $H_{d/s}$: Daimi olmayan halde valfin ön ve arka yüzündeki yük değerleri.

ρ_k : Valf kapaklarının yoğunluğu.

Newton 'un İkinci hareket kanununu sisteme uyguladığımızda ,

$$I \cdot \frac{d^2\theta}{dt^2} + \frac{\pi}{4} D^2 \cdot l \cdot g [e(\sin\theta - \theta)\cos\theta + \theta(H_u/s - H_d/s)] = 0 \quad (5.8)$$

denklemini elde ederiz.

Valfden geçen debi iki kısımdan oluşur.

- Valf kapagını geçen debi
- Valf kapagının konumunun değişmesinden dolayı geçen debi

Eğer kapagın açılma hızı θ ise, kapak hareketinden dolayı yaratılan hacımsal akı için,

$$\frac{\pi}{4} D^2 \cdot \theta \cdot l$$

yazılabilir. Böylece valfden geçen debi için

$$Q = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot \theta \cdot l \cdot (H_u/s - H_d/s)^{\frac{1}{2}} (1 - \sin\theta) \frac{\pi}{4} D^2 \cdot (2g)^{\frac{1}{2}} \quad (5.9)$$

ifadesini buluruz.

Valf kapagının pompa tarafı için C^+ karakteristiği, diğer tarafı (depo tarafı) için C^- karakteristiği geçerli olacaktır. Bu denklemler yazılırsa:

$$H_u/s = C_p - B \cdot Q \quad (5.10)$$

$$H_d/s = C_M + B \cdot Q \quad (5.11)$$

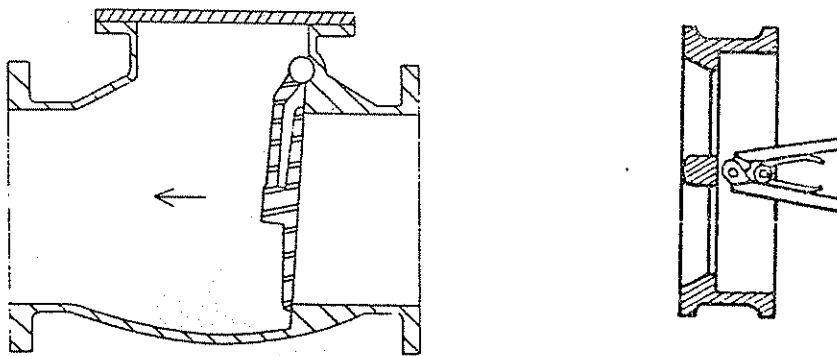
(5.8), (5.9), (5.10), (5.11) denklemlerinden ve bitişik boru sonlarındaki sınır şartlarından yararlanarak, bilinmeyenler olan $\theta, Q, H_u/s, H_d/s$ hesaplanır. Böylece valfin dinamik davranışı belirlenmiş olur.

BÖLÜM 6

ÇEK VALFLERİN DİNAMİK KARAKTERİSTİĞİ

6.1 ÇEK VALFLERİN KAPAMA PRENSİBİ VE SONUÇLARI

Çek valfler, normal yönde su akımı geçmediği zamanlar kapanacak şekilde dizayn edilirler. Akış başladığı anda kapakçık veya bilya açılarak hız değeri V_0 tam açma hızına erişilince tamamen üst yuvasına oturur. Borudaki normal çalışma hızı V_0 hızının üzerindedir. Örneğin bir pompaj tesisinde, sistemi besleyen pompanın aksadığını düşünelim. Pompanın tam olarak akışkanı basmaması nedeni ile su kolonunda bir yavaşlama olacak ve hız kademeli bir şekilde azalacaktır. Boru içindeki hızın değeri V_0 'a düşünce kapakçık harekete geçerek kapama işlemini başlatır. Bir süre sonra hız sıfıra erişir ama kapak hala açıktır. Bundan sonra ters akım başlar, kapama hala devam etmektedir. Ters akımın hızı bir maksimum değere eriştiği zaman kapak kapanır. Kapak, frenlenmemiş valf de oldukça süratli bir şekilde kapanır ve hız değeri de ani olarak sıfıra düşer. Bu ani kapamanın doğurduğu su darbesi kapagın üst tarafında bir basınç artmasına, kapagın alt tarafında ise bir basınç azalmasına neden olur.



Şekil 6.1 İki tip çek valf

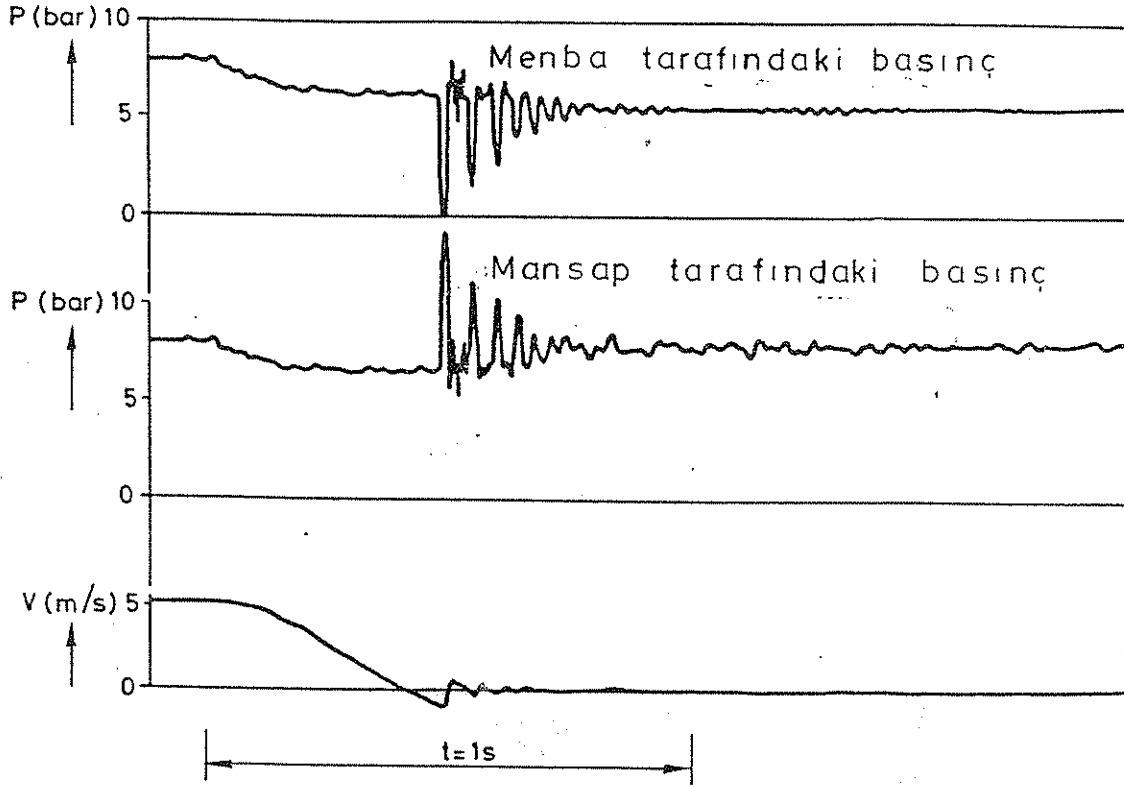
Klasik yelpaze (çalpara) tipi çek valf için durum çok tipiktir. Tam kapamadan biraz önce akım kesin olarak ters yönlüdür. Hızlı kapamanın doğurduğu basınç artışı, kapakçık üzerinde o şekilde ilave kuvvetler doğurur ki kapak anormal şekilde hızlanır ve yuvasına çarpar. Bu çarpma bazen kapağı parçalayabilir. Diğer bir tehlikeli durumda kapağın alt tarafındaki basıncın, negatif değeri nedeni ile kavitasyon ve kolon kopmasına neden olabilmelidir.

Hızlı kapamanın yapılabilmesi için T_S kapama zamanının, basınç darbesinin depoya gidip gelme zamanı olan ($T/2 = 2L/a$)'dan küçük olması gerekmektedir

Bu durumda oluşacak maksimum basınç artışı kapama kanununa ya da kapağın durumunun zamana göre değişim ilişkisine hiç bağlı değildir. Ters akışın etkisi ile valf kapandığı zaman, ters akışın maksimum hızı sıfıra düşer. Böylece valfin iki tarafında da basınç değişimi meydana gelir. İşte bu Δp basınç değişimi Allievi-Joukowsky formülü ile

$$\Delta p = \rho \cdot a \cdot V_{T_{maks}} \quad (6.1)$$

şeklinde hesaplanır. Şekil 6.2'de bir çek valfin kapanmadan sonraki hız ve her iki tarafındaki basınç değişimleri verilmiştir. Buradan da görüldüğü gibi bütün problem ters akışın maksimum hızının belirlenebilmesidir.



Şekil 6.2 Gestra BB16 valfinde kapanıştan sonraki basınç ve hız değişimleri

Eğer valfin dinamik karakteristiği (1.1) ifadesi bilinirse, ters akışın maksimum hızını bulmak için (dV/dt) yavaşlamasının bilinmesine gereksinim olacaktır.

Aslında kapamanın başından sonuna kadar teorik olarak dV/dt 'nin sabit kalmasına olanak yoktur. Bununla birlikte, pratikte ölçülen hız değişimi diyagramlarının çoğunda, büyük bir zaman aralığında değişimin zamana göre lineer olması "dinamik karakteristik" kavramına bir anlam kazandırabilmektedir.

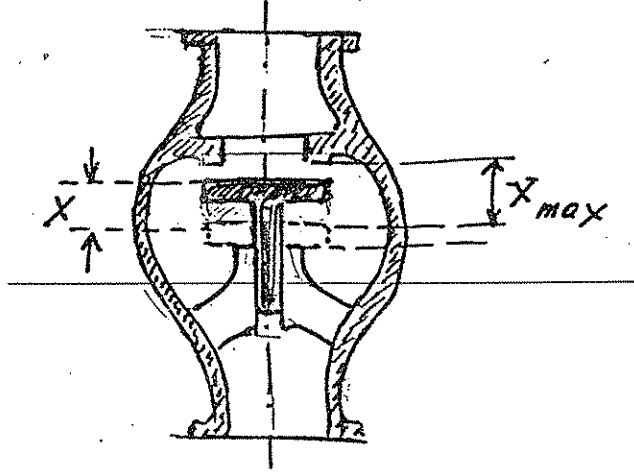
Tam çözüm ancak valfin dinamiğini hesaba katan bir sınır şartı ile karakteristikler yöntemi kullanılarak daimi olmayan akımın hesaplanması ile yapılabilir.

6.2 BASITLEŞTİRİLMİŞ TEORİ

Beşinci bölümde genel teori açıklanırken dönme hareketi yapan bir çek valf gözönüne alınmıştı. Şimdi ise öteleme hareketi yapan bir geri tepme ventili düşünelim. Hareketli tablanın (kapama elemanı) denge denklemi yazılırsa,

$$F_w + F_y + F_s + F_h = mx$$

elde edilir.



Şekil 6.3 Basit geri tepme ventili

Ağırlık ve yay kuvvetlerini hesaplamak kolaydır. Sürtme kuvvetleri içinse bazı ampirik kabuller yapılabilir. Burada en önemli nokta hidrodinamik kuvvetin hesabıdır. Bu kuvvet en genel halde vananın içindeki hız şekline, kapama elemanının konumuna ve hareketine bağlıdır. Burada tablanın ivmesinin etkisi akışkanın ataleti şeklinde atalet kuvvetine eklenebilir.

$$m = m_p + m_a$$

m_p : Parçacığın kütlesi

m_a : Akışkanın kütlesi

Deneylerle elde edilen tecrübeye göre, etkilenen akışkan kütlesi olarak tablanın çapına eşit bir küre hacmindeki sıvı kütlesi alınması tavsiye edilmektedir.

Hidrodinamik kuvvetin ifadesi tablayı geçen ortalama V hızı cinsinden boyut analizi ile,

$$F_h = k \cdot \rho \cdot V^2 = k_f \cdot \frac{\rho}{A^2} \cdot q^2$$

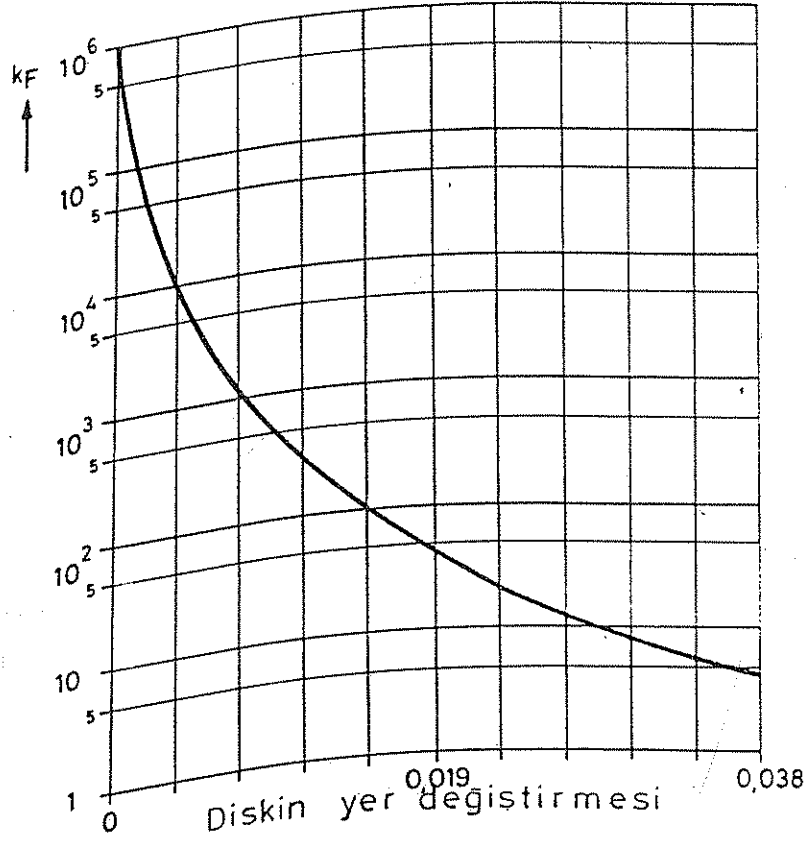
yazılabilir. Tablayı geçen debi için,

$$q = Q - A \cdot \dot{x}$$

ifadesi kullanılarak ,

$$F_h = \frac{\rho k_f}{D^2} (Q - D^2 \cdot \dot{x})^2$$

olarak hidrodinamik kuvvetin değeri elde edilir. Burada k_f hidrodinamik kuvvet katsayısı tablanın pozisyonunun fonksiyonudur. Problemin analitik olarak çözülmesi için vananın hidrodinamik kuvvet katsayısını gösteren karakteristiğe ihtiyaç vardır. Şekil 6.4'de özel bir tip çek valf için böyle bir karakteristik gösterilmektedir.



Sekil 6.4 Hidrodinamik kuvvet katsayısının deplasmanla değişimi

Şimdi problemi basitleştirmek için tablanın (diskin) ataletinin olmadığını ve yay veya dış kuvvetin olmadığını ayrıca sürtmelerin ihmal edildiğini düşünelim. Bu takdirde hareketli tablanın denge denklemi;

$$F_h = m \cdot \ddot{x} = 0$$

olacaktır. $F_h \approx q^2$ olduğundan

$$q = 0$$

$$q = Q - A \cdot \dot{x} = 0$$

Bu ise valfi geçen debinin sıfır olması, yani ortalama su hareketinin tablanın hareketine eşit olması demektir. Yani,

$$\dot{x} = V$$

yazılabilir. O halde tabla kapama süresince sabit dV/dt ivmesi ile hareket edecektir

$$x = \frac{1}{2} b \cdot t^2 = \frac{1}{2} \frac{dV}{dt} t^2$$

$$t = \frac{V}{dV/dt}$$

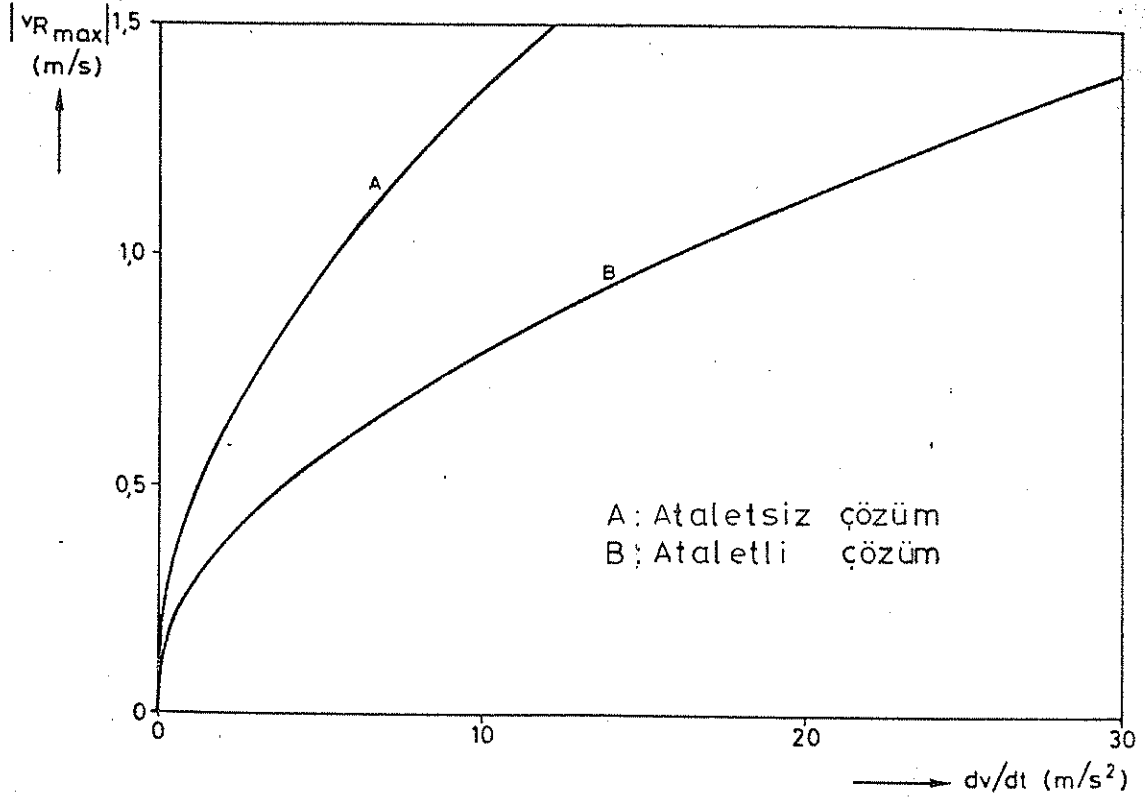
Herhangi bir $t=t$ anında, $x=x$ mesafesi kat edilince erişilen hız:

$$V = (2 \cdot x \cdot dV/dt)^{1/2}$$

Tam kapamada erişilen hız ise

$$V_{T_{max}} = (2 \cdot X_{max} / dt)^{1/2}$$

olarak elde edilir. Böylece ,vananın dinamik karakteristiği bulunmuş olur. Eğer parçanın ve sıvının ataleti hesaba katılırsa kapama daha yavaşlayacağı için ters akışın maksimumu artacaktır. Şekil 6.5'de her iki hal için de değişim eğrileri çizilmiştir.



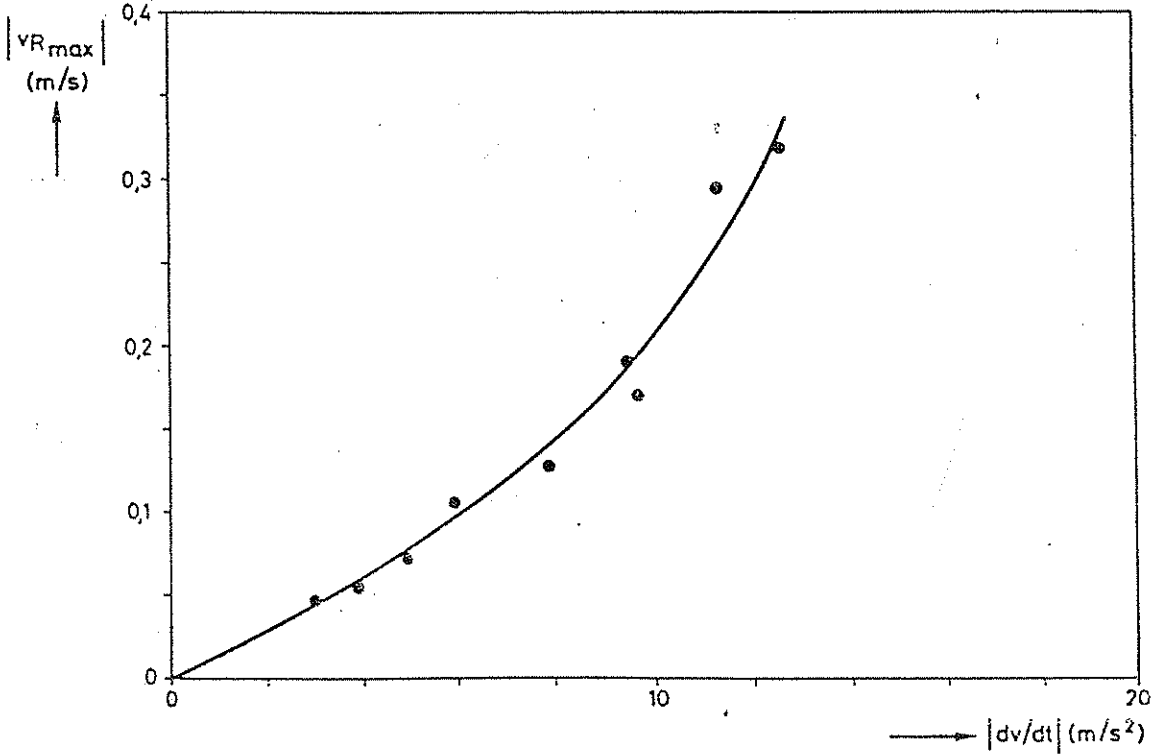
Şekil 6.5 Gestra RK56 valfi için hesaplanmış dinamik karakteristikler

6.3 DINAMİK KARAKTERİSTİK KAVRAMI

Yukarıdaki analitik çözümden de görüldüğü gibi bir çek valfin dinamik davranışının tesbitinde (dV/dt) ortalama yavaşlaması belirleyici bir parametredir. Aynı zamanda, oluşacak ters akımı da belirler. Bu nedenle her valf için (dV/dt) 'nin yaratacağı ters hızın maksimum değerini gösteren bir eğri çizilebilir.

$$V_{T_{maks}} = f(dV/dt)$$

İşte bu tip bir grafik valfin dinamik özelliğini karakterize eder. Bu yüzden çek valflerin dinamik karakteristiği olarak tanımlanır. Bu karakteristik valfin tipine, boyutuna ve konstrüksiyonuna bağlıdır. Dinamik karakteristik imalatçı tarafından hazırlanıp verilmelidir. Şekil 6.6'de bu tip bir karakteristik verilmiştir.



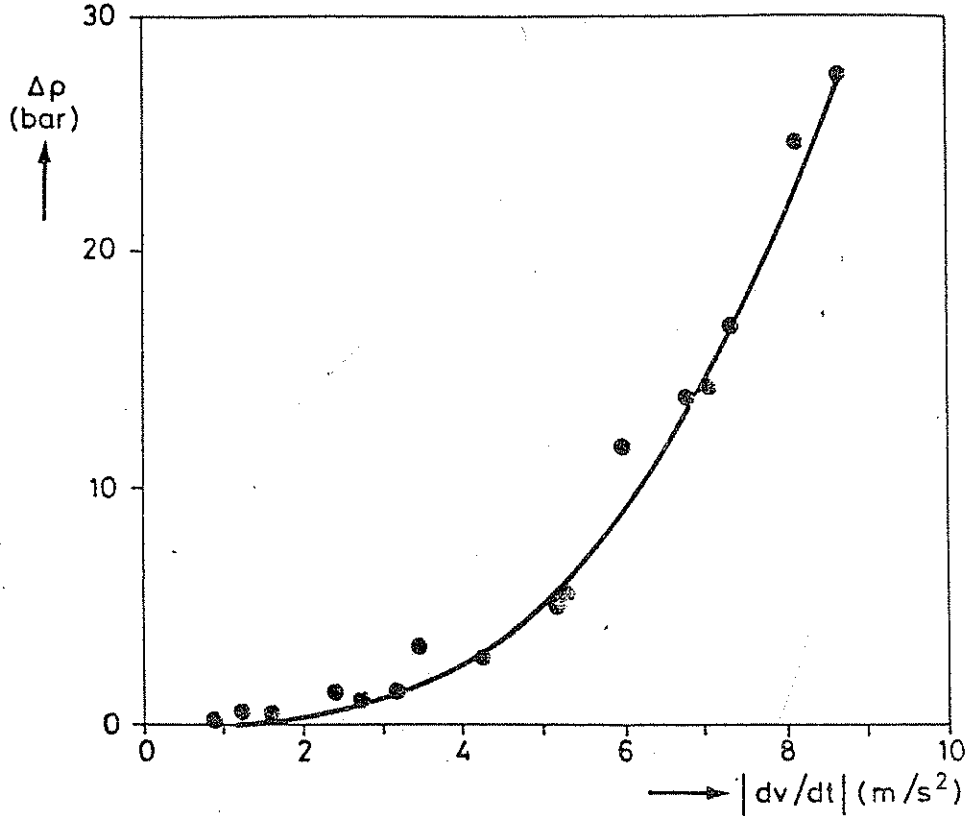
Şekil 6.6 Mannesmann Demag marka bir çek valfin dinamik karakteristiği

Dinamik karakteristiğinin başka bir şekilde verilmesi de, aşağıdaki akış tarafındaki basınç yükselişinin (dV/dt)'nin fonksiyonu olarak çizilmesidir.

$$\Delta p = f(dV/dt)$$

Şekil 6.7'de bu cins bir diyagram verilmiştir. Buradaki basınç yükselişi, kapanıştaki ters sıvı hızına, oynar parçanın ve yatağın elastisine, bağlantı borusundaki dalga hızına ve bağlantı borusunun uzunluğuna bağlıdır. Bundan dolayı bu yöntemle elde edilen grafik deney tesisatının özelliklerine bağlıdır. Diğer yöntemde ise (dV/dt)

yavaşlaması sabit kaldığı sürece çizilen grafik deney tesisatının özelliklerine bağlı değildir.

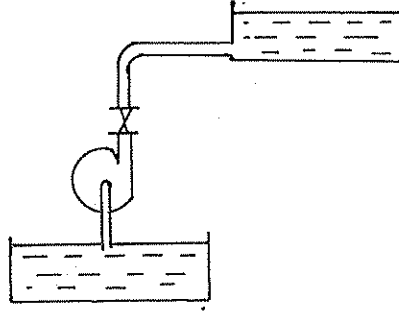


Şekil 6.7 Basınç yükselişi-yavaşlama (dV/dt) eğrisi.

Dinamik karakteristiği belirlemek için deney yapmak gerekmektedir. Ancak deney sonucunda elde edilen sonuçların, deney tesisatının özelliklerine mümkün olduğu kadar bağlı olmaması için çalışmak gereklidir.

6.4 DINAMİK KARAKTERİSTİĞİN KULLANILMASI

Boru hatlarının tasarımı aşamasında, hatta kullanılacak çek valflerin kapanma esnasında yaratacağı basınç yükselmelerinin hesaplanabilmesi gereklidir. Bu hesabı yapabilmek için çek valfin dinamik karakteristiği kullanılır. Daha önceki kısımda açıklandığı gibi dinamik karakteristiği kullanabilmek için (dV/dt) yavaşlamasının bilinmesi gereklidir. Bu yavaşlama, tesisat üzerinde ne çek valf ne de pompa yokmuş gibi düşünülerek daimi olmayan hareket için Bernoulli denklemi yazılarak hesaplanabilir.



Şekil 6.8 Pompa tesisi

Bernoulli denklemini emme ve basma haznelerinin serbest sıvı yüzeyleri arasında yazarsak ve denklemi tüm boru boyunca entegre edersek,

$$H_1 = H_2 + \int_1^2 \frac{1}{g} \frac{\partial V}{\partial t} ds$$

akışkan sıkıştırılamaz olduğu için

$$H_1 = Z_1 + P_1/3g + \alpha_1 \cdot V_1^2/2g$$

$$H_2 = Z_2 + P_2/3g + \alpha_2 \cdot V_2^2/2g$$

yazılabilir. Serbest yüzeylerde efektif basınçlar sıfırdır, ayrıca hazneler büyük olduğu için buralarda hız sıfır kabul edilebilir.

$$P_1 = 0 \quad V_1 = 0$$

$$P_2 = 0 \quad V_2 = 0$$

Dolayısıyla

$$Z_1 = Z_2 + \int_1^2 \frac{1}{g} \frac{dV}{dt} ds$$

olur. Tüm boru boyunca dV/dt 'nin değişmediğini kabul ederek

$$Z_1 = Z_2 + \frac{1}{g} \frac{dV}{dt} \int_1^2 ds$$

şeklinde yazılabilir. Entegre edersek,

$$Z_1 - Z_2 + \frac{1}{g} \frac{dV}{dt} (S_2 - S_1)$$

elde edilir.

$$S_2 - S_1 = L$$

$$Z_2 - Z_1 = H_0$$

Tanımlamaları yapılarak

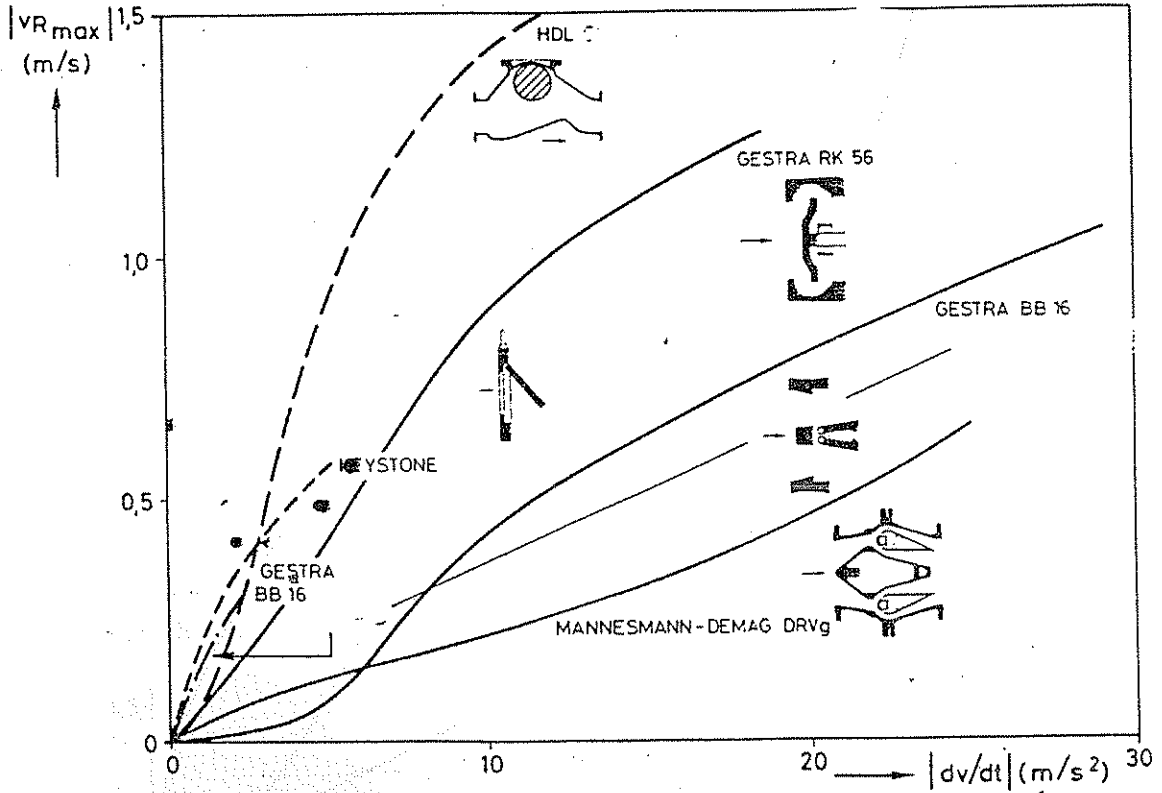
$$\frac{dV}{dt} = \frac{g}{L} H_0$$

denklemini elde ederiz. Böylece (dV/dt) yavaşlaması, sistem parametreleri cinsinden ifade edilmiş olur.

Bu formülün elde edilmesinde bir çok ihmaller yapılmıştır. Akışkan sıkıştırılamaz kabul edilmiş, bütün yerel ve sürekli yük kayıpları ihmal edilmiştir. Aynı zamanda valfin doğuracağı ve kapamanın sonuna doğru gittikçe artan kayıplarda hesaba katılmamıştır. Bundan dolayı formülün verdiği değer çok kaba fakat daha emniyetlidir.

6.5 DİNAMİK KARAKTERİSTİĞİ ETKİLEYEN FAKTÖRLER

1- Valf tipinin etkisi: Çek valflerin dinamik davranışı, tiplerine göre değişir. Özellikle bilyalı çek valf ve çalpara (yelpaze tipi) için bu durum oldukça fenadır. Şekil 6.9 da 200 mm nominal çapında çeşitli çek valflerin mukayesesi görülmektedir.



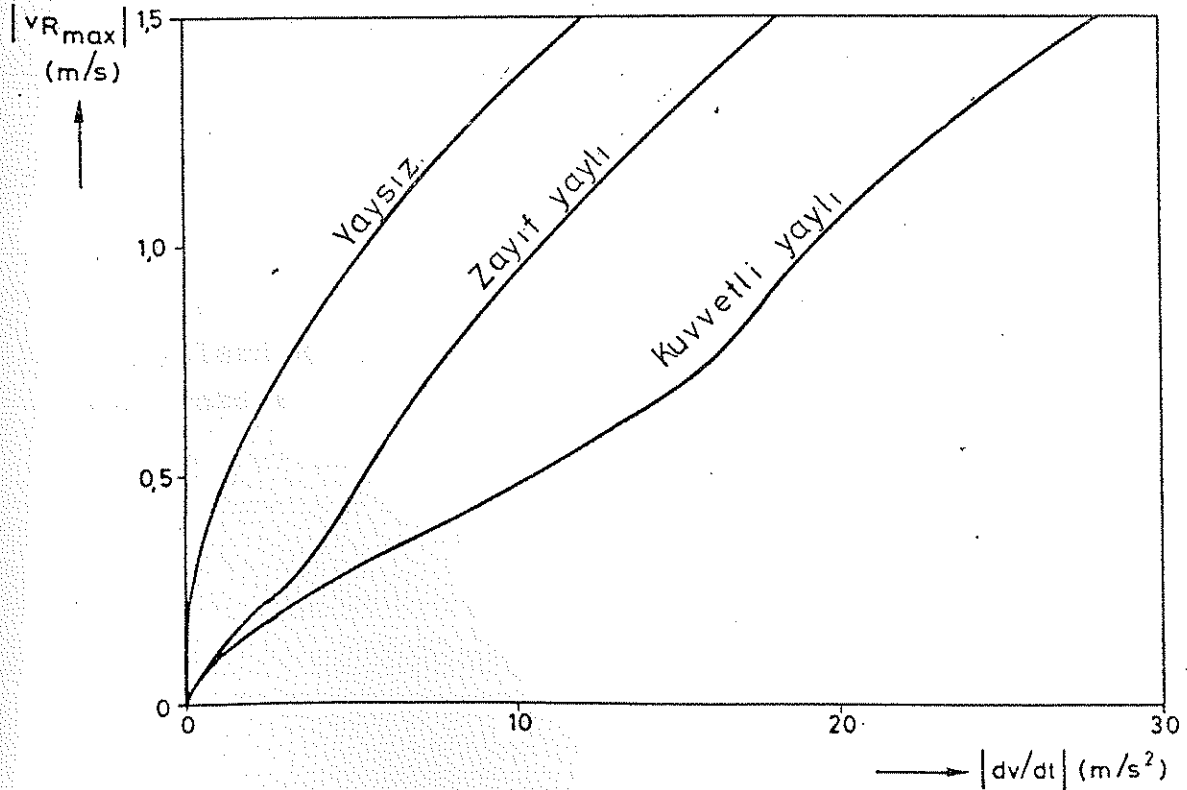
Şekil 6.9 Çeşitli tiplerdeki çek valflerin mukayesesi

Şekilden de görüldüğü gibi son yıllarda geliştirilen lüle tipi valflerin dinamik karakteristikleri oldukça iyidir. Çalpara ve bilyalı valflerin dinamik karakteris-

tiklerinin daha kötü olduğu şekilden anlaşılabilir. Burada küçük yavaşlama değerlerine karşılık büyük ters akış hızı oluşmaktadır. Bu da su darbesinin şiddetinin daha büyük olması demektir.

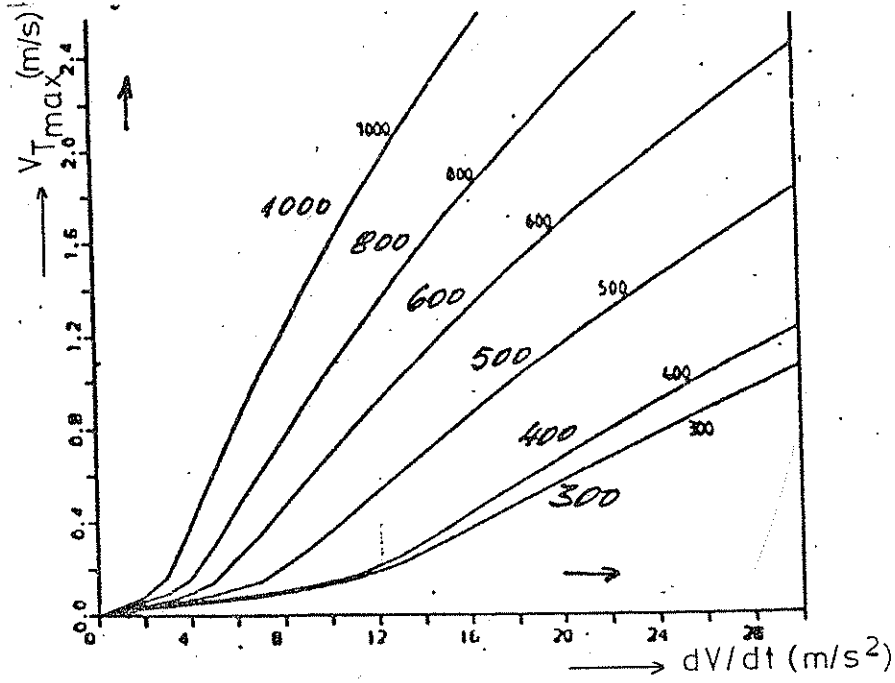
2- Yay etkisi: Bilindiği gibi valf normal konumda kapağın ağırlığı ve yay kuvvetinin etkisi ile kapalıdır. Yay kuvveti ile kapanma orantılıdır. Yay kuvveti artırılırsa, buna bağlı olarak kapanmada artacaktır. Yani kapama işlemi daha hızlı yapılacaktır ve ters akışın maksimum hızı azalacaktır.

Şekil 6.10'da yayın dinamik karakteristik üzerine etkisi görülmektedir. Grafik üzerinde yaysız, kuvvetli ve zayıf yaylı valflerin karakteristiği çizilmiştir. Görüldüğü gibi kuvvetli yay olması halinde, ters akışın maksimum hızı diğerlerine oranla daha düşük değerlerde kalmaktadır.



Şekil 6.10 Gestra RK56 valfi için teorik yoldan hesaplanmış karakteristikler

3- Boyut etkisi: Valf boyutlarının değişmesi yani geometrinin değişmesi, dinamik karakteristik üzerinde büyük etki yapar. Şekil 6.11'de çeşitli çaplardaki çek valflerin dinamik karakteristikleri çizilmiştir.



Şekil 6.11 Dinamik karakteristiğe boyut etkisi

Şekilden görüldüğü gibi valf çapı küçüldükçe eğri yatıklaşmakta yani karakteristik iyileşmektedir. Dolayısıyla büyük dV/dt yavaşlamalarına karşı küçük V_{Tmax} değerleri oluşmaktadır. Buradan da anlaşılacağı gibi küçük boyutlardaki çek valflerde oluşan aşırı basınç değerleri daha azdır.

6.6 İŞLETME ŞARTLARI

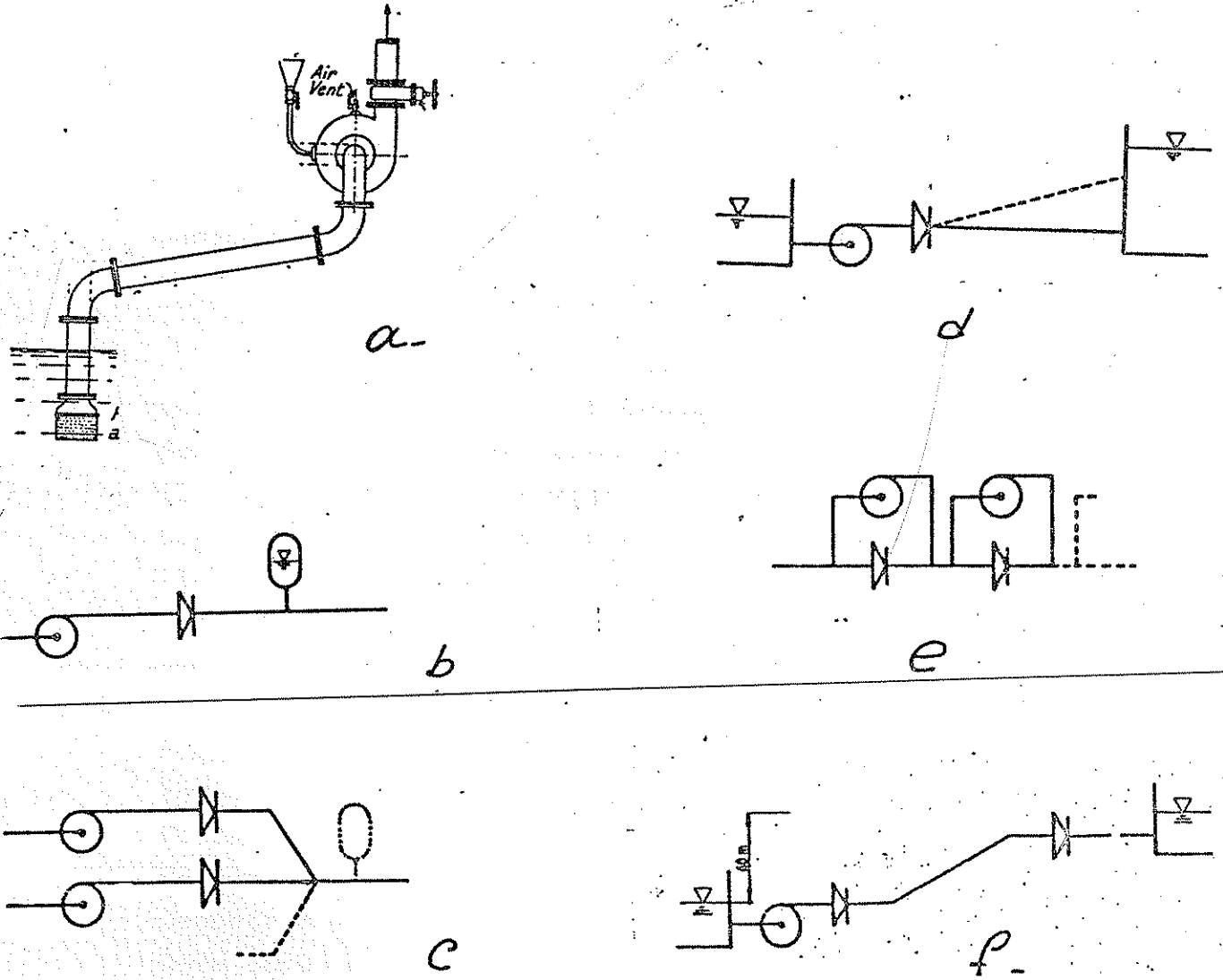
Çek valfler boru sistemlerinin ana elamanlarından biridir. Dolayısıyla bir sistemde büyük öneme sahip olan valflerin işletme şartlarının bilinmesi gerekir.

Çek valf en kritik işletme şartı bir kaç tane pompanın çalışması sırasında içlerinden herhangi bir tanesinin tökezlemesi, devre dışı kalması halidir. Bu takdirde valfin da içinde bulunduğu çok küçük sıvı kolonuna hemen hemen tüm manometrik yükseklik yüklenir. Bu durumda çok yüksek dV/dt meydana gelebilir. Yavaşlamanın büyümesi ile ters akışın maksimum hızı da büyüyecek ve büyük bir su darbesi oluşacaktır. Böylece çek valf çok yüksek bir basınç etkisi altında kalacaktır.

Görüldüğü gibi çek valfler buldukları tesisata ve çalışma şekillerine göre değişik şekilde zorlanacaklardır. Şekil 6.12'de çek valflerin çeşitli kullanım alanlarından örnekler verilmiştir.

Burada a,b,c,d hallerinde pompa devre dışı kalınca çek valf kapanır ve bu nedenle su darbesinin etkisi altında kalır. Buna karşılık e halinde buster pompası çalıştığı zaman çek valf kapanır.

f örneğinde ise kolon kopması halinde aşırı basıncın meydana gelmesi önlenmiştir. Bu örnekte ilerideki sıvı kolonunun geri dönmesi engellenmiş ve bu sayede yavaş birleşme temin edilmiştir.



Şekil 6.12 Çek valflerin kullanım yerleri

BÖLÜM 7

DENEYLER VE TEORİK SONUÇLAR

7.1 DENEY TESİSATI VE ÖLÇÜMLER

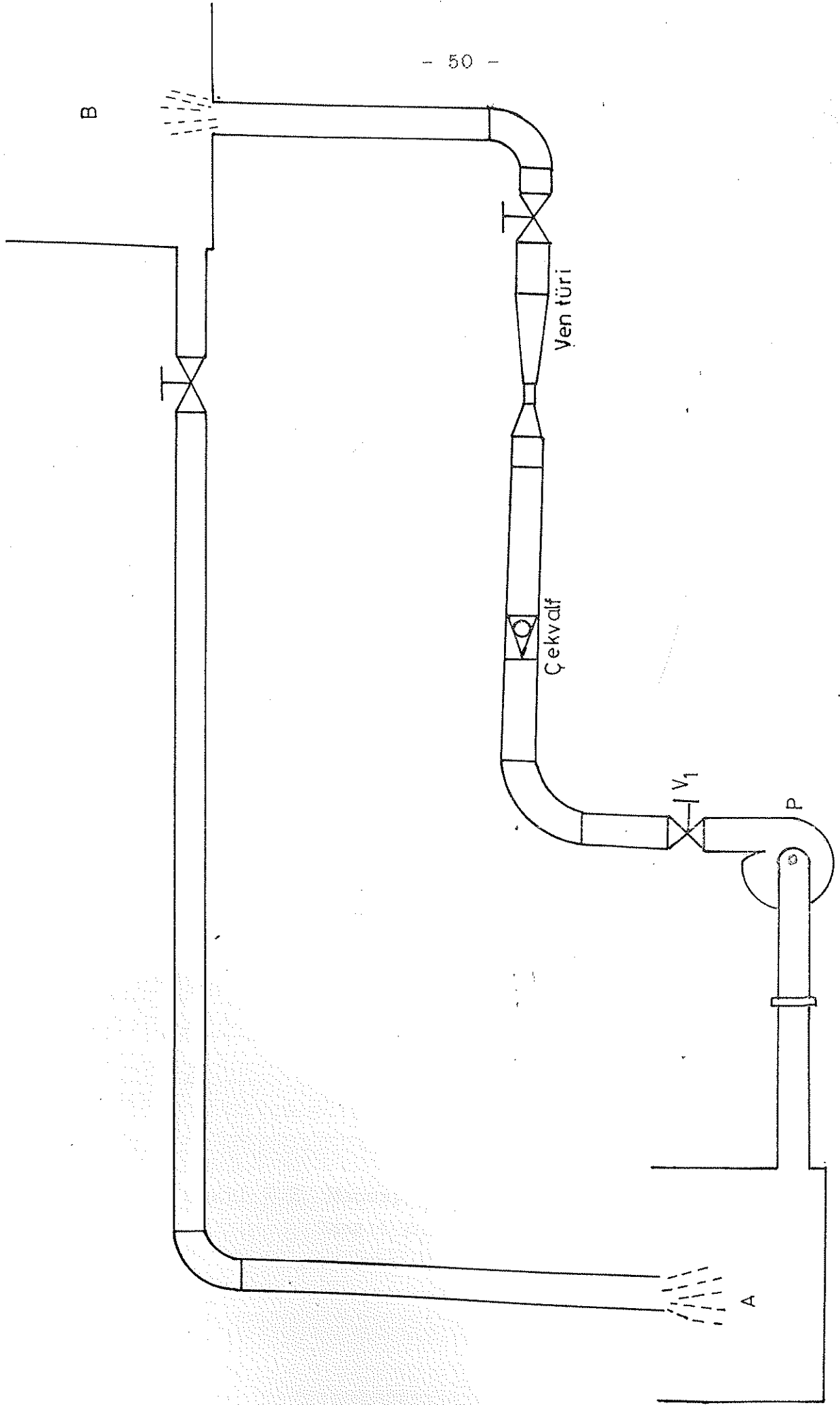
Bir çek valfin kapanması sonucu oluşan maksimum basıncı öğrenmek için Şekil 7.1'de şematik olarak resmi gösterilen deney tesisatı kurulmuştur.

Tesisatta P pompası A deposundan aldığı suyu sabit seviyeli (taşma savaklı) B deposuna basmaktadır. Sistemde debi V vanası ile ayarlanabilmekte ve bir venturi ölçeği ile ölçülmektedir. Pompanın ani cereyan kesilmesinde basma deposundaki suyun geri dönüşüne engel olmak pompa ile B deposu arasına bir çek valf konulmuştur.

Tesisata ait karakteristik değerler:

Pompanın nominal basma yüksekliği	: 7.5 mSS
Pompanın nominal debisi	: 4.6 lt/sn
Pompanın nominal devir sayısı	: 2870 d/d
Pompanın nominal momenti	: 0.24 Nm
Geometrik yükseklik	: 3.5 m
Boru boyu	: 10 m
Boru çapı	: 40 mm
Boru et kalınlığı	: 3.25 mm
Toplam boru kaybı	: 4 mSS
Pompa-rotor grubunun toplam atalet momenti	: 0.0037 kgm ²

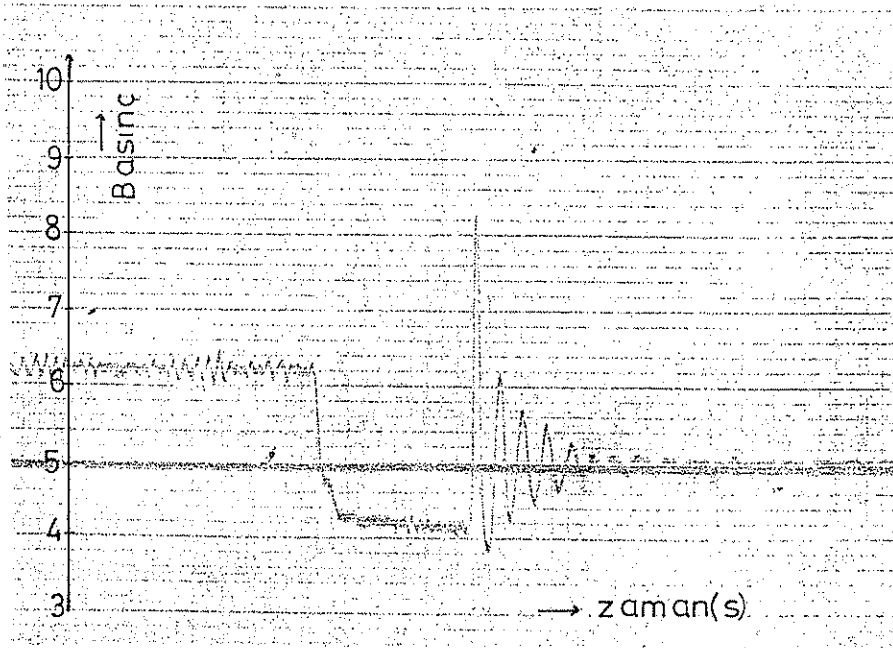
Deney sırasında başlangıçta daimi rejim şartlarında çalışan pompayı besleyen elektrik motoruna giden cereyan bir şalterle kesilerek çek valfin mansap tarafında meydana gelen basınç değişimleri kaydedilmiştir.



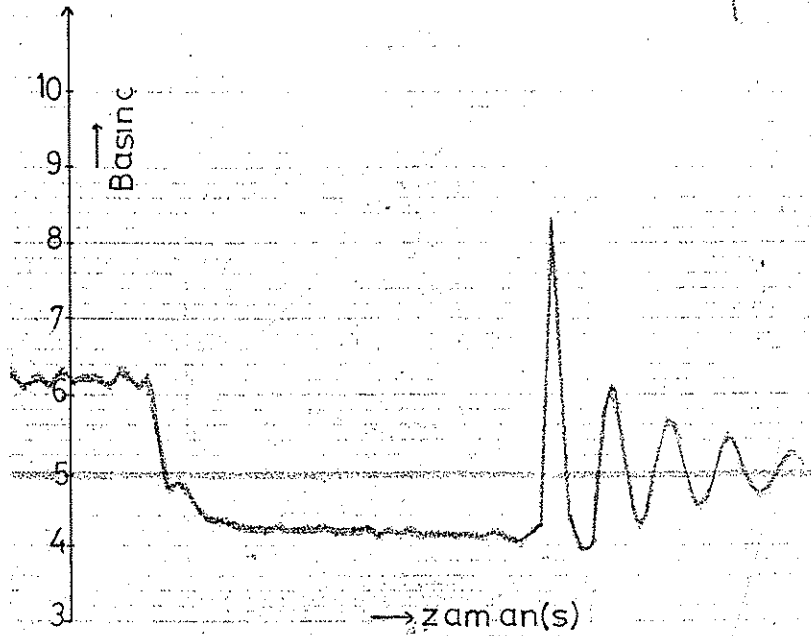
Şek.7.1 DENEY TESİSATI

Olay tamamı ile geçici rejim karakteri gösterdiğinden ve çok hızlı geliştiğinden, klasik madeni manometrelerle sistemde oluşan maksimum ve minimum basınçlara erişilememektedir. Bunun nedeni madeni manometrelerin ataletinin fazla olmasıdır. Meydana gelecek maksimum ve minimum basınçları kaydedebilmek için en uygun yol basınç transdüseri ile çok hızlı bir yazıcı kullanmaktır.

Deney sırasında, basınç değişimlerini ölçmek için endüktif tip bir basınç transdüseri kullanılmış ve sonuçlar optik bir yazıcı ile kaydedilmiştir. Şekil 7.2 ve 7.3'de valfin mansap tarafında, değişik kağıt hızlarında elde edilen kayıt gösterilmektedir. Şekiller üzerindeki her bir düşey çizgi 0.1 saniyeyi göstermektedir.



Şekil 7.2 Mansap tarafındaki basınç kaydı
(kağıt hızı 20 mm/sn)



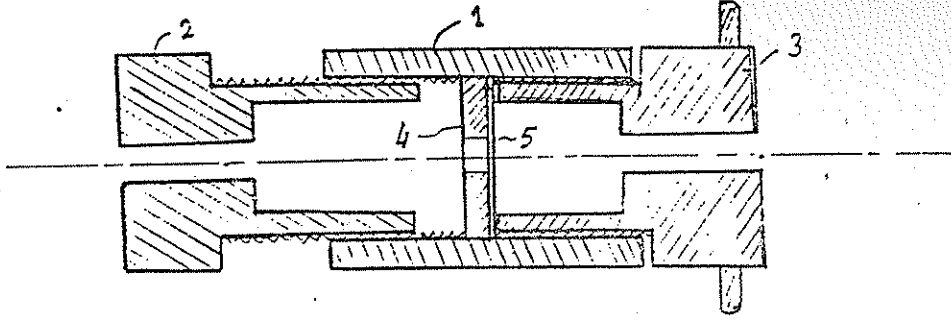
Şekil 7.3 Mansap tarafındaki basınç kaydı
(kağıt hızı 50 mm/sn)

Bu deneyler sonucunda meydana gelen maksimum basınç değeri kayıtlar üzerinden,

$$H_{\max} = 9.5 \text{ mSS}$$

olarak okunabilir. Valfin kapanma süresinin de 1 saniye olduğu gözlenmektedir.

Maksimum basıncın kaydedilmesi için elde bir transdüserin bulunmaması halinde kullanılmak üzere basit bir yöntem geliştirilmiştir. Bu yöntemle sadece, meydana gelen maksimum basıncın sayısal değerinin belirlenmesi mümkün olmaktadır. Şekil 7.4'de geliştirilen bu aparat görülmektedir.



Şekil 7.4 Maksimum basıncı belirlemede kullanılan aparat.

Şekilden de görüldüğü gibi bu aparat üç ana parçadan meydana gelmiştir. 1 no'lu silindir parçasına 2 ve 3 no'lu silindirler vidalanmaktadır. 4 no'lu parça ise her seferinde değiştirilen diyaframdır. 5 no'lu parça patlatılmak istenilen alüminyum folyodur. Bu aparatla maksimum basınç bulunmak istenildiğinden çek valfden sonraki manşap tarafına bağlamak gereklidir.

Bu aparatla tesisat üzerinde yapılan bir seri deneyler sonucunda değişik diyafram çapları ile alüminyum folyonun hangi minimum çapta patladığı bulundu. Daha sonra bir tulumba ve tüp yardımı ile kurulan kalibrasyon tesisatında belirlenmiş çaptaki diyaframla alüminyum folyonun hangi basınçta patladığı bir madeni manometre ile okunarak belirlendi. Buna göre maksimum basınç,

$$H_{\max} = 8 \text{ mSS}$$

olarak belirlenmiştir.

Bu yöntemle belirlenen basıncın daha küçük bulunmasının nedeni aparattaki kesit değişmelerinden kaynaklanan basınç kayıplarıdır.

7.2 TEORİK HESAPLAR

Valfin kapanması sonucu oluşan maksimum basıncı teorik olarak hesaplamak için altıncı bölümde çıkartılan denklemlerden ve dinamik karakteristiklerden yararlanılır. Tesisata ait karakteristik değerler kullanılarak,

$$\frac{dv}{dt} = \frac{H_0 \cdot g}{L} = 3.43 \text{ m/sn}^2$$

yavaşlaması hesaplanır. Bu yavaşlama değeri yardımı ile yelpaze (çalpara) tipi bir çek valf için şekil 6.9'daki dinamik karakteristik eğrisinden ters akışın maksimum hızı bulunur.

$$V_{T_{\text{maks}}} = 0.25 \text{ m/sn}$$

Boru içindeki ses hızı (2.9) denkleminde hesaplanırsa $a=1250 \text{ m/sn}$ bulunur.

Maksimum basınç değerini hesaplamak için (6.1) denklemi kullanılırsa,

$$\Delta P = a \cdot g \cdot V_{T_{\text{maks}}}$$

$$\Delta P = 1250 \cdot 1000 \cdot 0.25$$

$$\Delta P = 3.125 \text{ Bar}$$

veya mSS cinsinden,

$$\Delta H = 30.6 \text{ mSS}$$

olarak bulunur.

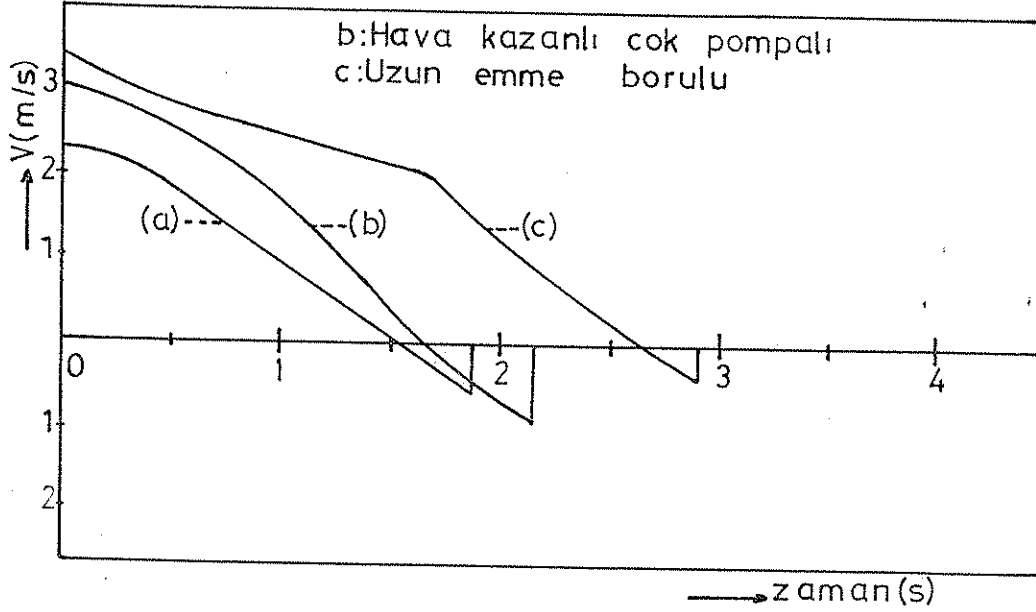
Deney sonuçları ile hesapla bulunan değerler farklı çıkmaktadır. Bunun başlıca nedeni teorik hesaplamalarda bütün kayıpların ihmal edilmesidir. Bu nedenle sonuç biraz daha büyük çıkmaktadır. Fakat daha emniyetli bir değer verdiği görülmektedir.

SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Bu çalışmada verilen hesaplar, çek valflerin dinamik karakterini gösteren eğrilerin şeklinin özellikle düşük yavaşlamalar bölgesinde, artan dış yüklerle değiştiğini göstermektedir. Bu nedenle dinamik karakteristik tesbitinde ölçümlerin çok değişik yavaşlama değerleri (sınırları) için yapılması gereklidir. Ancak bu sınırlar valf tipine göre değiştiği gibi, dış yüklerle bağlı olarak da değişmektedir. Örneğin zayıf yaylı RK56 valfinin düşük yavaşlama sonu 0-3 m/sn² arasında iken kuvvetli yay olması halinde bu değer 0-12 m/sn² arasında değişir.

Dinamik karakteristiklerin birbiri ile tam kıyaslanabilmesi için çek valflerin kullanıldığı tesislerin birbirine tam benzemesi gerekir. Ancak bunun daima mümkün olmayacağı açıktır. Bu durumda en azından tanımlarda eşitlik sağlanmalı ve ortalama değerler benzetilmelidir. Şekilde görüldüğü gibi değişik tesislerde hız değişim eğrileri farklıdır. Bir çok araştırmacılar dV/dt ortalamasını kapamanın son %75 kısmında alırlar.

Dikkat edilmesi gereken diğer bir husus dizayn debisidir. V_0 hızının altında bir çalışma durumunda ters akışın maksimum hızı küçüktür. V_0 'ın üstünde bir çalışma hızı fazla basıncı kısmen etkiler.



Bu bilgiler ışığında bir çek valf seçiminde gözönünde bulundurulması gereken özellikler şunlardır:

1- Seçilen çek valfin çarpma yapmayacak fakat çabuk kapanabilen bir valf olmasına dikkat edilmelidir. Kapanma ne kadar gecikirse aşırı basınç değerinin artma olasılığı o kadar artar.

2- İyi bir çek valfin çetin şartlar için taşıyacağı özellikleri (basınç artışının önlenmesi açısından) şöyle sıralayabiliriz.

- Kapama strokunun küçük olması gereklidir.

- Yardımcı yay ile kapama hızlandırılmalıdır. genellikle nominal debinin % 70'inde tam açılmayı sağlayan yay kuvveti tercih edilir.

3- Eskiyen valfler sürtme yapabilir. Bu da aşırı bir şekilde ters hızın artmasına neden olur. Bunun için valfler sık sık yağlanmalıdır.

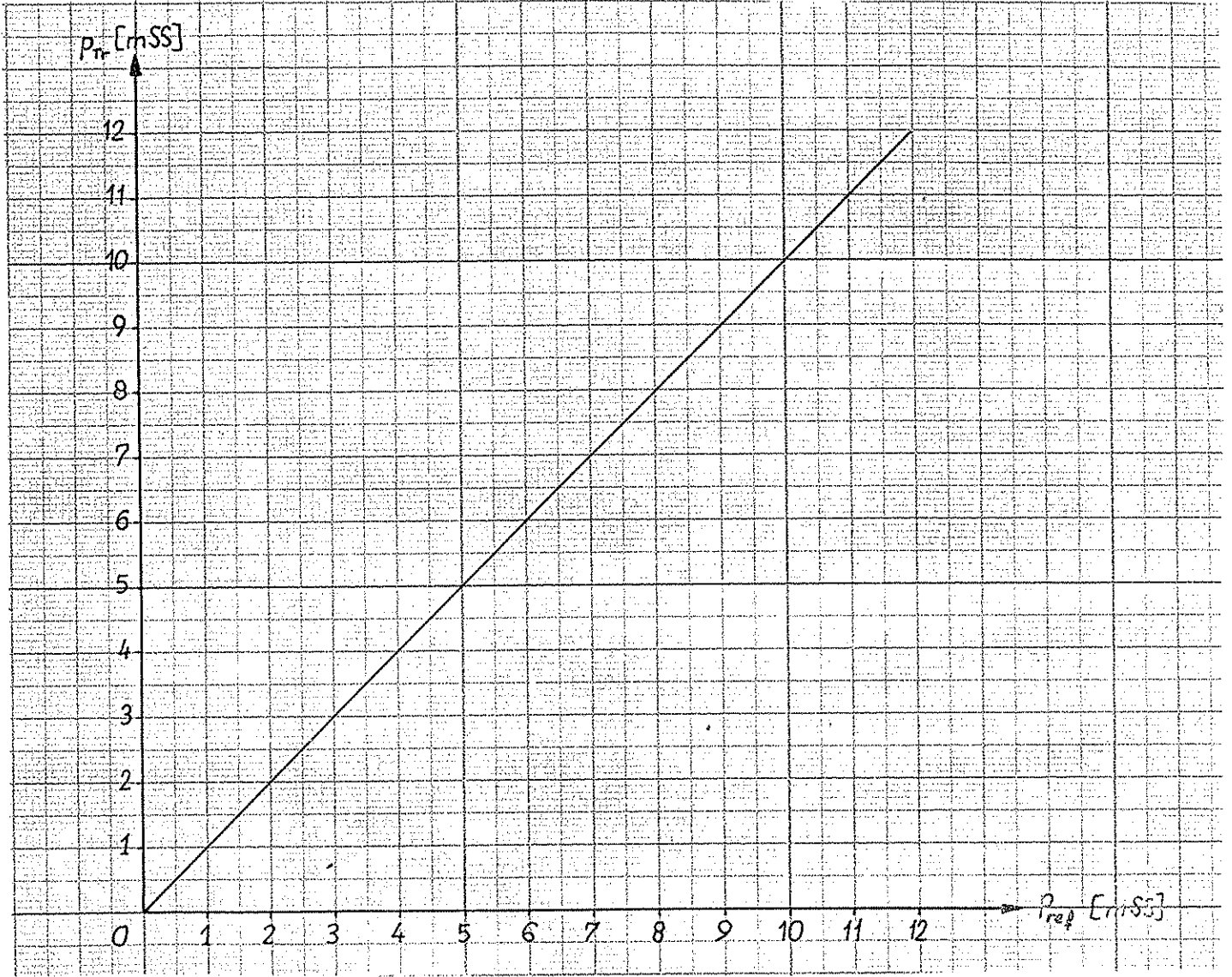
KAYNAKLAR

1. PROOVOST, G.A. : " A Critical Analysis To Determine The Dynamic Characteristics Of Non-Return Valves", Procs. 4th Int. Conf. On Pressure Surges, Bath, 1983
2. STREETER, V.L., and WYLIE, E.B. : "HYDRAULIC TRANSIENTS" McGraw Hill Book Co., New York, 1967
3. ÖZGÜR, C. : " DENEYSEL HIDROMEKANİK "
4. PROOVOST, G.A. : " The Dynamic Behaviour Of Non-Return Valves " Procs. 3tr Int. Conf. On Pressure Surges, Canterbury, 1980
5. ELLIS, J. : " Study Of Pipe-Liquid Interaction Following Pump Trip and Check Valve Closure In A Pumping Station ". In: Procs. 3tr Int. Conf. On Pressure Surges, Canterbury, 1980
6. COLLIER, S.L. and HOERNER, C.C : " A Facility And Approach To Performance Test Of Check Valves ", ASME Paper No. 82, December 1982
7. ELLIS, J and MUALLA, W. : " Numerical Modeling Of Reflux Valves Closure ", Trans. A.S.M.E., Journal Of Pressure Vessel Technology, February 1986, Vol. 108 No.1. pp 92-97
8. ELLIS, J and MUALLA, W. : " Selection Of Check Valves", Procs. 5th Int. Conf. On Pressure Surges, Hannover, September, 1986

ÖZGEÇMİŞ

Levent KAVURMACIOĞLU 1963 yılında Ankara'da doğmuş ilk öğreniminden sonra orta öğrenimini Bursa Erkek Lisesi'nde bitirmiştir. 1981 yılında İ.T.Ü. Makina Fakültesi'ne girerek Genel Makina Mühendisliği Bölümü'nden 1985 yılında Makina Mühendisi ünvanı ile mezun olmuştur.

1986 yılında Makina Fakültesi, Enerji Ana Bilim Dalı, Hidrolik ve Hidrolik Makinalar Birimi'nde araştırma görevlisi olarak göreve başlayan Levent KAVURMACIOĞLU halen aynı yerde çalışmalarına devam etmektedir.



Basınç transdüserinin kalibrasyon eğrisi

DENEYLERDE KULLANILAN
POMPANIN KARAKTERISTIGI

