

14116

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ * FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BORU HATLARINDA

AKIŞIN YARATTIĞI TİTREŞİMLER

DOKTORA TEZİ

Y.Müh.Suat CANBAZOĞLU

T. C.

**Yükseköğretim Kurulu
Dokümantasyon Merkezi**

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 29.Mart.1989

Tezin Savunulduğu Tarih : 29.Mayıs 1989

Tez Danışmanı : Doç.Dr. Halûk KARADOĞAN

Diğer Jüri Üyeleri : Prof.Dr. Hasan Fehmi YAZICI

Prof.Dr. Akın TEZEL

MAYIS 1989

ÖNSÖZ

Ülkemizde güncelliğini koruyan doğal gaz, petrol, su v.b. taşıyan boru hatlarında meydana gelebilen "Akışın Yarattığı Titreşimler" başta ekonomik açıdan olmak üzere, bir çok nedenlerden dolayı istenmezler. Bu nedenle gerek boru hattı üzerinde bulunan hidrolik elemanların üretecekleri vortekslerin yapısı ve gerekse bunların boru sistemi ile akuple olmaları hakkında detaylı bilgilere ihtiyaç vardır.

Bu çalışmada boru hatlarında akış-akustik akuplajı sonucunda ortaya çıkan titreşimler, benzetim için kurulan matematik model ve çalpara tipi çek valf, sürgülü vana, diyafram gibi aykırılık elemanlarına sahip deney düzeninde yapılan deneylerle incelenmiştir.

Bu çalışmanın yapılmasını destekleyen İ.T.Ü. Araştırma Fonu'na teşekkür ederim.

Çalışmamın tüm safhalarında her yönden yol gösterici olan ve yardımlarda bulunan Doç.Dr.Halûk KARADOĞAN'a, ayrıca çalışmayla yakından ilgilenen Su Makinaları Birimi'nin tüm elemanları'na, çalışmamın deneysel kısmı için ortam hazırlayan Hidromekanik Laboratuvarı personeline de teşekkür etmeyi bir borç bilirim.

İstanbul, Mart, 1989

Suat CANBAZOĞLU

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
KULLANILAN SEMBOLLER	V
ÖZET	VII
SUMMARY	VIII
BÖLÜM 1. GİRİŞ	1
BÖLÜM 2. AKIŞIN YARATTIĞI TİTREŞİMLER VE BAZI FİZİKSEL KAVRAMLAR	4
2.1. Genel Olarak Boru Hatlarındaki Titreşimleri Doğuran Etkenler	4
2.1.1. Mekanik Nedenler	4
2.1.2. Akışkana Enerji Veren Sistem Elemanları	4
2.1.3. Akış Kaynaklı Titreşimler	4
2.2. Akış Kaynaklı Titreşimlerin Sınıflandırılması	5
2.3. Vortekslerin Oluşum Mekanizması	9
2.4. Boru Akustiği	12
2.4.1. Giriş	12
2.4.2. İki Ucu Açık Boru	15
2.4.3. İki Ucu Kapalı Boru	17
2.4.4. Bir Ucu Kapalı Diğer Ucu Açık Boru	18
2.5. Sesaltı Dairesel Türbülanslı Jetlerin Fiziksel Özellikleri	20
2.6. Akustik Duran Dalga	22
BÖLÜM 3. KAYNAK ARAŞTIRMASI	24
BÖLÜM 4. MATEMATİK MODEL	35
4.1. Giriş	35
4.2. Modelin Ayrıntıları	36
4.3. Örnek Hesaplar	44
4.3.1. Kullanılan Deney Tesisatı için Yapılan Hesaplar	44
4.3.2. Değişik Sınır Şartları için Yapılan Hesaplar	48
4.4. Boyut Analizi	53
4.5. Matematik Modelden Çıkarılabilecek Sonuçlar	54

BÖLÜM 5. DENEYSEL ÇALIŞMALAR	57
5.1. Deney Düzenini Oluşturan Elemanlar	57
5.2. Kullanılan Ölçü Aletleri	59
5.3. Akış Yokken Akustik Frekansların Deneyle ve Hesapla Bulunması	60
5.4. Çalpara Tipi Çek Valf ve Sürgülü Vana için Vortekslerin Kopma Frekanslarının Ölçülmesi	62
5.5. Akış (vorteks)-Akustik Akuplajı	69
5.5.1.Çek Valf (çalpara vana)'li Sistem- de Akuplaj	70
5.5.2.Sürgülü Vanalı Sistemde Akuplaj .	72
5.5.3.Diyaframlı Sistemde Akuplaj	74
5.6. Deneylelerden Elde Edilen Sonuçlar.....	78
SONUÇLAR	80
KAYNAKLAR	83
EKLER	86
EK A : Sıkça Kullanılan Bazı Terimlerin İngilizce Karşılıkları.....	86
EK B: Çek Valfin ve Sürgülü Vananın Ürettiği Vortekslere Ait Çalkantı Basınçlarının Frekans Spektrumları Örnekleri	88
ÖZGEÇMİŞ	90

KULLANILAN SEMBOLLER

- a_i : Debi çalkantılarının (dalgalanmalarının) i kesitindeki bağıl genliği
- c : Sesin akışkan içindeki yayılma hızı
- C_c : Daralma katsayısı
- d : Diyafram çapı
- D : Boru çapı
- f : Frekans [Hz]
- k : Dalga sayısı
- k/D : Vana açılma oranı
- L : Boru uzunluğu
- Ma : Mach sayısı
- p : Basınç
- Q : Akışkanın hacımsal debisi
- Re : Reynolds sayısı
- St : Strouhal sayısı
- t : Zaman
- U : Jet hızı
- V : Borunun bir dik kesitinde t anındaki kesit ortalama hızı
- Y : Boru sisteminin debideki çalkantıları (dalgalanmaları) büyütme faktörü (Amplifikasyon faktörü)
- α : Borunun bir noktasındaki ortalama hızın dik kesit içindeki dağılımına bağlı boyutsuz katsayı (Kinetik enerji katsayısı)
- β : Basınç ve hızdaki çalkantı değerlerine ve bunların kesit içindeki dağılımına bağlı boyutsuz katsayı (Hareket miktarı katsayısı)
- γ : izantropik üs
- Σ : Akış doğrultusuna dik kesit alanı
- ρ : Akışkanın yoğunluğu
- μ : Akışkanın dinamik viskozitesi
- ν : Akışkanın kinematik viskozitesi

- w : Dairesel frekans ($w = 2\pi f$)
ø : Faz farkı
λ : Dalga boyu
σ : Diyafram (veya vanadan) çıkan jetin daralmış kesit alanı
ε : Akustik dalga için x noktasında akışkan parçacığının zamana bağlı ani yerdeğiştirmesi

Üsler

- : Bir büyüklüğün zaman içinde alınmış ortalama değeri
~ : Bir büyüklüğün zamana göre alınan ortalama değeri etrafındaki periyodik veya yaklaşık periyodik çalkantı (dalgalanma) miktarı
' : Bir büyüklüğün zamana göre alınan ortalama değeri etrafındaki türbülâns (rastgele) çalkantı miktarı

indisler

- v : Vorteks
a : Akustik
b : Bağlı değer
R : Rezonans
Mak : Maksimum

OZET

Petrol, doğal gaz, su v.b. boru hatlarında; akışı kontrol amacıyla kullanılan vanalar ile geometrik nedenlerle konulan genişleme, daralma elemanları, dirsek gibi elemanlar ve debi ölçümü için kullanılan diyafram (orifis) v.b. elemanlar akış açısından birer aykırılık (sürek-sizlik) yüzeyleridir. Bu elemanlar sınır tabaka ayrılma-ları nedeniyle, akışa, sürekli olarak yaklaşık-periyodik bir yapıda vorteksler üretmektedirler. Bu vortekslerin boru sisteminin akustik, mekanik veya termik yapısı ile akuple olması halinde mühendisleri tedirgin eden, ciddi titreşim problemleri ortaya çıkabilmektedir.

Bu çalışmada; çalpara tipi çek valf ve sürgülü vana halleri için ortaya çıkabilecek vortekslerin yapısı ve çek valf, sürgülü vana ve diyafram ihtiva eden boru hatlarında akış ile sistemin (boru hattının) akustik yapısının akuple olması sonucu ortaya çıkan titreşimler, kurulan bir boru hattı modeliyle deneysel olarak incelenmiştir. Yapılan deneyler sonucunda vortekslerin kopma frekanslarının boru hattının akustik frekanslarına veya tam katlarına eşit olması hallerinde akış-akustik akuplajının ortaya çıktığı görülmüştür. Ayrıca çek valfin kendi geometrisinin de bir vorteks (titreşim) kaynağı olduğu gözlenmiştir. Kurulan matematik modelle akış-akustik akuplajı gösterilmiş ve debi çalkantıları için tanımlanan amplifikasyon faktörünün küçük vana açılma oranlarında (kısmi debilerde) büyüdüğü ve rezonans halinde debi çalkantıları için tanımlanan faz farkının sıfır olduğu yani titreşimlerin aynı fazda olduğu da belirtilmiştir. Ayrıca matematik model yardımı ile küçük Mach sayılarında ve sıvı akımlarında amplifikasyonun büyüdüğü ifade edilmiştir. Matematik modelde vana bir diyafram olarak modellenmiş ve model sonuçları diyaframlı boru sisteminde yapılan deneylerle uyum sağlamıştır. Yapılan bir boyut analizi sonucunda amplifikasyon faktörünün; Reynolds, Strouhal, Mach sayılarıyla birlikte hızlar oranına, frekanslar oranına, vana açılma oranına ve boru boyunun boru çapına olan oranına bağlı olduğu da gösterilmiştir.

Elde edilen akış-akustik akuplajı düşüncesini; boru hatlarının tasarımında proje kontrol hesaplarının bir aşaması olarak, ya da titreşim problemi işletme aşamasında ortaya çıktığında, olayın çözümlenip titreşimlerin zararsız hale getirilmesinde bir araç olarak kullanmak mümkündür.

SUMMARY

FLOW-INDUCED VIBRATIONS IN PIPELINES

Control valves, orifices, fitting elements used on pipelines have discontinuity surfaces for flow. These surfaces generate almost-periodic vortices. Vortical structures coupled with acoustics or mechanics of pipe system cause forced vibrations which is called as "Flow-induced vibrations". Because of extra energy losses, vibration, noise and errors on measurements, flow-induced vibrations are not wanted in pipelines.

In the present study, flow-acoustic coupling phenomenon in pipelines has been investigated. The mathematical model which shows amplification is developed. When this operation is performed in an unsteady flow, generalized Bernoulli equation, continuity equation, generalized momentum equation and sound equation have been used. In addition, the following hypothesis proposed for velocity fluctuations by YAZICI [30] which agrees with experimental data is employed.

$$\tilde{V} = \tilde{V}_i + (\tilde{V}_j - \tilde{V}_i) \frac{x^2}{L^2} \quad (1)$$

where i and j show respectively the pipe inlet and exit cross-sections, x shows the distance of cross-sections from section i and \tilde{V}_i shows the velocity fluctuation at cross-section i .

Assuming that the average velocities are small with respect to the sound velocity c and the fluid is more or less incompressible and all energy losses is neglected; the generalized Bernoulli equation, generalized momentum equation and continuity equation are applied between several points, pressure difference ($p_0 - p_4$) is obtained.

Sound equation for isentropic state changing of perfect gases is written ($p_4 = \text{constant}$).

$$\frac{dp}{dt} = \frac{d(p_0 - p_4)}{dt} = c^2 \frac{d\rho}{dt} \quad (2)$$

where p , c , ρ and t shows respectively pressure, sound propagation velocity in fluid, fluid density and time.

Pulsating flow is occurred due to vortices induced by flow separation. For the purpose of modelling, the valve is represented as an orifice.

Flow rate varying with respect to time as:

$$Q_3 = \bar{Q} (1 + a_3 \sin wvt) = \bar{Q}(1 + a_3 \sin 2\pi fvt) \quad (3)$$

is proposed due to periodic structure of vortices induced by vortical structure at cross-section 3. Where a_3 shows relative amplitude of flow rate fluctuation at cross-section 3 and wv shows angular vortex shedding frequency.

Assuming that the flow rate fluctuations are very small with respect to the time average value of Q and after the necessary operations are performed

$$A_4 \frac{d^2 \tilde{Q}_4}{dt^2} + B_4 \frac{d \tilde{Q}_4}{dt} + w_a^2 \tilde{Q}_4 = A_3 \frac{d^2 \tilde{Q}_3}{dt^2} + B_3 \frac{d \tilde{Q}_3}{dt} + w_a^2 \tilde{Q}_3 \quad (4)$$

is obtained. The right side of this equation is known.

This equation is a second order linear differential equation with constant coefficients. A_4 and A_3 coefficients depend only on the geometric dimensions of the system, and B_4 and B_3 coefficients depend both on the geometric parameters and the mean flow rate \bar{Q} .

Since the inlet flow rate to the pipe of length L_2 is taken to vary as in equation (3), we may seek a solution to equation (4) as:

$$Q_4 = \bar{Q} [(1 + a_4 \sin(wvt - \phi))] \quad (5)$$

Giving

$$Y = \left(\frac{a_4}{a_3}\right)^2 = \frac{[1 - A_3 \left(\frac{wv}{w_a}\right)^2]^2 + \left(\frac{B_3}{w_a}\right)^2 \left(\frac{wv}{w_a}\right)^2}{[1 - A_4 \left(\frac{wv}{w_a}\right)^2]^2 + \left(\frac{B_4}{w_a}\right)^2 \left(\frac{wv}{w_a}\right)^2} \quad (6)$$

and

$$\tan \phi = \frac{[1-A_3(\frac{w_v}{w_a})^2]B_4\frac{w_v}{w_a}-[1-A_4(\frac{w_v}{w_a})^2]B_3\frac{w_v}{w_a^2}}{[1-A_3(\frac{w_v}{w_a})^2][1-A_4(\frac{w_v}{w_a})^2]+\frac{B_3}{w_a^2}\frac{B_4}{w_a^2}\frac{w_v^2}{w_v}} \quad (7)$$

is obtained. Where Y shows amplification factor for flow rate fluctuations, w_a fundamental angular acoustic frequency of pipeline and ϕ phase lag.

When equation (6) is examined, it can be seen that amplification factor Y has a maximum value which indicates the resonance phenomenon when the angular frequency of the vortices becomes

$$w_v \approx w_a/\sqrt{A_4} \quad (8)$$

Amplification factor Y depends on the system's geometry and its geometric dimensions, the vortex shedding frequency and acoustic frequency, the Mach number and the Strouhal number of flow. Especially, when Mach number decreases, the maximum value of amplification factor Y increases. Amplification factor Y at liquid flows has greater values than at the gas flows.

Resonance frequencies calculated by mathematical model have been agreed with results of experiments done for two orifices. Amplification factor found for flow rate fluctuations are increased at small orifice-pipe diameters ratio, in other words vibrations are being more violent in small valve opening ratios. Amplification factor equals to approximately zero at direct atmosphere discharging conditions of jet. Phase lag for relative flow rate fluctuations in resonance has reached to approximately zero. That is, vibrations are occurred in same phase at resonance state.

Dimensional analysis is done for the defined flow. Found dimensionless numbers are Reynolds, Strouhal and Mach numbers, vortex shedding-acoustic frequencies ratio, velocities ratio, valve opening ratio and pipe length-pipe diameter ratio.

In addition, vortex structure of 68 mm ϕ (2 1/2") swing check valve and gate valve has been obtained with experiments. Experimental results have been shown almost-periodic structure of vortices. Vibrations according to valve opening ratio and mean flow velocity of vortex shedding frequency have given. For swing check valve and

gate valve Re-St relations are presented too.

Experimental results have shown that model valve is working as an oscillator due to its own geometric structure of swing check valve. Because of this reason, valve body and seat space must be modified. Acoustic frequencies of pipe system have been obtained by experiments. The natural acoustic frequencies of pipelines can be calculated with teoretical method for three different boundary conditions. Experimental method is more convenient for the complex structures.

Flow-acoustic coupling phenomenon has been shown by experiments. All experiments have been carried out with air. Experiments with flow-acoustic coupling have been shown that vibrations are controlled by acoustic of pipe system. Vortices shed at the nearest acoustic frequency. Resonance frequencies have been increased linearly with mean flow velocity.

To run experiments on vortex-induced vibrations, the plate of swing valve has held stationary. In practice, natural mechanical frequencies of valve plate must be calculated. Because flow-mechanic structure coupling can be occured.

Vortices can be more periodic and more violent when two orifices (or valve) are located in one after another on the pipeline. Because of this reason, in the case of two gate valves following each other (or in the case of two orifices), flow-acoustic coupling phenomenon occurs more stronger. A whistling sound has been heard during the experiments as a result of resonance in model pipeline system.

Orifice-induced vortices for same conditions have been appeared by experiments more periodic, stronger and with higher shedding fequencies according to vortices induced by gate valve and swing check valve. When three orifices used in experiments, third orifice has been made a little attenuation effect.

Vortex generators, compliant boundaries, acoustic silencers and changing of acoustic frequencies can attenuate vibrations which occures as a result of flow-acoustic coupling. For attenuation of such vibrations, the almost-periodic structure of vortices should be disturbed.

Flow-acoustic coupling phenomenon occurs, when

$$f_v = n f_a \quad ; \quad n = 1, 2, 3, \dots \quad (9)$$

Where f_v and f_a shows respectively vortex shedding frequency and acoustic frequency in Hz. Because of this reason, the attenuation of vibrations can be made by changing either vortex shedding frequency or natural acoustic frequency of pipeline. Vortices are more periodic (organized) and stronger in low mean flow velocities. Valves must not be operated at small openings to avoid from dangerous vibrations.



BÖLÜM 1

GİRİŞ

Titreşim problemleri (özellikle zorlanmış titreşimler) uygulamada mühendisleri tedirgin eden başlıca problemlerden birisi, belki de en önemlisidir. Çünkü işletme aşamasında bir çok sorunu da beraberinde getirmektedir. Ayrıca sistemin rezonansa geçmesi sonucunda tahrip olabilmesi de mümkündür. Bütün mukavemet hesapları yapılarak imal edildiği halde tahrip olan petrol boru hatlarına ait parçaların arıza nedenleri de ancak titreşimlerin varlığı ile açıklanabilmektedir [1,2,...].

Akışın yarattığı titreşimler son 10 yıldan bu yana üzerinde yoğun çalışmalar yapıldığı bir konu olup hâlen açıklanamamış pek çok noktalar vardır. Akışa ait (hız, basınç, yoğunluk, v.b.) büyüklüklerdeki çalkantıların (dalgalanmaların) sistemin mekanik, akustik, termik, kütleli, v.b. özelliklerinden biri veya bir kaçı ile akuple olması sonucunda ortaya ciddi akış kaynaklı titreşim problemleri çıkabilmektedir.

Boru hatlarında akışı kontrol amacıyla bulunan vanalar, debi ölçümünde kullanılan diyaframlar (orifisler) ve geometrik nedenlerle kullanılan anfi genişleme, anfi daralma, dirsek, difüzör ile T, kruva (haç şeklinde dirsek) v.b. gibi bağlantı parçaları akış açısından birer aykırılık (süreksizlik) olarak adlandırılırlar. Bu elemanlardan sınır tabaka ayrılmaları sonucunda vorteksler oluşurlar. Bu vortekslerin yukarıda sözü edilen sistemin bazı özellikleriyle akuple olması ile (vortekslerin kopma frekanslarının akustik, mekanik v.b. frekanslara veya tam katlarına eşit olması hallerinde) sistem rezonansa geçebilmektedir. Oluşan vorteksler akışkan kolonunu uyarabilmekte ve uyarılan akışkan kolonunun salınım

hareketi (sistemin akustiği) vorteksleri daha düzenli (periyodik) hale getirerek bir geri besleme mekanizması kurulabilmektedir. Bu olay sonucunda daha Şiddetli vorteksler oluşabilmektedir.

Konu hakkında yapılan çalışmaların çoğu dış akım denilen silindir v.b. gibi yapıların etrafındaki akım ile ilgilidir. i akım denilen borular içindeki akıma ait literatürde pek az çalışma vardır.

Boru hatlarında akışın yarattığı titreşimler oldukça geniş olan akış kaynaklı titreşim problemlerinin küçük fakat Önemli bir bölümünü kapsamaktadır. Ülkemizde güncel olan doğal gaz, petrol, su v.b. boru hatlarının varlığı da konunun ülkemiz açısından Őnemini ifade etmeye yeter.

Boru hatlarında akışın yarattığı titreşimlerin büyük genlikli olması halinde; sistemde yapılan debi (hız, basınç) Őlmelerinde hatalar yapılabilmekte (bir miktar büyük bir debi Őllmekte), yaklaşık-periyodik vorteks yapısı nedeniyle zorlanmış titreşimlerden etkilenen sistemde yorulma sonucunda (genlikler küçük olsa bile) atlaklar oluşabilmektedir. Bunun sonucunda da sistem tahribatına kadar varan zararlar ortaya çıkabilmektedir. Bunlara ilveten sistemdeki yk (enerji) kaybı artmakta (sürekli yük kayıp katsayısı daimi akımdaki değerinin üstüne çıkabilmekte) bu da fazla işletme maliyeti anlamına gelmektedir. Ayrıca akış-akustik yapı akuplajı sonucunda oluşabilecek gürültülü ortam insanları rahatsız edebilmektedir.

Dikkatli olunursa akışın yarattığı titreşimlerin faydalı olduğu alanlar da vardır. Isı transferinde ısı transfer katsayısı artmakta, benzer Şekilde kütle transferinde de artışa sebebiyet vermektedir.

Bu çalışmada akış (vorteks)-akustik yapı akuplajı gerek teorik gerekse deneysel olarak incelenmiştir. Vorteks kaynağı aykırılık (süreksizlik) olarak çalpara tipi çek valf, sürgülü vana ve diyafram (orifis) kullanılmıştır.

Çalışmanın amacı boru hatlarında meydana gelebilecek akış-akustik yapı akuplajına dikkati çekmek, olayın anlaşılıp çözümü için bazı bilgileri üretmektir.



BÖLÜM 2 AKIŞIN YARATTIĞI TITREŞİMLER
VE
BAZI FİZİKSEL KAVRAMLAR

2.1.GENEL OLARAK BORU HATLARINDAKİ TITREŞİMLERİ
DOĞURAN ETKENLER

2.1.1.Mekanik Nedenler:

Boru sisteminin dışarıdan bir takım mekanik unsurlarla tahrik edilmesi sonucu sistemde titreşimler görülebilir. Boru hatları yapım ve bakım kolaylığı açısından, genellikle karayollarını izleyecek şekilde yapılırlar. Buradan geçen taşıtların uyarımı sistemde titreşim yaratabilir. Keza boru hattının yataklanmasından ya da zeminin özelliklerinden de sistemde titreşimler görülebilir. Civardaki yer sarsıntılarının da sistemi etkileyeceği açıktır [1].

2.1.2.Akışkana Enerji Veren Sistem Elemanları:

Akışkan sıvı ise bir pompa, gaz ise bir kompresör veya vantilatör tarafından tahrik edilecektir. Akışkana enerji veren pistonlu bir makina ise pistonun saniyedeki gidip gelme (devir) sayısına eşit frekansta titreşimlerin görüleceği açıktır.

Akışkana enerji veren pompa, vantilatör ya da kompresör gibi türbomakina sonlu sayıda kanada sahip olduğundan, bu kez devir sayısına ve kanat adedine bağlı olmak üzere belli bir frekansta (geçiş frekansı) titreşimlere yol açacaktır.

2.1.3.Akış Kaynaklı Titreşimler:

Bölüm 2.2'de görülebileceği gibi sistemde akışı rahatsız eden bir unsur varsa, oluşabilecek vorteksler yüzünden titreşimler doğacaktır. Akışı rahatsız eden

unsurlar; vanalar, dirsekler, diyaframlar (orifisler), anı kesit değişimleri, difüzör, geçiş parçaları v.b. olabilirler [2].

Bu çalışmada bütün bu nedenlerin içinden sadece akış kaynaklı titreşimler üzerinde durulmuştur.

2.2. AKIŞ KAYNAKLI TITREŞİMLERİN SINIFLANDIRILMASI

Rockwell ve Naudascher [3] basit uyarım mekanizmalarına göre akış kaynaklı titreşimleri üç ana grupta toplamışlardır.

2.2.1. Dıştan Yaratılan Uyarım:

Uyarımın nedeni sisteme bağlı olmayan pülzasyonlardır. Uyarım yalnızca akış şartlarının fonksiyonudur. Daha açık bir ifade ile bu gruba giren akış kaynaklı titreşimlerinin en önemli karakteristiği akışkan tarafından dıştan yapıya etki eden zorlama kuvvetinin yapının hareketinden bağımsız olmasıdır. Akışkan kuvvetleri genel olarak periyodik olmayabilir. Bir sanayi bacası etrafındaki türbülans şiddetinin büyük olduğu rüzgâr akımı, ısı değiştiricilerindeki boru demetlerinde bir silindirik borudan kopan vortekslerin yakındaki diğer borulara etkisi ve bir savak kapağından kopan vortekslerin bir başka yapıya etkisi gibi örnekler bu tür uyarım için verilebilirler. Titreşimlerin zararsız mertebelere indirgenmesi için uygulanabilecek dizayn yaklaşımı; sönümün ve yapısal rijitliğin artırılmasıdır.

2.2.2. Kararsızlığın Yarattığı Uyarım:

Akışkanın doğal kararsızlıklarından kaynaklanan bir uyarım olup, üç farklı şekilde olabilmektedir. Uygulamada sıkça rastlanan bir uyarım türüdür. Akımda bir periyodiklik varsa kararsızlığın yarattığı uyarım için bir potansiyel var demektir. Eğer akımdaki periyodikliğin frekansı yapının doğal frekansından yeteri kadar uzaklaştırılırsa problem akışkan kuvvetleriyle yapının hareketi arasında

bir etkileşimin olmadığı dıştan yaratılan uyarım problemi olur. Dizayn yaklaşımı olarak akışkan uyarım (vorteks kopma) frekansı ile yapının doğal frekanslarının uyusmasını önlemek, akımdaki periyodikliği yok etmek, akışkan uyarım kuvvetinin şiddetini küçülterek yapısal cevabı minumuma indirgemek veya yapısal sönümü ya da rijitliği artırmak gibi çözümler uygulanabilir. Ayrıca uygun frekanslarda çalışan sönümleme yeteneği yüksek titreşim absorberleri (ayarlı damperler) kullanmak da cevabı indirgemenin etkili olabilen bir başka yoludur.

1.Uyarımın Osilatörden Etkilenmediği Durum:

Bu durumdaki uyarımın nedeni sadece akışın kendi kararsızlığıdır ve uyarım yalnızca akış şartlarının fonksiyonudur. Yapı hareketsiz yani rijittir. Rijit bir silindir etrafındaki ve bir baraj kapağı üzerindeki akımlar ve atmosfere açılan bir diyaframdaki akım halleri örnek olarak verilebilir.

2.Uyarımın Akışkan Osilatörden Etkilendiği Durum:

Uyarımın nedeni akışkan osilatör tarafından kontrol edilen akışın kararsızlığıdır. Uyarım hem akışkan osilatörün hem de akış şartlarının bir fonksiyonudur. inceleme konusu olan boru hatlarındaki akış-akustik yapı akuplajı sonucu ortaya çıkan titreşimler bu gruba girerler. Burada akışkan-osilatör (veya rezonatör) boru içindeki akışkan (bölüm 5'deki deneylerde hava) olup, uygun bir rahatsızlık verildiğinde serbest titreşimlere başlayabilen akışkan kütleleri olarak tanımlanabilir [3].

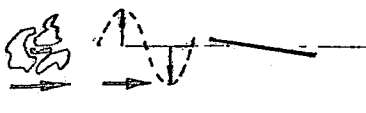
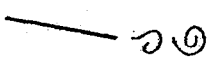

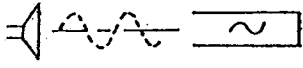
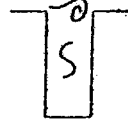
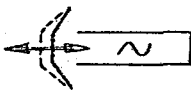
3.Uyarımın Cisim Osilatörden Etkilendiği Durum:

Bu haldeki uyarımın nedeni ise cisim osilatör tarafından kontrol edilen akışın kararsızlığıdır. Uyarım hem cisim osilatörün hem de akış şartlarının bir fonksiyonudur. Elastik bağlı silindir, kapak v.b. yapıların titreşimleri ve hidrolik türbinlerin kanatlarının mekanik titreşimleri bu tür uyarıma örnek olarak verilebilirler. Palalardan kopan ard-iz vorteksleri diğer aşamalarda bulunan palalarla etkileşimde bulunarak bu tür titreşimleri ortaya çıkarırlar.

2.2.3.Hareketin Yarattığı Uyarım:

Uyarımın nedeni yapının kendinden uyarımlı hareketleridir. Uyarım hem yapının hareketinin hem de akış şartlarının fonksiyonudur. Lâstik conta v.b. gibi sızdırmazlık elemanlarının titreşimleri, evlerdeki muslukların titreşimleri, uçak kanatlarındaki titreşimler, elâstik bağlı küt cisimlerin büyük genlikli titreşimleri en çarpıcı örneklerdir. Dizayn yaklaşımı olarak sönümün ve rijitliğin artırılması her zaman çözüm olmayabilir. Bazen tehlikeli olabilir. Özellikle sızdırmazlık elemanlarında rijitliğin artırılması ile bilinenin aksine hem titreşimlerin şiddetinde artma görülmüş hem de titreşim frekansı küçülmüştür [17, 18, 32].

Şekil 2.1 ve şekil 2.2'de basit uyarım mekanizmalarına göre akış kaynaklı titreşimlerin sınıflandırılması verilmiştir [3].

	DİŞTAN YARATILAN UYARIM	KARARSIZLIĞIN YARATTIĞI UYARIM	HAREKETİN YARATTIĞI UYARIM
CİSİN-OSİLATÖR			
AKIŞKAN-OSİLATÖR (REZONATÖR)			

Şekil 2.1 Akışkan-osilatör ve cisim-osilatörün olması hallerinde basit uyarım mekanizmalarına göre akış kaynaklı titreşimlerin sınıflandırılması [3].

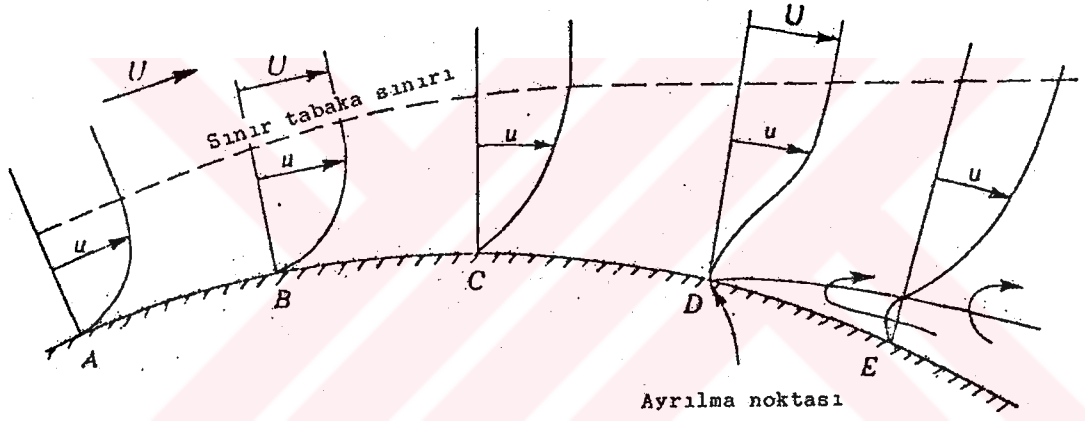
BASİT UYARIM MEKANİZMALARININ SINIFLANDIRILMASI	DIŞTAN YARATILAN UYARIM	KARARSIZLIĞIN YARATTIĞI UYARIM			HAREKETİN YARATTIĞI UYARIM
		1. DURUM UYARIM OSİLATÖRDEN ETKİLENİYOR	2. DURUM UYARIM AKIŞKAN-OSİLATÖRDEN ETKİLENİYOR	3. DURUM UYARIM CİSİM-OSİLATÖRDEN ETKİLENİYOR	
UYARIMIN NEYNİN NEDENİ	SİSTEME BAĞLI OLMAYAN PULZASYONLAR	AKIŞIN KARARSIZLIĞI	AKIŞKAN-REZONATOR tarafından kontrol edilen AKIŞIN KARARSIZLIĞI	CİSİM-REZONATOR	YAPININ KENDİNDEN UYARIMLI HAREKETLERİ
UYARIMIN NEYNİN FONKSİYONU OLDUĞU	YALNIZCA AKIŞ ŞARTLARININ	AKIŞKAN- OSİLATÖRÜN + AKIŞ ŞARTLARININ	AKIŞKAN- OSİLATÖRÜN + AKIŞ ŞARTLARININ	CİSİM- OSİLATÖRÜN + AKIŞ ŞARTLARININ	YAPININ + AKIŞ ŞARTLARININ
SİLİNDİRİK YAPI	Türbülans + seçenak Sanayi bacası	Rijit silindirik	Kanaldaki yapı Yerçekimi	Elastik silindir	Kare prizma
KAYAR KAPAK	Bilya	Rijit kapak	Hava	Elastik kapak	Lâstik conta
DiĞER	Eşanjör'de boru demeti	Açığıtaki diyafram	Boru hattı	Hidrolik türbinlerin kanatlarının mekanik titresimleri	Evlerdeki muslukların titresimi

ÖRNEKLER

Şekil 2.2 Basit uyarım mekanizmalarına göre yapılan sınıflama için örnekler.

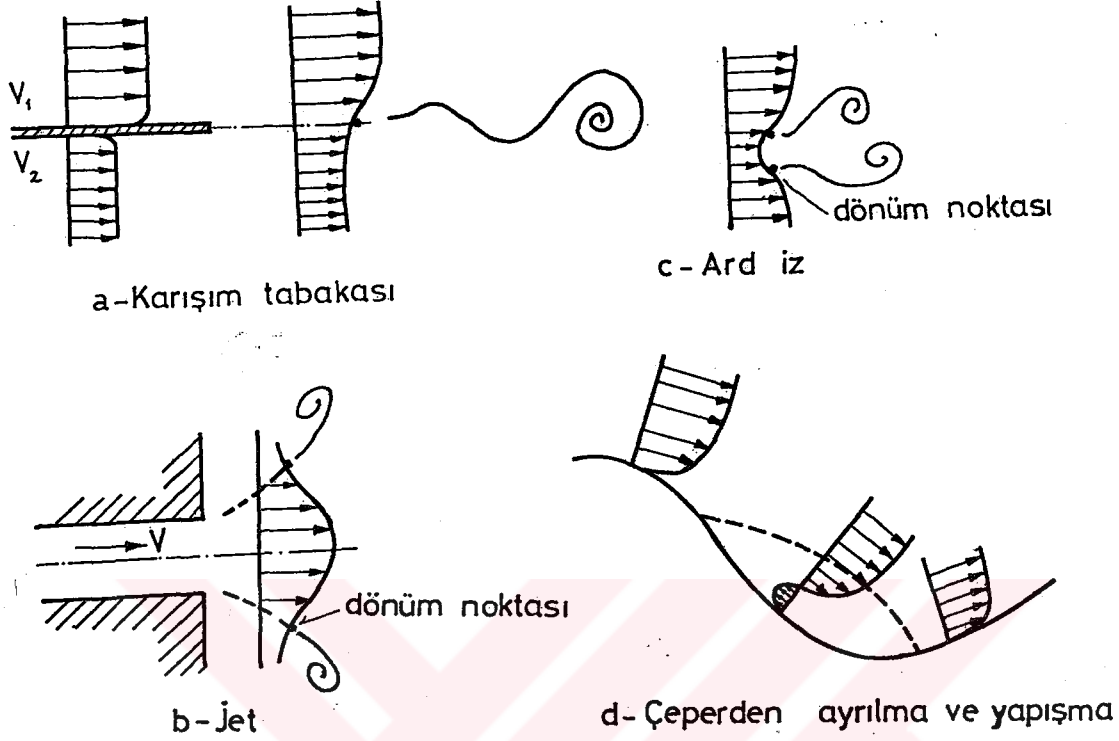
2.3 VORTEKSLERİN OLUŞUM MEKANİZMASI

Sınır tabaka teorisinden bilinmektedir ki cidarda hızın gittikçe azalması sonucu akış yönünde basınç artması yani akışa ters yönde bir basınç gradyeni meydana gelecektir. Bu ters basınç gradyeni cidara çok yakın olan ve hızları zaten küçük olan akışkan partiküllerini akışın normal yönüne ters yönde hareket ettirecektir. Sınır tabaka ayrılması veya akışın cidardan ayrılması olarak tanımlanan bu olay sonucunda akış ile cidar arasında vorteksler ve çalkantılar ile dolu bir bölge oluşacaktır (şekil 2.3).



Şekil 2.3 Sınır tabaka ayrılması.

Bir akışta ortalama hız gradyeni dönüm noktasına (yani teğetin eğiminin değiştiği noktaya) sahipse, hidrodinamik kararsızlık teorisinden böyle bir akışın oldukça kararsız olduğu ve bir rahatsızlık verilmesi halinde akışın bunu beslediği bilinmektedir [4]. Böyle dönüm noktası olan hız gradyenlerine örnek olarak; karışım tabakaları (serbest kayma tabakaları), jet, ard-iz bölgeleri ve cidardan ayrılmalar gösterilebilir (şekil 2.4).



Şekil 2.4 Dönüm noktalarına sahip hız gradyenleri.

Bu tip hız gradyenlerine sahip akıslarda dönüm noktası çok küçük bir rahatsızlık sonucunda bile salınmaya başlayacak ve bu salınımın genliği artarak kendi üzerinde bir yuvarlanma sonucunda bir vorteks tabakası meydana gelecektir. Bu vorteks bölgesi büyüyecek, akışla sürüklenerek ve nihayet belli bir mesafeden sonra da akışa difüze olup kaybolacaktır.

Vortekslerin bu hareketi, akışın hız ve basınç çalkantı değerlerine bir dalga hareketi ilave ediliyor şeklinde düşünülebilir. Kompleks düzlemde sönümlü hal için vorteks dalgasının t anında x konumundaki çalkantı basıncı

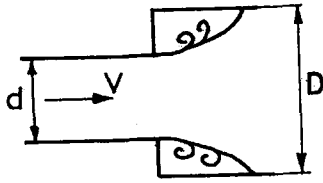
$$\tilde{p}_v(x, t) = \tilde{P}_v e^{-\alpha k_v x} \exp(i(\omega t - k_v x + \phi)) \quad (2.1)$$

şeklinde ifade edilebilir [5]. Bu yazılıştta vorteks dalgasının sönüp kaybolduğu ve yansımanın dolayısı ile

kendisi ile bir girişiminin olmadığı kabul edilmiştir. Vorteks dalgası için verilen bu ifade vorteks oluşumunun basınç dağılımında meydana getirdiği ani değişikliği göstermektedir. Burada \tilde{F}_v vortekslerin yarattığı basınç çalkantılarının maksimum genlik değerini, w_v akış hızı ile lineer bir değişim gösterdiği deneylerle ispatlanmış vortekslerin dairesel kopma frekansını ($w_v = 2\pi f_v$), k_v dalga sayısını ($=w_v/U_v = 2\pi/\lambda_v$), ϕ faz farkını, λ_v dalga boyunu, U_v vorteks dalgasının ilerleme hızını ve α ise x doğrultusunda vorteks dalgasının sönümünü karakterize eden bir sönüm katsayısını göstermektedir. α çok kısa olan gelişme bölgesinde x ile değişir ve negatiftir.

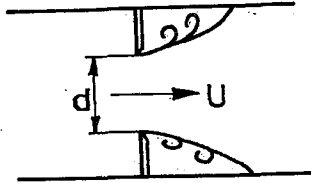
Boru hatlarında bulunan çek valf (çalpara vana), sürgülü vana, kelebek vana v.b. vanalar ile birlikte dirsekler, ani genişlemeler/daralmalar, geçiş parçaları ve diyaframlar v.b. gibi elemanlarda hız gradyeni dönüm noktasına sahiptir. Bu elemanlardan kopan yaklaşık olarak periyodik yapıdaki vortekslerin oluşma frekansı uyardığı akışkan kolonunun salınım frekanslarından birisi ile (akustik frekanslar) uyuşması halinde akışkan kolonunun uyarılıp titreşimi sonucunda, akışkan kolonu vorteksleri kararlı hale getirerek kendi salınım frekanslarında oluşturmaya çalışır. Bu olay sonucunda daha organize (periyodik) ve daha şiddetli vorteksler oluşabilir [6]. Yani hidrodinamik açıdan kararsız bölge için akışkan kolonunun titreşimi bir geri besleme mekanizması gibi çalışmaktadır.

Boyutsuz frekans da denilen Strouhal sayısı ($=f_v D/V$) uygulamada bir çok aykırılık için geniş bir Reynolds sayısı ($=VD/\nu$) aralığında sabit olup, bu değerlerden bir kaç şekil 2.5'de verilmiştir. Burada V ortalama akım hızını, U jet hızını, D karakteristik bir uzunluğu, f_v vortekslerin Hz cinsinden kopma frekansını ve ν ise akışkanın kinematik viskozitesini göstermektedir. Verilen Strouhal sayıları endüstriyel akışlarda geçerlidir [6,7,8].



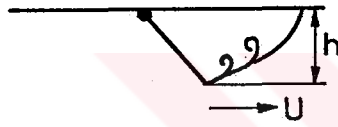
a: Ani genişleme

$$St = \frac{fv(D - d)}{v} = 0.15 \div 0.18 \quad [7]$$



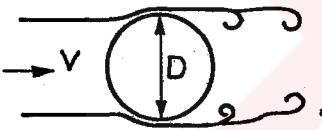
b: Diyafram (orifis)

$$St = \frac{fvd}{U} = 0.40 \div 0.55 \quad [6,7]$$



c: Klâpe (vana)

$$St = \frac{fvh}{U} = 0.08 \div 0.32 \quad [7]$$



d: Silindir

$$St = \frac{fvD}{v} = 0.20 \quad [8]$$

Şekil 2.5 Bazı geometriler için endüstriyel akışlarda geçerli Strouhal sayıları.

2.4. BORU AKUSTİĞİ

2.4.1. Giriş

Ses dalgasını karakterize eden denklem en genel halde,

$$\frac{\partial^2 \epsilon}{\partial x^2} - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 \epsilon}{\partial t^2} - \beta \frac{\partial \epsilon}{\partial t} = - \frac{1}{c^2} f(x, t) \quad (2.2)$$

şeklinde ifade edilebilir [9]. Burada ϵ her hangi bir x

noktasındaki akışkan partikülünün zamana bağlı anı yerdeğişimini, c ses hızını, β sönüm katsayısını, $f(x,t)$ uyarım kaynağını, x boru eksenini doğrultusundaki koordinatı ve t ise zamanı göstermektedir. Düzlemsel akış halinde bir boyutlu bir kontrol hacmi için, ortamın kayıpsız (sönümsüz) ve uyarıcı kaynaklardan yoksun ve hal değişiminin izantropik olduğu kabulleri altında (2.2) denklemi,

$$\frac{\partial^2 \epsilon}{\partial x^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 \epsilon}{\partial t^2} \quad (2.3)$$

halini alır. (2.3) denklemi yerdeğiştirme hızı u ve basınç için de yazılabilir, ancak sınır şartları değişebilecektir. Zaman ve konuma bağlı yerdeğiştirme $\epsilon(x,t)$ ile basınç $p(x,t)$ arasında izantropik hal değişimi kabulüyle

$$\Delta p(x,t) = p(x,t) - p_0 = -\rho_0 c^2 \frac{\partial \epsilon}{\partial x} \quad (2.4)$$

bağıntısı vardır. Burada; ρ_0 akışkanın ortalama yoğunluğu ve p_0 ise atmosfer basıncıdır.

c ses hızı hal değişimine ve akışkanın cinsine bağlı olarak hesaplanabilir. Hava içerisinde sesin yayılma hızı,

$$c = \sqrt{\gamma p / \rho} = \sqrt{\gamma R T} \quad (2.5)$$

bağıntısından bulunabilir. Burada γ izantropik üssü (hava için $\gamma = 1.4$), R gaz sabitini (hava için $R = 287 \text{ J/kg-K}$) ve T ise Kelvin cinsinden mutlak sıcaklığı göstermektedir.

Büyük kesit alanlı katılar içindeki sesin yayılma hızı yaklaşık olarak,

$$c = \sqrt{E / \rho} \quad (2.6)$$

bağıntısı ile hesaplanabilir. Burada E katı cismin Young modülüdür.

Sıvılar içerisindeki sesin yayılma hızı ise, K sıvının hacimsel sıkışma modülünü göstermek üzere

$$c = \sqrt{K/\rho} \quad (2.7)$$

ifadesi yardımıyla hesaplanabilir.

(2.3) denkleminde $k=1/c^2$ olmak üzere

$$x - t/\sqrt{k} = \xi \quad ; \quad x + t/\sqrt{k} = \eta \quad (2.8)$$

ile tanımlı (ξ, η) değişkenlerine bir dönüşüm yapılacak olursa denklem

$$\frac{\partial^2 \epsilon}{\partial \xi \partial \eta} = 0 \quad (2.9)$$

şeklini alır ve buradan ϵ 'un genel ifadesinin

$$\epsilon = f(\xi) + g(\eta) = f(x-ct) + g(x+ct) \quad (2.10)$$

şeklinde olduğu görülür. f ve g ikinci mertebeye kadar sürekli türevlere sahip herhangi fonksiyonlardır. f ve g 'nin belirlenmesi başlangıç ve sınır şartları yardımıyla olur. Burada $f=f(x-ct)$ fonksiyonu pozitif x 'ler yönünde c hızı ile yayılan bir olayın, $g=g(x+ct)$ fonksiyonu ise tersine negatif x 'ler yönünde aynı c hızı ile yayılan bir olayın ifadesidir. Başka bir deyişle f giden bir dalgayı, g ise yansıyan dalgayı ifade eder.

(2.3) denkleminin seri çözümü

$$\epsilon(x,t) = \sum_{n=1}^{\infty} (A_n \cos wnt + B_n \sin wnt) (C_n \cos wnx/c + D_n \sin wnx/c) \quad (2.11)$$

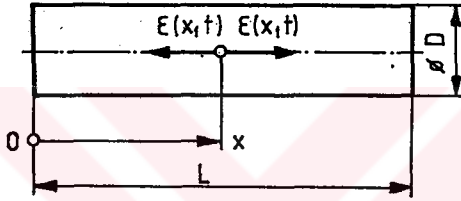
şeklinindedir. Burada A_n ve B_n başlangıç şartlarından, C_n ve D_n ise sınır şartlarından bulunması gereken

sabitlerdir. ω_n ise sistemin doğal akustik frekansıdır.

(2.11) denklemi üç farklı sınır şartı için çözülebilir. Bunlar; iki ucu açık boru, iki ucu kapalı boru ve bir ucu açık diğer ucu kapalı boru halleridir.

2.4.2.iki Ucu Açık Boru:

Her iki ucu açık içi hava ile dolu, L uzunluğunda dairesel kesitli rijit bir tütün doğal akustik frekanslarını bulabilmek için (2.11) genel çözümüne bu haldeki sınır şartlarını uygulayalım (şekil 2.6).



Şekil 2.6 iki ucu açık boru.

Sınır şartları:

$$t \text{ anında } x=0 \text{ ve } x=L \text{ 'de } p=p_{atm}, dp = -\rho_0 c^2 \frac{\partial \epsilon}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial \epsilon}{\partial x} = 0 \quad (2.12)$$

1. sınır şartından,

$$\left. \frac{d\epsilon}{dx} \right|_{x=0} = (A \cos \omega n t + B \sin \omega n t) \omega n D_n / c = 0 \quad (2.13)$$

ve $D_n = 0$ bulunur.

2. sınır şartından,

$$\left. \frac{d\epsilon}{dx} \right|_{x=L} = -C \sin \omega n x / c (A \cos \omega n t + B \sin \omega n t) = 0 \quad (2.14)$$

Buradan da $\sin \omega n x / c = 0$ ve $\omega n = n \pi c / L$; $n=1,2,3,\dots$

veya Hz cinsinden

$$f_n = \frac{w_n}{2\pi} = n \frac{c}{2L} ; n = 1, 2, 3, \dots \quad (2.15)$$

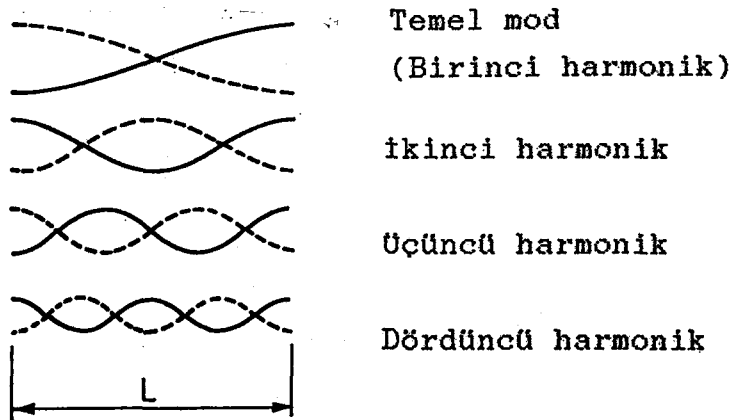
elde edilir.

Böylece iki ucu da açık bir tüpteki hava kolonu için düzlemsel dalga yayılımı halindeki yerdeğiştirme,

$$\epsilon(x, t) = \sum_{n=1, 2, \dots}^{\infty} \cos(n\pi x/L) (A_n \cos w_n t + B_n \sin w_n t) \quad (2.16)$$

şeklinde elde edilir. Burada $A_n = A_n C_n$ ve $B_n = B_n C_n$ başlangıç şartlarından bulunması gereken keyfi sabitlerdir.

Bu titreşim hareketi, mekanik titreşimlerden bilinen iki ucundan serbest üniform bir çubuğun boyuna serbest titreşim hareketinin analogudur. Her iki ucu da açık bir borudaki hava kolonunun yerdeğiştirmesi (veya hızı) için titreşim modları şekil 2.7'deki gibi olacaktır.



Şekil 2.7 iki ucu açık borudaki hava kolonunun yerdeğiştirmesi (veya hızı) için titreşim modları.

2.4.3.iki Ucu Kapalı Boru:

Bu haldeki sınır şartları,

$$\epsilon(0,t) = \epsilon(L,t) = 0 \quad (2.17)$$

ilk sınır şartından,

$$(A_n \cos w_n t + B_n \sin w_n t) C_n = 0 \quad (2.18)$$

Buradan $C_n=0$ bulunur.

ikinci sınır şartından,

$$D_n \sin(w_n L/c)(A_n \cos w_n t + B_n \sin w_n t) = 0 \quad (2.19)$$

Buradan $\sin(w_n L/c)=0$

$$w_n = n\pi c/L ; n=1,2,3,\dots \quad (2.20)$$

$$f_n = n \frac{c}{2L} ; n = 1,2,3,\dots \quad (2.21)$$

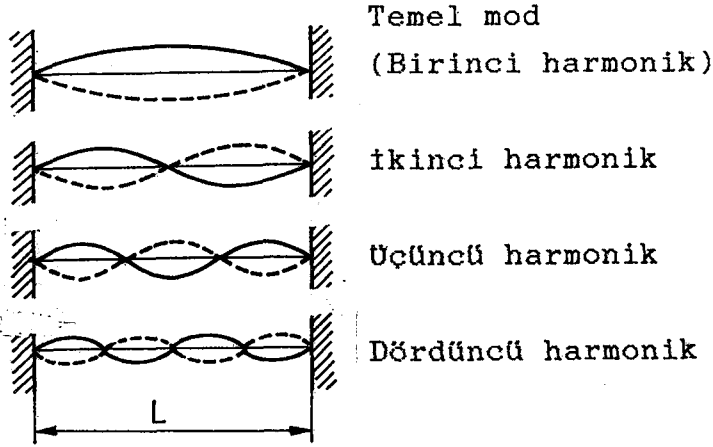
elde edilir.

Böylece havanın titreşim hareketi denklemi

$$\epsilon(x,t) = \sum_{n=1,2,\dots}^{\infty} \sin(n\pi x/L)(A'_n \cos w_n t + B'_n \sin w_n t) \quad (2.22)$$

şeklinde elde edilir. Burada $A'_n = A_n D_n$ ve $B'_n = B_n D_n$ 'dir.

Bu titreşim hareketi, her iki ucundan bağlı uniform bir çubuğun (konsol kirişin) boyuna titreşim hareketine analogdur. Her iki ucu da kapalı bir borudaki hava kolunun yerdeğiştirmesi (veya hızı) için titreşim modları şekil 2.8'de görülmektedir.



Şekil 2.8 iki ucu kapalı borudaki hava kolonunun yerdeğiş-
tirmesi (veya hızı) için titreşim modları.

2.4.4. Bir Ucu Kapalı Diğer Ucu Açık Boru:

Bu halde ise sınır şartları,

1. $\epsilon(0, t) = 0$, yani kapalı uçta hareket yok,

2. $\frac{d\epsilon(L, t)}{dx} = 0$, yani açık uçtaki basınç atmosferik basınç.

1. sınır şartından,

$$(\text{A} \cos wnt + \text{B} \sin wnt) C_n = 0 \quad (2.23)$$

Buradan $C_n = 0$ bulunur.

2. sınır şartından,

$$D_n (w_n/c) \cos(w_n L/c) (\text{A} \cos wnt + \text{B} \sin wnt) = 0 \quad (2.24)$$

Buradan $\cos(w_n L/c) = 0$ ve

$$w_n = n\pi c / (2L) ; n = 1, 3, 5, \dots \quad (2.25)$$

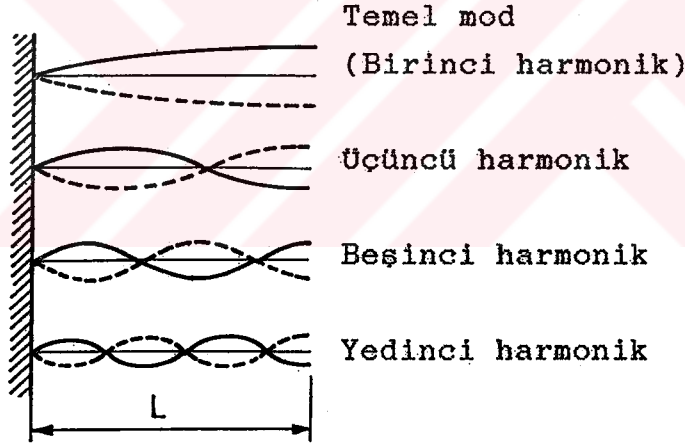
$$f_n = n \frac{c}{4L} ; n = 1, 3, 5, \dots \quad (2.26)$$

elde edilir.

Böylece havanın titreşim hareketi denklemi,

$$\epsilon(x,t) = \sum_{n=1,3,5,\dots}^{\infty} \sin n\pi x / (2L) (A_n \cos \omega_n t + B_n \sin \omega_n t) \quad (2.27)$$
 şeklinde bulunur. Burada $A_n = A_n D_n$ ve $B_n = B_n D_n$ dir.

Bu titreşim hareketi, bir ucundan sabitleştirilmiş (ankastre) diğer ucundan serbest üniform bir çubuğun boyuna serbest titreşim hareketinin analogudur. Bir ucu kapalı diğer ucu açık bir borudaki havanın yerdeğiştirmesi (veya hızı) için titreşim modları şekil 2.9'da verilmiştir.



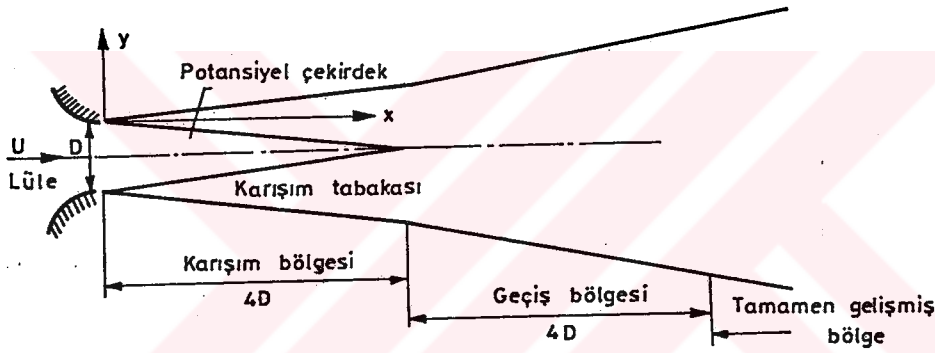
Şekil 2.9 Bir ucu kapalı diğer ucu açık borudaki hava kolonunun yerdeğiştirmesi (veya hızı) için titreşim modları.

iki ucu açık, iki ucu kapalı ve bir ucu açık diğer ucu kapalı boru hallerinde hava kolonunun yerdeğiştirmesi (veya hızı) için verilen titreşim modlarındaki düğüm noktaları basınç için karın noktaları, karın noktaları ise basınç için düğüm noktaları olacaktır.

2.5. SESALTI DAİRESEL TÜRBÜLÂNSLI JETLERİN FİZİKSEL ÖZELLİKLERİ

Bu çalışmada boru hatlarında bulunan çalpara tipi çek valf, sürgülü vana ve diyafram gibi elemanlardan fıskıran jetler incelendiğinden, bir diyafram ya da bir lüle'den durgun bir akışkan içerisine fıskıran türbülânsli jetlerin özellikleri incelenecektir.

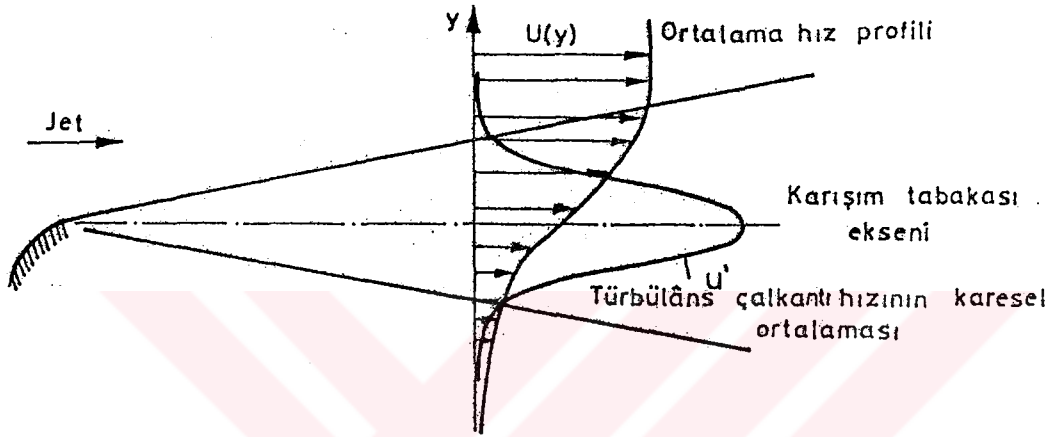
Yakınsak bir lüleden durgun akışkan içerisine fıskıran türbülânsli bir hava jetinin genel görünüşü şekil 2.10'daki gibi olacaktır.



Şekil 2.10 Bir lüleden atmosfere fıskıran türbülânsli jet'in yapısı [10].

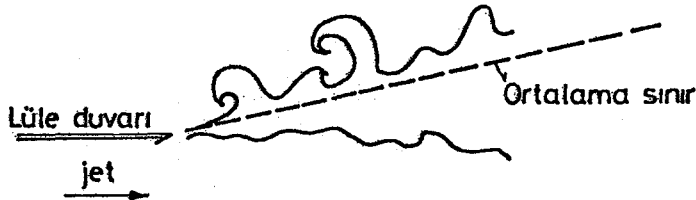
Jetin lüleden fıskırdığı noktadan itibaren hareketli akışkan ve onun çevresi arasında halka şeklinde olan ve karışım tabakası olarak adlandırılan bir bölge oluşur. Lüle çıkışından akış yönünde 4 çap'lık bir mesafe içerisinde konik bir bölge oluşur. Potansiyel çekirdek olarak adlandırılan bu bölge içerisindeki hız dağılımı oldukça üniformdur. Potansiyel çekirdek bölgesinin bitiminde karışım tabakasının kalınlığı $0.20x$ ilâ $0.25x$ arasındadır. Şekil 2.11'de potansiyel çekirdek ve karışım tabakası içindeki hız dağılımları görülmektedir.

Şekil 2.11'den de görüldüğü gibi en şiddetli türbülâns yoğunluğu u_{\max} , karışım tabakasının eksenini üzerinde oluşur. u_{\max} 'ın değeri geçiş bölgesine kadar yaklaşık olarak sabit ve $u_{\max} \approx 0.16U$ değerine eşittir [10]. Burada U jet hızını göstermektedir.



Şekil 2.11 Türbülânslı jet içindeki hız gradyanları [10].

Gerçek halde ise karışım tabakası ile potansiyel çekirdek arasındaki sınır şekil 2.10 ve şekil 2.11'de gösterildiği gibi kesin bir doğru olmayıp daha çok şekil 2.12'deki gibi bir görünüme sahiptir [10].



Şekil 2.12 Karışım tabakası sınırı [10].

Yukarıda bir lüleden fışkıran türbülânslı jetler için anlatılan özellikler bütün dairesel jetler için geçerlidir [10].

Dairesel bir diyaframdan fıskıran jet halinde diyafram kenarından kopan vorteksler akış yönünde vorteks halkaları şeklinde ilerleyecektir. Bu olay boru içerisindeki ortalama akış hızı ve boru çapı ile tanımlanan Re sayısı, $160 < Re < 1200$ aralığında (özellikle boru ucuna takılı diyafram halinde) çok periyodik bir yapı gösterir. Re sayısı 1200'ün üzerine çıktığı zaman jet akımı türbülanslı hale gelir ve periyodik yapı giderek azalır. Ancak yüksek Reynolds sayılarında bile, eğer akustik yapı ile akuplaj durumu varsa vorteksler yine periyodik bir şekilde oluşabilmektedir[6].

2.6. AKUSTİK DURAN DALGA

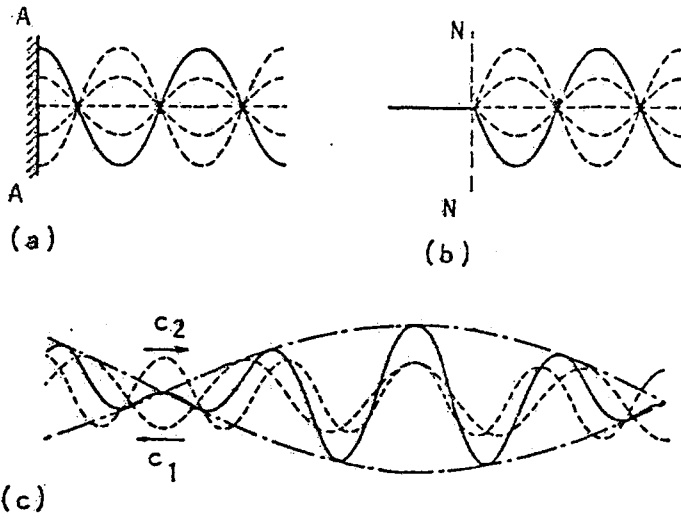
Akustik duran dalga, akış hızının ses hızı yanında oldukça küçük kaldığı akımlarda ($Ma \approx 0$), iki veya daha fazla dalganın girişimi sonucu ortaya çıkar. Örneğin boru içinde giden bir dalga ile yansıyan bir dalganın girişimi sonucu ortaya çıkabilir. Duran dalganın oluşabilmesi için sürekli bir uyarının sistemde bulunması gerekir.

Giden dalga rahatsızlığın olduğu yerden yayılmaya başlarken; yansıyan dalga ise akışkanı çevreleyen bir çeperden, bir diyaframdan veya ani genişlemenin olduğu borunun karşı çeperi v.b. gibi yüzeylerden yansıyabilir.

Akustik duran dalga için t anında x konumundaki çalkantı basıncı

$$\tilde{p}_a(x, t) = \tilde{P}_a \sin k_a x e^{i \omega_a t} \quad (2.28)$$

şeklinde verilir [5]. Burada $k_a = \omega_a / c = 2\pi / \lambda_a$ şeklinde tanımlanan akustik dalga sayısıdır. ω_a radyan cinsinden akustik frekansı, c ses hızını ve λ_a ise akustik dalganın dalga boyunu göstermektedir. Şekil 2.13'de üç değişik akustik duran dalga şekli verilmiştir [2].



Şekil 2.13 Duran dalga örnekleri [2].

BÖLÜM 3

KAYNAK ARAŞTIRMASI

NAUDASCHER ve ROCKWELL [3], "Bir Sistemdeki Akışın Yarattığı Titreşimlerin Belirlenmesi ve Tanıtımı için Osilatör Modeli" adlı çalışmalarında Bölüm 2.2'de detaylı olarak anlatılan basit uyarım mekanizmalarına göre akışın yarattığı titreşimlerin bir sınıflandırılmasını yapmışlardır. Ayrıca uygun bir rahatsızlık verildiğinde serbest titreşimlere başlayan akışkan kütlesi (akışkan-osilatör), akışkanın hız süreksizlik yüzeylerinde az ya da çok periyodik titreşimler yaratan akışkan kütlesi (akım-osilatör) ve uygun bir rahatsızlık sonucunda serbest titreşimlere başlayan cisim (cisim-osilatör) tanımları verilmiştir. Bu osilatörlerin belirlenip birbirleri ile etkileşimlerinin incelenmesi sonucunda, akış-yapı akuplajınının açıklanabilmesinin daha kolay olacağı belirtilmiştir. Akışkan-osilatör'ün ortalama olarak akış hareketi içinde olmadığı ve pozitif sönümlü olduğu, buna karşılık akım-osilatör'ün ise negatif sönümlü olabileceği yani titreşimleri amplifiye edebileceği de ifade edilmiştir. Özellikle silindirik yapılarda, hidrolik kapaklarda, denge bacalı sistemlerde ve vanalı sistemlerde ortaya çıkabilecek titreşimler; hareket denklemleri yazılmak suretiyle izah edilmiştir.

ANDERSON [11], bir boru ucundaki diyaframdan fıskıran jetin boru içerisinde yarattığı basınç çalkantılarının (dalgalanmalarının) frekansını bulmak için bir dizi deneyler yapmıştır. Elde edilen sonuçlara göre, diyaframdan kopan vortekslerin diyaframın hemen arkasında boru içerisinde basınç çalkantılarına neden olduğu ve çalkantıların frekansının boru-diyafram sisteminin doğal akustik frekanslarından birine eşit olması durumunda boru içindeki gaz kolonunun bu frekansta rezonansa girerek titremeye

başladığı görülmüştür. Belirli kalınlık ve çaptaki bir diyafram için basınç farkını (akış hızını veya debisini) ve boru uzunluğunu değiştirerek yapılan deneylerde; belli bir basınç farkında sistemin akustik frekanslarından birinde akuplaj olmakta ve küçük bir akış hızı aralığında frekans yaklaşık olarak sabit kalmakta, hızdaki belli bir artış sonrasında ise titreşim frekansı bir üst ya da bir alt akustik moda sıçramaktadır. **ANDERSON** [11] basınç çalkantılarının frekansında diyafram kalınlığının önemli, çapının ise hiç bir rolünün olmadığını iddia etmiştir. Ancak onun bu tezine temel teşkil eden deneyler hep aynı kalınlıkta (1.59mm), fakat farklı çapta diyaframlarla yapılmıştır. Bu tezin doğru olmadığı **İZMİRLİOĞLU** [6] tarafından gözlenmiş ve karşı bir tez olarak; diyafram kaynaklı basınç çalkantılarının frekansında diyafram çapının önemli olduğu buna karşılık diyafram kalınlığının etkisinin olmadığı gözlenmiştir. Bu çalışmada da Bölüm 5'de detaylı bir şekilde verileceği gibi vanalar için de vortekslerin kopma frekanslarının vana açılma oranı ile değiştiği gözlenmiştir.

SCHACHENMANN ve **ROCKWELL** [12] tarafından yapılan çalışmada, "Bir Depo-Lüle-Boşluk(anı genişleme)-Boru Sistemindeki Akışın Yarattığı Titreşimler" incelenmiştir. Bu çalışmada bir depo-lüle-boşluk(hacmi ayarlanabilir bir anı genişleme)-boru tesisatında deneyler yapılmış ve bulunan sonuçlar, akustik ve vorteks dalgalarının süperpozisyonuna dayanan teorik bir modelin verdiği sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Sınır tabaka ayrılmasının olduğu yerdeki momentum ve yerdeğiştirme kalınlıklarına göre basınç ve hız çalkantılarının değişimleri incelenmiştir. Ayrılmanın olduğu yerdeki momentum kalınlığı θ_0 ve boşluk boyu da L olmak üzere, $L/\theta_0 = 97.6$ değeri için basınç ve hız çalkantılarının genliği maksimum değerleri almıştır. Vorteks dalgasının serbest akım hızının belli bir kesrinde ($\approx 0.5 \div 0.7$) ilerlediği kabul edilmiştir. Boru boyunca ölçülen çalkantı hızlarının karesel ortalamalarının kareköklerinden çıkan neticelere göre; çalkantı hızlarının

boru boyunca sönümlü sinüzoidal bir dağılım gösterdiği gözlenmiştir. Elde edilen deneysel sonuçların teori ile iyi bir uyum içinde olduğu gösterilmiştir.

KARADOĞAN [13] tarafından yapılan bir başka çalışmada ise "Bir Depo-Boru-Boşluk-Diyafram" sistemindeki akış kaynaklı titreşimler ele alınmıştır. Türbülânslı sınır tabakanın cidardan ayrılması nedeniyle oluşan titreşimlerin aksenel simetrik bir boşluk tarafından organize edildiği ve şiddetlendirildiği görülmüştür. Ayrıca bu titreşimlerin depo-boru-boşluk sisteminin akustik şartlarından oldukça kuvvetli olarak etkilendiği doğrulanmış, sistem içinde titreşimlerin organize olduğu durumlarda iyice görülen "sanki duran dalganın"nın değişik hızlarda ve boşluk uzunluklarında aldığı durum ortaya konmuştur. Boru yarıçapı R ve yarıçap doğrultusundaki koordinat r olmak üzere, boru içinde $r/R=0.8$ olan bölgede titreşimlerin en şiddetli hali gözlenmiştir. Hızın değişimi ile mod sıçraması olayı da göze çarpmıştır. Aynı boru sistemi kullanılarak ancak diyafram çıkartılarak deneyler yapılmış ve spektrumlarında aynı frekans aralığında her hangi bir tepeye rastlanmamıştır. Bu olayın izahı, diyaframın olmaması halinde sınır tabakanın cidardan ayrılması nedeniyle oluşan titreşimlerin organize olamaması şeklinde yapılmıştır. Sanki duran dalganın en belirgin olarak görüldüğü, akışın en iyi organize olduğu hallerde boşluk girişi ile çıkışı arasındaki faz farkının $2n\pi$ ($n=1,2,\dots$) olduğu, bu değerden 30-40 derecelik sapmalar görülmeye başlandığında ise akışın bu ayrılmayı ortadan kaldırmak üzere alt ya da üst modlara sıçraması olayının ortaya çıktığı gözlenmiştir. Türbülânslı sınır tabakanın cidardan ayrılması ile jetin diyaframa çarpması arasında bir geri besleme mekanizmasının kurulduğu belirtilmiştir. Akışla birlikte boşluk içinde ilerleyen vorteksin diyaframa çarptığı anda oluşan basınç dalgasının ses hızı ile kaynak tarafına gitmekte olduğu ve kararsız bölgeye geldiğinde yeni bir vorteksin oluşmasına sebep olduğu ifade edilmiştir.

SCHACHENMANN ve ROCKWELL [14] adlı araştırmacıların yaptıkları çalışmada da yine "Depo-Boru-Boşluk-Diyafram" ihtiva eden bir sistem kullanılmıştır. Kck Mach sayılarında ($Ma \approx 0.01$) tam türbülânslı bir akımda boru içerisindeki hız dağılıminın $u/U = (y/\delta)^{(1/n)}$ ($n=6.6$) şeklinde olduğu şartlarda çalışılmıştır. Ortalama akış hızı ve boşluk boyunun fonksiyonu olarak titreşim frekanslarının st veya alt modlara sıçrayabildiği gözlenmiştir. şiddetli titreşimlerin boru sistemi akustik yapısının 3,4,5 ve 6. modlarında olduğu görülmüştür. Boşluğun Helmholtz frekanslarında da titreşimler gözlenmiştir.

YAZICI [15] tarafından yapılan bir çalışmada ise bir boru sistemine dışarıdan bir plsatr tarafından pülsatif akım verilmek suretiyle titreşimlerin debi lcmne etkileri incelenmiştir. Deneyler "pülsatif akımın olduğu bir depo-boru-diyafram-boru" sisteminde yapılmıştır. Akışın pülsatif olması halinde lclen debinin gerçek değerden büyük olduğu belirtilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre Mach sayısının kck değerlerinde debi çalkantıları için tanımlanan amplifikasyon katsayısının büyük olduğu, debi ölçer ile titreşim kaynağı arasındaki hacmin kck olması durumunda amplifikasyonun dolayısı ile lme hatasının büyük olduğu ifade edilmiştir. Amplifikasyonun diyafram çapının boru çapına olan oranının artması ile büyüdüğü ve tesisatın geometrisinde yapılacak bir değişiklikten etkilendiği, doğrudan doğruya atmosfere (basıncın sabit kaldığı çok büyük hazne v.b. gibi ortamlara) açılan diyafram halinde amplifikasyonun nisbeten kck kaldığı ve diyaframın akıntı tarafına boru eklenince amplifikasyonun maksimumdan geçtiği belirtilmiştir. Doğru debi lcm için ise; elâstik dalgaların düzlemsel akustik dalgalara benzer olaylar meydana getirmesi sebebiyle, diyaframın olduğu kesitte debi için karın teşekkülünü önlemek gerektiği yani boru çapına oranla kck çaplı diyafram kullanmak (en çok boru çapının yarısı kadar) gerektiği önerilmiştir. Bir başka çözüm de yine YAZICI [16] tarafından önerilen titreşimlerden daha az etkilenmesinden dolayı debi lcmnde

muline'nin kullanılmasıdır.

DAVIES [5], "anı genişleme"nin olduğu bir boru sisteminde hem deneysel hem de teorik bir çalışma yapmıştır. Teorik çalışmada akış halinde ortaya çıkan çalkantı basıncının; akustik duran dalga ($Ma \approx 0$) ile vorteks dalgasının (potansiyel dalga) süperpozisyonu şeklinde olduğunu kabul etmiş ve bu tezini deneylerle doğrulamıştır. Mach sayısının ≈ 0.1 civarındaki akım şartlarında deneyler yapılmıştır. Anı genişlemeden önceki borunun yarıçapı a olmak üzere $k_a = \omega a / c = 2\pi / \lambda_a$ şeklinde tanımlanan akustik dalga sayısının $k_a = 2\pi / L = \pi / (10a)$ olarak, $k_v = \omega v / U_v = 2\pi / \lambda_v$ şeklinde ifade edilen vorteks dalga sayısının ise $d = 2a$ olmak üzere $k_v = 40 / d = 20 / a$ şeklinde alınmasının uygun olacağı ifade edilmiştir. Vorteks dalgası için faz farkı $\phi = \pi / 2$ ve vorteks dalgası için çok kısa olan gelişme bölgesi ihmal edilerek ($x \approx 4a$), sönüm katsayısı $\alpha = 0.04$ olarak alınmıştır. Yapılan deneylerle akış-akustik akuplajı gösterilmiştir.

WEAVER ve ZIADA [17], boru hattındaki "bir çek valfin kendiliğinden uyarımlı titreşimleri" için teorik bir model geliştirerek ve deneysel sonuçlarla karşılaştırarak oldukça iyi sonuçlar elde etmişlerdir. Yapılan bu çalışmada vana klâpesinin titreşim hareketi için bir zorlanmış titreşim denklemi yazılmıştır. Çek valf zamanla kesiti değişen bir diyafram (orifis) olarak modellenmiştir. İki depo arasında uzanan bir boru hattı için çeşitli noktalar arasında daimi olmayan hareketteki Bernoulli denklemi de yazılmak suretiyle lineer olmayan iki diferansiyel denklem akuple edilerek Runge-Kutta metodu ile çözülmüştür. Titreşime ait vana yerdeğiştirmesi ile debi karakteristikleri yapısal rijitlik, akışkan ataleti ve debi katsayısının fonksiyonu olarak da verilmiştir. Vananın yarattığı titreşimlerin özellikle kısmi açıklıklarda (debilerde) daha şiddetli olduğu vurgulanmıştır.

WEAVER, ADUBI ve KOUWEN [18], tarafından yapılan bir başka çalışmada yine bir çek valf örneğiyle akış kaynaklı

titreşimler incelenmiş ve bu titreşimlerin zararsız hale getirilmesi hakkında bazı öneriler verilmiştir. Özellikle kısmi debilerde görülen şiddetli titreşimlerin elimine edilmesi için vananın geometrisinde (gerek gövde üzerinde gerekse klâpe üzerinde) yapılabilecek bazı değişikliklerle titreşimlerin zararsız hale getirilebileceği vurgulanmıştır. Çek valfin kapanma pozisyonu (ters akış) göz önüne alınmıştır.

WEAVER [19] tarafından yapılan ve "küçük(kısmi) açıklıklarda çalışan vanalarda akışın yarattığı titreşimler" adıyla sunulan bir başka çalışmada çalpara tipi çek valf, tap vana, konik oturmalı sürgülü vana, makara tipi vana, emniyet valfi ve küresel vana gibi vanaların kısmi açıklıklarında ortaya çıkan akış kaynaklı titreşimler; jet akımı- atalet mekanizması, türbülâns ve akustik rezonans olmak üzere üç kategoride toplanmış ve titreşimlerin elimine edilmesi için çeşitli öneriler örnekleri ile birlikte sunulmuştur.

THOMANN [20] bir boruya bağlı "basit bir vananın titreşimlerini" hem teorik hem de deneysel olarak incelemiştir. Vana boru eksenini doğrultusunda titreşim hareketi yapmaktadır. Teorik incelemede akışkanın ideal viskoz olmayan bir gaz olduğu, boru çapının boru uzunluğu yanında çok küçük kaldığı ve basınç, yoğunluk ve hıza ait periyodik çalkantı değerlerinin ortalama değerler yanında çok küçük kaldığı gibi bazı kabuller yapılmış ve küçük terimler ihmâl edilmiştir. Yukarıdaki kabullerle daimi olmayan hareketteki süreklilik, momentum ve enerji (ses) denklemleri yazılarak çalkantı basıncı ve hızı için zamana ve konuma bağlı sönümlü birer harmonik ifade bulunmuştur. Ayrıca vananın titreşim hareketi için bir denklem yazılmış ve analizler yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar deneylerle uyum içinde olmuştur. Vana titreşimlerinin, vanayı geçen akımı etkilediği de vurgulanmıştır.

ROCKWELL ve NAUDASCHER [21], "akış üzerindeki kovukların yarattığı titreşimler" adlı çalışmalarında bu konuda yapılan diğer çalışmaların büyük bir kısmını da özetlemişlerdir. Kovukları geçen kararsız akım Bölüm 2.2'de verildiği gibi üç bölümde toplanmıştır. Dikdörtgen, dairesel, üçgen v.b. kovuk şekilleri için yapılan çalışmalar verilmiştir. Geometrik düzenlemeler ve kütle ilâvesi gibi titreşimleri sönümleme yöntemleri özetlenmiş ve kovuk basıncının zaman ortalaması üzerinde titreşimlerin etkileri tartışılmıştır.

CHEN ve FLORJANCIC [7] adlı araştırmacılar "pompalı bir boru sistemindeki dallanmadan dolayı oluşan vortekslerin yarattığı rezonans" olayını incelemişlerdir. Titreşimleri elimine etmek için çek valfin yeri değiştirilmiş ve etkili olduğu görülmüştür. Dallanmanın olduğu kesit ile çek valf arasındaki boru parçasında dalganın dörtte birlik kısmının oturduğu (yani bir ucu kapalı diğer ucu açık bir boru gibi davrandığı) gözlenmiştir. Pompanın emme ve basma kanalları arasında titreşimin faz farkının 180 derece olduğu ve emme kanalından çek valfe kadarki boru sisteminde üç çeyrek dalganın oturduğu belirtilmiştir. Yani bir ucu kapalı diğer ucu açık bir boru sisteminin 2. moddaki titreşimi söz konusu olmuştur.

CHEN ve STURCHLER [22], "akış-akustik akuplajının olduğu kör dallanmalara sahip boru sistemlerinde akış kaynaklı titreşimler ve gürültü" başlığı ile verilen bir çalışma yapmışlardır. Bir kör dal (brans) tübünün çok küçük hızlarda çeyrek dalga boylu bir sönüm ünitesi gibi iş görebileceği ancak akuplaj olması halinde ise gürültüye yol açacağı belirtilmiştir. Akuplajdan kaçınmak için birbirine eşit olmayan uzunluktaki kör brans tüpleri önerilmiştir. Deneylerden bulunan önemli bir sonuç; ana borudaki titreşim frekansının brans tüpteki temel (esas) titreşimin ikinci harmoniği olabileceğidir. Bu olayın brans tübündeki vorteks kopmasının lineer olmamasından kaynaklandığı iddia edilmiştir.

ZIADA , BOLLETER ve ZAHND [23], "termostatik radyatör vanalarının ötmesi" adlı deneysel çalışmalarında; vorteks kopmasının sistemin akustiği tarafından kontrol edildiğini ve akuplaj sonucu ortaya çıkan rezonans nedeniyle ötme sesinin duyulabildiğini gözlemişlerdir. Bu problemin çözümü için bazı değişiklikler de önerilmiştir. Çeyrek dalga halinde genliklerin maksimuma ulaştığı görülmüştür. Ötme (rezonans) frekansları 4-5 kHz mertebelerindedir. Akış (vorteks)-akustik akuplajını önlemek için vana gövdesinin ve diskinin kenarlarının yuvarlatılması önerilmiştir. Vananın önüne bir diyafram (orifis) konulması halinde de titreşimlerin genliği 1/20 oranında azalmıştır. Conta (sızdırmazlık elemanı)'nın ötmesini önlemek için ise yuvarlatılmış conta kullanılması önerilmiştir.

SCHACHENMANN ve ROCKWELL [24], konik bir difüzördeki türbülanslı akımdaki titreşimleri incelemişlerdir. Difüzörde oluşan ters basınç gradyeni nedeniyle sınır tabakanın cidardan ayrılması sonucunda vortekslerin oluştuğu ve bu vortekslerin periyodik titreşimleri ortaya çıkardığı belirtilmiştir. Difüzör eksenindeki çalkantıların ve cidardaki çalkantı basınçlarına ait genliklerin akım yönünde (uygulanan rahatsızlığın tüm frekanslarında) hızlıca azaldığı görülmüştür.

YAZICI [25], "diyaframların debi katsayıları hakkında" adlı çalışmasında borular içinde ortalama olarak daimi kalan akıslarda debi ölçümünde kullanılan metotlardan birisinin diyafram (orifis) metodu olduğu ve debi hesabında kullanılan daimi akış halinde yazılan Bernoulli denklemindeki C_d debi katsayısının standartlarda; diyafram çapının boru çapına olan oranına ve akışın Reynolds sayısına bağlı olarak verildiği belirtilmiştir. Ancak diyaframdan çıkan akışkan huzmesinin (jetinin) yüzeyindeki kararsızlık nedeniyle meydana gelen titreşimlerin elâstik dagaların ses hızıyla yayılmasına sebep oldukları ve akımın daimiliğini bozdukları ifade edilerek, az çok

türbülânstan farklı şekilde akustik tipten çalkantılı akımlar elde edilebileceği belirtilmiş ve bu durum deneylerle de ispat edilmiştir. Titreşimlerin tesisat tarafından amplifiye edilmesi halinde diyaframda okunan basınç farkının ortalama değeri $\overline{\Delta p}$ 'nin gerçek ortalama debiye tekâbüle edenden daha büyük olacağı ve bu sebeple C_d debi katsayısı için titreşimsiz hale göre daha küçük bir değer olarak alınması gerektiği belirtilmiştir. Çalışmada deneyler sonucunda; hacim ilâve edilmiş büyük hacimli sistemlerde titreşimlerin genliğinin küçüldüğü görülmüştür. Sonuç olarak diyaframlarının debi katsayılarının yalnız çaplar oranı ve Reynolds sayısının fonksiyonu değil, elâstik dalgalanmaların varlığı yüzünden bütün tesisatın geometrisine de bağlı olduğu ifade edilmiştir. Çaplar oranının küçük alınması ($\leq 1/2$) önerilmiştir.

YAZICI [16], "pompların debilerinin diyaframlarla ölçülmesinden doğabilecek gizli hatalar" başlığı ile verdiği bir çalışmada vantilatörlü bir sistemde yapılan deney sonuçlarından bahsetmiştir. Elde edilen sonuçlar [15]'deki benzerlik göstermiştir. Titreşimlerin pomplarda basma vanasının kısmi açıklıklarında ve debi ölçümü için diyafram kullanılması durumlarında görülebileceğine dikkat çekilmiştir. Süreklilik, Bernoulli, Hareket miktarı ve ses denklemi gibi denklemler yazılmak suretiyle (bazı basitleştirici kabuller de yapılarak) olayın teorik yönden izahı da yapılmıştır.

BALDWIN ve SIMMONS [26] adlı araştırmacılar "emniyet valflerinde akışın yarattığı titreşim" başlıklı çalışmalarında, vana ağzında kopan vortekslerin akustik yapıyla akuplajı olayını incelemişlerdir. Akımı kararlı hale getirmek için vana geometrisinde yapılabilecek bazı düzeltmelerden de bahsedilmiştir. Emniyet valfinin boruya bağlandığı ağız kısmına değişik geometrideki iki lüle takılması halinde akuplajın önlenemediği tesbit edilmiştir. Yapılan bu müdahaleler sonucunda vorteks üretimi minimuma indirilmiştir. Elde edilen sonuçlara

göre debi, sıcaklık ve basınç gibi sistemdeki akıma ait parametrelerle lülenin geometrik boyutlarının (uzunluk ve çap) akış kaynaklı titreşimlerden kaçınmak için birer dizayn kılavuzu olarak kullanılabilir. Koniklik açısı 45 derece olan ve firar kenarı iyice yuvarlatılmış lüle kullanılması halinde kayma katmanının kararlı hale geldiği ve vorteks oluşumunun önlendiği, vorteks üretiminin sistemin akustiği tarafından amplifiye edilinceye kadar önemli olmadığı ve dinamik basıncadaki maksimum amplifikasyonun 2 ilâ 4 arasında değerler alabildiği gözlenmiştir.

İZMİRLİOĞLU [6] tarafından yapılan "borularda akışın yarattığı titreşimler" adlı bir çalışmada diyaframlar için vortekslerin oluşum frekanslarının diyafram çapı, akım hızı ve diyafram kalınlığı gibi parametrelere göre değişimleriyle birlikte akış-akustik akuplajı olayı da incelenmiştir. Diyaframdan kopan vortekslerin yaklaşık-periyodik bir yapıya sahip oldukları, kopma frekanslarının ise akış hızı ile lineer olarak arttıkları ancak diyafram çapı ile ters orantılı olarak değiştikleri belirtilmiştir. Vortekslerin kopma frekansları üzerinde diyaframdan önceki geometrinin ve diyafram kalınlığının etkisi olmadığı ifade edilmiştir. Belirli bir diyafram için Strouhal sayısının Reynolds sayısının geniş bir aralığında sabit kaldığı ancak St sayısının diyafram çapı ile değiştiği belirtilmiştir. Boru içinde arka arkaya uygun aralıkta iki diyafram konması halinde rezonans olmakta (ötme sesi duyulmakta) ve rezonans frekansının akış hızı ile lineer olarak artmasına karşılık diyaframlar arası mesafe ile ise ters orantılı olarak değiştiği görülmüştür. Ayrıca iki diyaframlı boru sisteminde uygun diyaframlar arası mesafede iki farklı frekansta rezonansın olduğu ifade edilmiştir.

KARADOĞAN ve ROCKWELL [27], "bir kovuğu geçen türbülanslı jetin yarattığı titreşimlerin sönümlenmesi" başlıklı çalışmalarında konu hakkında yapılan deneysel çalışmanın sonuçları verilmiştir. Vorteks jeneratörleri

(üreticileri), hareketli saçaklar, asimetrik yapılar ve yarıklı yüzeyler gibi çeşitli metotlar denenmiştir. En etkili (titreşimlerin genliklerini kabul edilebilir mertebelere indiren) çözümlerin vorteks jeneratörleri ve hareketli saçaklar olduğu deneylerde gözlenmiştir. Bu çözümler pratikte de kullanılabilir.

KARADOĞAN, İZMİRLİOĞLU ve CANBAZOĞLU [28], "boru hatlarında akışın yarattığı titreşimler" başlığı ile verdikleri çalışmalarında diyafram, çek valf ve sürgülü vana gibi uygulamada yaygın olarak kullanılan aykırılıklarda oluşan vortekslerin yapısı ve akış-akustik akuplajı incelenmiştir.

4.1. GİRİŞ

Bu bölümde boru hatlarında akış-akustik akuplajı sonucunda ortaya çıkabilen akış kaynaklı titreşimlerin varlığı bazı kabuller altında akışkanlar mekaniğinin temel denklemleri ve ses denklemi kullanılarak gösterilmeye çalışılacaktır.

Daimi olmayan hareket için genelleştirilmiş Bernoulli denklemi, genelleştirilmiş hareket miktarı denklemi, süreklilik denklemi ve ses denklemi kullanılmıştır. Çalkantı hızı için deneylerle uyum sağlayan (boru ekseninde doğrultusunda parabolik bir dağılım gösterdiği) bir kabul yapılmıştır. Aykırılık elemanı vana bir diyafram olarak modellenmiş ve üretilen vortekslerin yapısı nedeniyle debinin periyodik olarak uyarıldığı kabul edilmiştir. Yani az ya da çok pülsatif bir akımın ortaya çıktığı farz edilmiştir.

Bir kesitteki ortalama yük (birim ağırlıktaki akışkan başına toplam enerjinin zaman içindeki ortalama değeri),

$$H = \frac{1}{\rho g Q} \int_{\Sigma} \int (p + \rho g z + \rho V^2/2) V_n d\sigma \quad (4.1)$$

olup, burada V akışkanın göz önüne alınan kesit içinde bir noktadaki anlık hızını, Σ borunun dik kesit alanını, V_n hızın Σ yüzeyinin dış normali üzerindeki izdüşümünü, $d\sigma$ alan elemanını ve Q ise bu kesitten geçen ortalama debiyi göstermektedir.

Ortalama yük

$$\bar{H} = z + \frac{\bar{p}}{\rho g} + (\alpha + \tilde{\alpha}) \frac{U^2}{2g} \quad (4.2)$$

şeklinde de ifade edilebilir. Burada U, bir kesitteki zaman ve kesit bakımından ortalama hızdır.

$$\alpha = \int_{\Sigma} \int \frac{\bar{V}^3}{U^3} \frac{d\sigma}{\Sigma} \quad (4.3)$$

olup, zaman ortalama hızların dik kesit içindeki dağılımına bağlıdır. \tilde{p} çalkantı basıncı olmak üzere,

$$\tilde{\alpha} = \int_{\Sigma} \int \left[2 \frac{\overline{\tilde{p}\tilde{V}_n}}{\rho U^3} + 2 \frac{\bar{V}}{U} \frac{\overline{\tilde{V}_n\tilde{V}}}{U^2} + \frac{\overline{\tilde{V}^2\tilde{V}_n}}{U^3} \right] \frac{d\sigma}{\Sigma} \quad (4.4)$$

şeklinde olup, basınç ve hızdaki çalkantı değerlerine ve bunların kesit içindeki dağılımına bağlıdır.

Σ_1 kesiti başlangıçtan yeteri kadar uzak ise $\alpha_1 = \alpha_2$ ve fakat $\tilde{\alpha}_1 \neq \tilde{\alpha}_2$ dir.

4.2. MODELİN AYRINTILARI

Matematik model kurulurken aşağıda verilen bazı basitleştirici kabuller yapılmıştır.

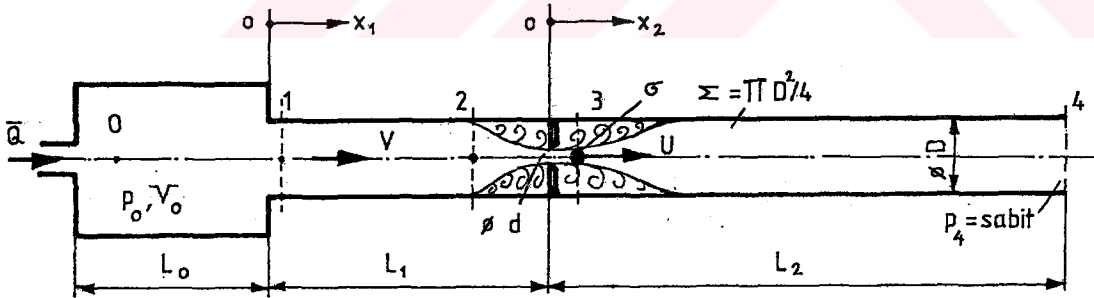
1. Akışkan çok az sıkıştırılabilirliktedir,
2. Çalkantı değerleri ortalama değerler yanında küçük [29, 30] kalmaktadır,
3. Vana bir diyafram olarak modellenmektedir [17],
4. Yoğunluğun anlık ortalama değeri sadece zamanla bağlıdır ($\rho_0 \approx \rho_1 \approx \rho_2 \approx \rho_3 \approx \rho_4 = \rho$) [29],
5. Debi için periyodik çalkantılar rastgele çalkantılardan büyük [13] kalmaktadır,
6. Tüm kayıplar ihmâl edilmektedir,

7. Debi diyafram olarak modellenen vana çıkışında oluşan vorteksler nedeniyle periyodik olarak uyarılmaktadır,
8. Akışkan mükemmel gaz ve akış izantropik olarak gerçekleşmekte,
9. Durulma tankı denilen geniş boruda hızlar çok küçük ve basınç sadece zamanın fonksiyonu olmakta,
10. Kinetik enerji katsayıları için ($\alpha_1=\alpha_2=\alpha_3=\alpha_4=\alpha \approx 1$) alınabilmekte,
11. Hareket miktarı katsayısı $\beta \approx 1$ alınmaktadır.

Şekil 4.1'deki boru sistemi için 0-1 noktaları arasında daimi olmayan hareketteki genelleştirilmiş Bernoulli denklemi yazılırsa,

$$p_0 - p_1 = \rho V_1^2 / 2 + \frac{\rho}{D} \frac{dQ_1}{dt} \quad (4.5)$$

elde edilir. Burada D boru çapını göstermektedir.



Şekil 4.1 Modelin uygulandığı boru sistemi.

1-2 kesitleri arasında daimi olmayan hareketteki genelleştirilmiş hareket miktarı denklemi yazılarak,

$$p_1 - p_2 = \rho V_2^2 - \rho V_1^2 + \int_0^{L_1} \frac{\partial}{\partial t} (\rho V) dx_1 \quad (4.6)$$

bulunur.

2-3 noktaları arasında daimi olmayan hareketteki genelleştirilmiş Bernoulli denklemi yazılırsa,

$$p_2 - p_3 = \rho U_3^2 / 2 - \rho V_2^2 / 2 + \frac{\rho}{d} \frac{dQ_2}{dt} \quad (4.7)$$

elde edilir. Burada d diyafram çapı ve U_3 ise daralmış kesitteki jet hızıdır.

3-4 kesitleri arası daimi olmayan hareketteki genelleştirilmiş hareket miktarı denklemi yazılırsa,

$$p_3 - p_4 = \rho V_4^2 - \rho U_3^2 \sigma / \Sigma + \frac{1}{\Sigma} \iiint_{\Sigma L_2} \frac{\partial}{\partial t} (\rho V) \delta \tau \quad (4.8)$$

bulunur. Burada σ jetin daralmış (en dar) kesit alanını ve $\delta \tau$ ise $\delta \tau = \Sigma dx_2$ şeklinde ifade edilebilen hacim elemanını göstermektedir.

Süreklilik denklemleri ise aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\rho_0 Q_0 - \rho_1 Q_1 \approx \rho (Q_0 - Q_1) = \Sigma_0 \int_0^{L_0} \frac{\partial \rho_0}{\partial t} dx \approx \Sigma_0 L_0 \frac{d\rho_0}{dt} \approx V_0 \frac{d\rho}{dt} \quad (4.9)$$

burada V_0 , durulma tankının hacmini göstermekte olup benzer şekilde,

$$\rho (Q_1 - Q_2) \approx \Sigma_1 L_1 \frac{d\rho}{dt} \quad (4.10)$$

$$Q_2 \approx Q_3 \quad (4.11)$$

ve

$$\rho(Q_3 - Q_4) \approx \Sigma z L z \frac{d\rho}{dt} \quad (4.12)$$

yazılabilir.

Mükemmel gazların $p_0/\rho_0^\gamma = \text{sabit}$ şeklindeki izantropik akış hal denklemi düzenlenerek ($c_0^2 = \gamma p_0/\rho_0$) daimî olmayan hareketteki ses yayılım denklemi olan

$$\frac{dp_0}{dt} = c^2 \frac{d\rho_0}{dt} \quad (4.13)$$

haline dönüştürülebilir [29].

Şekil 4.1'deki boru sisteminden görüleceği gibi sistemden çıkan akışkan atmosfere yani sabit basınçtaki ortama atıldığından (4.13) denkleminde yararlanarak,

$$\frac{dp_0}{dt} = \frac{d(p_0 - p_4)}{dt} = c_0^2 \frac{d\rho_0}{dt} \approx c^2 \frac{d\rho}{dt} \quad (4.14)$$

halinde yazılabilir.

(4.5), (4.6), (4.7) ve (4.8) denklemleri taraf tarafa toplanarak düzenlenirse,

$$\begin{aligned} p_0 - p_4 = & -\rho V_1^2/2 + \rho V_2^2/2 + \rho \left(1 - \frac{2\sigma}{\Sigma}\right) \frac{U_3^2}{2} + \rho V_4^2 + \frac{\rho}{D} \frac{dQ_1}{dt} + \frac{\rho}{d} \frac{dQ_2}{dt} + \\ & + \int_0^{L_1} \frac{\partial}{\partial t} (\rho V) dx_1 + \int_0^{L_2} \frac{\partial}{\partial t} (\rho V) dx_2 \quad (4.15) \end{aligned}$$

bulunur. Bu ifadede L_1 borusu için ($V = \bar{V} + \tilde{V}$ olmak üzere),

$$\tilde{V} = \tilde{V}_1 + (\tilde{V}_2 - \tilde{V}_1) \frac{x_1^2}{L_1} \quad (4.16)$$

ve L₂ borusu için de,

$$\tilde{V} = \tilde{U}_3 + (\tilde{V}_4 - \tilde{U}_3) \frac{x_2^2}{L_2} \quad (4.17)$$

olmak üzere akuplaj halinde rahatsızlığın (hız çalkantılarının) boru boyunca değişimi için kabul edilen ifadeleri [29,30], (4.15) denkleminde kullanılarak gerekli düzenlemeler yapılırsa [29],

$$\begin{aligned} p_0 - p_4 = & -\rho V_1^2/2 + \rho V_2^2/2 + \rho \left(1 - \frac{2\sigma}{\Sigma}\right) \frac{U_3^2}{2} + \rho V_4^2 + \frac{\rho}{D} \frac{dQ_1}{dt} \\ & + \rho \frac{1}{d} \frac{dQ_2}{dt} + \rho \frac{L_1}{3} \left(\frac{2}{\Sigma} \frac{dQ_1}{dt} + \frac{1}{\Sigma} \frac{dQ_2}{dt}\right) + \frac{\rho \bar{Q}}{\Sigma^2} (Q_1 - Q_2) + \\ & + \rho \frac{L_2}{3} \left(\frac{2}{\sigma} \frac{dQ_3}{dt} + \frac{1}{\Sigma} \frac{dQ_4}{dt}\right) + \frac{\rho \bar{Q}}{\Sigma^2} (Q_2 - Q_4) \end{aligned} \quad (4.18)$$

elde edilir. Bu denklemin sağ tarafı süreklilik denklemleri kullanılarak Q₃ ve Q₄ debileri cinsinden düzenlenirse ve (p₀-p₄)'ün zamana göre türevi alınırsa,

$$\frac{d(p_0 - p_4)}{dt} = c^2 \frac{d\rho}{dt} = \frac{c^2 \rho}{\Sigma_2 L_2} (\tilde{Q}_3 - \tilde{Q}_4) \quad (4.19)$$

bulunur. Çalkantı değerlerinin ortalama değerler yanında küçük oldukları kabul edilerek ve küçük terimler ihmâl edilerek denklem düzenlenirse,

$$A_4 \frac{d^2 \tilde{Q}_4}{dt^2} + B_4 \frac{d \tilde{Q}_4}{dt} + C_4 \tilde{Q}_4 = A_3 \frac{d^2 \tilde{Q}_3}{dt^2} + B_3 \frac{d \tilde{Q}_3}{dt} + C_3 \tilde{Q}_3 \quad (4.20)$$

şeklinde sabit katsayılı ikinci mertebeden lineer bir diferansiyel denklem elde edilir. Buradaki A_4 , B_4 , C_4 , A_3 , B_3 ve C_3 katsayıları sistemin geometrisinin ve debinin fonksiyonları olan sabitlerdir.

(4.20) denklemi boru sisteminin temel akustik frekansını da açıkça gösteren

$$A_4 \frac{d^2 \tilde{Q}_4}{dt^2} + B_4 \frac{d \tilde{Q}_4}{dt} + \omega_a^2 \tilde{Q}_4 = A_3 \frac{d^2 \tilde{Q}_3}{dt^2} + B_3 \frac{d \tilde{Q}_3}{dt} + \omega_a^2 \tilde{Q}_3 \quad (4.21)$$

şeklinde düzenlenirse katsayılar,

$$\omega_a^2 = \left[\frac{\pi c}{L_T} \right]^2 ; \left[\frac{1}{T^2} \right] \quad (4.22)$$

$$A_4 = \frac{\pi^2}{L_T^2} \left[L_2^2 - L_1^2 - \frac{\Sigma L_1}{D} \right] ; [\text{Boyutsuz}] \quad (4.23)$$

$$B_4 = \frac{\pi^2 L_2}{\Sigma L_T^2} \bar{Q} ; \left[\frac{1}{T} \right] \quad (4.24)$$

$$A_3 = -\frac{\pi^2 \Sigma L_2}{L_T^2} \left\{ \frac{1}{D} \left(\frac{L_1}{L_2} + 1 \right) + \frac{1}{d} + \frac{L_1}{3} \left(\frac{2L_1}{\Sigma L_2} + \frac{3}{\Sigma} \right) + \frac{2L_2}{3\sigma} \right\} ; [\text{Boyutsuz}] \quad (4.25)$$

$$B_3 = -\frac{\pi^2 \Sigma L_2}{L_T^2} \left[1 - \frac{2\sigma}{\Sigma} + \left(\frac{\sigma}{\Sigma} \right)^2 \right] \frac{\bar{Q}}{\sigma^2} ; \left[\frac{1}{T} \right] \quad (4.26)$$

olarak bulunur. Burada $Lr=L_1+L_2$, \bar{Q} debinin zamana göre ortalama değerini, Σ boru kesit alanını ve w_a ise boru sisteminin radyan/s cinsinden temel akustik frekansını göstermektedir.

(4.21) diferansiyel denkleminin çözümü için 3 kesidindeki aykırılığın yarattığı periyodik yapıdaki vortekslerin bu kesitteki debiyi aşağıdaki gibi değiştirdiği kabul edilerek,

$$Q_3 = \bar{Q}(1 + a_3 \sin wvt) = \bar{Q} + \tilde{Q}_3 \quad (4.27)$$

ve (4.21) denkleminin

$$Q_4 = \bar{Q}(1 + a_4 \sin(wvt - \phi)) = \bar{Q} + \tilde{Q}_4 \quad (4.28)$$

şeklindeki çözümü araştırılarak a_4 ve ϕ bulunabilir. Burada a_3 uyarım debisi (Q_3)'nin çalkantı değerinin bağıl genliğini, a_4 sistemden alınan Q_4 debisinin çalkantı değerinin bağıl genliğini, wv vortekslerin dairesel kopma frekansını ve ϕ ise faz farkını göstermektedir.

Gerekli hesaplar yapılırsa debi çalkantıları için amplifikasyon faktörü adı verilen Y ,

$$Y = \left(\frac{a_4}{a_3} \right)^2 = \frac{[1 - A_3 \left(\frac{wv}{w_a} \right)^2]^2 + \left(\frac{B_3}{w_a} \frac{wv}{w_a} \right)^2}{[1 - A_4 \left(\frac{wv}{w_a} \right)^2]^2 + \left(\frac{B_4}{w_a} \frac{wv}{w_a} \right)^2} \quad (4.29)$$

ve ϕ faz farkı,

$$\tan \phi = \frac{[1 - A_3(\frac{wv}{w_a})^2]B_4\frac{wv}{w_a} - [1 - A_4(\frac{wv}{w_a})^2]B_3\frac{wv}{w_a}}{[1 - A_3(\frac{wv}{w_a})^2][1 - A_4(\frac{wv}{w_a})^2] + \frac{B_3}{w_a}\frac{B_4}{w_a}w_v^2} \quad (4.30)$$

bulunur [29,30].

Amplifikasyon faktörü Y 'nin maksimum değerine ulaşması (yani rezonans) için akıma ait frekansın başka bir ifade ile vortekslerin oluşma frekansının alması gereken değer (4.29) denkleminin wv 'ye göre türevi alınarak bulunabilir. Bu işlem yapılırsa,

$$\left[\frac{wv}{w_a}\right]_R = \frac{A_3 \left[1 - \left(\frac{A_3}{A_4}\right)^2\right] - \left[1 - \left(\frac{A_3}{A_4}\right)^2\right]^2 \left\{ 1 + \frac{B_4^2 \frac{A_3 B_3^2}{A_4 B_4^2}}{w_a^2 A_4 \left[1 - \left(\frac{A_3}{A_4}\right)^2\right]^2} + \frac{B_4^4 \left(1 - \frac{B_3^2}{B_4^2}\right) \left(\frac{A_3^2}{A_4^2} - \frac{B_3^2}{B_4^2}\right)}{w_a^4 A_4^2 \left[1 - \left(\frac{A_3}{A_4}\right)^2\right]^4} \right\}}{2A_3 \left(1 - \frac{A_3}{A_4} + \frac{A_3 B_4^2}{2 w_a^2 A_4^2} - \frac{B_3^2}{2 w_a^2 A_3}\right)} \quad (4.31)$$

elde edilir [29,30].

(4.31) ifadesindeki B_3 ve B_4 'lü terimler içinde debi bulunduğu için rezonans frekansı az veya çok debiye bağlı olur. Fakat bu bağlılık çok zayıftır. Rezonans frekansına etki eden en önemli faktörler; tesisatın geometrisi ve sesin yayılma hızıdır.

(4.29) bağıntısı incelenirse $B_3 wv/w_a$ ve $B_4 wv/w_a$ terimlerinin akımın Strouhal sayısı ($St = wvD/V$) ile Mach

sayısı ($Ma=V/c$)'nin ($St.Ma^2$) şeklindeki çarpımı cinsinden ifade edilebileceği görülür.

Diferansiyel denklemin katsayıları A_4 , A_3 , B_4 ve B_3 'ün değerleri dikkate alınırsa yaklaşık olarak,

$$[wv/wa]_R^2 \approx \frac{[1 - (\frac{A_3}{A_4})^2] - [1 - \frac{A_3}{A_4}]^2}{2A_3(1 - \frac{A_3}{A_4})} = \frac{1}{A_4} \quad (4.32)$$

ve dolayısı ile amplifikasyonun maksimum değeri,

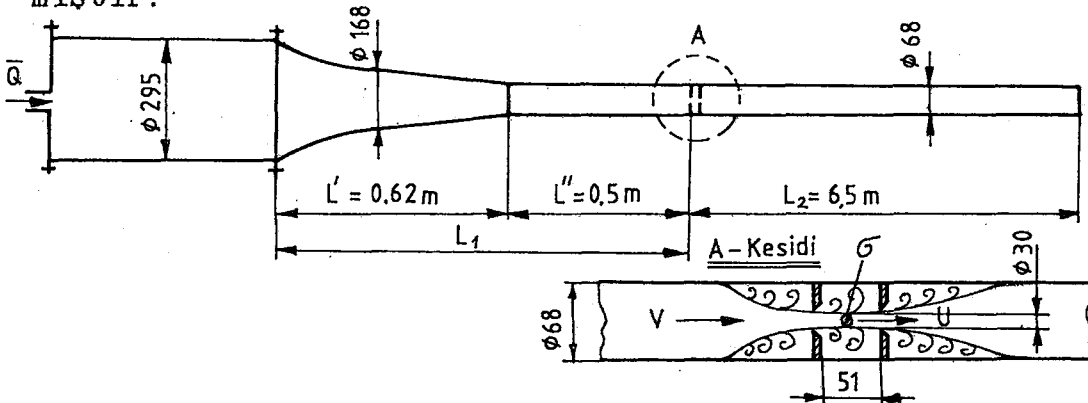
$$Y_{Mak} \approx A_4 \left[\frac{w_a}{B_4} \right]^2 \left(1 - \frac{A_3}{A_4} \right)^2 + \left(\frac{B_3}{B_4} \right)^2 \quad (4.33)$$

bulunur. Bu bağıntıdan açıkça görülür ki akımın Mach sayısı küçüldükçe (B_3 ve B_4 debi ile orantılı), Y_{mak} büyümektedir.

4.3.ÖRNEK HESAPLAR

4.1.Kullanılan Deney Tesisatı için Yapılan Hesaplar:

Deneylerde kullanılan boru sistemi şekil 4.2'de görülmektedir. Bu boru sistemine matematik model uygulanmıştır.



Şekil 4.2 Deneylerde kullanılan boru sistemi.

Boru sisteminin toplam uzunluğu hesaplanırken uç düzeltmesi yapılmış ve diyafram olarak modellenen vananın uzunluğu da dikkate alınmıştır. Böylece toplam boru uzunluğu L_T ,

$$L_T = L' + L'' + L_{vana} + L_2 + L_{u.d.} \quad (4.34)$$

$$= 0.62 + 0.5 + 0.15 + 6.5 + \frac{8 \times 0.068}{3\pi} \quad (4.35)$$

$$L_T = 7.827 \text{ m}$$

olarak elde edilir.

Jetin daralmış kesidi;

$$\sigma = \frac{\pi d^2}{4} C_c \quad (4.36)$$

ifadesine göre hesaplanmıştır. Burada C_c en genel halde d/D oranı, Re sayısı ve Mach sayısı gibi bir çok parametreye bağlı olan daralma katsayısını göstermektedir. Hesaplarda d/D oranına göre tablo veya grafikten C_q debi katsayısı bulunmuş [29] ve kayıplar ihmal edildiği için C_v hız katsayısı 1 olarak alınarak $C_c = C_q$ şeklinde daralma katsayısı elde edilmiştir.

Boru sisteminin akustik frekansları gerek teorik gerekse Bölüm 5'de bahsedileceği gibi deneysel olarak bulunmuştur. Temel akustik frekanslar,

$$\omega_{a_0} = \frac{\pi c}{L_T} \text{ rad/s} ; \quad f_{a_0} = \frac{c}{2L_T} \text{ Hz} \quad (4.37)$$

şeklinde ifade edilebilmektedir. Bu teorik değerler deneysel değerlere yakın olduğu için hesaplarda deneysel değerler kullanılmıştır.

Boru kesit alanı Σ ve boru uzunlukları,

$$\Sigma = \pi D^2/4 = \pi \times 0.068^2/4 = 0.00363 \text{ m}^2 \quad (4.39)$$

$$L_1 = L' + L'' + L_{\text{vana}} = 0.62 + 0.5 + 0.15 = 1.27 \text{ m} \quad (4.40)$$

$$L_2 = 6.5 \text{ m} \quad (4.41)$$

şeklindedir.

Yukarıda verilen boru sisteminin geometrik boyutları için (4.23) ifadesine göre hesap yapılırsa,

$$A_4 = 6.536 \text{ [Boyutsuz]} \quad (4.42)$$

elde edilir.

a) Rezonans Frekanslarının Tahmini:

(4.32) denklemine göre rezonans halindeki frekanslar oranı yaklaşık olarak,

$$\left[\frac{wv}{w_a} \right]_R \approx \frac{1}{\sqrt{A_4}} = \frac{1}{\sqrt{6.536}} \approx \frac{1}{2.55} \quad (4.43)$$

bulunur. Bu oran kullanılarak değişik modlar için rezonans frekansları ve bu frekanslara karşı gelen boru içerisindeki ortalama akış hızları hesaplanırsa [6],

$$f_{v_0} \approx \frac{f_{a_0}}{2.55} = \frac{24}{2.55} \approx 9.4 \text{ Hz} \quad \dots \quad V = 0.062 \text{ m/s} \quad (4.44)$$

ve benzer şekilde,

$$f_{v_1} \approx \frac{f_{a_1}}{2.55} = \frac{48}{2.55} \approx 18.8 \text{ Hz} \quad \dots \quad V = 0.125 \text{ m/s} \quad (4.45)$$

$$f_{v_2} \approx \frac{f_{a_2}}{2.55} = \frac{70}{2.55} \approx 27.45 \text{ Hz} \quad \dots \quad V = 0.183 \text{ m/s} \quad (4.46)$$

$$f_{v_{14}} \approx \frac{f_{a_{14}}}{2.55} = \frac{360}{2.55} \approx 141 \text{ Hz} \dots V = 0.94 \text{ m/s} \quad (4.47)$$

$$f_{v_{15}} \approx \frac{f_{a_{15}}}{2.55} = \frac{376}{2.55} \approx 147 \text{ Hz} \dots V = 0.98 \text{ m/s} \quad (4.48)$$

$$f_{v_{16}} \approx \frac{f_{a_{16}}}{2.55} = \frac{396}{2.55} \approx 155 \text{ Hz} \dots V = 1.00 \text{ m/s} \quad (4.49)$$

$$f_{v_{17}} \approx \frac{f_{a_{17}}}{2.55} = \frac{422}{2.55} \approx 166 \text{ Hz} \dots V = 1.11 \text{ m/s} \quad (4.50)$$

elde edilir.

b) Amplifikasyon Faktörünün Tahmini:

Debi çalkantıları için tanımlanan ve (4.29) denklemi ile verilen amplifikasyon faktörünü hesaplamak için daha önce hesaplanan A_4 katsayısına ilâve olarak A_3 , B_4 ve B_3 katsayıları da hesaplanmalıdır.

Jetin daralmış kesiti diyafram çapı 30mm ve daralma katsayısı $C_c \approx 0.628$ alınmak suretiyle [29], (4.36) ifadesine göre hesaplanırsa,

$$\sigma \approx 0.00044 \text{ m}^2 \quad (4.51)$$

ve tüm geometrik değerler kullanılarak,

$$A_3 = -38.79 \text{ [Boyutsuz]} \quad (4.52)$$

elde edilir.

Debinin anlık ortalama değerinin zaman ortalama değeri $V=1\text{m/s}$ 'lik akış hızı için hesaplanırsa,

$$\bar{Q} = \Sigma V = 0.00363 \times 1 = 0.00363 \text{ m}^3/\text{s} \quad (4.53)$$

bulunur. Tüm ilgili değerler (4.24) denkleminde taşınmak suretiyle B_4 katsayısı hesaplanırsa,

$$B_4 = 1.04 \quad [1/T] \quad (4.54)$$

elde edilir. Benzer şekilde B_3 katsayısı da (4.26) yardımıyla hesaplanırsa,

$$B_3 = - 53.91 \quad [1/T] \quad (4.55)$$

bulunur.

w_v/w_a frekanslar oranı yerine 1m/s ortalama akış hızı için deneysel bilgiler ($w_v/w_a \approx 150/24 \approx 6.25$) kullanılarak [6] ve yukarıda bulunan katsayılarından da yararlanılarak (4.26) ifadesinden amplifikasyon faktörü Y hesaplanırsa,

$$Y = \left(\frac{a_4}{a_3} \right)^2 \approx 35.52 \quad (4.56)$$

ve

$$\frac{a_4}{a_3} \approx 6 \quad (4.57)$$

elde edilir. Bu sonuç akış-akustik akuplajı sonucunda sistemdeki debi çalkantılarının bağlı genliğinin 6 katına çıkabileceği şeklinde yorumlanabilir.

4.3.2. Değişik Sınır Şartları için Yapılan Hesaplar:

- 1) $L_2 \gg L_1$ veya $L_1 \approx 0$ yani sabit basınçlı ortam çıkışında diyafram ve onu izleyen uzun boru hali:

Bu durumdaki toplam boru uzunluğu,

$$L_T = L_2 + L_{u.a.} = 6.5 + \frac{8 \times 0.068}{3\pi} = 6.557m \quad (4.58)$$

ve A_4 katsayısı ise,

$$A_4 = 9.698 \text{ [Boyutsuz]} \quad (4.59)$$

olarak bulunur. $V = 1\text{m/s}$ kabulüyle B_4 ve B_3 katsayıları,

$$B_4 = 1.49 \text{ [1/T]} \quad (4.60)$$

$$B_3 = - 76.82 \text{ [1/T]} \quad (4.61)$$

şeklinde elde edilir. A_3 katsayısı ise,

$$A_3 = - 53.12 \text{ [Boyutsuz]} \quad (4.62)$$

olup; bu katsayılar kullanılarak rezonans frekansları ve amplifikasyon faktörü hesaplanabilir.

a) Rezonans Frekansları:

$$\frac{wv}{w_a} \approx \frac{1}{\sqrt{A_4}} = \frac{1}{\sqrt{9.698}} = \frac{1}{3.11} \quad (4.63)$$

Bu durumda boru sisteminin temel akustik frekansları

$$w_{a_0} = \pi c/LT \approx \pi \times 342/6.557 \approx 164 \text{ rad/s} \quad (4.64)$$

$$f_{a_0} = 26 \text{ Hz} \quad (4.65)$$

olacaktır. Bölüm 4.3.1'dekine benzer şekilde hesaplar yapılırsa

$$f_{v_0} = \frac{f_{a_0}}{3.11} = \frac{26}{3.11} = 8.36 \text{ Hz} \dots V=0.056\text{m/s} \quad (4.66)$$

:

$$f_{v_{17}} = \frac{f_{a_{17}}}{3.11} = \frac{416}{3.11} \approx 134 \text{ Hz} \dots V=0.895\text{m/s} \quad (4.67)$$

bulunur.

b) Amplifikasyon Faktörü:

Hesaplanan katsayılarla birlikte frekanslar oranı için bulunan deneysel bilgi ($w_v/w_a=150/26\approx 5.77$) kullanılarak amplifikasyon faktörü Y,

$$Y = \left(\frac{a_4}{a_3}\right)^2 \approx 30 \quad (4.68)$$

ve

$$\frac{a_4}{a_3} \approx 5.48 \quad (4.69)$$

bulunur. Bu sonuçtan görüleceği gibi kaynak tarafındaki boru uzunluğu $L_1 \approx 0$ olması yani boru boyunun biraz kısılması halinde debi çalkantılarının bağıl genliklerinin büyüme oranı bir miktar küçülmektedir.

2) $L_1 \gg L_2$ veya $L_2 \approx 0$ yani direkt atmosfere veya sabit basınçlı bir ortama açılma hali:

Bu durumdaki toplam boru uzunluğu ve temel akustik frekanslar,

$$L_T = L_1 + L_{u.a.} = L_1 + \frac{8D}{3\pi} = 1.27 + \frac{8 \times 0.068}{3\pi} = 1.3277m \quad (4.70)$$

ve

$$w_{a_0} = \pi c/L_T = \pi \times 342/1.3277 \approx 809 \text{ rad/s} \quad (4.71)$$

$$f_{a_0} \approx 129 \text{ Hz} \quad (4.72)$$

bulunur. (4.23) bağıntısından A_4 katsayısı hesaplanırsa,

$$A_4 = - 9.79 \text{ [Boyutsuz]} \quad (4.73)$$

elde edilir.

Amplifikasyon faktörü:

$L_2 \approx 0$ olduğundan dolayı,

$$A_3 = B_3 = B_4 = 0 \quad (4.74)$$

olur. Bundan dolayı da amplifikasyon faktörü Y,

$$Y = 0 \quad (4.75)$$

olacaktır. Başka bir ifade ile jetin direkt atmosfere veya sabit basınçlı bir ortama fışkırması halinde debi çalkantıları amplifiye edilmeyecektir. Yani böyle durumlarda akış-akustik yapı akuplajı görülmeyecektir. Bölüm 5'de bahsedileceği gibi matematik modelden çıkarılabilen bu sonucu deneyler de doğrulamıştır. Akuplajın olmadığı deneylerde vorteks yapısı çıkartılırken jetin direkt atmosfere fışkırması sağlanmıştır. Ayrıca A_4 katsayısının negatif olması da rezonans frekansları oranının kompleks bir sayı olmasını sağlamakta ve bu da sonucu teorik olarak doğrulayan bir başka izah tarzı olmaktadır.

Daha önce Bölüm 3'de bahsedilen YAZICI [15] tarafından yapılan deneysel çalışmada da benzer deney tesisatında $L_2 \approx 0$ yani hava jetinin direkt atmosfere veya büyük hacimli bir hazneye fışkırdığı ve bir pülzatör yardımıyla sağlanan pülsatif akımın olduğu boru hattında da debi çalkantıları için amplifikasyon'un oldukça küçük kaldığı gözlenmiştir.

3) $d \ll D$ yani diyafram çapı boru çapından çok küçük veya vana açılma oranı çok küçük:

Bölüm 4.3.1'de ölçüleri verilen deneylerde kullanılan boru sistemi için bu durumda A_4 ve B_4 katsayılarının değerleri değişmeyecektir. Ancak A_3 ve B_3 katsayıları ise D/d oranının fonksiyonu olup, d/D oranı küçüldükçe başka bir ifade ile D/d değeri büyüdükçe bu katsayılar mutlak değerce büyüyeceklerdir.

Örnek bir hesap olarak 4.3.1'de verilmiş olan deneylerde kullanılan 30 mm \emptyset çapındaki diyafram yerine 15 mm \emptyset çapındaki diyafram alınarak (boru çapı D 68 mm \emptyset olarak sabit) hesaplar yapıldığında,

$$A_3 = - 155.71 \quad [\text{Boyutsuz}] \quad (4.76)$$

ve

$$B_3 = - 1135.2 \quad [1/T] \quad (4.77)$$

elde edilir.

Amplifikasyon faktörü:

Yukarıda hesaplanan katsayılar ve frekanslar oranı için deneysel bilgi kullanılarak amplifikasyon faktörü Y,

$$Y = \left(\frac{a_4}{a_3} \right)^2 \approx 572 \quad (4.78)$$

ve

$$\frac{a_4}{a_3} \approx 24 \quad (4.79)$$

bulunur. (4.57) ile karşılaştırma yapıldığında görüleceği üzere, diyafram çapının boru çapına oranı veya vana açılma oranı % 44'den % 22'ye düşürülürse debi çalkantıları için bağıl genliklerin oranı öncekine göre yaklaşık 4 katına çıkabilmektedir. Çalkantı basınçları oranının ise ≈ 16 kat mertebelerine çıkacağı açıktır.

4) $d \approx D$ olması hali:

Bu durumda A_3 ve B_3 katsayıları küçüleceğinden amplifikasyon faktörü Y de küçülecektir.

5) Küçük debilerde B_3 ve B_4 katsayıları küçük olacağından rezonans halindeki amplifikasyon faktörü Y_{\max} , (4.33) denkleminde de görülebileceği gibi küçük debiler için daha büyük değerler alacaktır.

6) Rezonans halindeki faz farkı ϕ , frekanslar oranı yerine deneysel bilgi kullanılarak (4.30) ifadesine göre hesaplandığında ≈ 0 olmaktadır. Bunun anlamı titreşimlerin boru boyunca aynı fazda olduğudur.

4.4. BOYUT ANALİZİ

Boru hatlarında akış-akustik akuplajı sonucu akışa ait debi, hız, basınç gibi büyüklüklerin çalkantı değerlerinde az ya da çok büyüme (amplifikasyon) meydana gelebilecektir.

Matematik modelde tanımı yapılan sistemden alınan debinin çalkantı değerinin bağıl genliğinin, sistemi uyaran debinin çalkantı değerinin bağıl genliğine oranının karesi ($Y = [a_4/a_3]^2$) şeklinde tanımlanan amplifikasyon (büyütme) faktörü aşağıdaki değişkenlerin fonksiyonu olup, her bir değişkenin boyutu karşısında verilmiştir.

f_v : Vortekslerin kopma frekansı	[T ⁻¹]
f_a : Sistemin akustik frekansı	[T ⁻¹]
k : Vana açıklığı	[L]
L : Boru uzunluğu	[L]
D : Boru çapı	[L]
μ : Akışkanın dinamik viskozitesi	[ML ⁻¹ T ⁻¹]
ρ : Akışkanın yoğunluğu	[ML ⁻³]
c : Sesin akışkan içindeki yayılma hızı	[LT ⁻¹]
U : Jet hızı	[LT ⁻¹]
V : Boru içindeki kesit ortalama hızı	[LT ⁻¹]

Yukarıda görüldüğü gibi olayda etkisi olan toplam değişken sayısı $n=11$ ve boyut matrisinin rankı (mertebesi) $r=3$ olduğundan; toplam $n-r=11-3=8$ tane boyutsuz sayı elde edilecektir.

Boyut analizi yapılırsa,

$$Y = f(\rho VD/\mu, f_v D/V, V/c, U/V, f_v/f_a, k/D, L/D) \quad (4.80)$$

veya

$$Y = f(\text{Re}, \text{St}, \text{Ma}, U/V, f_v/f_a, k/D, L/D) \quad (4.81)$$

elde edilir.

Yani debi çalkantıları için amplifikasyon faktörü; akımın Reynolds, Strouhal, Mach sayıları ile birlikte, hızlar oranına, frekanslar oranına, vana açılma oranına ve uzunluk-çap oranına bağlı olmaktadır. (4.29) ile karşılaştırıldığında Re sayısı haricinde diğer boyutsuz sayıları görmek mümkündür. Matematik modelde kayıplar ihmâl edildiği için viskozite ile ilgili herhangi bir terim gelmemiştir.

4.5. MATEMATİK MODELDEN ÇIKARILABİLECEK SONUÇLAR

1. Vortekslerin kopma frekansının sistemin temel akustik frekansına oranı $1/A_4$ değerine eşit olduğunda rezonans olayı ortaya çıkıyor yani debi çalkantıları için tanımlanan amplifikasyon faktörü en büyük değerini almaktadır.

2. Rezonans halinde a_4/a_3 oranı ($=Y$) yani sistemden alınan debinin çalkantı değerinin bağlı genliğinin, sistemi besleyen (aykırılığı geçen) debinin çalkantı değerinin bağlı genliğine oranı deneylerde kullanılan tesisat için teorik olarak model yardımıyla hesaplanmış ve ≈ 6 elde edilmiştir. Yani rezonans halinde sistemdeki debi çalkantıları 6 kat artabilmektedir.

3. Amplifikasyon faktörü için bulunan (4.29) ifadesinde pay kısmında yer alan A_3 ve B_3 katsayıları, paydadaki A_4 ve B_4 'e göre daha büyüktürler. Çünkü A_3 ve B_3 nedeniyle Y amplifikasyon faktörü daima 1'den büyük değerler alır ve 2. dereceden ifadelerden dolayı da daima pozitifdir.

4. Y amplifikasyon faktöründeki B_3wv/w_a^2 ve B_4wv/w_a^2 terimleri akımın Strouhal ($St=wvD/V$) sayısı ve Mach ($Ma=V/c$) sayısının ($St.Ma^2$) şeklindeki çarpımı şeklinde ifade edilebilmekte ve Mach sayısı ile amplifikasyonun ters orantılı olduğu yani küçük Mach sayılarında amplifikasyonun büyüdüğü (4.29) denkleminde görülebilmektedir.

5. Rezonans frekansı sistemin geometrik boyutlarına ve sesin yayılma hızına bağlıdır. Debiye de az ya da çok bağlıdır. Ancak rezonansın akustik frekans civarında olması sonucunda yani titreşimleri sistemin akustik frekans civarında olduğu için rezonans frekansı debideki değişimden pek fazla etkilenmeyecektir.

6. Amplifikasyon faktörünün Mach sayısı ile ters orantılı olmasından dolayı, aynı akış hızı mertebelerinde sıvı akışkanlar içerisindeki sesin yayılma hızı gazlardakine göre daha büyük olduğundan amplifikasyon faktörü sıvı akımlarda daha büyük olacaktır.

7. Diyafram olarak modellenen vananın açılma oranı küçüldükçe A_3 ve B_3 katsayıları (jetin en dar kesiti de küçüldüğünden) büyüyeceği için amplifikasyon büyüyecektir. Yani kısmi açıklıklarda amplifikasyon daha büyük olacaktır.

8. Küçük debilerde veya başka bir ifade ile kısmi debilerde rezonans halindeki amplifikasyon faktörü daha büyük olmaktadır.

9. Jetin atmosfere veya sabit basınçlı bir ortama fışkırması halinde amplifikasyon çok küçük olmaktadır.

10. Durulma tankından sonra diyaframa kadarki boru parçaları çıkartılarak, diyaframın durulma tankı çıkışına yerleştirilmesi halinde de amplifikasyon bir miktar küçülmektedir.

11. Rezonans halinde uyarım debisi çalkantıları ile sistemden alınan debi çalkantıları arasındaki faz farkı yaklaşık olarak sıfır olmaktadır. Bu da titreşimlerin boru boyunca aynı fazda olması anlamına gelmektedir.



BÖLÜM 5 DENEYSEL ÇALIŞMALAR

5.1.DENEY DÜZENİNİ OLUŞTURAN ELEMANLAR

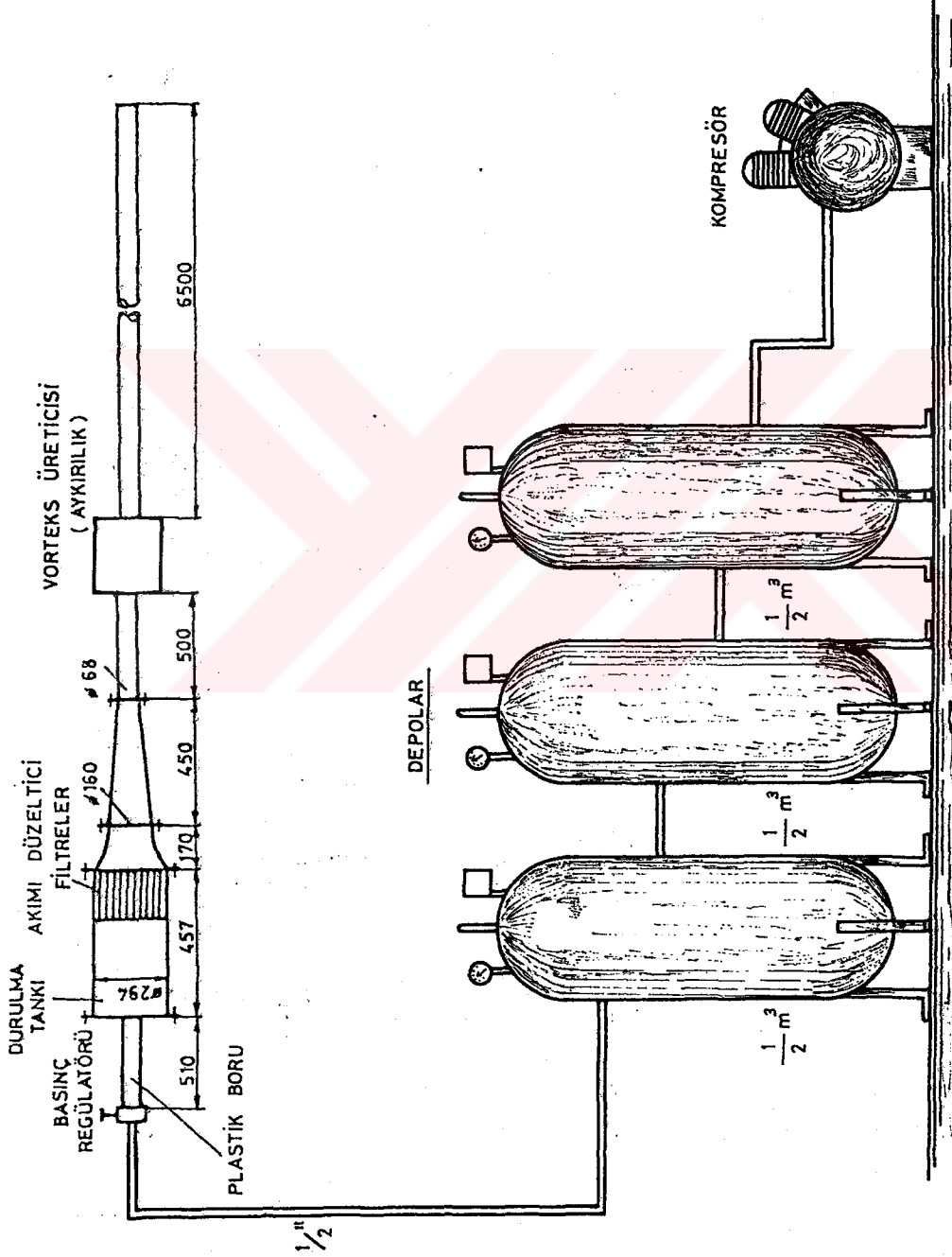
Deneylelerde ölçüm sırasında sağladığı kolaylıklar ve teminindeki avantajdan dolayı akışkan olarak hava kullanılmıştır.

Deneylelerde kullanılan hava, önce 4 silindirli-pistonlu bir kompresörle 3 adet biri birine seri olarak bağlı 0.5 m³ (500 litre) lük depolara doldurulmaktadır. Belli bir basınca kadar (deneylelerde 860 kPa≈8.6 atm) depolar doldurulduğunda kompresör devreden çıkmaktadır. Yani deneylelerde kullanılan boru sistemi hava ile beslenip ölçümler alınırken kompresör devre dışı olup, çalışmamaktadır. Kullanılan kompresörün karakteristikleri şöyledir:

Güç :7.5 kW
İşletme basıncı :900 kPa (≈9 atm)
Devir sayısı :2870 d/d

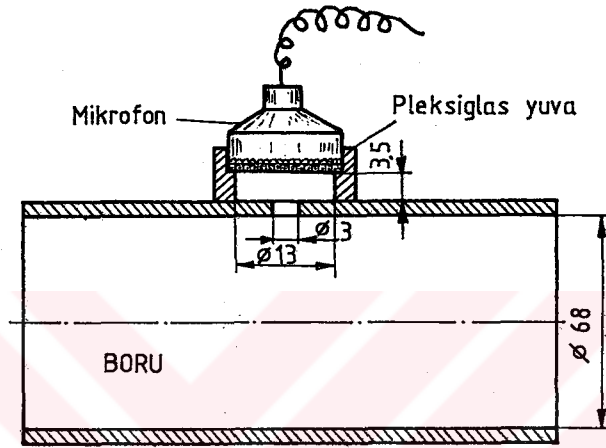
Sistemi sabit debideki hava ile beslemek için bir basınç regülatörü kullanılmıştır. Şekil 5.1'den görüleceği gibi depolardan basınç regülatörü vasıtasıyla alınan hava 29.5 cm çapında ve 46 cm uzunluğunda (çıkışında akımı düzeltmek için filtre olarak kullanılan dairesel kesitli ince PVC borular bulunan) bir durulma tankından geçtikten sonra, sınır tabaka ayrılmalarını önlemek için önce bir tatlı (yumuşak) geçiş boru parçasından ardından da konik bir boru parçasından geçerek, asıl deney borusu olarak kullanılan 68 ø mm iç çapındaki (2 1/2") yarım metrelik galvanizli çelik borudan da geçerek (et kalınlığı 3.5 mm)

vorteks üretici aykırılık elemanına (sürgülü vana, çek valf veya diyafram) gelmektedir. Aykırılık elemanından sonra yine 68 ϕ mm iç çapında ve 6.5 metre uzunluğundaki galvanizli çelik borudan da geçen hava daha sonra atmosfere atılmaktadır.



Şekil 5.1 Deneysel düzenini oluşturan elemanlar.

Çalkantı basınçları boru üzerine şekil 5.2'de görüldüğü gibi 3 ϕ mm çapında küçük bir delik açılmak suretiyle uygun şekilde (pleksiglas parçaya sıkı geçerek) yerleştirilen 13 ϕ mm çapındaki bir mikrofonla ölçülmüş ve alınan sinyaller bir spektrum analizöründe sayısal hale dönüştükten sonra FFT (Fourier transformasyonu) alınarak değerlendirilmiştir. İstenen sonuçlar bir X-Y/t yazıcı kullanılarak kâğıda dökülmüştür.



Şekil 5.2 Mikrofonun boru cidarına yerleştirilme şekli.

Hız ölçmelerinde mikromuline ve Pitot tüpü, basınç ölçmelerinde ise eğik manometre kullanılmıştır. Sistemin akustik frekanslarını bulmak için mikrofonla birlikte hoparlör ve osilatör de kullanılmıştır.

5.2.KULLANILAN ÖLÇÜ ALETLERİ

1. **Spektrum Analizörü:** HEWLETT PACKARD marka, HP-3582 A tipi, 2 kanallı (aynı anda iki farklı sinyali değerlendirebilen), frekans süpürme aralığı 0.2 Hz÷25 kHz olan, çeşitli sayıda örnekleme yaparak ortalamalar (karesel ve zamana göre gibi) alabilen, lineer ve logaritmik skalalara sahip ve X-Y/t yazıcıya bağlanabilen özelliktedir.

2. **X-Y/t Yazıcı:** SEFRAM marka, TRP tipi, maksimum süpürme hızı 1 cm/s olup, sinyalin zamana göre değişimini de çizebilmektedir.

3. **Mikrofon:** HI-MIKE marka, UEM-79 tipi, pilli, kondenser bir mikrofon olup, frekans cevabı $20\text{Hz} \div 18\text{kHz}$ aralığında düzgün değişmektedir. Çapı $13 \text{ } \phi \text{ mm}$ ($1/2''$)'dir. Mikrofonun yerleştirildiği yuvadaki boşluğun Helmholtz frekansı $\approx 2725 \text{ Hz}$ olup, çalışma aralığının dışındadır.

4. **Mikromuline:** E.SCHILTKNECHT ING.SIA marka, 64-2A tipi, pilli, pervane çapı $13 \text{ } \phi \text{ mm}$ ve hız aralığı $0.3 \text{ m/s} \div 20 \text{ m/s}$ olup, hassasiyeti ± 0.015 'dir. Havanın atmosfere atıldığı boru sisteminin çıkışında boru eksenine yerleştirilmiştir. Boru ekseninde ölçülen hız, dik kesit içinde hız taraması sonucu elde edilen ≈ 0.95 katsayısı ile çarpılmak suretiyle ortalama hıza geçilmiştir.

5. **Pitot Tüpü:** Klâsik bir Pitot tüpü olup, $3 \text{ mm } \phi$ çapındadır ve statik basınç prizi 4 deliklidir. Boru eksenine yerleştirilmiştir. Borudaki ortalama hız mikromulinedeki gibi hesaplanmıştır.

6. **Eğik Manometre:** DISA marka, alkollü tip olup, hassasiyeti $\pm 0.05 \text{ mm}$ alkol sütunu ($\approx 0.04 \text{ mmSS}$)'dur. $0.04\text{mmSS} \div 64\text{mmSS}$ arasındaki basınçları hassas bir şekilde okumak mümkündür.

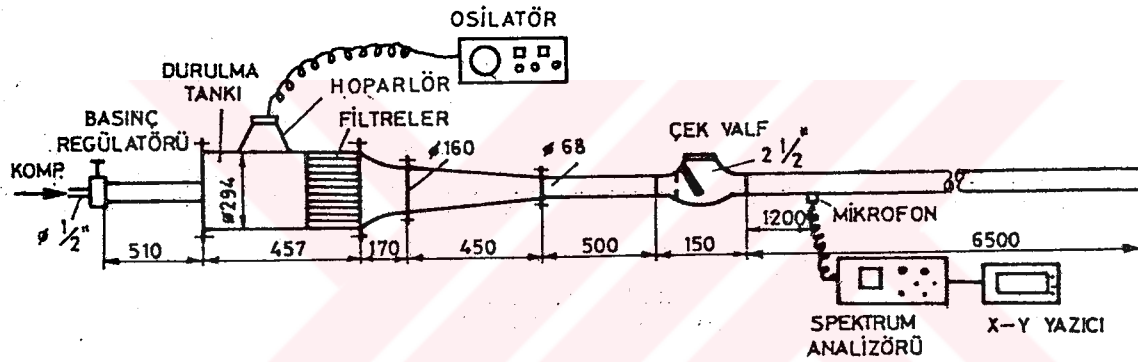
7. **Hoparlör:** HOPSAN marka, HS-120 tipi, 5W gücünde, 8Ω empedansında ve $120 \text{ } \phi \text{ mm}$ çapındadır.

8. **Osilatör:** HEWLETT PACKARD marka, 3311 A tipinde olup, frekans süpürme aralığı $0.1\text{Hz} \div 1000\text{kHz}$ 'dir. Değişik türden (kare, sinüs v.b.) dalgalar üretebilmektedir.

5.3. AKIŞ YOKKEN AKUSTİK FREKANSLARIN DENEYLE VE HESAPLA BULUNMASI

Boru hatlarındaki akış (vorteks)-akustik akuplajı incelenmek istenildiğine göre, gerek boru sisteminin akustik frekanslarının gerekse vortekslerin kopma frekanslarının bulunması gereklidir.

Akustik frekansların hesapla bulunması ve hangi modların baskın olduğunun belirlenmesi kolay olmamaktadır. Bu nedenle şekil 5.3'de görüldüğü gibi akış yokken durulma tankı üzerine delikler açılarak hoparlör monte edilmiş ve osilatör-hoparlör çifti ile sistem çeşitli frekanslarda uyarılmak suretiyle, sistemin cevabı bir mikrofonla alınarak spektrum analizöründe değerlendirilmiştir. Uyarımın boru hattının akustik frekanslarında olması hallerinde cevabın maksimum olduğu gözlenerek ± 2 Hz'lik bir hata ile boru hattının baskın akustik frekansları bulunmuştur.



Şekil 5.3 Akustik frekansları ölçme düzeni.

Deneyler sonucu şekil 5.1'de ölçüleri verilen tesisatın akustik frekansları Hz olarak 24, 48, 70, 88, 116, 148, 182, 204, 216, 238, 264, 282, 322, 340, 360, 376, 396, 422,... şeklinde bulunmuştur.

Hesap yoluyla ise yukarıdaki sonuçlara yakın değerler veren metot; durulma tankından sonraki boru sistemini iki ucu açık boru gibi kabul ederek

$$f_a = n \frac{c}{\lambda_a} = n \frac{c}{2L} ; n = 1, 2, 3, \dots \quad (5.1)$$

ifadesine göre yapılan hesap tarzıdır. Burada c sesin hava içerisinde yayılma hızı olup,

$$c = \sqrt{\gamma RT} \quad (5.2)$$

şeklinde mükemmel gaz ve izantropik akış kabulüne dayanan denklem yardımıyla hesaplanmıştır. Burada γ izantropik üs (hava için $\gamma = 1.4$), R mükemmel gaz sabiti (hava için $R=287$ J/kg-K) ve T sıcaklık olup K cinsinden alınmalıdır. λ a akustik dalga boyunu göstermektedir. L is durulma tankı haricindeki boru sisteminin uç düzeltilmesi de yapılmış haldeki uzunluğudur.

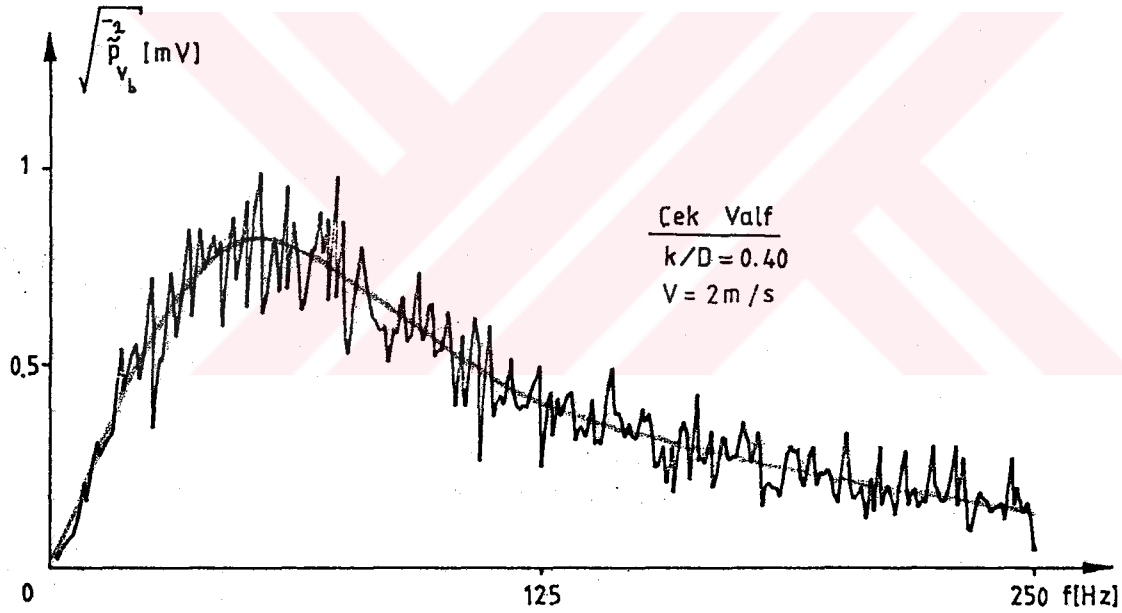
(5.1) ve (5.2) bağıntıları yardımıyla hesaplanan akustik frekanslar Hz olarak 22, 44, 66, 88, 110, 132, 154, 176, 198, 220, 242, 264, 286, 308, 330, 352, 374, 396, 418,...olmaktadır.

Deney düzeninde durulma tankı dışında kalan boru sisteminin hacmi durulma tankının hacminin 1.24 katı olduğundan , akış-akustik yapı akuplajının olduğu deneylerde durulma tankının Helmholtz frekansları görülmemiştir [31].

5.4.ÇALPARA TİPİ ÇEK VALF VE SÜRGÜLÜ VANA İÇİN VORTEKSLERİN KOPMA FREKANSLARININ ÖLÇÜLMESİ

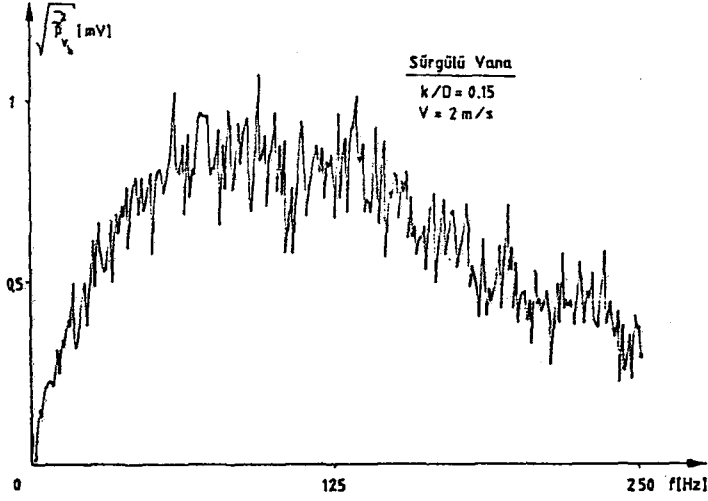
Daha önce şekil 5.1'de verilen deney tesisatının vanadan sonraki boru parçası çıkartılmak suretiyle hava jetinin serbestçe atmosfere fişkırması sağlanmıştır. Jetin ekseni ile 90°'lik bir açı yapacak şekilde akış yönünde $2k$, radyal yönde $1/2 k$ uzaklığa yerleştirilen (k: vana açıldığında oluşan hilâl şeklindeki kesitin en geniş yerdeki yüksekliği) bir mini tip kondenser mikrofon yardımıyla bağlı olarak çalkantı basınçlarının karesel ortalamalarının karekökü şeklinde 32 örnekleme yapmak suretiyle frekans spektrumları (açılımları) elde edilmiştir. Deney sırasında kompresör durup depolardaki hava kullanıldığından, büyük debilerde debinin sabit tutulması için kısa sürede ölçüm almak ($\approx 20 \div 30$ saniye) gerekmektedir. Bu nedenle yeterli olan 32 örnekleme en uygun seçenek olmaktadır [6].

Artan akış hızı ile spektumlardaki baskın frekansların (çizilen ortalama eğrilerdeki en büyük genlikli frekansların) lineer olarak kayması nedeniyle ölçülen frekansların vortekslerin kopma frekansları oldukları anlaşılmıştır. Frekans spektrumlarındaki dağılımlardan da anlaşılacağı gibi, bir çek valfin ve bir sürgülü vananın ürettiği vorteksler yaklaşık-periyodik bir yapıya sahiptirler. Şekil 5.4'de bir çek valfin, şekil 5.5'de ise bir sürgülü vananın ürettiği vorteksler için bağlı çalkantı basınçlarının frekans spektrumları verilmiştir. Spektrumlarda bir miktar çevre gürültüsü de görülmektedir.



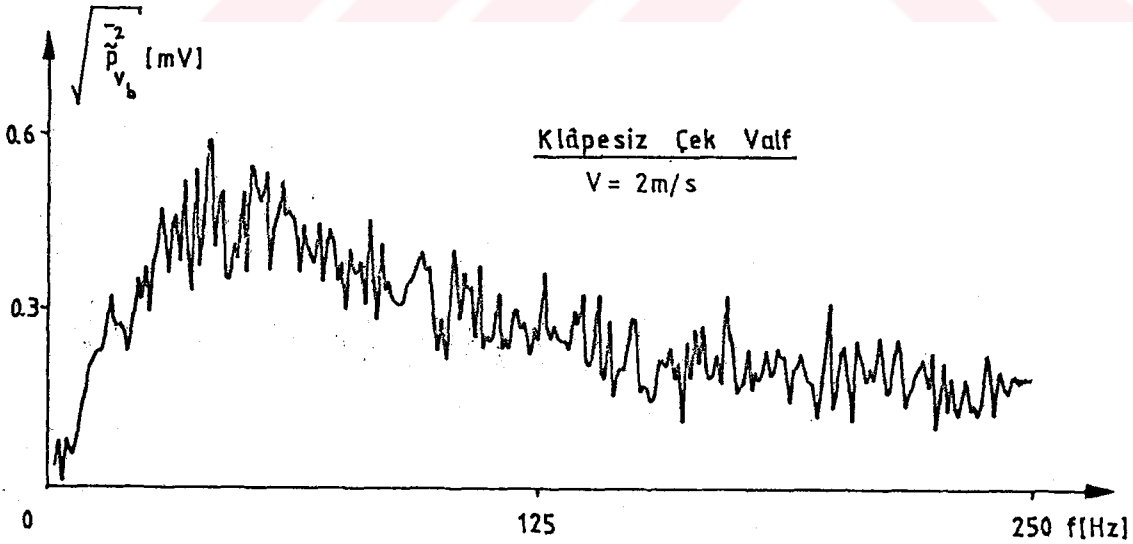
Şekil 5.4 Çek valf için vortekslerin frekans spektrumuna bir örnek.

Hız ölçmelerinde en çok % 2 ÷ 3 kadarlık bir bağlı hata, frekans okumalarında ise en fazla ± % 5 ÷ 6'lık bir bağlı hatanın yapılabildiği tahmin edilmektedir.



Şekil 5.5 Bir sürgülü vananın ürettiği vortekslerin frekans spektrumuna bir örnek.

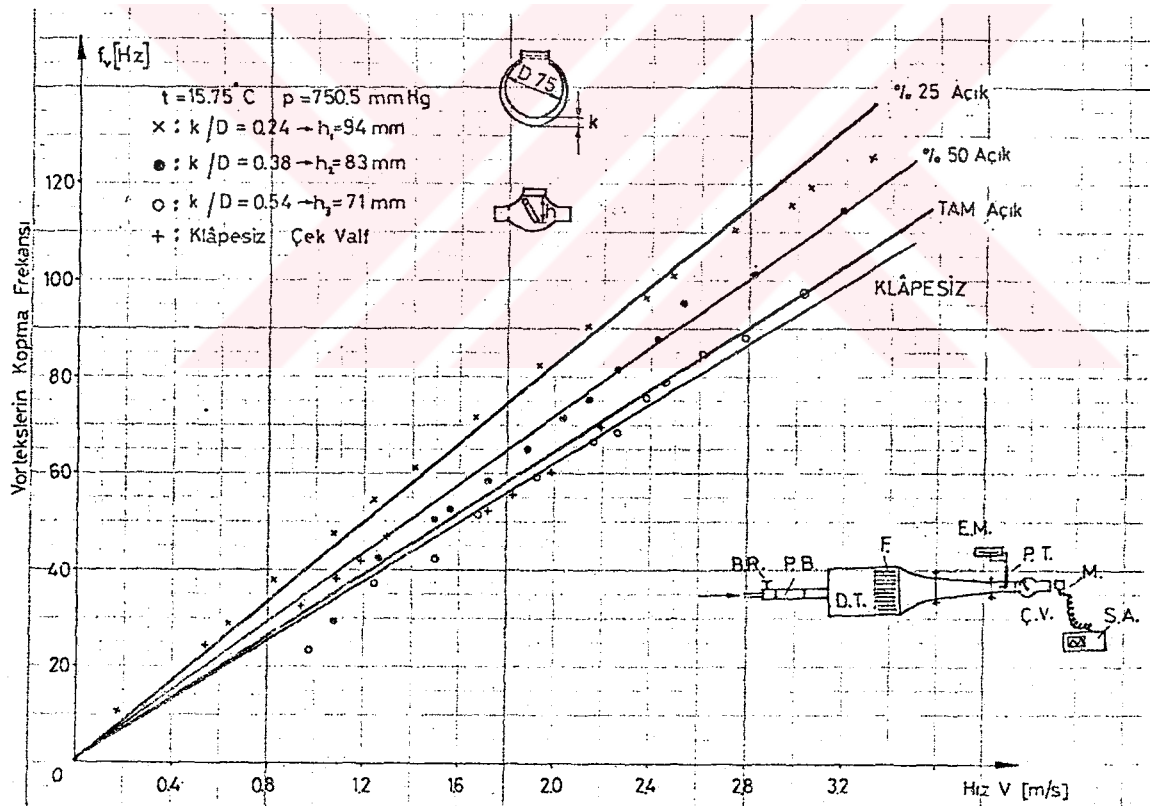
Çek valf (çalpara vana) için şekil 5.6'dan da görüleceği gibi valfin klâpesi çıkarılıp alındığında bile, vananın girişinde bulunan bir eşik ve gövdesinin kendi geometrik yapısı da bir titreşim kaynağı olarak çalışabilmektedir.



Şekil 5.6 Klâpesiz çek valfin yarattığı vortekslerin frekans açılımlarına bir örnek.

Yukarıda anlatılan durumun daha geriden kaynaklanıp kaynaklanmadığını anlamak için çek valf sistemden tamamen çıkartılarak deneyler yapılmış ve çalkantı basınçları spektrumlarında akış hızı ile kayan her hangi bir tepeye rastlanmamıştır. Böylece vananın kendi geometrisinin bir titreşim kaynağı olduğu sonucuna varılmıştır.

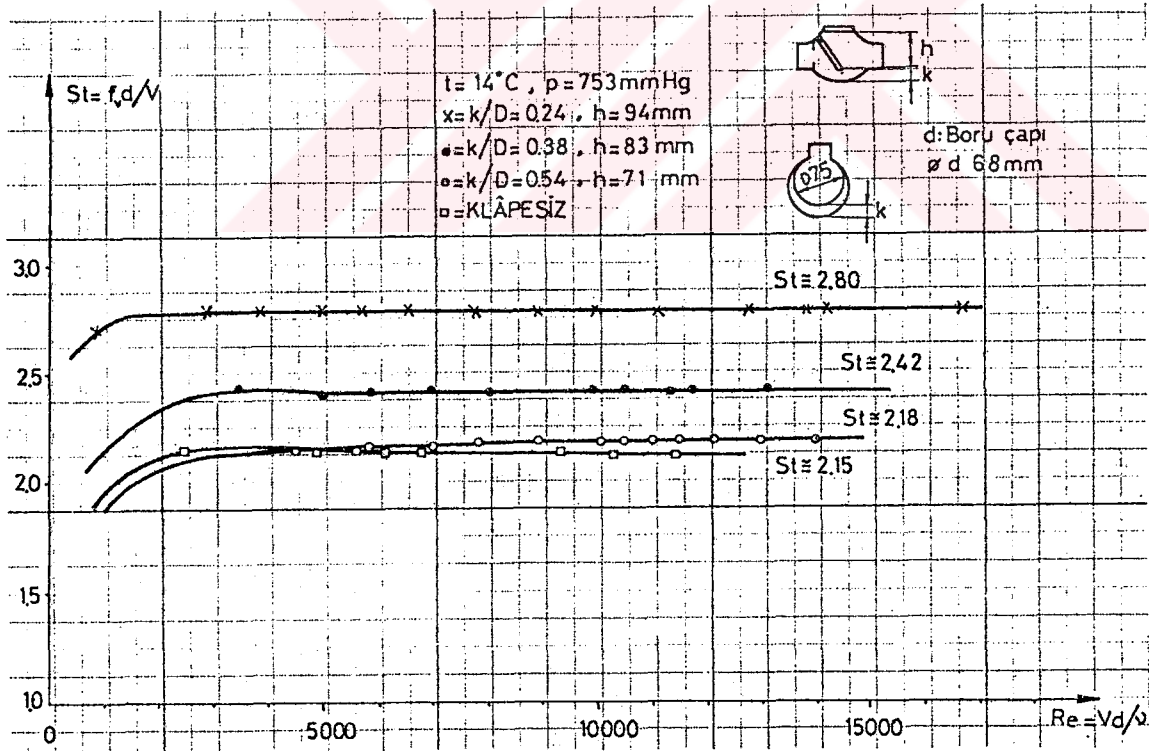
Şekil 5.7'de çek valf için klâpenin çeşitli açılma oranlarında (k/D), üretilen vortekslerin kopma frekansının 0.5 m'lik borunun orta kesitindeki ortalama akış hızına göre değişimleri verilmiştir. Aynı ortalama akış hızında tam açılma oranından uzaklaştıkça vortekslerin kopma frekansları artmaktadır.



Şekil 5.7 Çek valf için çeşitli açılma oranlarında f_v - V değişimi.

Çek valf için şekil 5.8'de vortekslerin kopma frekansının boyutsuz hali olan Strouhal sayısının ($St=fvD/V$) Reynolds sayısına ($Re=VD/\nu$) göre değişimi, vananın çeşitli açılma oranları için verilmiştir. Görüleceği gibi St sayısı Re sayısının büyük bir aralığında sabit kalmakta ve açıklığa bağlı olarak 2.15 ilâ 2.80 arasında değerler almaktadır. Strouhal ve Reynolds sayıları kullanım kolaylığı açısından (tüm eğrilerde) borudaki ortalama akış hızı ve boru çapına göre verilmiştir. Farklı şekilde tanımlanmış St sayısı [7] verilen değerlerle uyum içindedir.

Çek valf ile yapılan deneylerin tümünde vana klâpesi sabitleştirilip ölçümler alınmıştır. Aksi halde vana klâpesi mekanik olarak titreşim hareketi yapabilir yani klâpe hareketi'nin yarattığı bir uyarım söz konusu olabilir.

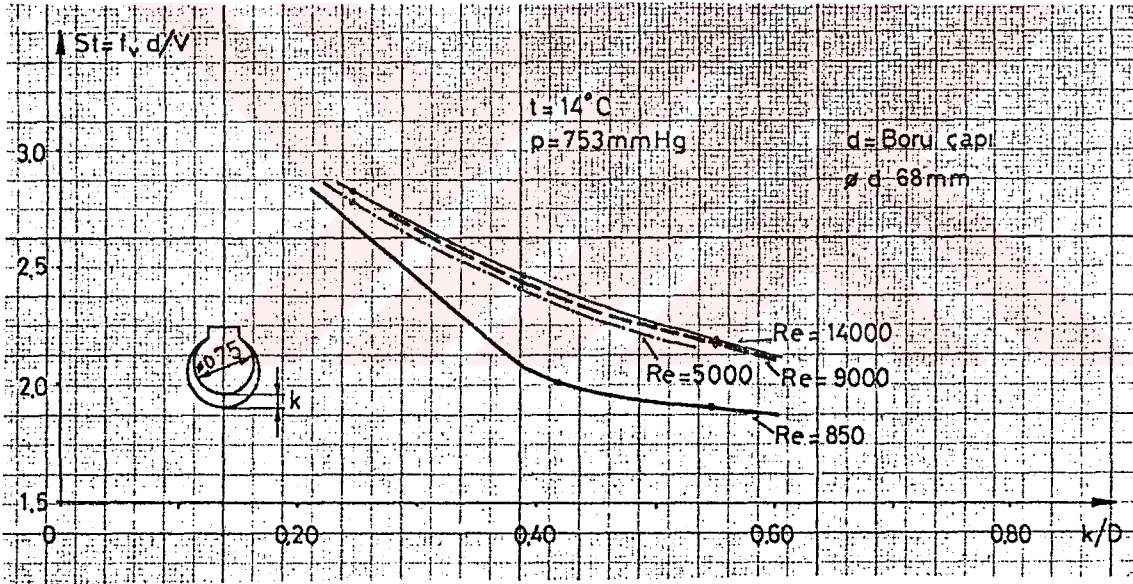


Şekil 5.8 Çek valf için çeşitli açılma oranlarındaki St - Re değişimi.

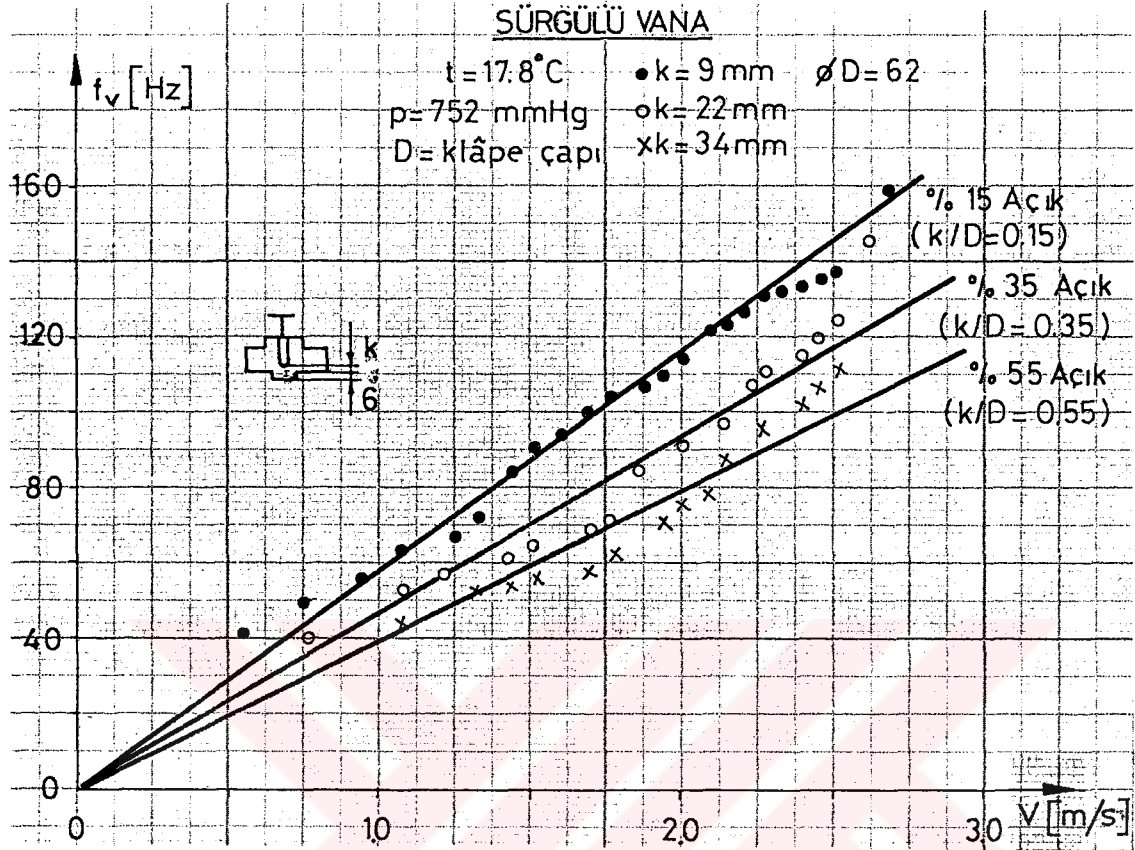
Şekil 5.9'da ise aynı sonuçlar sabit Re sayısı için St sayısının k/D yani vana açılma oranına göre değişimi şeklinde verilmiştir.

Sürgülü vana ile yapılan deneylerde de aynı deney tesisatı kullanılmış, çek valf yerine sürgülü vana konulmuştur. Kullanılan her iki tip vananın da giriş ağzı çapı $75 \text{ } \phi \text{ mm}$ ($2 \frac{1}{2}''$)'dir.

Şekil 5.10'da sürgülü vana için vana sürgüsünün çeşitli açılma oranlarında, üretilen vortekslerin kopma frekanslarının kesit ortalama akış hızına göre değişimleri görülmektedir.



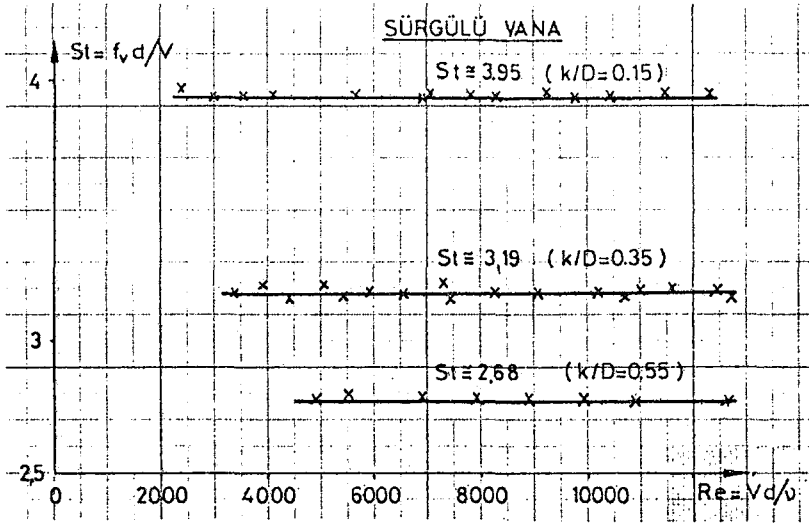
Şekil 5.9 Çek valf için sabit Re sayılarında $St-k/D$ değişimi.



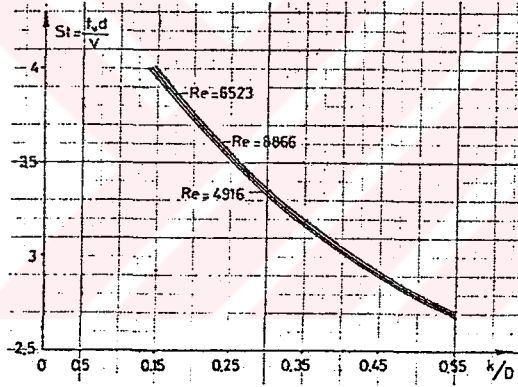
Şekil 5.10 Sürgülü vana için çeşitli açılma oranlarında f_v - V değişimi.

Şekil 5.11'de St sayısı ile Re sayısının değişiminde de çek valfdeki gibi, St sayısı Re sayısının geniş bir aralığında sabit kalmakta ve vana sürgüsünün açılma oranına göre 2.68 ilâ 3.95 arasında değerler almaktadır.

Sürgülü vana için boyutsuz frekansın (St sayısının) boyutsuz açılma oranına göre değişiminin Re sayısından pratik olarak bağımsız olduğu şekil 5.12'den anlaşılabilir.



Şekil 5.11 Sürgülü vana için çeşitli açılma oranlarında St-Re değişimi.



Şekil 5.12 Sürgülü vana için sabit Re sayılarında St-k/D değişimi.

5.5. AKIŞ (VORTEKS)-AKUSTİK AKUPLAJI

Deneylerin bu aşamasında aykırılık elemanı olarak kullanılan çek valf, sürgülü vana ve diyaframdan sonra 6.5 metrelik uzun bir boru ($L/D \approx 96$) sisteme eklenmek suretiyle bir dizi deneyler yapılmıştır.

Aykırılık elemanlarında daha önce detaylı olarak Bölüm 2.3'de anlatıldığı gibi sınır tabaka ayrılması sonucunda kararsız hız süreksizlik yüzeyleri meydana gelecektir [4]. Farklı hızlardaki iki akışkan tabakasını ayıran

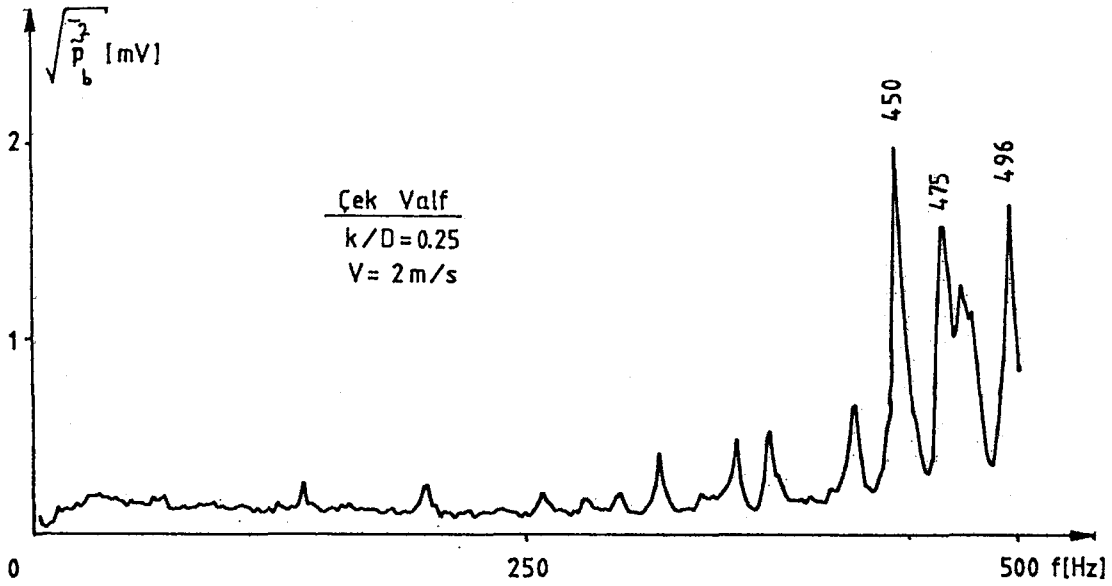
bu yüzey önce küçük dalgalanmalar yapar, daha sonra kendi üzerinde yuvarlanarak bir vorteks halkasını oluşturur. Geniş bir frekans aralığında meydana gelen bu dalgalanmalar içinde bulunduğu borudaki akışkan kütlesini (akışkan osilatörü) etkiler. Sistemin doğal akustik frekanslarına uygun frekanstaki dalgalanmalar boru içindeki akışkan tarafından amplifiye edilebilirler. Kurulan bu geri besleme mekanizması nedeniyle vorteks kaynağında sistemin akustik frekansına uygun frekansta oluşan vorteksler organize hale geçerler [5, 6, 7, 13]. Vortekslerle boru içindeki akışkan arasında meydana gelen bu karşılıklı etkileşim sonucunda titreşimlerin şiddeti artar ve sistem rezonansa geçer.

Akış-akustik akuplajı olarak adlandırılan bu olay sonucunda; vortekslerin oluşma frekanslarının kendi doğal yapılarından (akuplajın olmadığı durum) çıkıp, sistemin en yakın akustik frekanslarından birinde veya tam katlarında olduğu gözlenmiştir.

5.5.1.ÇEK VALF (ÇALPARA VANA) LI SİSTEMDE AKUPLAJ

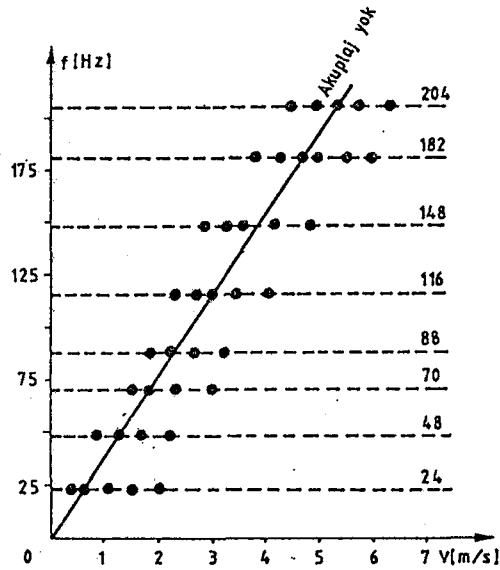
Bu durumda şekil 5.13'deki çalkantı basıncının frekans spektrumundan da görüleceği üzere kuvvetli bir akış-akustik akuplajı görülmemiştir (kuvvetli akuplaj halinde ortaya çıkan ötme sesi duyulmamıştır).

$f_v = n f_a$ eşitliğinin gerçekleşebileceği yani vortekslerin kopma frekanslarının boru hattının akustik frekanslarına veya tam katlarına ($n = 1, 2, 3, \dots$) eşit olabileceği frekans bandında herhangi bir tepeye rastlanmamıştır. Vorteks dalgasının çalkantı basıncı genliğinin akustik dalganinkine göre küçük kalması yüzünden, tek bir çek valf veya bölüm 5.5.2'de bahsedilecek olan tek bir sürgülü vana hallerinde kuvvetli bir akış-akustik yapı akuplajına rastlanmamıştır.



Şekil 5.13 Çek valfli sistemde akuplaj halindeki frekans spektrumu.

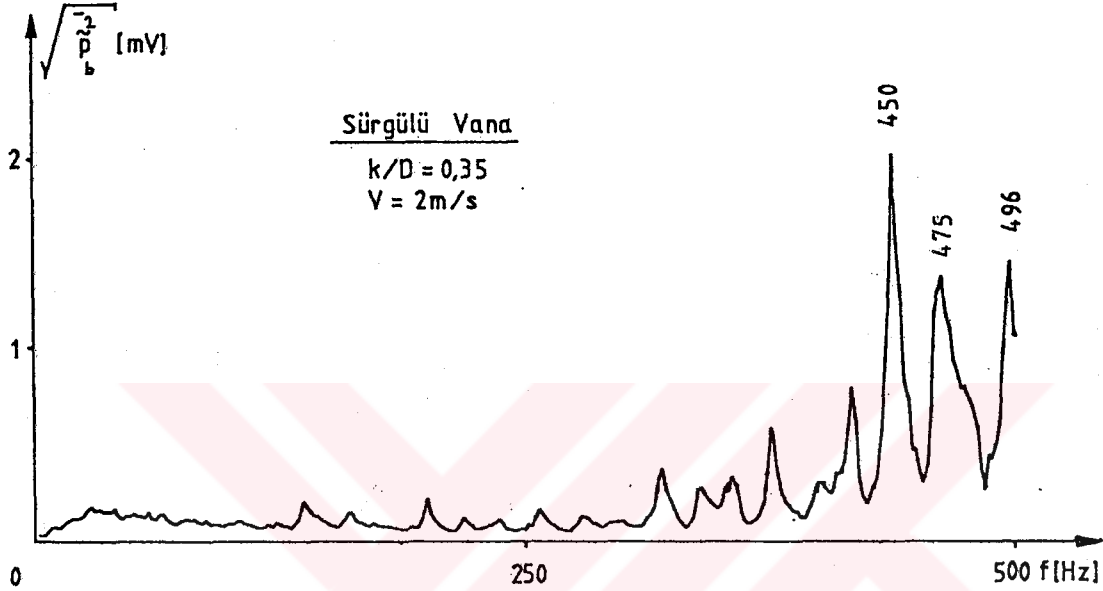
Yine de bu durumda ölçülen çalkantı basınçlarının akış hızına göre değişimleri incelendiğinde artık şekil 5.7'deki vorteks yapısına rastlanmamaktadır (şekil 5.14). Şekil 5.14'den görüleceği gibi çeşitli akış hızlarında değişik akustik frekanslarda zayıf akuplaj (şekil 5.13) vardır.



Şekil 5.14 Çek valf için akuplaj halinde f-V değişimi.

5.5.2. SÜRGÜLÜ VANALI SİSTEMDE AKUPLAJ

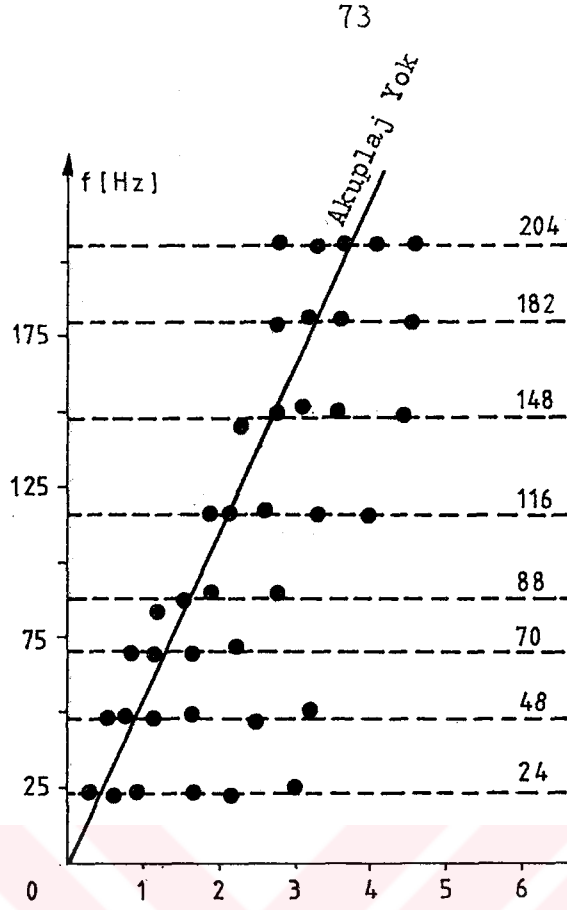
Sürgülü vananın ucuna 6.5 m'lik uzun bir boru parçası ($L/D \approx 96$) eklenip akış-akustik akuplajı şartları sağlandığında elde edilen frekans açılımı şekil 5.15'de verilmiştir.



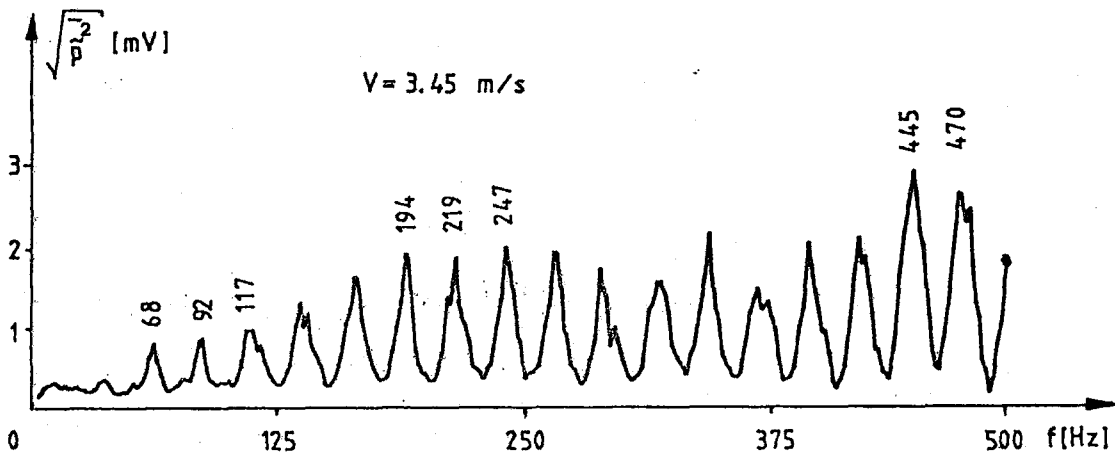
Şekil 5.15 Sürgülü vana için akuplaj halindeki frekans spektrumu.

Çek valfde olduğu gibi, tek bir sürgülü vana kullanılması halinde de kuvvetli bir akuplaj görülmemiş olup, frekans-hız değişimi şekil 5.16'da verilmiştir. Gerek tek bir çek valf gerekse tek bir sürgülü vana hallerinde kuvvetli bir akuplaj görülmemesinin nedeni vorteks dalgasının çalkantı basıncı genliğinin akustik dalgayı rezonansa geçirecek kadar büyük olmamasıdır.

Sürgülü vananın oluşturduğu vortekslerin organize olup, daha kuvvetli ve daha periyodik hale gelmeleri için ard arda aynı açıklıkta iki sürgülü vana kullanıldığında uygun aralıkta ($L=12$ cm) yerleştirilmeleri halinde $f_v = n f_a$ ($n=1,2,\dots$) olduğu frekanslar civarında öncekine göre daha kuvvetli bir akuplaj (rezonans) görülerek tiz bir ötme sesi duyulmuştur (şekil 5.17).



Şekil 5.16 Sürgülü vana için akuplaj halinde f-V değişimi.



Şekil 5.17 iki sürgülü vanalı sistemde akuplajlı haldeki frekans spektrumu.

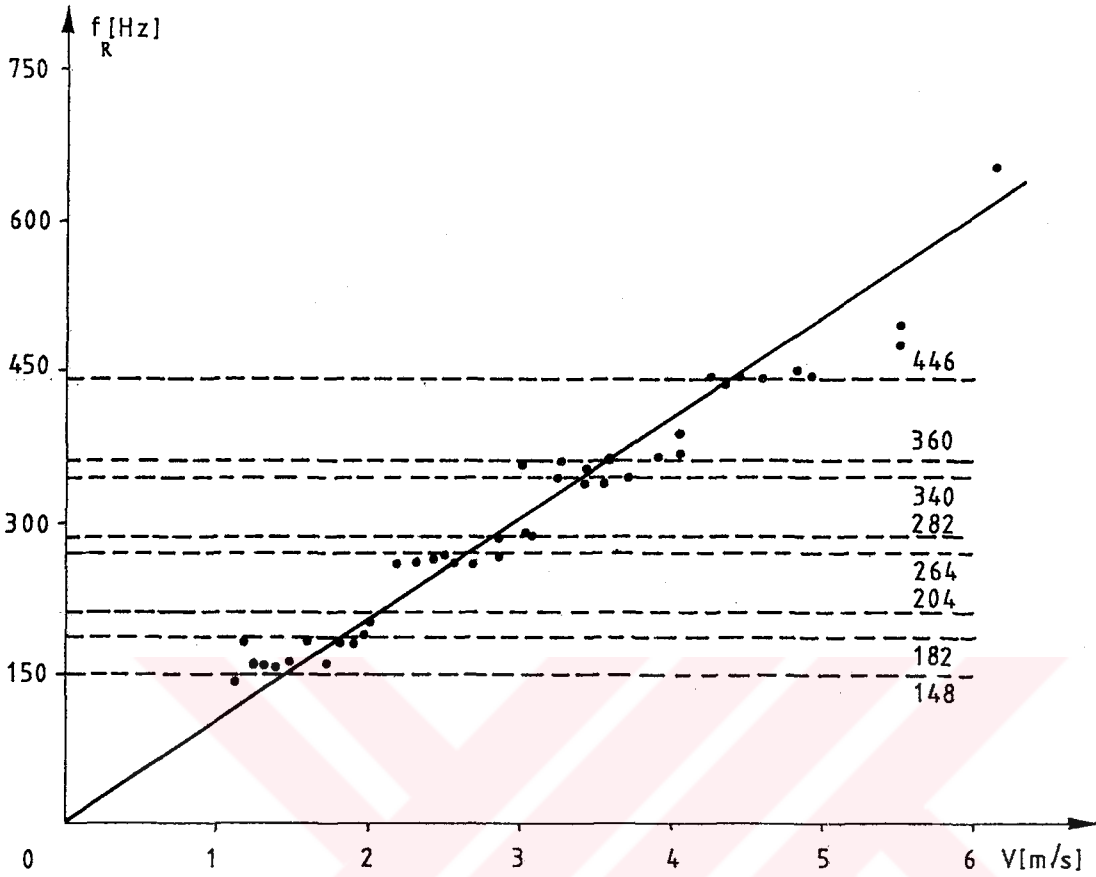
5.5.3. DİYAFRAM (ORİFİS) Lİ SİSTEMDE AKUPLAJ

Çek valf ve sürgülü vana için kullanılan deney tesisatının aynısı diyafram ile yapılan deneylerde de kullanılmıştır.

30 ϕ mm çapında ve aralarında 51 mm uzaklık bulunan keskin kenarlı iki diyafram kullanıldığında oldukça kuvvetli bir akış-akustik akuplajı görülmüştür. Rezonans frekansı akış hızı ile artmakta olup, hıza göre değişik tonlarda olmak üzere ötme sesi duyulmuştur (şekil 5.18). Şekil 5.18'den görülebileceği gibi rezonans frekansları boru içindeki ortalama akış hızına göre lineer bir şekilde artmaktadır.

Kuvvetli bir akış-akustik yapı akuplajının gerçekleştiği bu durumda oluşan rahatsızlıkların kaynak tarafını etkileyip etkilemediği gerek hesapla [29], gerekse deney esnasında kontrol edilmiştir. Kaynak tarafındaki boru sisteminin hacminin oldukça büyük olması sönümlenme etkisi yapmaktadır. Ölçümler esnasında kaynaktaki debi sabit kalmaktadır.

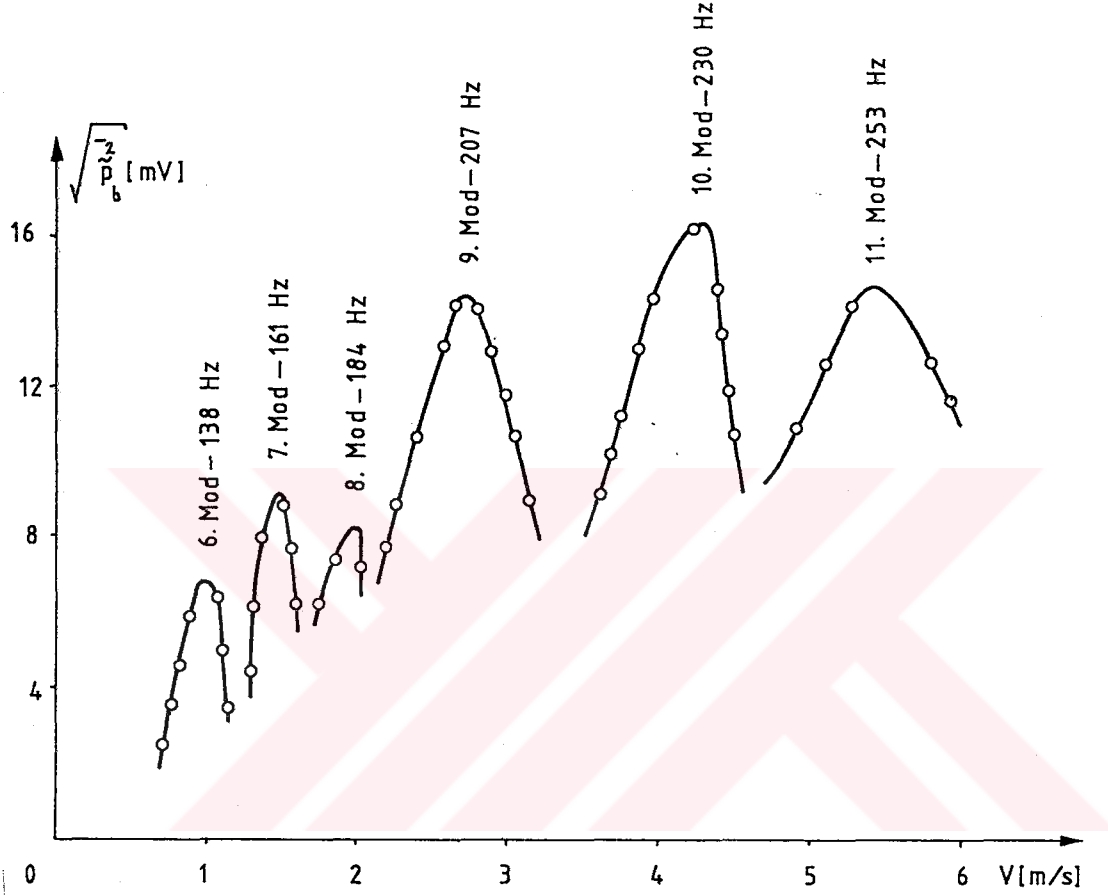
Şekil 5.18'den de görüleceği gibi akış hızının belli bir değerinde oluşan vorteksler sistemdeki akışkan kolunu (akışkan osilatörü) uyararak rezonansa geçirmekte, sistem vortekslerin en yakın akustik frekansta (veya tam katında) oluşmalarını sağlamakta; hız arttığı takdirde vorteksler yakın bir akustik frekansa atlamaktadır. Yani vortekslerin oluşumu sistemin akustığı tarafından kontrol edilmektedir.



Şekil 5.18 iki diyaframlı sistemde akuplaj halinde rezonans frekansının akım hızına göre değişimi.

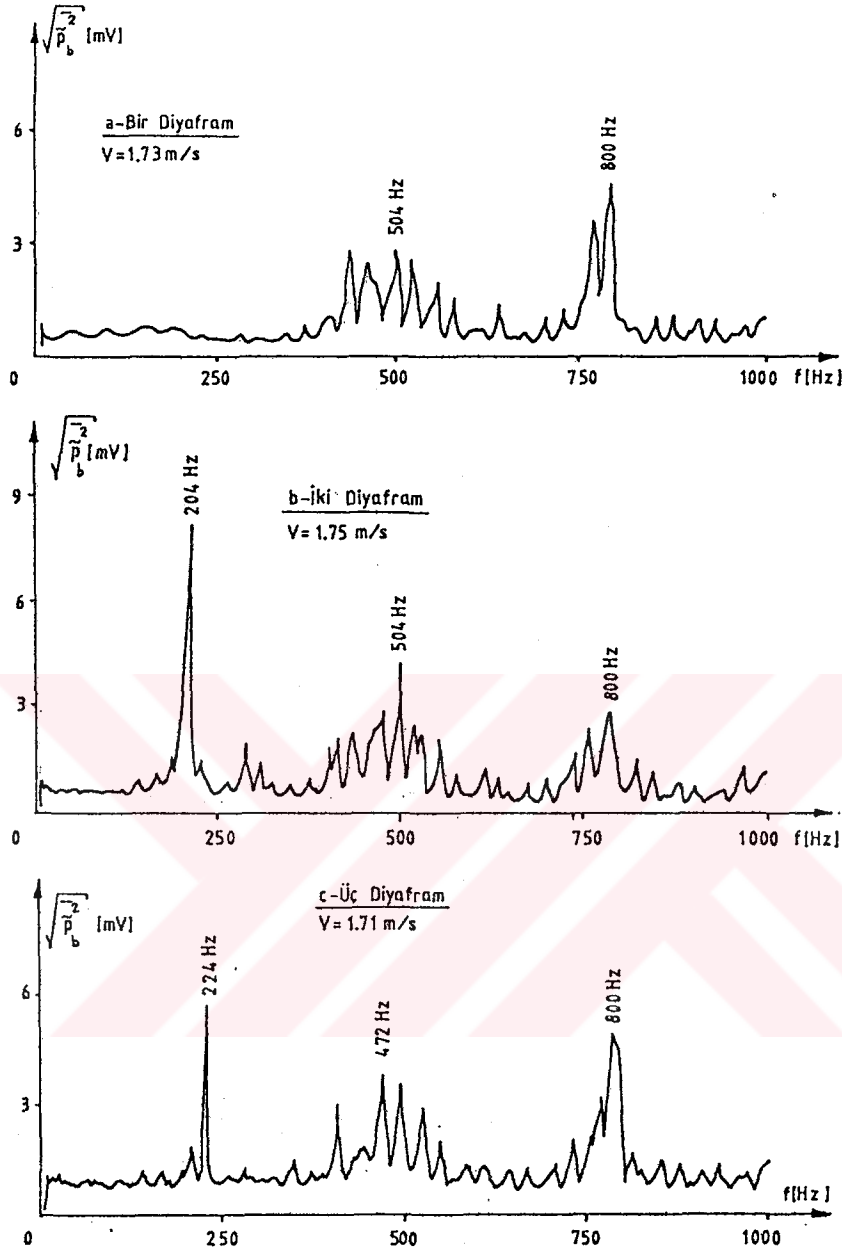
Şekil 5.1'de verilen deney tesisatında 0.5 m'lik borudan sonra vorteks üretici olarak aralarında 51 mm uzaklık bulunan 30 mm \varnothing çapındaki iki adet keskin kenarlı diyafram kullanılarak, kuvvetli bir akış-akustik yapı etkileşiminin olduğu $\approx 0.90 \div 1.1$ m/s mertebelerindeki kesit ortalama hızlarındaki akış şartlarında yapılan deneylerde $\approx 138 \div 161$ Hz civarındaki frekanslarda rezonans görülmeye başlamıştır. Daha önce Bölüm 4.3 örnek hesaplar bölümünde $\approx 0.90 \div 1.11$ m/s ortalama akış hızı mertebelerindeki akım şartları için matematik model yardımıyla hesaplanan rezonans frekansları $\approx 135 \div 166$ Hz mertebelerinde olup, deneysel sonuçlarla uyum içindedir. Şekil 5.19'da iki diyaframlı boru sistemi için rezonans halinde ortaya çıkan, akış-akustik yapı akuplajının olduğu

6 titreşim modu için spektrumlardaki baskın (büyük genlikli) frekanslar alınmak suretiyle; çalkantı basınçlarının bağıl değerlerinin ortalama akış hızına göre değişimleri verilmiştir.



Şekil 5.19 iki diyaframlı boru sisteminde kuvvetli akuplaj halindeki 6 titreşim modu için bağıl çalkantı basınçlarının borudaki ortalama akış hızına göre değişimi.

İZMİRLİOĞLU [6] iki diyafram ile yaptığı deneylerde aynı akış hızında iki farklı frekansta rezonans meydana geldiğini ve her iki frekansın da akış hızı ile lineer olarak kaydedildiğini ifade etmiştir. Bu olayın açıklığa kavuşturulması amacıyla önce bir, sonra iki ve daha sonra da üç adet diyafram kullanılarak bir dizi deney yapılmıştır (şekil 5.20). Diyafram çapı 30 ϕ mm ve aralarındaki uzaklık ise 51 mm'dir. Bu değerler kuvvetli akuplajı sağlayan değerlerdir.



Şekil 5.20 Aynı akış hızı mertebelerinde bir, iki ve üç diyafram hallerindeki frekans spektrumları.

Bir tek diyafram halinde vorteks dalgasının çalkantı basıncı genliği akustik dalgayı uyuracak kadar büyük olmadığından bir ötme sesi duyulmamış yani rezonans görülmemiştir. Arka arkaya iki diyafram kullanılması halinde ise vorteksler daha şiddetli ve daha organize (periyodik) hale gelerek sistemi rezonansa geçirerek bir ötme sesinin duyulmasına neden olmuşlardır. Arka arkaya üç diyafram konulması halinde de rezonans olayı meydana

gelmiş ancak rezonans genliğinde bir miktar küçülme görülmüştür. Yani üçüncü diyafram bir miktar sönümleme etkisi yapmıştır.

Spektrumlarda 500 Hz ilâ 800 Hz frekanslarında görülen tepeler akış hızının artması ile çok az kayan tepeler olup sistemin akustik frekanslarından ikisidir. Akustik frekansların akış hızı ile çok az kayması beklenen bir durumdur. Bu nedenle İZMİRLİOĞLU [6]'nın belirttiği gibi iki farklı frekansta rezonansa rastlanmamıştır.

5.6.DENEYLERDEN ELDE EDİLEN SONUÇLAR

1. Çek valf, sürgülü vana ve diyafram gibi aykırılık (süreksizlik) elemanlarından kopan vortekslerin yapısı yaklaşık-periyodik'tir. Bu nedenle boru hatlarını zorlanmış titreşimlere götürebilirler. Oluşan vortekslerin frekansı sunulan deney sonuçlarından bulunabilir.

2. Vortekslerin kopma frekansı ortalama akış hızıyla orantılı olarak doğrusal bir şekilde artmakta, Re sayısının belli bir aralığında çeşitli parametrelere bağlı olarak değişmektedir.

3. Deney sonuçları açılma oranı, Reynolds sayısı ve Strouhal sayısı gibi boyutsuz gruplar halinde verilmiş olup, bu sonuçlar benzer yapılar için kullanılabilir.

4. Model deneylerinde bulunan boru sisteminin akustik frekansları, küçük bir bağıl hata ile (en fazla \pm % 5) hesap yoluyla da elde edilebilmektedir.

5. Çek valfin kendi geometrisi de bir titreşim kaynağıdır. Bu nedenle bu tip (çalpara) çek valfler inâl edilirken gövdesinde düzeltmeler yapılmalıdır.

6. Vorteksler küçük hızlarda daha organize (periyo-
dik) ve büyük genlikli olmaktadırlar.

7. Sözü edilen aykırılıklardan diyafram halinde olu-
şan halka şeklindeki vorteksler; sürgülü vana ve çalpara
vana (çek valf) hallerinde oluşan vortekslerden (aynı
açılma oranı ve aynı akış hızı mertebelerinde) çalkantı
basıncı genliği olarak daha büyüktürler, daha periyodik
bir yapıdadırlar ve daha yüksek kopma frekanslıdırlar.

8. Diyaframlar arası uzaklık boru çapının dörtte üçü
($L = 3/4 D$) veya başka bir ifade ile diyafram çapının $5/3$
katı ($L = 5/3 d$) olması halinde rezonans olmaktadır.

9. $f_v = n f_a$ ($n=1,2,3,\dots$) civarındaki frekanslarda
boru hattı rezonansa geçebilmektedir.

10. Aralarındaki uzaklığın uygun olması halinde arka
arkaya iki sürgülü vana ve özellikle diyafram hallerinde
akış-akustik akuplajı daha kuvvetli olmakta olup, rezonans
frekansları akış hızı ile lineer olarak artmaktadır.

11. Arka arkaya üç diyafram kullanılması halinde ise
akuplajın şiddeti azalmıştır. Yani üçüncü diyafram bir
miktar sönümlenme etkisi yapmıştır.

12. İki diyafram halinde İZMİRLİOĞLU [6] tarafından
belirtildiği gibi iki farklı frekansta rezonans görülme-
miştir. Spektrumlarında görülen ikinci hatta üçüncü tepeler
artan akış hızı ile önemli ölçüde kaymayan sistemin akus-
tik frekanslarıdır. Akustik frekansların artan akış hızı
ile bir miktar kaymış olmaları beklenen bir durumdur.

SONUÇLAR

Matematik model ve deney sonuçlarına göre;

1. Diyafram, çek valf, sürgülü vana v.b. gibi aykırılıklardan kopan vorteksler yaklaşık-periyodik yapıdadırlar. Bu nedenle boru hatlarını zorlanmış titreşimlere götürebilirler.

2. Vortekslerin kopma frekansı boru hattının akustik frekanslarına veya tam katlarına eşit olduğunda akış-akustik akuplajı sonucunda rezonans olayı ortaya çıkmaktadır.

3. Çalkantı debisi için tanımlanan amplifikasyon faktörü teorik olarak daima 1'den büyüktür. Deneyler de bu sonucu doğrulamıştır.

4. Matematik modelde görülen küçük Mach sayılarında çalkantı debisi için amplifikasyonun büyümesi sonucu, deneylerde de gözlenmiştir.

5. Rezonans frekansı büyük ölçüde sistemin geometrik boyutlarına ve sesin yayılma hızına bağlıdır. Titreşimler sistemin akustiği tarafından kontrol edildiğinden dolayı rezonans frekansının debiye olan bağılılığı akustik frekanslar civarında çok zayıf olmaktadır.

6. Aynı Mach sayıları mertebelerindeki akımlar için sıvılardaki amplifikasyon gazlara göre daha büyük olmakta, bu durumu deneyler de göstermektedir.

7. Kısmi debilerde (küçük açılma oranlarında) titreşimler tehlikeli boyutlara ulaşabilmektedir.

8. Çalpara tipi çek valf ve sürgülü vana için oluşan vortekslerin kopma frekansları çeşitli parametrelerin fonksiyonu olarak sunulan deney sonuçlarından bulunabilir.

9. Vortekslerin kopma frekansları akış hızı ile lineer olarak artmakta, aynı akış hızında açılma oranıyla ise ters orantılı olarak değişmektedir.

10. Boyutsuz frekans olarak da tanımlanabilen St sayısı Re sayısının belli bir aralığında sabit kalmaktadır.

11. St sayısı vana açılma oranının da bir fonksiyonu olarak değişmektedir.

12. Deneysel sonuçlar boyutsuz gruplar halinde verildiğinden, bu sonuçlar benzer yapılar için kullanılabilir.

13. Vorteksler özellikle küçük akım hızlarında daha organize (periyodik) ve şiddetli olmaktadır.

14. Aynı akış hızı ve aynı açılma oranı mertebelerinde vorteks karakteristikleri bakımından diyafram halinde oluşan halka şeklindeki vorteksler; çek valf ve sürgülü vana hallerinde oluşan vortekslerden daha periyodik, daha şiddetli ve daha yüksek kopma frekanslıdırlar.

15. Arka arkaya aralarında vortekslerin organize olup maksimum genliğe ulaşmaları için uygun uzaklık bulunan aykırılık elemanlarına sahip boru hatlarında akış-akustik akuplajı şiddetlenebilmektedir.

16. Akış-akustik akuplajında vorteks dalgası ile akustik dalganın çalkantı basıncı genlikleri oranı önemli bir parametre olmakta; vortekslerin şiddetli olması halinde akustik sistemi zorlanmış titreşimlere götürebilmekte ve sonuçta boru hattının rezonansa girmesi ile karşılaşılabilir.

17. Jetin atmosfere veya sabit basınçlı bir ortama açılması durumunda debi çalkantıları için tanımlanan amplifikasyon faktörü çok küçük olmaktadır.

18. Rezonans halinde aykırılığın olduğu kesitteki debi çalkantıları ile çıkış kesidindeki debi çalkantıları arasındaki faz farkı sıfır olmakta yani titreşimler boru boyunca aynı fazda olmaktadır.

19. Çek valfin gövdesi kendi geometrik yapısı nedeniyle bir titreşim kaynağıdır. Bu nedenle çek valf gövdesi imâl edilirken düzenlemeler yapılmalıdır.

20. İki diyaframlı boru sistemi için aynı ortalama akış hızı mertebelerinde matematik model yardımı ile bulunan rezonans frekansları deneysel değerler ile uyum sağlamıştır.

21. Boru hattının istenmeyen titreşimlerinden kaçınmanın temelde iki yolu vardır:

a) Boru hattının projelendirilmesi aşamasında yapılabilecek proje kontrolü ile aykırılık elemanlarının kritik bir durum yaratıp yaratmadığı incelenebilir.

b) Boru hattının işletimi esnasında bir titreşim olayı ile karşılaşılmışsa, bu titreşimden kaçınmak için çeşitli akuplaj ihtimalleri tek tek incelenmeli ve özellikle akış-akustik yapı akuplajı düşünülmeli, bunun ardından akuplajı önleyecek çözümler uygulanmaya çalışılmalıdır [32,27,19,18,8,2].

KAYNAKLAR

- [1] TUVAY, A.F., "Boru Hatlarında Akışın Yarattığı Titreşimler", i.T.Ü. Makina Fakültesi Bitirme Ödevi, 1982.
- [2] ROCKWELL, D., NAUDASCHER, E., "Flow-Induced Vibrations", Short Course Notes, Lehigh, July, 1986.
- [3] NAUDASCHER, E., ROCKWELL, D., "Oscillation-Model Approach to the Identification and Assessment of Flow-Induced Vibrations in a System", Journal of Hydraulic Research, Vol.18, No.1, pp.59-82, 1980.
- [4] SCHLICHTING, H., "Boundary Layer Theory", McGraw-Hill, 6th Edition, 1968.
- [5] DAVIES, P.O.A.L., "Flow-Acoustic Coupling in Ducts", Journal of Sound and Vibration, Vol.77(2), pp.191-209, 1981.
- [6] İZMİRLİOĞLU, Ş., "Borularda Akışın Yarattığı Titreşimler", i.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi, 1986.
- [7] CHEN, Y.N., FLORJANCIC, D., "Vortex-Induced Resonance in a Pipe System due to Branching", Conference on Vibration and Noise in Pump, Fan and Compressor Installations, University of Southampton, The Institution of Mechanical Engineers Proceedings, C109/75, 79-86, 1975.
- [8] BLEVINS, R.D., "Flow-Induced Vibrations", Van-Nostrand Rheinhold Co., New York, 1977.
- [9] İDEMEN, M., "Elektromagnetik Dalgaların Temelleri", i.T.Ü. Kütüphanesi, Sayı:1352, 3. Baskı, 1987.
- [10] GOLDSTEIN, E.M., "Aeroacoustics", McGraw-Hill, New-York, 1976.
- [11] ANDERSON, A.B.C., "A Circular-Orifice Number Describing Dependency of Primary Pfeifenton Frequency on Differential Pressure, Gas Density and Orifice Geometry", Journal of Acoustical Soc. Am., Vol.25, pp.626-631, 1953.

- [12] SCHACHENMANN, A., ROCKWELL, D., "A Quasi-Standing Wave Phenomenon due to Oscillating Internal Flow", *Journal of Fluids Engineering*, Vol.102, pp.70-77, 1980.
- [13] KARADOĞAN, H., "Türbülânslı Akışta Bir Boşluğun Yaratıldığı Titreşimler", *Doğa Bilim Dergisi, Müh./Çev.*, Cilt:6, 35-39, 1982.
- [14] SCHACHENMANN, A., ROCKWELL, D., "Self-Sustained Oscillations of Turbulent Pipe Flow Terminated by an Axisymmetric Cavity", *Journal of Sound and Vibration*, Vol.73(1),pp.61-72, 1980.
- [15] YAZICI, H.F., "Pulsatif Akımlarda Rezonans Olayları ve Debi Ölçmelerine Tesirleri", TÜBİTAK IV. Bilim Kongresi,1973.
- [16] YAZICI, H.F., "Pompaların Debilerinin Diyaframla Ölçülmesinden Doğabilecek Gizli Hatalar",I. Ulusal Pompa Kongresi, 1979.
- [17] WEAVER, D.S., ZIADA, S., "A Theoretical Model for Self-Excited Vibrations in Hydraulic Gates, Valves and Seals", *Trans. of ASME, Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol.102, pp.146-151, 1980.
- [18] WEAVER, D.S., ADUBI, F.A., KOUWEN, N., "Flow-Induced Vibrations of a Hydraulic Valve and their Elimination", *Trans. of ASME, Journal of Fluids Engineering*, Vol.100, pp.239-245, 1978.
- [19] WEAVER, D.S., "Flow-Induced Vibrations in Valves Operating at Small Openings", *IAHR/IUTAM Symposium, Karlsruhe*, B13, 305-319, 1979.
- [20] THOMANN, H., "Oscillations of a Simple Valve Connected to a Pipe", *Zeitschrift für angewandte Mathematik und Physik (ZAMP)*, Vol.27, pp.23-40, 1976.
- [21] ROCKWELL, D., NAUDASCHER, E., "Review—Self-Sustaining Oscillations of Flow Past Cavities", *Trans. of ASME, Journal of Fluids Engineering*, Vol.100, pp.152-165, 1978.
- [22] CHEN, Y.N., STURCHLER, R., "Flow-Induced Vibrations and Noise in the Pipe System with Blind Branches due to Coupling of Vortex-Shedding", *International Conference on Noise Control Engineering, Swiss Federal Institute of Technology*, B189-203, 1977.

- [23] ZIADA, S., BOLLETER, U., ZAHND, E., "On the Whistling of Thermostatic Radiator Valves", Sulzer Technical Review 4, 1983.
- [24] SCHACHENMANN, A.A., ROCKWELL, D.O., "Oscillating Turbulent Flow in a Conical Diffuser", Trans. of ASME, Journal of Fluids Engineering, December, pp.695-701, 1976.
- [25] YAZICI, H.F., "Diyafraamların (Orifislerin) Debi Katsayıları Hakkında", TÜBİTAK IV. Bilim Kongresi, 1973.
- [26] BALDWIN, R.M., SIMMONS, H.R., "Flow-Induced Vibration in Safety Relief Valves", Trans. of ASME, Journal of Pressure Vessel Technology, Vol.108, pp.267-272, 1986.
- [27] KARADOĞAN, H., ROCKWELL, D., "Toward Attenuation of Self-Sustained Oscillations of a Turbulent Jet through a Cavity", Trans. of ASME, Journal of Fluids Engineering, Vol.105, pp.335-340, 1983.
- [28] KARADOĞAN, H., İZMİRLİOĞLU, Ş., CANBAZOĞLU, S., "Boru Hatlarında Akışın Yarattığı Titreşimler", III. Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu, 1988.
- [29] KARADOĞAN, H., "Pulsatif Akımlarda Yük Kaybı", İ.T.Ü. Makina Fakültesi Doktora Tezi, 1978.
- [30] YAZICI, H.F., "Mesure des débits non permanents", Université de Paris VI, Thèse, Dr-Ingénieur, 1973.
- [31] GÜL, Z., "Borularda Akış Akustik Etkileşimi", İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi, 1985.
- [32] WEAVER, D.S., "BHRA Short Course Notes", Cranfield, May, 1987.

EK A

SIKÇA KULLANILAN BAZI TERİMLERİN İNGİLİZCE KARŞILIKLARI

<u>Türkçe Terim</u>	<u>İngilizce Karşılığı</u>
Akış kaynaklı titreşim (Akışın yarattığı titreşim)	Flow-induced vibration
Kendinden uyarımlı titreşim	Self-excited vibration
Vorteks uyarımlı titreşim	Vortex-induced vibration
Akış-akustik akuplajı	Flow-acoustic coupling
Akışkan-osilatör(rezonatör)	Fluid-oscillator(resonator)
Akım-osilatör(rezonatör)	Flow-oscillator(resonator)
Cisim-osilatör(rezonatör)	Body-oscillator(resonator)
Dıştan yaratılan uyarım	Extraneously-induced excitation
Kararsızlığın yarattığı uyarım	Instability-induced excitation
Hareketin yarattığı uyarım	Movement-induced excitation
Vorteks dalgası	Vortex(potential) wave
Vorteks kopma frekansı	Vortex shedding frequency
Aynı fazda davranma (kilitlenme)	Locked-on (locked-in)
Spektrumlardaki baskın (büyük genlikli) frekans	Dominant frequency
Karışım katmanı	Mixing-layer
Ard-iz	Wake
Jet(huzme)	Jet
Akustik duran dalga	Acoustic standing wave

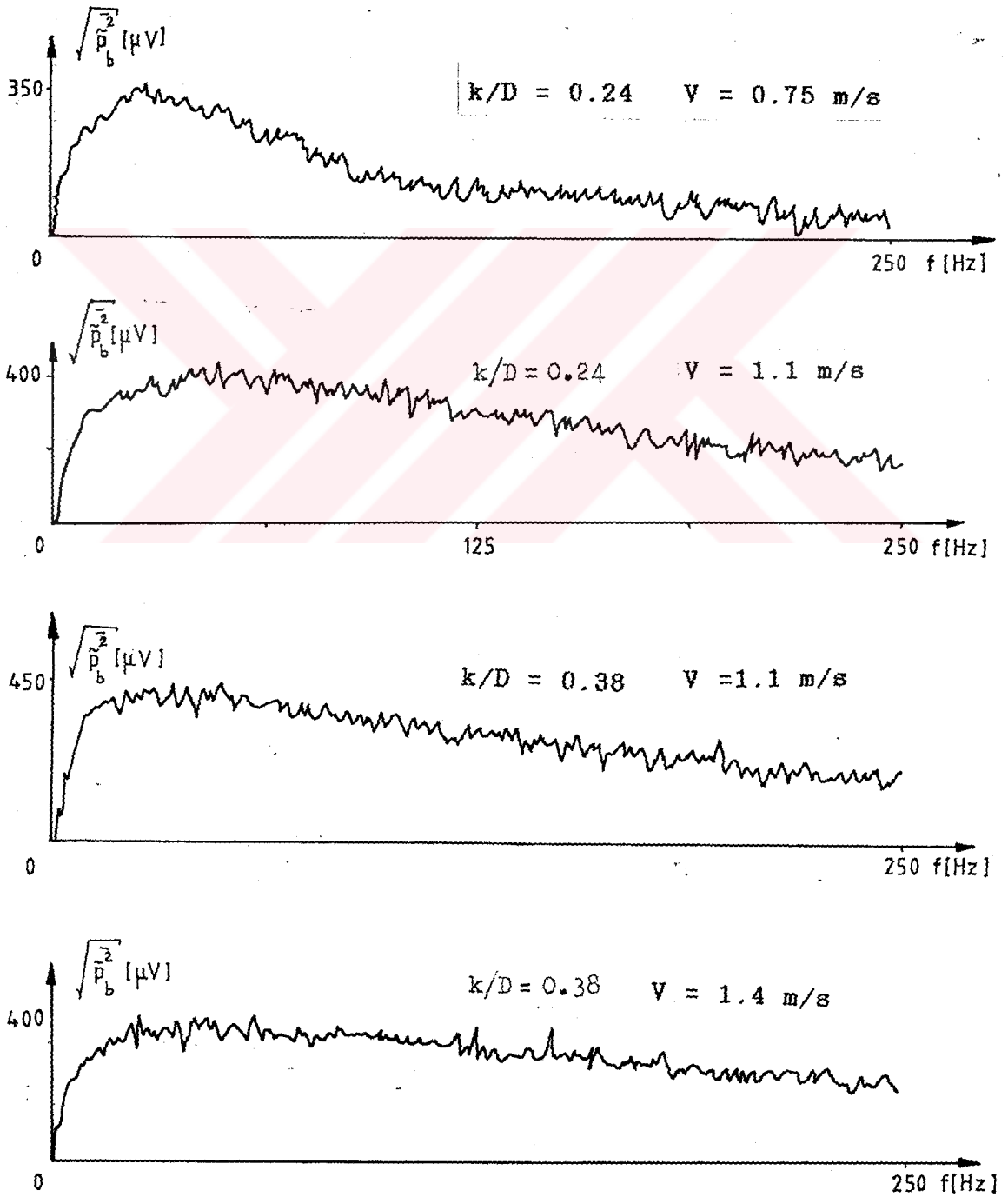
Çalpara(klâpeli çek valf)	Swing check valve
Sürgülü vana	Gate valve
Akustik dalga sayısı	Acoustic wave number
Vorteks dalga sayısı	Vortex wave number
Geri besleme mekanizması	Feed-back mechanism



EK B

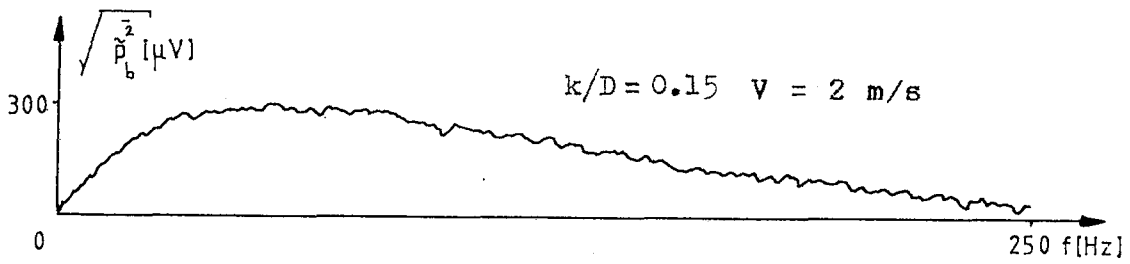
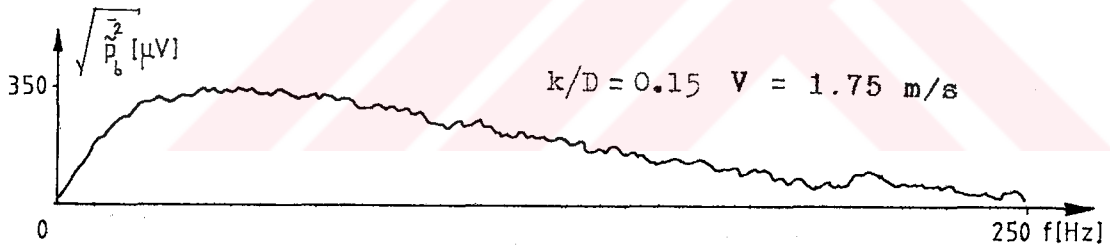
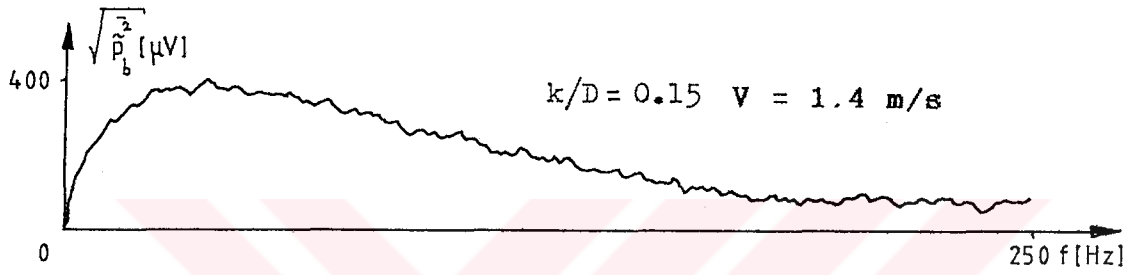
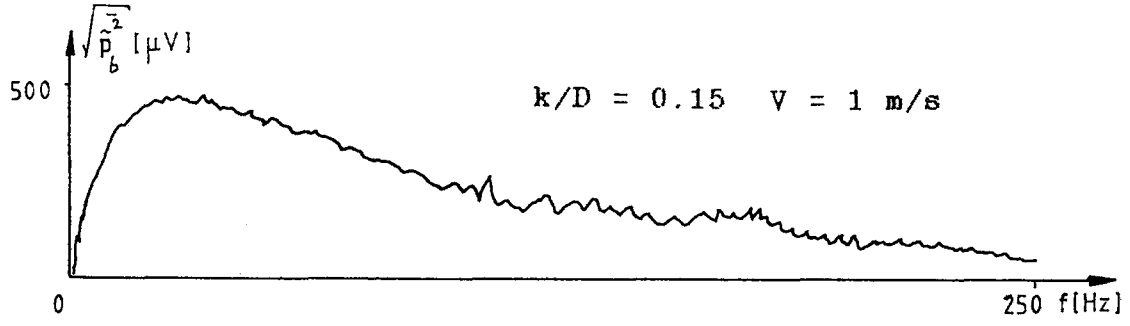
ÇEK VALFİN VE SÜRGÜLÜ VANANIN ÜRETTİĞİ VORTEKSLERE AİT
ÇALKANTI BASINÇLARININ FREKANS SPEKTRUMLARI ÖRNEKLERİ

ÇEK VALF



Sekil B.1 Bir cek valf'den kopan vortekslere ait çalkanti

SÜRGÜLÜ VANA



Şekil B.2 Bir sürgülü vana'dan kopan vortekslere ait çalkantı basınçlarının frekans spektrumu örnekleri.

OZGEÇMİŞ

Suat CANBAZOĞLU, 1960 yılında Malatya'da doğdu. İlk ve orta öğreniminden sonra Malatya Turan Emeksiz Lisesi'ni bitirdi. 1982 yılında Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Bölümü'nden mezun olduktan sonra, aynı yıl aynı fakültede araştırma görevlisi olarak göreve başladı. 1985 yılında aynı Üniversite'nin Fen Bilimleri Enstitüsü'nde yüksek lisans öğrenimini Makina Yüksek Mühendisi ünvanını alarak tamamladı.

1987 yılından itibaren TÜBİTAK'dan yurt içi Doktora şeref bursiyeri olarak 1.5 yıl burs aldı.

Evli ve bir çocuk babası olan Suat CANBAZOĞLU halen Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Bölümü'nde araştırma görevlisi olarak çalışmalarına devam etmektedir.