

**T.C.  
MANİSA CELAL BAYAR ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI  
MEKANİK BİLİM DALI**

**AKIŞKAN TAŞIYAN BORU TİTREŞİMLERİNİN  
HESAPLAMALI ANALİZİ**

**Metin SALI**

**Danışman  
Doç. Dr. B. Burak ÖZHAN**



**MANİSA-2017**

## TEZ ONAYI

**Metin SALI** tarafından hazırlanan “**Akışkan Taşıyan Boru Titreşimlerinin Hesaplamalı Analizi**” adlı tez çalışması 20/02/2017 tarihinde aşağıdaki jüri üyeleri önünde Manisa Celal Bayar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü **Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**’nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak başarı ile savunulmuş ve **oyçokluğu / oybirliği** ile başarılı olarak kabul edilmiştir.

<b>Danışman</b>	<b>Doç. Dr. B. Burak ÖZHAN</b> Manisa Celal Bayar Üniversitesi	.....
<b>Jüri Üyesi</b>	<b>Doç. Dr. Mehmet ÇEVİK</b> İzmir Kâtip Çelebi Üniversitesi	.....
<b>Jüri Üyesi</b>	<b>Yrd. Doç. Dr. M. M. Fatih KARAHAN</b> Manisa Celal Bayar Üniversitesi	.....

## **TAAHHÜTNAME**

Bu tezin Manisa Celal Bayar Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'nde, akademik ve etik kurallara uygun olarak yazıldığını ve kullanılan tüm literatür bilgilerinin referans gösterilerek tezde yer aldığını beyan ederim.

**Metin SALI**



## İÇİNDEKİLER

	Sayfa
İÇİNDEKİLER .....	I
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ .....	II
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	III
TABLolar DİZİNİ .....	IV
TEŞEKKÜR.....	V
ÖZET.....	VI
ABSTRACT.....	VII
1. GİRİŞ.....	8
1.1. Genel Bilgiler Ve Yapılmış Çalışmalar .....	8
1.2. Bu Çalışmadaki Yaklaşım.....	10
2. AKIŞKAN TAŞIYAN BORULARIN TİTREŞİMLERİ.....	11
2.1. Hareket Denklemi .....	11
2.2. Akışkan Hızı ve Doğal Frekans İlişkisi .....	15
2.3. Kararsızlık: Ayrılma (Divergence) ve Çırpınma (Flutter) .....	16
2.4. Analitik Sonuçlar ve Deneysel Çalışmalar .....	18
3. HESAPLAMALI ANALİZ MODELİ .....	22
3.1. Sonlu Hacimler Modeli .....	22
3.2. Sonlu Elemanlar Modeli .....	24
3.2.1. Katı Eleman .....	24
3.2.2. Akustik Eleman.....	30
4. AKIŞKAN-YAPI ETKİLEŞİMİ .....	33
4.1. Modal Analiz.....	33
4.1.1. Tamamen Dolu Boru Yaklaşımı .....	33
4.1.2. Ön Gerilmeli Modal Analiz Yaklaşımı.....	34
4.2. Çift Yönlü, Zamana Bağlı Akışkan-Yapı Etkileşimi .....	38
5. HESAPLAMALI ANALİZ SONUÇLARI .....	40
5.1. Modal Analiz Sonuçları .....	40
5.1.1. Tamamen Dolu Boru Yaklaşımı .....	40
5.1.2. Ön Gerilmeli Boru Yaklaşımı.....	42
5.2. Çift Yönlü, Zamana Bağlı Akışkan-Yapı Etkileşimi Sonuçları.....	43
5.3. Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması .....	49
6. GENEL DEĞERLENDİRME VE ÖNERİLER.....	52
7. KAYNAKLAR.....	54
8. ÖZGEÇMİŞ.....	56

## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

$A$	Akışkan hacmi kesit alanı
$c$	Akışkan ses hızı
$D_i$	Boru iç çapı
$D_0$	Boru dış çapı
$E$	Elastisite modülü
$G$	Ön gerilme rijitliği
$I$	Alan atalet momenti
$Im(\omega)$	Doğal frekansın sanal kısmı
$k_{akışkan}$	Akışkanın yığılma modülü
$K_{boru}$	Boru rijitliği
$L$	Boru uzunluğu
$m$	Birim uzunluk başına boş boru kütlesi
$M$	Eğilme momenti
$M_T$	Birim uzunluk başına toplam kütle
$P$	Akışkan eleman basıncı
$Q$	Boru kesiti üzerindeki kesme kuvveti
$Re$	Reynolds sayısı
$Re(\omega)$	Doğal frekansın gerçek kısmı
$S$	Boru iç çeperi çevre uzunluğu
$t$	Zaman
$T$	Boru kesiti normal yönündeki çekme kuvveti
$T_b$	Borunun burkulması için gereken kuvvet
$v$	Akış hızı
$Y$	Boru enine deplasmanı
$\tau$	Kayma gerilmesi
$\rho$	Akışkan yoğunluğu
$\omega$	Doğal frekans
$\mu$	Akışkanın dinamik viskozitesi

## ŞEKİLLER DİZİNİ

	<b>Sayfa</b>
Şekil 2.1 Akışkan taşıyan boru ve kesiti .....	11
Şekil 2.2 Akışkan ve boru elemanlarında meydana gelen kuvvet ve momentler .....	12
Şekil 2.3 Analitik ve deneysel sonuçların kıyaslanması .....	20
Şekil 2.4 Dodds ve Runyan'ın deneyinden bir görüntü [2] .....	21
Şekil 3.1 Akışkan dinamiği modeli sayısal ağı .....	23
Şekil 3.2 SOLSH190 eleman tipi ve düğüm noktaları [24] .....	25
Şekil 3.3 Katı elemanlardan oluşan sonlu elemanlar modeli sayısal ağı .....	26
Şekil 3.4 Uygulanan sınır şartları .....	26
Şekil 3.5 Sınır şartı düğüm noktası .....	28
Şekil 3.6 Sisteme uygulanan ivme girdisinin zamana bağlı değişimi grafiği .....	29
Şekil 3.7 Uygulanan ivme yönü .....	29
Şekil 3.8 Akışkan-yapı etkileşimi alanı tanımı .....	30
Şekil 3.9 FLUID30 eleman tipi ve düğüm noktaları [24] .....	31
Şekil 3.10 Akustik elemanlardan oluşan sonlu elemanlar modeli sayısal ağı .....	32
Şekil 4.1 Yapılan akışkan-yapı etkileşimi analizleri .....	33
Şekil 4.2 Akustik ve katı eleman etkileşim tanımı .....	34
Şekil 4.3 Ön gerilmeli modal analiz işlem şematiği .....	35
Şekil 4.4 ANSYS® Workbench içerisinde ön gerilmeli modal analiz prosesi .....	35
Şekil 4.5 CFX programından sağlanan boru çeper basıncı .....	36
Şekil 4.6 CFX üzerinden Mechanical programına aktarılan basınç datasının vektörel gösterimi .....	36
Şekil 4.7 Boru iç yüzeyinde uygulanan “dağıtılmış akışkan kütlesi” tanımı .....	37
Şekil 4.8 Uygulanan basınç ve yer çekimi ivmesi altında boru ön gerilmesi .....	37
Şekil 4.9 Çift yönlü, zamana bağlı akış yapı etkileşimi (two-way FSI) analizi işlem şematiği .....	39
Şekil 5.1 İlk beş doğal frekansa ait mod yapıları .....	41
Şekil 5.2 Ön gerilmeli modal analiz ve analitik çözüme ait sonuçlar .....	42
Şekil 5.3 Çift yönlü, zamana bağlı akış-yapı etkileşimi analizi ve analitik çözüme ait sonuçlar .....	44
Şekil 5.4 Farklı akış hızları için, boru orta noktasının enine yönde yaptığı deplasmanın zamana bağlı değişimi .....	46
Şekil 5.5 Farklı akış hızları için, boru uzunluğu boyunca enine yönde yapılan maksimum deplasmanın değişimi .....	47
Şekil 5.6 Farklı akış hızları için birinci mod doğal frekans genliklerinin değişimi ..	48
Şekil 5.7 0.98 normalize akış hızı için boru üzerinde oluşan kalıcı deformasyon .....	49
Şekil 5.8 Farklı hesaplamalı analiz metotları ile deneysel ve analitik çalışma sonuçlarının kıyaslanması .....	50
Şekil 5.9 Wang ve ark. tarafından elde edilen akış hızına bağlı doğal frekansın değişim grafiği [18] .....	51

## TABLolar DİZİNİ

	<b>Sayfa</b>
Tablo 2.1 Deney sonuçları [2].....	19
Tablo 3.1 Sınır şartları serbestlikleri.....	27
Tablo 5.1 İlk üç doğal frekans için analitik ve hesaplamalı analiz sonuçları kıyaslaması.....	40
Tablo 5.2 Farklı akış hızları için, analitik ve hesaplamalı analiz sonuçlarının kıyaslanması.....	45



## TEŞEKKÜR

Bu yazıda öncelikle, her zaman bana güvendikleri, yanımda oldukları, aldığım her karar için desteklerini hiçbir zaman eksik etmedikleri ve amacıma ulaşmamda benden daha fazla gayret sarf ettikleri için değerli annem, babam ve kardeşime sonsuz teşekkür ve sevgimi belirtmek isterim.

Hayatımda olduğu ilk günden beri ideallerim ve hayallerim için her zaman yanımda olan, bana pozitif enerjisini her daim hissettiren, destek ve hoşgörüsünü eksik etmeyen müstakbel eşime teşekkürlerimi iletirim.

Günümüzde bilim ve bilimsel çalışma mantığı insan eliyle, idealizm ve etik gibi kavramların dışına çıkıp, meta ve arzusunun çatısına sığınmaya başlamıştır. Tüm bu işleyiş içerisinde, bana ve birçok meslektaşına ilham verip bilimsel çalışmaya teşvik eden, bilimin ve felsefesinin barındırdığı erdemi her seferinde bize tekrar hatırlatan değerli hocam Doç. Dr. B. Burak Özhan'a, bilgisi ve tecrübesini, her alanda, her ihtiyacım olduğunda benimle paylaşıp, bana yol gösterdiği için teşekkürü bir borç bilirim.

Günümüzde sanayi ve akademi maalesef hala birbirinin devamlılığını sağlama konusunda uzun bir yola sahiptir. Tüm bu anlayış içerisinde ben ve tüm çalışanlarımı bu yolda destekleyip, gerekli özveriyi göstermelerinin yanı sıra, bu çalışmamda bana her türlü bilgi ve donanımı hiç düşünmeden sağlayan değerli Anova Mühendislik ailesine sonsuz şükran ve teşekkürlerimi iletirim.

Ayrıca sosyal yaşamımda da, bu çalışmalarım için her türlü manevi desteklerini sunan değerli ağabeylerim Sinan Nane, Uluğ Kaya ve Ömer Akbaş'a, yüksek lisans için ilk adımı atarken beni cesaretlendiren eski çalışma arkadaşım ve hocam Emre Bülbül'e ve yorgun düştüğüm her an bana kim olduğumu hatırlatan başta Recep Sussem ve Ozan Saltık olmak üzere tüm dostlarıma sonsuz teşekkürü bir borç bilirim.

Metin SALI  
Manisa, 2017



## ÖZET

### Yüksek Lisans Tezi

#### Akışkan Taşıyan Boru Titreşimlerinin Hesaplamalı Analizi

Metin SALI

Manisa Celal Bayar Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. B. Burak ÖZHAN

Akışkan taşıyan boruların titreşimleri hesaplamalı analiz programı yardımı ile incelenmiştir. Kullanılan çift yönlü akışkan-yapı etkileşimi yöntemi ile analitik çözümler ve deneysel sonuçlar kıyaslanmıştır.

İlk aşamada, literatürde var olan deneysel sonuçlar ile hesaplamalı analiz modelinin sonuçları karşılaştırılmıştır. Doğal frekansın akışkan hızıyla değişimi için analitik ve hesaplamalı analiz sonuçları karşılaştırılmış, ardından hata oranları ortaya konulmuştur.

Bununla birlikte, çift yönlü akışkan yapı etkileşimi dışında literatürde yapılan diğer hesaplamalı analiz uygulamalarına da değinilmiştir. Kıyaslamalar yapılmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Akışkan taşıyan boru, titreşim, sonlu elemanlar, akışkan yapı etkileşimi

**2017, 56 sayfa**

## **ABSTRACT**

**M.Sc. Thesis**

### **Computational Analysis of Fluid Conveying Pipe Vibrations**

**Metin SALI**

**Manisa Celal Bayar University  
Graduate School of Applied and Natural Sciences  
Department of Mechanical Engineering**

**Supervisor: Assoc. Prof. Dr. B. Burak ÖZHAN**

Vibration behaviour of pipes conveying fluid has been analyzed with the aid of computational analysis program. Analytical and experimental results have been compared with results of two way fluid structure interaction method.

In the first step, results of computational analysis model have been checked with the existing experimental results from the literature. Error rates of computational analysis model are examined and necessary verifications are compared with the obtained analytical solutions for the natural frequency variations depend on the changing flow speed of boundary conditions and pipe model used in the literature.

At the same time, other computational analysis applications in the literature have been mentioned. Incompatibilities of linear analysis method like modal analysis are discussed for these type solutions.

**Keywords: Pipe conveying fluid, vibration, finite element, fluid structure interaction**

**2017, 56 pages**

# 1. GİRİŞ

## 1.1. Genel Bilgiler Ve Yapılmış Çalışmalar

Akışkan taşıyan yapıların dinamik özelliklerinin anlaşılması hem akademi hem de özel sektör için -geçmişten günümüze- uzun bir süredir ilgi odağı olmaktadır. Bu ilginin en büyük sebebi, şüphesiz, bu yapıların birçok alanda kullanılmasıdır.

Sektörel bazlı bakıldığında bu tip yapıların beyaz eşyalardaki bakır borulardan su altındaki petrol hatlarına, motor soğutma sistemlerinden nükleer santral borulamalarına kadar geniş bir kullanım alanına sahip olduğu aşikardır. Aynı zamanda kritik sistemlerde rol alması da (nükleer reaktörler vb.) bu yapıların - özellikle dinamik davranışlarının- dikkatli bir şekilde ele alınmasını gerektirmektedir.

Özellikle basit geometrilere sahip borular için deney sonuçları ile uyumluluk gösteren birçok analitik çözüm çalışması bulunmaktadır. Daha karmaşık geometrilere sahip yapılar için bu tip yöntemlerin zorluğu bilinmektedir. Fakat teknolojinin ilerleyişinin paralelinde, yazılım ve donanımların da gelişmesiyle birlikte, sonlu elemanlar ve sonlu hacimler gibi çözüm metotları kullanan birçok hesaplamalı analiz programı türemiştir. Bu tip programlar sayesinde çok daha karmaşık geometrilere sahip problemler etkili ve kontrollü bir şekilde çözümlenebilmektedir.

Literatürde deneysel sonuçlarla uyumluluk gösteren birçok analitik çözüm çalışması bulunmaktadır. Housner 1952'de ilk doğru türetilmiş ve kararsızlığı öngören akışkan taşıyan boru hareket denklemini ortaya atmıştır [1]. Bu denklemdeki kararsızlık boru sınır şartlarına bağlı olarak ortaya konmuştur. Dodds ve Runyan 1965'te bu analitik çözümün deneysel doğrulamasını yapmışlardır. Akışkan hızının artışının borunun enine doğal frekansına olan etkisi gösterilmiş olup, statik ayrılma ve kritik hız değerleri elde edilmiştir [2]. 1974'te Issid ve Paidoussis akışkan taşıyan boruların dinamiğinin genel değerlendirmesini ortaya koymuşlardır [3]. 1991'de Chen, elastik sınır şartlarına sahip akışkan taşıyan boruların dinamik karakteristiğini incelemiştir [4]. 1993'te Paidoussis ve Li akışkan taşıyan boru titreşimleri üzerinde yapılan çalışmaları tek bir çatı altında toplayıp, bu probleme ait genel bir açıklama yapan makaleyi yayınlamışlardır [5].

Olson ve Jamison 1996 yılında akışkan taşıyan elastik boruların sonlu elemanlar metodu ile çözümünü, genel amaçlı bir sonlu elemanlar programı ile gerçekleştirip, analitik çözüm ile kıyaslamasını yapmışlardır [6]. 1998'de ise Paidoussis, konuya ait birçok problemin fiziğini açıklayan ve çözümlerini ortaya koyan bir kitap yayınlamıştır [7]. Blevins ise 2001'de yayınladığı kitabında akış kaynaklı titreşimleri ele almasının yanı sıra, çeşitli sınır şartlarına sahip akışkan taşıyan boruların dinamiğini açıklayan uygulamalar sunmuştur [8]. Zou ve ark. 2005'te kompozitten imal edilen ve doğal gaz hatlarında kullanılan boruların, çeşitli sınır şartlarındaki dinamik davranışını incelemiştir [9]. 2006'da Stangl ve Irschik iç akış bulunduran bir Euler elastik borusunun dinamiğini incelemiştir [10]. Petrus ise 2006 yılında yayınladığı tezinde akışkan taşıyan Timoshenko borusunun dinamiğini ele almıştır [11]. Xu ve Guo 2010'da akışkan taşıyan boruların doğal frekanslarının homotopi perturbasyon metodu ile tespitini ortaya koymuşlardır [12]. Yine aynı yıl, Huang ve ark. farklı sınır şartlarına sahip akışkan taşıyan boruların doğal frekans analizini Galerkin metodu kullanarak gerçekleştirmişlerdir [13]. Özhan ve Pakdemirli 2012'de viskoelastik akışkan taşıyan boruların lineer olmayan titreşimlerini genel bir pertürbatif çözüm metodu ile elde etmişlerdir [14].

2012 yılında ise; Fahem, ANSYS® ve CFX hesaplamalı analiz programlarını kullanarak, değişken yükler altındaki akışkan taşıyan ince boruların dinamik davranışını, Hamilton prensibini kullanarak aldığı analitik sonuçlarla birlikte tartışmıştır [15]. Yi-min ve ark. ise doğrudan metot kullanarak akışkan taşıyan boru hatlarının doğal frekanslarını incelemiştir [16].

Aynı yıl içerisinde Giacobbi ve ark., ankastre mesnetli ve akışkan emen bir borunun deneysel, nümerik ve analitik metotlar kullanarak dinamik davranışını incelemiştir [17]. Burada ANSYS® ve CFX hesaplamalı analiz programlarının yardımı ile çift yönlü akış-yapı etkileşimi metodu kullanarak zamana bağlı analizler kullanılmıştır. 2013 yılında ise Wang ve ark., ADINA hesaplamalı analiz programı yardımıyla akışkan taşıyan boruların doğal frekanslarının tespitini, laminar akış modellemesi kullanarak, farklı tipte boru ve sınır şartları altında yapmışlardır [18]. Özhan ve Pakdemirli, viskoelastisitenin akışkan taşıyan boru titreşimleri üzerindeki etkilerini tartışmışlardır [19]. Mediano-Valiente ve Garcia-Planas 2014'te farklı malzeme özelliklerine sahip akışkan taşıyan boruların stabilite analizini

gerçekleştirmiş olup ANSYS® yazılımı ile birinci mod doğal frekansların karşılaştırması yapılmıştır [20]. Bununla birlikte Kheiri ve ark., ölçülü esnekliği olan sınır şartlarına sahip akışkan taşıyan boruların dinamik analizini 2014'te gerçekleştirmişlerdir [21]. 2015'te ise Jweeg ve Ntayeesh akıllı malzemeler kullanılan akışkan taşıyan borunun dinamik analizini analitik, nümerik ve deneysel olarak gerçekleştirmişlerdir. ANSYS® ve CFX yazılımı yardımı ile farklı akışkan hızlarındaki boru iç çeper basıncı eldesi ile ön gerilmeli doğal frekans analizleri sonuçları tartışılmıştır [22].

## **1.2. Bu Çalışmadaki Yaklaşım**

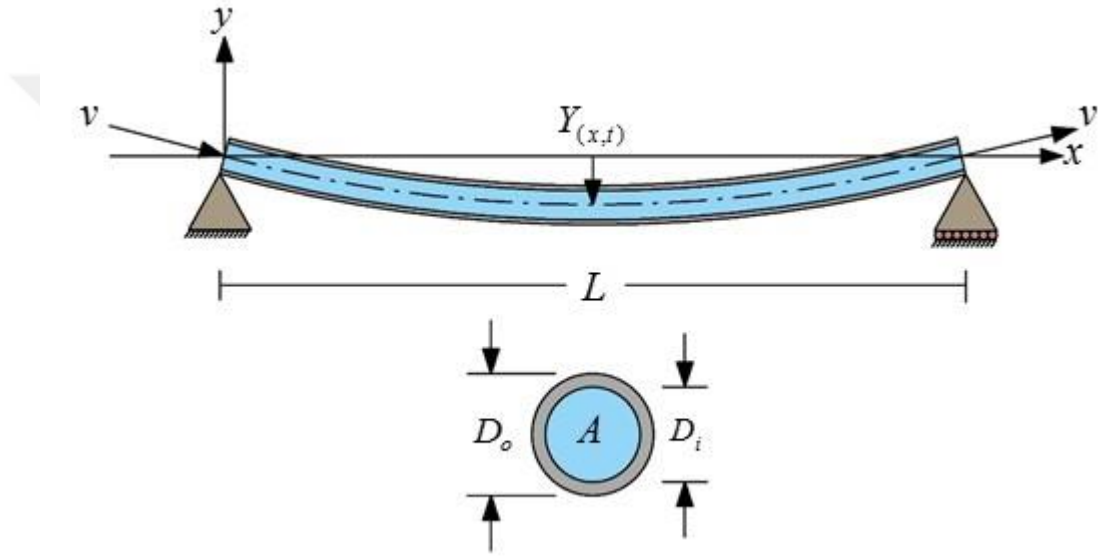
Yapılan çalışmada, akışkan taşıyan boruların titreşim davranışları, hesaplamalı analiz programları yardımıyla incelenmiştir. Önceki çalışmalarda uygulanan yaklaşımlar ve sonuçlar ele alınmış olup, daha yüksek hassasiyete sahip sonuçlar verecek olan bir analiz metodolojisi geliştirilmiştir.

Uygulama modeli olarak, hali hazırda literatürde deney sonuçları var olan boru modeline ait ölçüler ve malzeme özellikleri seçilmiştir. Geçmiş çalışmalarda kullanılan analiz metotları da dahil olmak üzere, geliştirilen metodoloji ile birlikte, akışkan taşıyan boruya ait doğal frekans eldeleri sağlanmıştır. Bulunan sonuçlar, analitik ve deneysel sonuçlar ile kıyaslanmıştır. Geliştirilen metodolojinin daha az hata oranına sahip sonuçlar ürettiği gözlemlenmiştir. Yüksek Reynolds sayılarına sahip akış durumları için çözüm önerileri tartışılmıştır.

## 2. AKIŞKAN TAŞIYAN BORULARIN TİTREŞİMLERİ

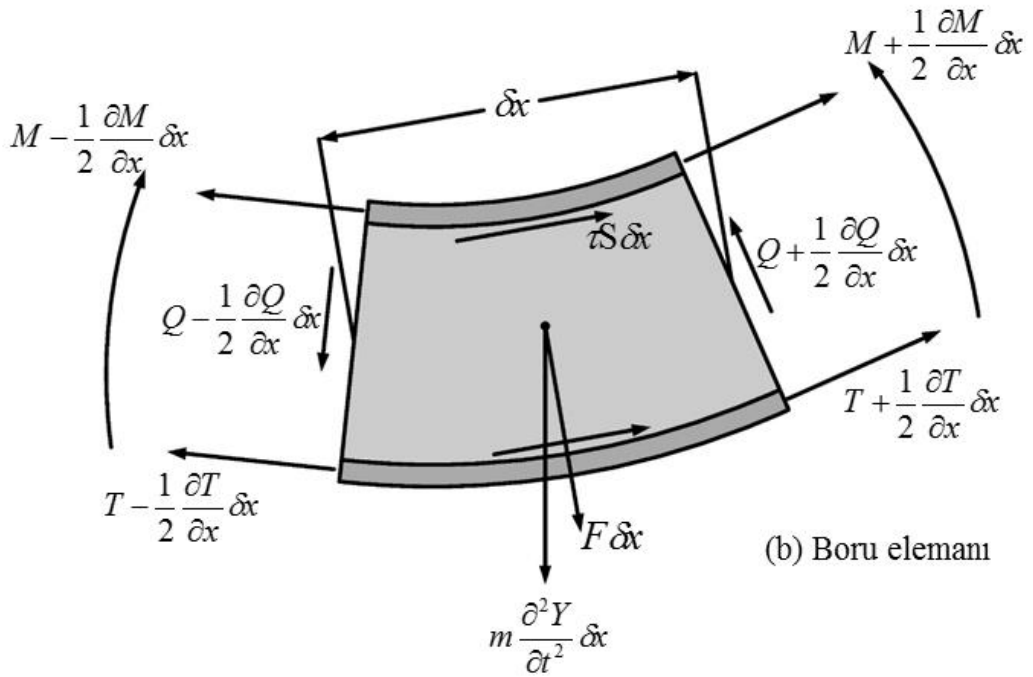
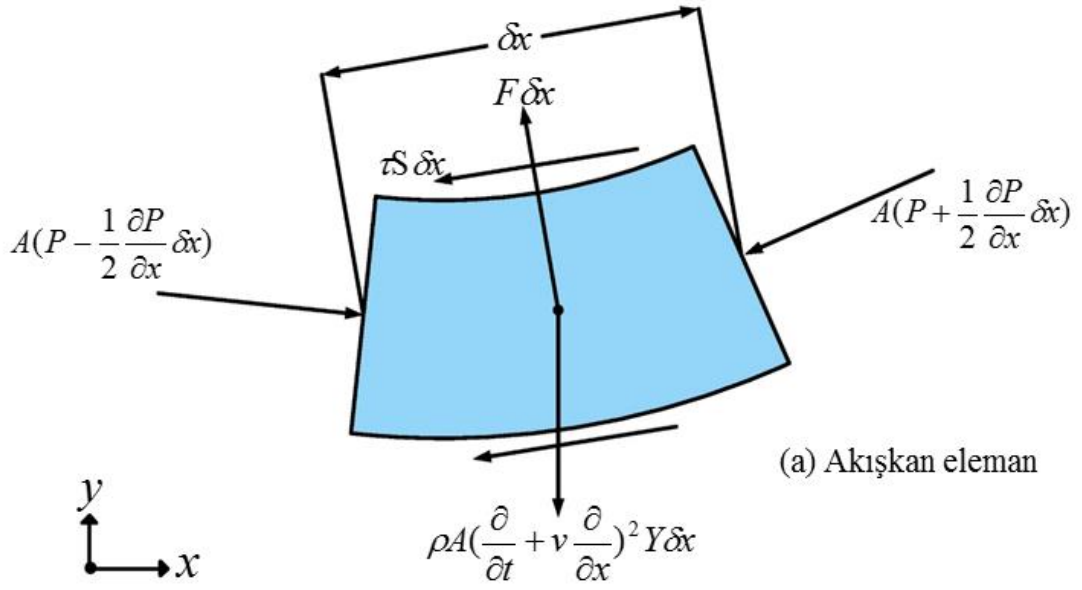
### 2.1. Hareket Denklemi

Boru içerisindeki herhangi bir akış, çeperde bir basınca ve beraberinde borunun deplasmanına sebep olmaktadır. Akışın kararlı durumda olması dahi boru bu deplasmana sahipken, çok yüksek hızlardaki akış, borunun burulmasına ya da çok yüksek genliklerde titreşimlerine sebep olmaktadır. Bu bölümde, basit-basit mesnetli bir akışkan taşıyan boru için hareket denklemi yazılacak ve analitik çözümle var olan deney sonuçları karşılaştırılacaktır.



Şekil 2.1 Akışkan taşıyan boru ve kesiti

Şekil 2.1’de  $Y$  koordinatı boyunca bir enine deplasmana sahip basit-basit mesnetli bir boru gösterilmiştir. Burada  $P$  basıncı altındaki akışkan yoğunluğu  $\rho$  ile ifade edilmektedir. Akışkan,  $A$  alanına sahip boru iç kesiti içerisinde  $v$  ortalama hızına sahiptir. Borunun uzunluğu  $L$ , elastiklik modülü  $E$  ve alan atalet momenti ise  $I$  ile tanımlanmıştır. Hareket denkleminin eldesi için boru ve akışkanı temsil eden küçük (diferansiyel boyutta) bir parça ele alınabilir. Şekil 2.2(a) bu küçük boyuttaki parçadaki akışkan elemanı, Şekil 2.2(b) ise boruya ait elemanı (katı eleman) göstermektedir.



**Şekil 2.2** Akışkan ve boru elemanlarında meydana gelen kuvvet ve momentler

Deplasman yapan bir boru içerisinde akış durumunda, borunun eğiminin değişimi sonucu merkezkaç kuvvetleri (ivmeleri) meydana gelmektedir. Buradan, akışkan elemanın  $y$  koordinatı yönündeki küçük deplasmanları için kuvvet dengesi;

$$F - PA \frac{\partial^2 Y}{\partial x^2} = \rho A \left( \frac{\partial}{\partial t} + v \frac{\partial}{\partial x} \right)^2 Y \quad (2.1)$$

şeklinde yazılır. Boru uzunluğu boyunca basınç değişimi (basınç gradyanı), boru iç çeperinde akışkan sürtünmesinden dolayı oluşacak kayma gerilmesinin tersi yönündedir.

Sabit hız durumu için, Şekil 2.2'de görüldüğü gibi, boru eksenine paralel yönde oluşan kuvvetler

$$A \frac{\partial P}{\partial x} + \tau S = 0 \quad (2.2)$$

şeklindedir. Burada;  $S$  borunun iç çeper çevre uzunluğunu temsil etmektedir.  $\tau$  ise boru iç çeperindeki kayma gerilmesini ifade eder. Buna göre boru için, boru eksenine paralel kuvvetlerin dengesi Şekil 2.2(b)'den;

$$\frac{\partial T}{\partial x} + \tau S - Q \frac{\partial^2 Y}{\partial x^2} = 0 \quad (2.3)$$

yazılabilir. Burada  $T$  borudaki boyuna çekme kuvvetini,  $Q$  ise enine yöndeki kesme kuvvetini ifade etmektedir. Bu kuvvetler, borunun ekseninin normali, yani  $y$  yönünde ivmelenmesini sağlamaktadır. Küçük deplasmanlar için,

$$\frac{\partial Q}{\partial x} + T \frac{\partial^2 Y}{\partial x^2} - F = m \frac{\partial^2 Y}{\partial t^2} \quad (2.4)$$

yazılır. Burada  $m$ , birim uzunluk başına boş boru kütleini temsil etmektedir.

Borunun kesme kuvveti  $Q$ , borunun deformasyonu sonucu oluşan eğilme momenti  $M$ 'ye bağlıdır. Kesme kuvveti,

$$Q = -\frac{\partial M}{\partial x} = -EI \frac{\partial^3 Y}{\partial x^3} \quad (2.5)$$



şeklinde ifade edilir. Burada  $Q$ ,  $\frac{\partial^3 Y}{\partial x^3}$  terimi ile orantılı olduğundan, denklem (2.3)'te  $Y$ 'nin ikinci mertebesi ile ilişkilendirilen kesme kuvveti terimi lineer ve küçük deplasmanlara sahip analizler için ihmal edilir. Buna göre denklemler (2.1) ve (2.4)'teki  $F$  ve  $Q$  kuvvetleri, denklem (2.5)'te yerine konursa,

$$EI \frac{\partial^4 Y}{\partial x^4} + (PA - T) \frac{\partial^2 Y}{\partial x^2} + \rho A \left( \frac{\partial}{\partial t} + v \frac{\partial}{\partial x} \right)^2 Y + m \frac{\partial^2 Y}{\partial t^2} = 0 \quad (2.6)$$

elde edilir. Denklem (2.3)'te kesme kuvvetinin ihmal edilmesi ile birlikte, denklem (2.2) ve (2.3) kayma gerilmesi  $\tau$ 'yu yok edecek şekilde yerine konursa;

$$\frac{\partial(PA + T)}{\partial x} = 0 \quad (2.7)$$

bulunur. Bu denklem,  $PA - T$  ifadesinin boru uzunluğundan bağımsız olduğu betimlenmektedir. Eğer borunun sonundaki çekme kuvvetinin sıfır ve akışkan basıncının da ortam basıncına eşit olduğu yaklaşımda bulunursak,  $x = L$ 'de  $P = T = 0$ , denklem (2.7)  $x$  boyunca  $PA - T = 0$ 'ı ifade eder.

Sonuç olarak,  $PA - T = 0$  ifadesi denklem (2.6)'ya yerleştirilirse, akışkan taşıyan ön gerilmemiş borunun enine serbest titreşim hareket denklemi elde edilir. Yerçekimi ve dışarıdan uygulanan basınç ve kuvvetler ihmal edildiğinde en basit formuyla bu denklem

$$EI \frac{\partial^4 Y}{\partial x^4} + \rho A v^2 \frac{\partial^2 Y}{\partial x^2} + 2\rho A v \frac{\partial^2 Y}{\partial x \partial t} + M_T \frac{\partial^2 Y}{\partial t^2} = 0 \quad (2.8)$$

olarak elde edilir. Burada  $M_T = m + \rho A$ , yani birim uzunluk başına toplam kütleyi ifade etmektedir.

Genel hareket denklemindeki  $EI \frac{\partial^4 Y}{\partial x^4}$  ve  $M_T \frac{\partial^2 Y}{\partial t^2}$  terimleri akışkan hareketinden bağımsız olarak, borunun, sırasıyla, rijitlik ve atalet terimleridir.

$\rho A v^2 \frac{\partial^2 Y}{\partial x^2}$  ise eğri şeklinde deplasman yapan boru içerisindeki ivmelenen akışkanın uyguladığı merkezkaç kuvveti olarak ifade edilebilir.

$2\rho A v \frac{\partial^2 Y}{\partial x \partial t}$  terimi, akışkan elemanların boru ekseninde dönüşünü sağlayan kuvveti ifade eder. Bu kuvvete Coriolis kuvveti denir.

Basit-basit mesnet sınır şartı için Şekil 2.1'den deplasman ve moment, borunun uçları için sıfır kabul edilir;

$$Y(0,t) = Y(L,t) = 0, \quad \frac{\partial^2 Y}{\partial x^2}(0,t) = \frac{\partial^2 Y}{\partial x^2}(L,t) = 0 \quad (2.9)$$

Denklem (2.8) doğrudan sisteme ait doğal frekans modlarını ortaya çıkaramamaktadır. Bunun en önemli sebebi, çözümün değişkenlerine ayırma yöntemiyle kolaylıkla zaman ve mekan bileşenlerine ayıramıyor oluşudur. Örneğin;

$$Y(x,t) = \tilde{y}_{(x)} \sin \omega t \quad (2.10)$$

şeklinde bir çözüm önermesi yapıldığında, diğer tüm terimler zamana bağlı  $\sin \omega t$  formunda iken, Coriolis kuvveti  $\cos \omega t$  formunda olacaktır. Bu yüzden çözüm önermesi

$$Y(x,t) = a_1 \tilde{y}_{(x)} \sin \omega t + a_2 \tilde{y}_{(x)} \cos \omega t \quad (2.11)$$

şeklinde verilebilir.

## 2.2. Akışkan Hızı ve Doğal Frekans İlişkisi

Housner [1, 2, 8] tarafından ortaya atılan hareket denklemi sürekli ortamı temsil eden bir kısmi diferansiyel denklemdir ve sonsuz sayıda titreşim modu içermektedir. Sistemin kabul edilen sınır şartları da dikkate alınarak yapılan çözüm önerisi ile birlikte, aşağıdaki gibi bir ilişki elde edilir.

$$\frac{32\rho Av\omega_i}{3L \left[ EI \left( \frac{\pi}{L} \right)^4 - \rho Av^2 \left( \frac{\pi}{L} \right)^2 - (M_T - \rho A)\omega_i^2 \right]} = \frac{3L \left[ EI \left( \frac{2\pi}{L} \right)^4 - \rho Av^2 \left( \frac{2\pi}{L} \right)^2 - (M_T - \rho A)\omega_i^2 \right]}{8\rho Av\omega_i}, \quad i=1,2 \quad (2.12)$$

Burada  $\omega_{v=0}$ , akışkan hızının sıfır, yani durağan haldeki tam dolulukta akışkana sahip boruya ait doğal frekansını temsil etmektedir. Denklem 2.12’de hızın sıfır olma durumu ( $v=0$ ) birinci mod doğal frekans ( $i=1$ ) için ele alınırsa

$$\omega_{v=0} = \frac{\pi^2}{L^2} \sqrt{\frac{EI}{M_T}} \quad (2.13)$$

elde edilir.

Boru içerisindeki akış hızının değişimine bağlı olarak doğal frekansın değeri ele alınırsa, doğal frekansın sıfıra eşit olduğu durumdaki hız değeri sistemin kritik hızı olarak değerlendirilir. Birinci mod doğal frekans ( $i=1$ ) için denklem 2.12’de  $\omega_1 = 0$  koşulu uygulanırsa kritik hız değeri

$$v_{kr} = \frac{\pi}{L} \sqrt{\frac{EI}{\rho A}} \quad (2.14)$$

olarak elde edilir.

### 2.3. Kararsızlık: Ayrılma (Divergence) ve Çırpınma (Flutter)

Artan akış hızı ile birlikte yapıya ait doğal frekans değerleri düşmektedir. Bu düşüş, doğal frekansın sıfıra yaklaşması ile birlikte (Denklem 2.14) yapının davranışını farklı bir duruma taşıyarak, kararsızlıklar meydana getirmektedir. Bu kararsızlık statik ve dinamik olarak ikiye ayrılır [7, 8, 11, 26, 27, 28, 29].

Matematiksel olarak yapının doğal frekansı karmaşık düzlemde gerçel ( $\text{Re}(\omega)$ ) ve sanal ( $\text{Im}(\omega)$ ) kısımlardan oluşmaktadır. Burada  $\text{Re}(\omega)$  doğal frekansı,  $\text{Im}(\omega)$  ise sönüm etkisini ifade etmektedir.

$$\omega = \text{Re}(\omega) + \text{Im}(\omega) \quad (2.15)$$

Bu terimlere bağılı kalınarak yapıya ait kararlılığın değerlendirmesi Wang [27] tarafından aşağıdaki şekilde ifade edilmiştir.

- $\text{Re}(\omega) \neq 0$  ve  $\text{Im}(\omega) \geq 0$  → kararlı durum
- $\text{Re}(\omega) \rightarrow 0$  ve  $\text{Im}(\omega) \geq 0$  → statik kararsızlık: ayrılma (divergence)
- $\text{Re}(\omega) \neq 0$  ve  $\text{Im}(\omega) < 0$  → dinamik kararsızlık: Çırpınma (flutter)

İki uçtan mesnetli akışkan taşıyan borularda doğal frekansın düşmesinde etkili olan terim merkezkaç kuvvetidir  $\left( \rho A v^2 \frac{\partial^2 Y}{\partial x^2} \right)$  [7, 8, 28]. Burada merkezkaç kuvveti bir basınç yükü ile açıklanabilir. Borunun rijitliği, akış sırasında oluşan eğilmeyi azaltmak ve başlangıç konumuna geri dönebilmek için bir i kuvvet oluşturmaktadır (restoring flexural force) [7]. Kritik hıza ulaşıldığında oluşan merkezkaç kuvveti, borunun burkulmasına (buckling) neden olacak bu i kuvvetin üstüne çıkabilir. Blevins [8] kritik hızı

$$v_{kr} \approx \sqrt{\left[ \frac{T_b}{\rho A} \right]} \quad (2.16)$$

olarak ifade edilmiştir [8].  $T_b$  borunun burkulması için gereken kuvveti temsil etmektedir. Bu eşitlik için, kritik hız sonucu boru üzerinde oluşan kuvvetin bu burkulma durumundaki hızın üzerinde çıkması sonucu yapıda “statik kararsızlık” yani “ayrılma kararsızlığı” (divergence instability) oluşacaktır. Bu durumda boruda kalıcı bir deformasyon meydana gelir. Ayrıca sistemdeki salınım sona erer ve boruda büyük bir deplasman oluşur. ***Bu durum yalnızca iki ucundan mesnetli akışkan taşıyan borularda oluşmakta olup, ankastre-serbest mesnetli yapılarda görülmemektedir.*** Bunun sebebi karmaşık düzlemdeki doğal frekans açılımında gerçel kısmın hiçbir zaman sıfıra eşit olmamasından kaynaklıdır [7, 8, 29]. Bu tip yapılarda dinamik kararsızlık, yani “ırpınma kararsızlığı” (flutter instability) ön plana çıkmaktadır.

Çırpınmayı oluşturan terim Coriolis kuvvetidir  $\left(2\rho Av \frac{\partial^2 Y}{\partial x \partial t}\right)$ . Şekil 2.1

dikkate alındığında, akışkanın aksenal yöndeki ( $x$  yönü) hareketinin yanı sıra, boru kesiti, görselin normali ( $z$  yönü) etrafında hareket etmektedir. Akışkandaki bu doğrusal ve açısıl hareketin birlikteliği ile Coriolis kuvveti oluşmaktadır. Dinamik kararsızlık tanımı, bu terimdeki zamana bağımlılıktan kaynaklanmaktadır [7, 8].

Fiziksel olarak çırpınma, kendinden uyarımlı (tahrikli) bir salınım (self-excited oscillation) olarak tanımlanmıştır [7]. Bu salınımların genliği, sabit bir frekansta, sıfırdan başlayarak sonlu bir değere kadar artmaktadır. Yapıda yüksek genlikte bir salınım oluşur. Literatürde çırpınma hızının ayrılma hızından her zaman küçük olduğu belirtilmektedir [7, 8, 27]. Bunun temel sebebi, borunun burkulması için daha yüksek merkezkaç kuvvetleri, dolayısıyla daha yüksek akış hızı gerekmesidir.

#### 2.4. Analitik Sonuçlar ve Deneysel Çalışmalar

Dodds ve Runyan [2] oluşturulan hareket denklemi ve hız-doğal frekans bağıntısını deneysel olarak doğrulayan ilk çalışmayı 1965'te ortaya koymuşlardır. Oluşturulan deney düzeneği ile sabit-sabit mesnetli bir borunun yüksek akış hızlarındaki titreşim davranışı incelenmiştir. Doğal frekans ile hız değişimi ortaya konulmuş ve kritik hız değeri belirlenmiştir.

Denyede alüminyum alaşımlı 6061-T6 kalite iki eş boru kullanılmıştır. Kullanılan boru ve akışkana ait özellikler ve ölçüler, Şekil 2.1 de dikkate alınarak aşağıda sıralanmıştır.

$$E = 68.95 \text{ GPa}$$

$$I = 8.722 \times 10^{-9} \text{ m}^4$$

$$L = 3.2 \text{ m}$$

$$D_0 = 0.0254 \text{ m}$$

$$D_i = 0.0221 \text{ m}$$

$$\rho = 998 \text{ kg/m}^3$$

$$m = 0.351 \text{ kg/m}$$

Yapılan deneyde farklı akış hızlarında boruya ait doğal frekans davranışları kaydedilmiştir. Bu inceleme için akışkan hızı ve doğal frekans değerleri normalize edilmiş,  $v_{norm}$  ve  $\omega_{norm}$  terimleri tanımlanmıştır. Bu terimler

$$v_{norm} = \frac{v}{v_{kr}}, \quad \omega_{norm} = \frac{\omega}{\omega_{v=0}} \quad (2.17)$$

şeklinde ifade edilir.

Elde edilen deneysel sonuçlar ile denklem 2.12'den hesaplanan akışkan hızı-doğal frekans değişimi incelenmiştir. İlk olarak verilen boru özelliklerine göre denklem 2.13 ve 2.14'ten

$$\omega_{v=0} = 4.3918 \text{ Hz}$$

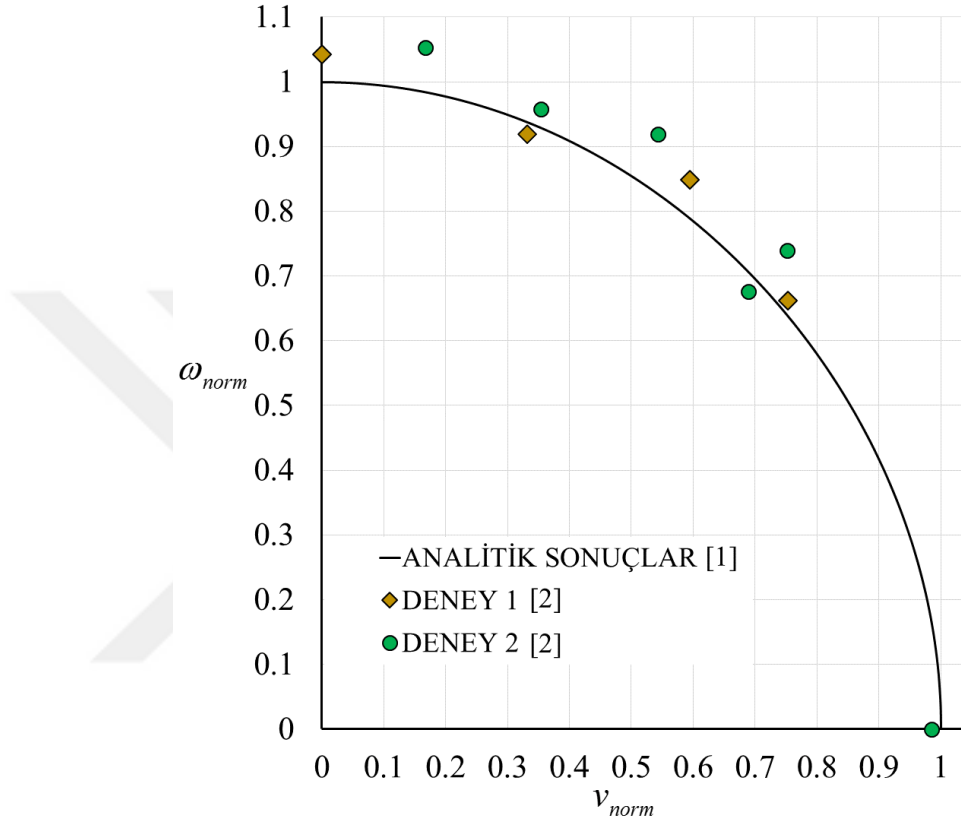
$$v_{kr} = 38.23 \text{ m/sn}$$

olarak hesaplanmıştır. Dodds ve Runyan [2] tarafından elde edilen iki eş boruya ait deney sonuçları ise Tablo 2.1'de verilmiştir. Buradaki hız ve doğal frekans değerleri, analitik sonuçlardan elde edilen  $v_{kr}$  ve  $\omega_{v=0}$  değerleri ile normalize edilmiştir.

**Tablo 2.1** Deney sonuçları [2]

	$v_{norm}$	$\omega_{norm}$
<b>DENEY 1</b>	0	1.042
	0.332	0.919
	0.595	0.849
	0.753	0.662
<b>DENEY 2</b>	0.167	1.053
	0.354	0.958
	0.543	0.919
	0.689	0.676
	0.752	0.739
	0.985	0

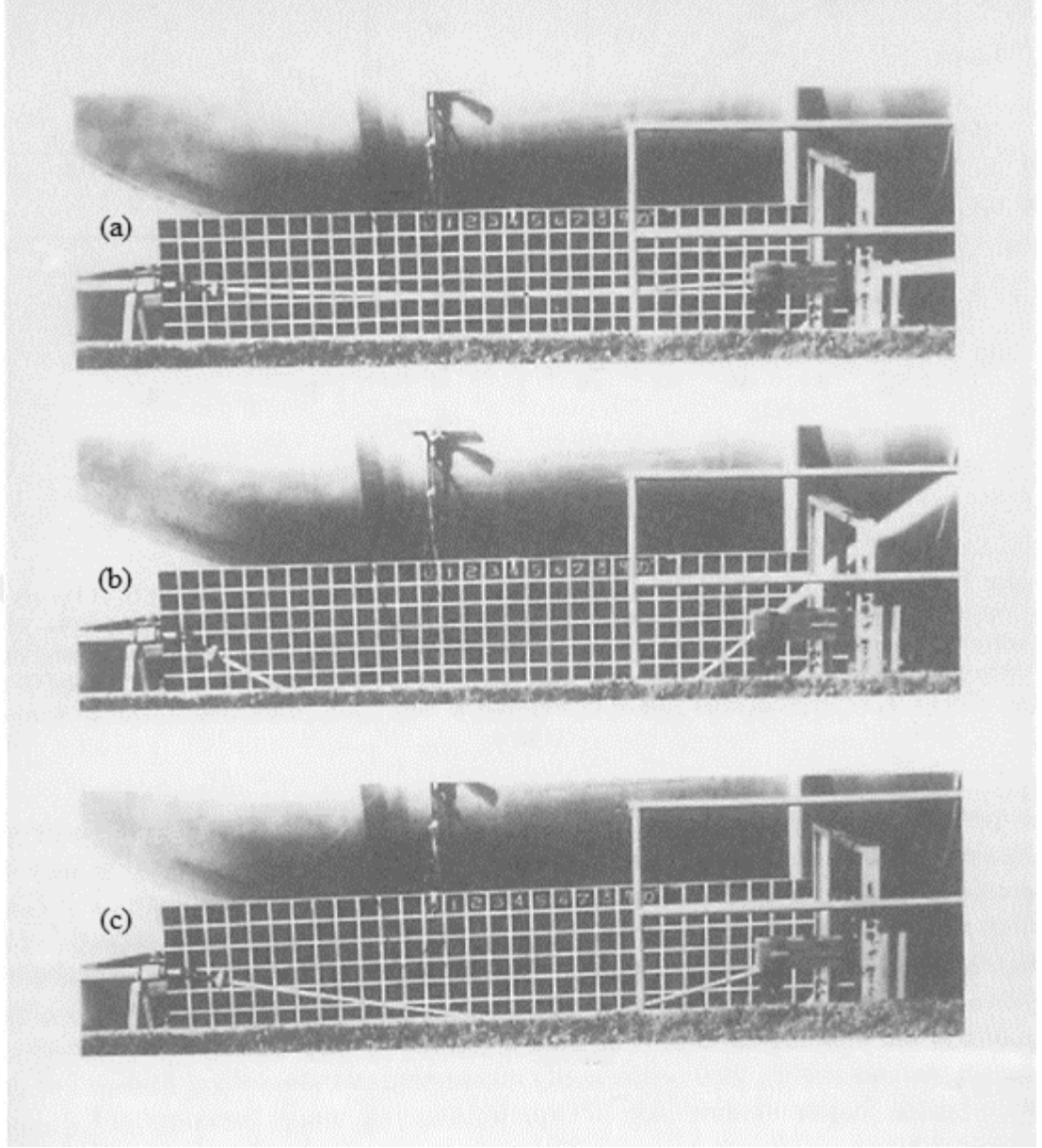
Deneylelerden elde edilen normalize edilmiş değerler ile denklem 2.12'den elde edilen analitik sonuçların karşılaştırılması Şekil 2.3'te gösterilmiştir. Buna göre deneysel sonuçlar ile hesaplanan analitik sonuçlardaki grel (rölatif) hata oranının %7.5'i aşmadığı görülmektedir. Deneylelerden elde edilen kritik hız 37.657 m/sn olarak bulunmuştur. Buradaki rölatif hata ise %1.5' tir.



**Şekil 2.3** Analitik ve deneysel sonuçların kıyaslanması

Şekil 2.3'te verilen doğal frekans akışkan hızı grafiğinde görüldüğü üzere akışkan hızı kritik hıza yaklaştıkça doğal frekans değerleri sıfıra yakınsamaktadır.

Şekil 2.4'te ise yapılan deneye ait bir görsel bulunmaktadır. Boru kritik hıza ulaşmadan yani ayrılma (divergence) durumundan hemen önce (a) ( $v = 36.6 \text{ m/sn}$ ) küçük salınımlar ile titremektedir. Hızın artışı ile birlikte kritik hız değerine gelindiğinde (b) boruda sapma meydana gelmiş ve yüksek deplasman değerlerine ulaşılmıştır. Testin tamamlanmasından sonra (c) boru üzerinde plastik deformasyon meydana gelmektedir.



Şekil 2.4 Dodds ve Runyan'ın deneyinden bir görüntü [2]



### 3. HESAPLAMALI ANALİZ MODELİ

Akışkan taşıyan boruların titreşim karakteristiğini belirlemek için hesaplamalı analiz modeli kurulurken sistem katı cisim ve akışkan olmak üzere iki ayrı elemana ayrılmış, katılara ve akışkanlara ait temel mekanik kanunlar kullanılmıştır. Bu kanunları bünyesinde barındıran ve sayısal çözüm yöntemleri ile sisteme ait denklemleri çözen ANSYS® paket programından yararlanılmıştır.

ANSYS® paket programı içerisinde, akışkanlar mekaniğini incelemek için CFX, katı cisim mekaniği için ise Mechanical programlarından yararlanılmıştır. Katı ve akışkan arasındaki etkileşim de yine bu program içerisinde sağlanmaktadır.

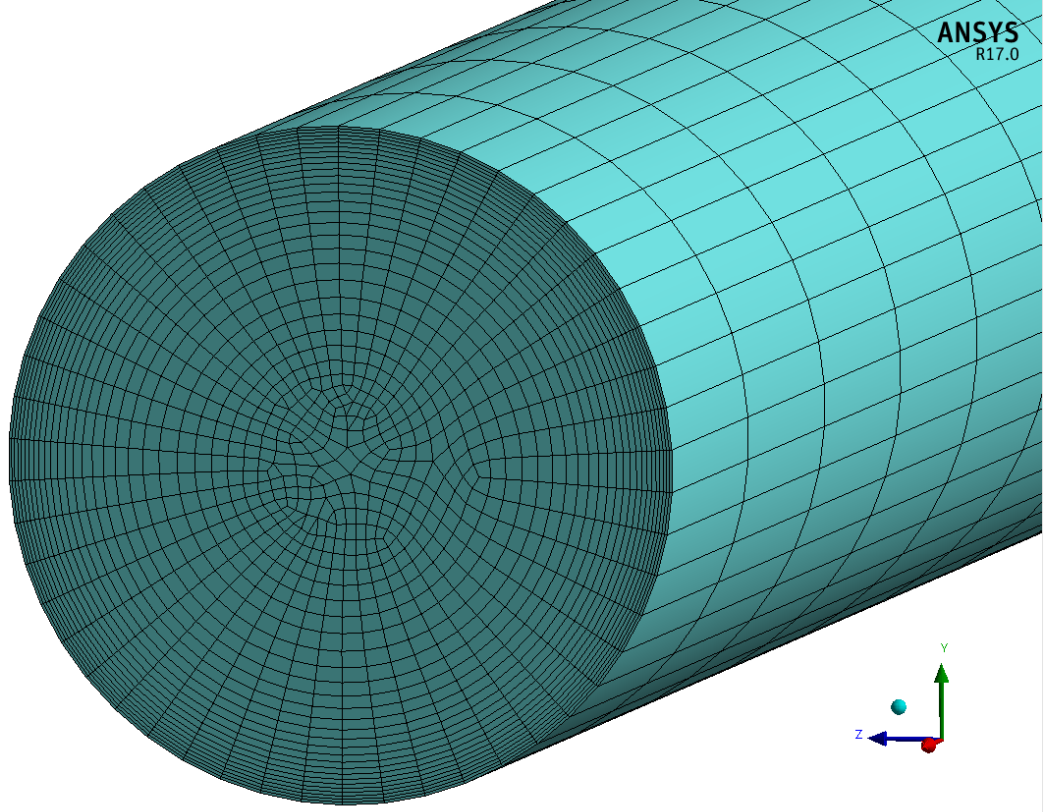
CFX programı temel olarak sonlu hacimler yöntemini kullanarak akışkana ait sayısal çözümleri vermektedir. Mechanical programında ise, katı cisimler için oluşturulan denklemler sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak çözülmektedir.

Farklı çözüm metotları barındıran bu iki ayrı program için doğal olarak iki ayrı sayısal ağ (mesh), yükleme ve sınır şartları uygulama zorunluluğu doğmaktadır. Yapılan tüm bu işlemler Bölüm 3.1 ve 3.2’de ayrıntılı olarak gösterilecektir.

#### 3.1. Sonlu Hacimler Modeli

Oluşturulan sonlu hacimler modeli, CFX programında koşturulmak üzere ANSYS® Mesher içerisinde hesaplamalı akışkanlar dinamiği kriterleri dikkate alınarak hazırlanmıştır.

Akışkan ile boru arasındaki kuvvet transferinin doğru bir şekilde gerçekleşmesi için sayısal ağ içerisinde sınır tabakası elemanları oluşturulmuştur. Sınır tabakasının modellenmesinde ANSYS® içerisindeki “inflation” komutu kullanılmıştır. Bu sayede, Mechanical ve CFX programları içerisindeki boru iç çeperi üzerinde bulunan düğüm noktaları arasındaki kuvvet transferi interpolasyonunda daha hassas değerler elde edilecektir. Boru iç çeperi üzerinde olan bu elemanların sıklığı Şekil 3.1’de gösterilmiştir.



**Şekil 3.1** Akışkan dinamiği modeli sayısal ağı

Yapıya ait kritik hız değeri Bölüm 2.3'te 38.23  $m/sn$  olarak bulunmuştur. Zamana bağlı analizlerde boru titreşim frekansları farklı akış hızları için hesaplanmıştır. Analizlerde uygulanan hız değerleri  $v_{norm} = 0.1$ 'den başlayarak uygulanmıştır. Uygulanan bu akış hızları için Reynolds sayısı

$$Re = \frac{\rho v D_i}{\mu} \quad (3.1)$$

formülünden elde edilecektir. Burada  $\mu$ , akışkanın dinamik viskozitesini temsil etmektedir. Oda sıcaklığındaki suyun dinamik viskozitesinin  $1.002 \times 10^{-3} \text{ Ns/m}^2$  olduğu bilinmektedir. Buna göre  $v_{norm} = 0.1$  için Reynolds sayısı

$$Re = \frac{998(\text{kg/m}^3) \times 0.1 \times 38.23(\text{m/sn}) \times 0.0221(\text{m})}{1.001 \times 10^{-3}(\text{Ns/m}^2)} = 84235$$

olarak hesaplanmıştır.

Reynolds sayısının 2300'in üzerinde olduğu durumlarda akış rejiminin türbülanslı olacağı bilinmektedir [8]. Hesaplanan bu değer ile birlikte, alınan tüm çözümler için CFX programı içerisinde k- $\epsilon$  RNG türbülans modeli kullanılmıştır. Bununla birlikte model üzerinde -Y yönünde yer çekimi ivmesi CFX programı içerisinde aktif hale getirilmiştir.

### **3.2. Sonlu Elemanlar Modeli**

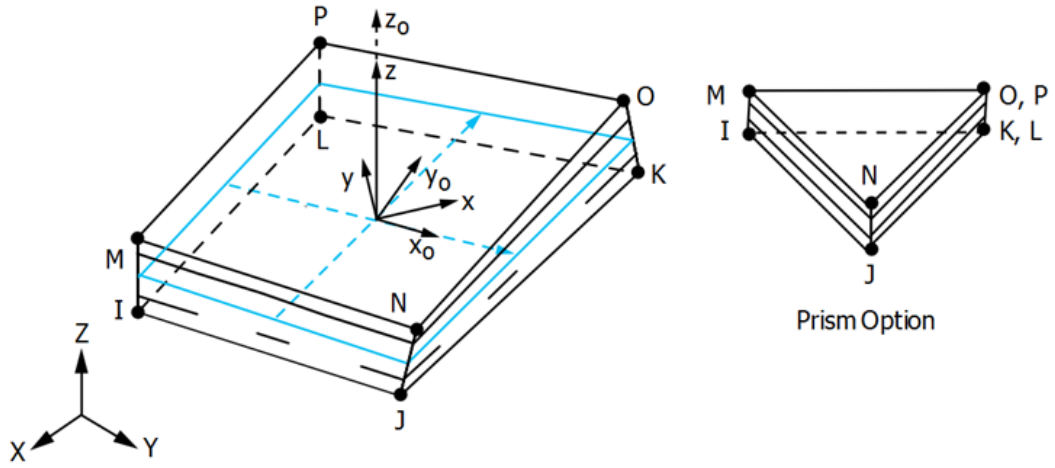
Mechanical programı içerisinde bulunan iki farklı eleman formülasyonu kullanılmıştır. Boruya ait modelleme için eleman kütüphanesinden katı eleman seçimi yapılırken (SOLSH190), boru içerisinde durağan bir akışkan olması durumu için yine Mechanical programı içerisinde akustik eleman seçimi yapılmıştır.

#### **3.2.1. Katı Eleman**

Dodds ve Runyan [2] tarafından kullanılan ve Bölüm 2.3'te ölçüleri verilen boru modeli incelendiğinde, boru cidar kalınlığının çok ince olmadığı görülmektedir. Kabuk eleman modellerine ait teori ve kısıtlamalar göz önünde bulundurulursa, bu tip yapılardan elde edilen sonuçların gerçek değerlerden ıraksayacağı öngörülmüştür [24]. Bu yüzden boru hacminin tanımı için Mechanical içerisinde SOLSH190 eleman seçimi yapılmıştır.

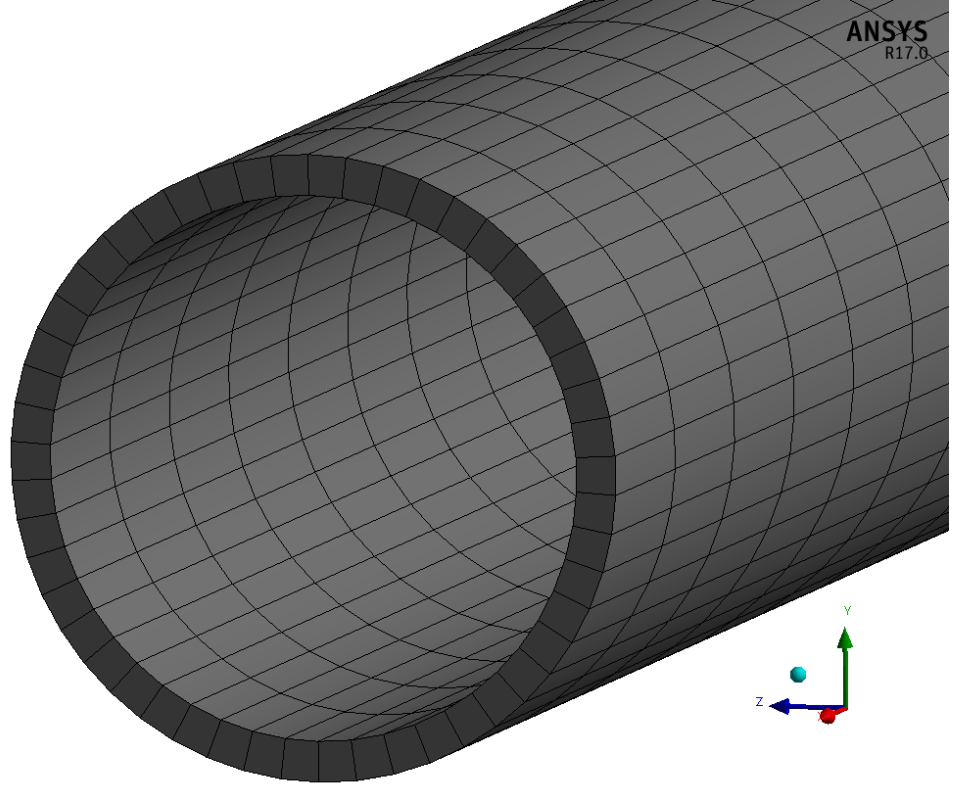
Şekil 3.2'de de görüldüğü üzere dikdörtgenler prizması şeklindeki SOLSH190 elemanlar sekiz düğüm noktasına sahiptir. Her bir düğüm noktası üç serbestlik derecesine sahiptir. Bu eleman tipi genellikle ince ve orta kalınlıktaki kabuk yapıların simülasyonunda kullanılmaktadır. Aynı zamanda eleman plastisite, hiperelastisite, büyük yer değiştirme ve büyük şekil değiştirme özelliklerine sahiptir [24]. Aynı zamanda bu elemanın, Şekil 3.2'deki gösterildiği üzere bir de prizma şekil seçeneği (özellığı) bulunmaktadır.

Mechanical programı içerisinde SOLSH190 eleman için belirtilen özelliklerden biri de özellikle eğilme durumunda oluşacak eleman hacim kilitlenmelerinin önüne geçtiğidir [24]. Bu sayede özellikle basit ve basit-kayar mesnetli yapılarda görülecek öncelikli yer değiştirme durumu için (eğilme) uygun sonuçlar vereceği öngörülmüştür.



**Şekil 3.2** SOLSH190 eleman tipi ve düğüm noktaları [24]

Tüm bu parametreler dikkate alınarak, Şekil 3.3'teki gibi bir sayısal ağ oluşturulmuştur. Kullanılan boru ölçülerinin çap/boy oranının düşük olması beraberinde daha fazla eleman ihtiyacı getirmektedir. Bu yüzden boru çapı boyunca kullanılan eleman uzunlukları ile boru eksenini boyunca atanan eleman uzunlukları birbirinden farklılık göstermektedir. Yapılacak olan analizlerin çözüm süreleri ve kullanılan donanımlar da düşünüldüğünde boruya ait eleman sayısının optimum olacak şekilde seçilmesi gerekmektedir.



**Şekil 3.3** Katı elemanlardan oluşan sonlu elemanlar modeli sayısal ağı

Yapıya ait mesnet özellikleri Mechanical programı içerisinde tanımlanmaktadır. Şekil 3.4'te görüldüğü üzere boru başlangıç ve bitişi için iki ayrı sınır şartı tanımı ile uygun mesnet özellikleri modele aktarılmıştır.



**Şekil 3.4** Uygulanan sınır şartları

Dodds ve Runyan tarafından hazırlanan deney düzeneği [2] boru başlangıç bölümünden sabit, bitiminden ise sabit-kayar mesnet olacak şekilde tasarlanmıştır. Buna göre, Şekil 3.4'te gösterilen A ve B mesnetleri için Tablo 3.1'de verilen

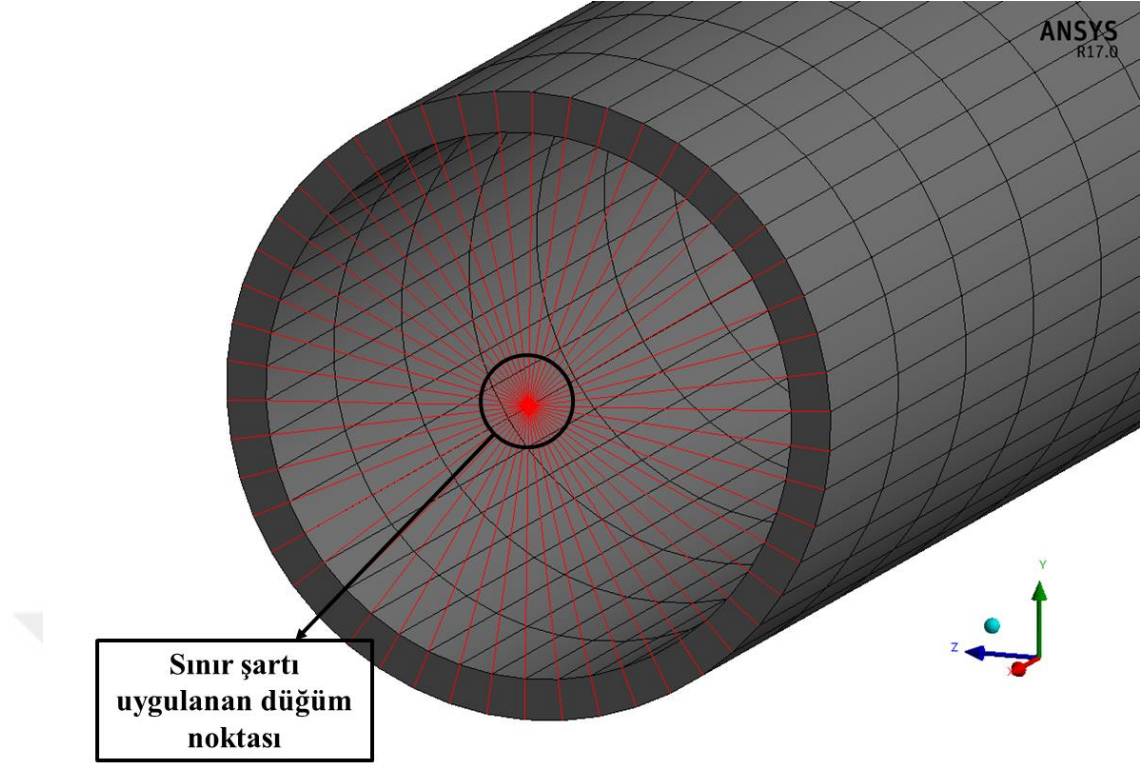
kısıtlamalar kullanılmıştır. Buna göre A mesneti uzayda bir serbestlik derecesine sahip iken (sabit mesnet), B mesneti iki serbestlik derecesine sahiptir (kayar mesnet).

**Tablo 3.1** Sınır şartları serbestlikleri

	<b>A Mesneti</b>	<b>B Mesneti</b>
<b>X Yönü</b>	Sabit	Serbest
<b>Y Yönü</b>	Sabit	Sabit
<b>Z Yönü</b>	Sabit	Sabit
<b>X Etrafında</b>	Sabit	Sabit
<b>Y Etrafında</b>	Sabit	Sabit
<b>Z Etrafında</b>	Serbest	Serbest

Modellenmek istenen bu mesnetler, Mechanical programı içerisinde ek düğüm noktaları oluşturularak sağlanmıştır. Buna göre boru başlangıç ve bitiş yüzeyindeki düğüm noktaları Şekil 3.5'teki gibi MPC184 elemanlar ile bu yüzeylerin orta noktasında (boru eksenini üzerinde) oluşturulan sınır şartı düğüm noktasına bağlanmıştır. Burada kullanılan MPC184 elemanlar herhangi bir ağırlık, hacim, atalet özelliği barındırmayan rijit kiriş elemanlardır [24].

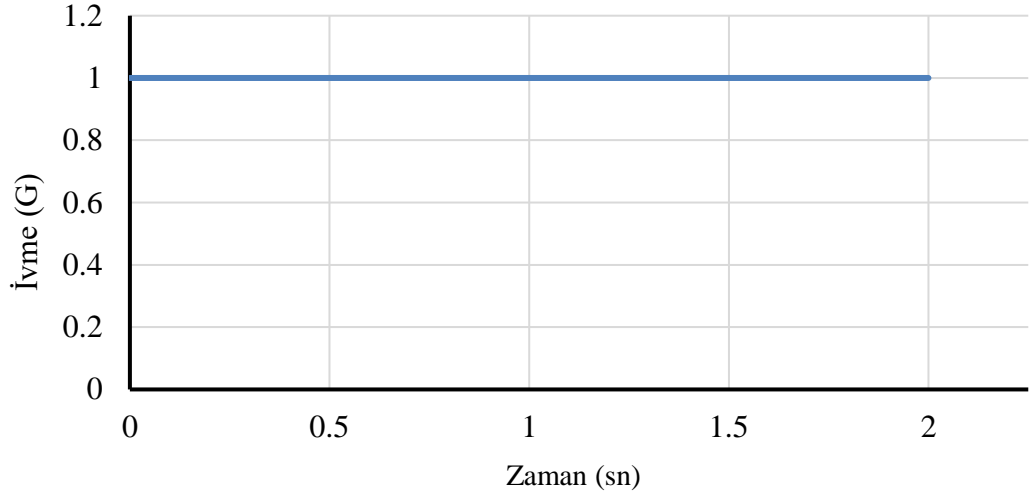
Elde edilen bu sınır şartı düğüm noktaları, Mechanical programı içerisindeki "remote displacement" komutu ile A ve B mesnetleri için ayrı ayrı tanımlanarak, uygun serbestlik derecelerinin oluşturulmasını sağlamaktadır. Tablo 3.1'deki serbestlikler seçilen bu komuta girilmiştir.



**Şekil 3.5** Sınır şartı düğüm noktası

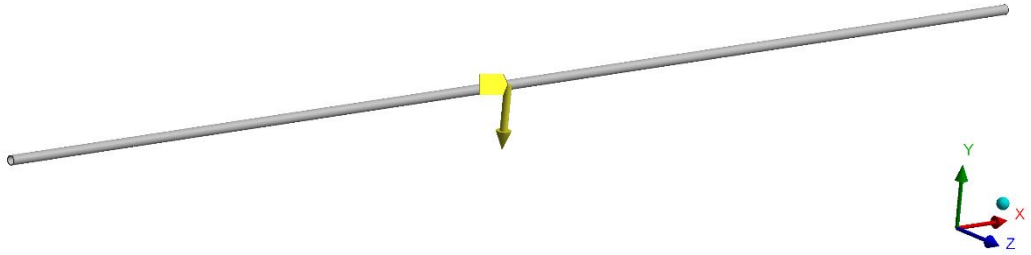
Oluşturulan bu sonlu elemanlar modeli dahilinde, zamana bağlı (transient) çözümler için yapı üzerine bazı yükler uygulanmıştır. Boru modeli üzerine Şekil 3.6'da görüldüğü gibi zamana bağlı bir global ivme girişi yapılmıştır. Bunun sebebi, akışkan hareketinden kaynaklı deplasmanların yanı sıra sistemin kendi ağırlığından kaynaklı deplasmanı da harekete dahil etmektir.

Uygulanan ivme değeri yer çekimi ivmesi olan  $9.806 \text{ m/sn}^2$  değerine eşittir. Fakat buradaki ivme  $t = 0$  anından itibaren sisteme etkimektedir. Yani yapı üzerinde ilk anda oluşacak bu sabit ivme değeri sayesinde genliğin artması ve titreşim mod şekli ile frekansının daha rahat tayin edilmesi amaçlanmıştır. Buradaki yaklaşım, bileşenlerin modal testi ile eşdeğer düşünülebilir (Çekiç testi) [25]. Modal testlerde bilindiği üzere, yapı üzerine bir şok girdisi verilerek, bu şokun frekans değerine kadar yapının tüm doğal frekansları elde edilmektedir.



**Şekil 3.6** Sisteme uygulanan ivme girdisinin zamana bağlı değişimi grafiği

Uygulanan bu ivme Şekil 3.7’de görüldüğü üzere –Y yönündedir. Bu sayede sınır şartlarındaki serbestlik olan Z eksenini etrafında dönüştürme daha rahat bir şekilde sağlanması hedeflenmiştir.



**Şekil 3.7** Uygulanan ivme yönü

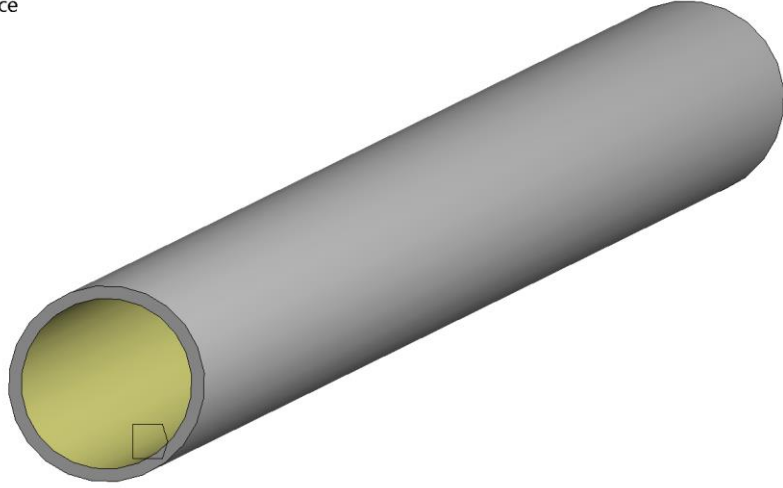
Zamana bağlı çift yönlü akışkan-yapı etkileşimi (two-way FSI) modellemesinde kullanılmak üzere Mechanical programı içerisinde belirtilmesi gereken girdilerden bir tanesi de akışkanın yapı ile temas edeceği bölgelerin tanıımıdır.

ANSYS® paket programı içerisinde CFX programı ile ortak çözüm alabilmek adına, katı elemanlardan hangilerininin akışkan ile temas ettiği tanımları, Mechanical programı içerisinde “fluid solid interface” komutu ile sağlanmaktadır.



Şekil 3.8’te gösterildiği üzere boru iç yüzeyine bu komut uygulanmıştır. Bu sayede ileride, iç yüzeyde bulunan düğüm noktaları ile CFX programı çıktıları arasında transfer rahatlıkla sağlanabilecektir.

Fluid Solid Interface



Şekil 3.8 Akışkan-yapı etkileşimi alanı tanımı

### 3.2.2. Akustik Eleman

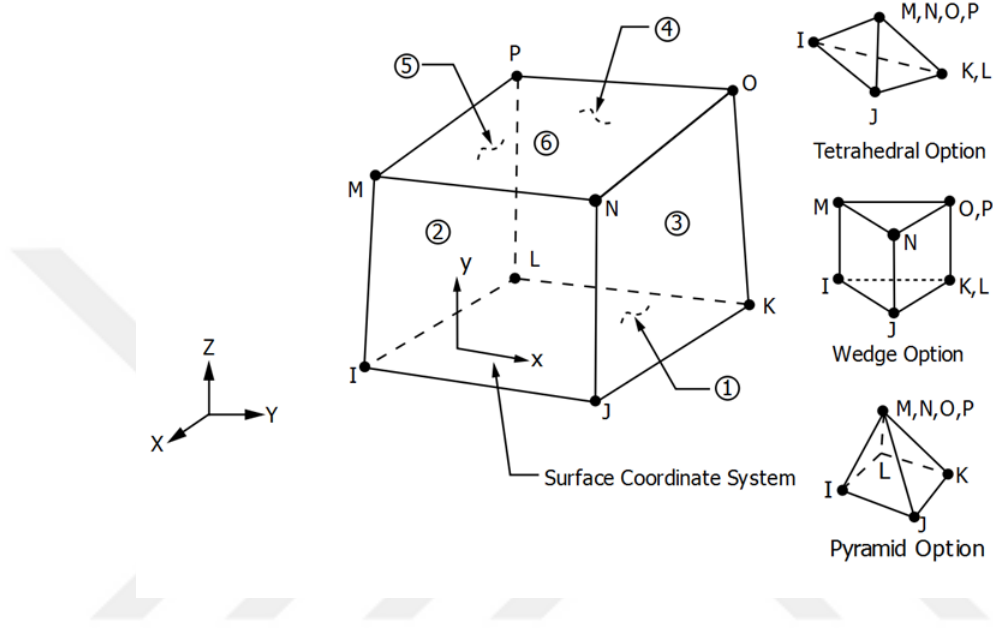
Boru içerisindeki akışkan hızının sıfır olması durumu ele alındığında ( $v=0$ ), denklem 2.8’deki hızı içeren terimlerin ortadan kalkacağı önceki bölümlerde tartışılmıştır. Bu durum için herhangi bir sonlu hacimler modellemesine gerek kalmadan Mechanical programı içerisindeki akustik elemanlar ile istenilen hareket denklemini elde edilebilmektedir.

Bu çalışmada, yukarıda belirtilen koşul dâhilinde yapıya ait doğal frekansların bulunması için akışkanın tanımlanmasında FLUID30 elemanlar kullanılmıştır. Şekil 3.8’de de görüldüğü üzere bu eleman tipi dört farklı şekil fonksiyonuna sahiptir.

Elemanın tanımında yoğunluk ve ses hızı girişleri yapılmaktadır. Akışkan içerisindeki ses hızı

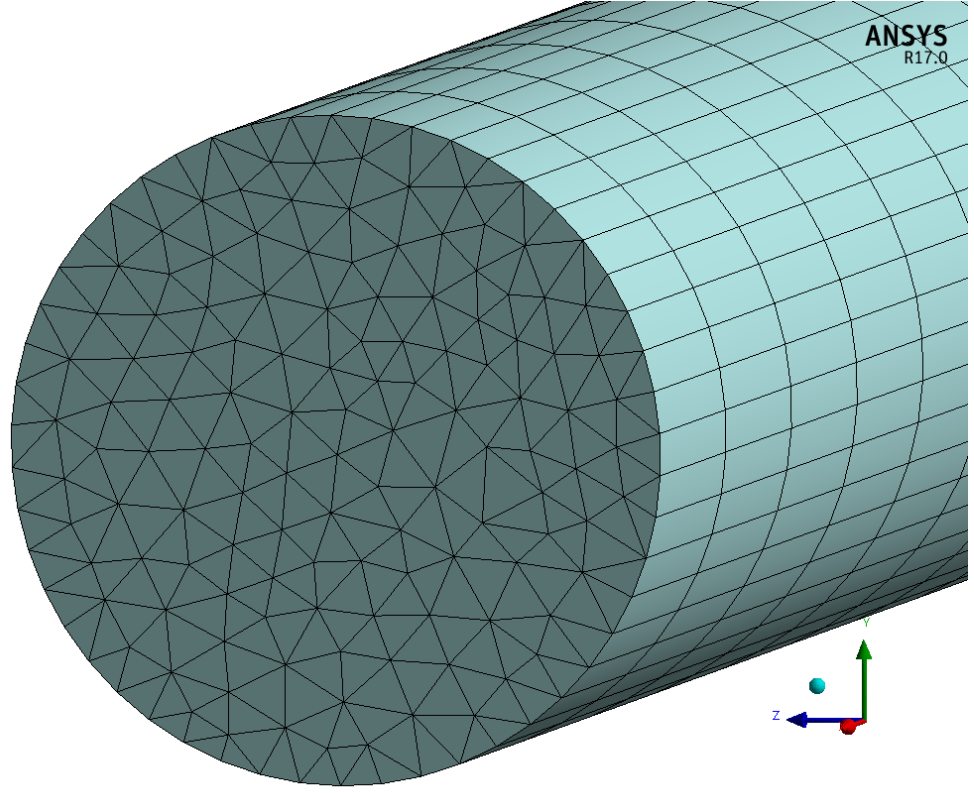
$$c = \sqrt{\frac{k_{akışkan}}{\rho}} \quad (3.2)$$

olarak ifade edilebilir. Burada  $k_{akışkan}$  akışkanın yığılma modülünü,  $\rho$  ise akışkan yoğunluğunu temsil etmektedir. Buna göre oluşturulan model akışkan kütlelerini sisteme dâhil etmekle birlikte akışkana ait katılığı da hesaba katılacaktır. Uygulanan akışkan yoğunluğu Bölüm 2.3'te belirtilmiş olup, akışkan içerisindeki ses hızı 1500 m/sn olarak belirlenmiştir.



**Şekil 3.9** FLUID30 eleman tipi ve düğüm noktaları [24]

Sayısal ağı kurulmasında üçgen dik prizma (wedge) şekil fonksiyonuna sahip elemanlar kullanılmıştır. Bu oluşturulan sayısal ağ Şekli 3.10'da gösterilmektedir. Kullanılan elemanlar altı düğüm noktasına sahiptir.

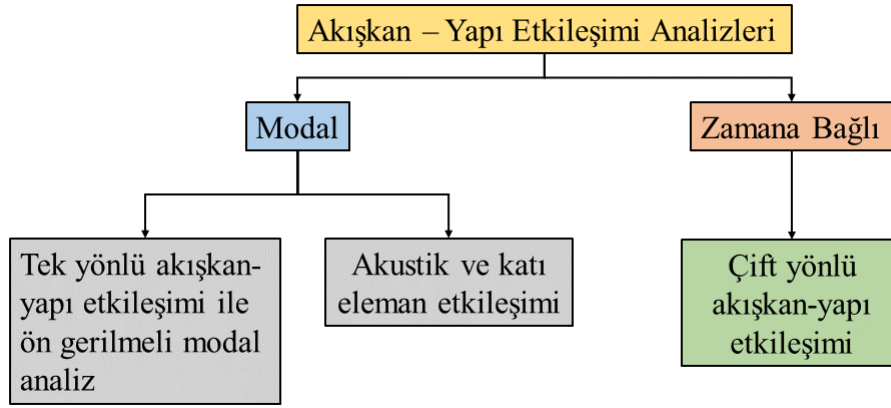


**Şekil 3.10** Akustik elemanlardan oluşan sonlu elemanlar modeli sayısal ağı

## 4. AKIŞKAN-YAPI ETKİLEŞİMİ

Oluşturulan sayısal ağlar ile birlikte, akışkan taşıyan boru doğal frekanslarının incelenmesinde üç farklı akışkan-yapı etkileşimi analizi yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntemler Şekil 4.1’de bir genel şema halinde gösterilmiştir.

Bu analizler CFX programı ile birlikte, Mechanical programı içerisindeki modal ve zamana bağlı yapısal analiz modülleri kullanılarak tamamlanmıştır.



**Şekil 4.1** Yapılan akışkan-yapı etkileşimi analizleri

Modal analiz modülü ile gerçekleştirilen çalışmalarda, iki farklı analiz yöntemi için akışkan-yapı etkileşimi modellemesine gidilmiştir. Bunlardan ilki akustik ve katı elemanlar ile modele ait doğal frekansların elde edilmesini içermektedir. İkincisinde ise, CFX ve Mechanical programları arasında tek yönlü akışkan-yapı etkileşimi modellemesi ile ön gerilmeli modal analizler tamamlanmıştır.

Zamana bağlı yapısal analiz modülü ile CFX programı arasında çift yönlü akışkan-yapı etkileşimi modeli oluşturulmuştur.

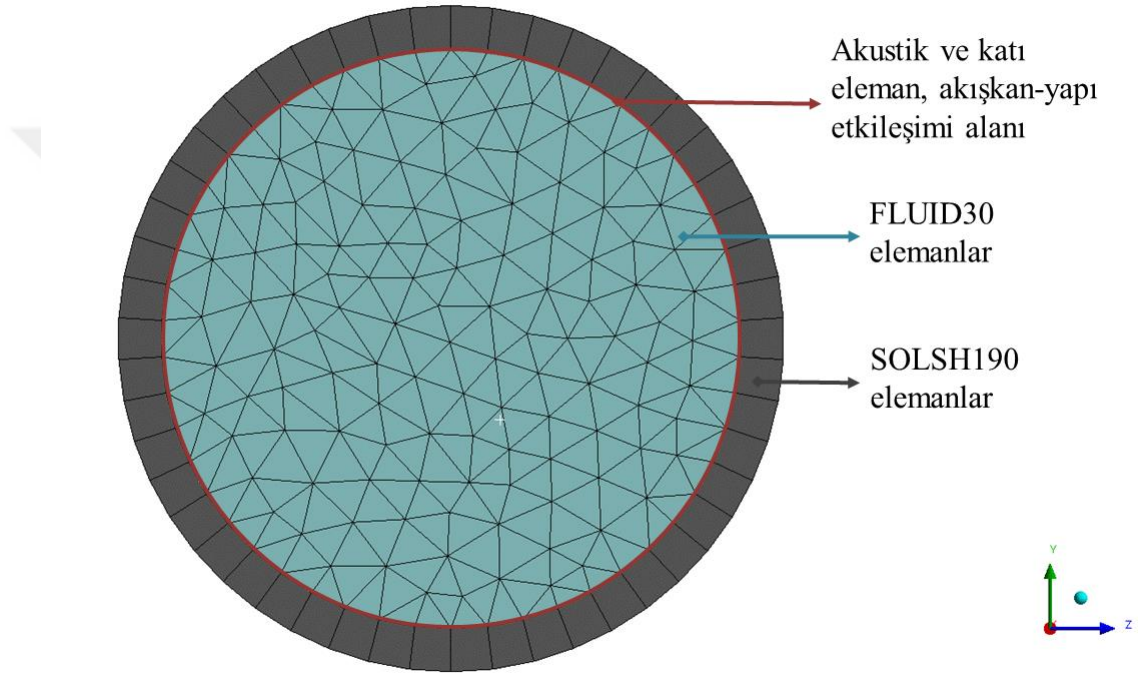
### 4.1. Modal Analiz

#### 4.1.1. Tamamen Dolu Boru Yaklaşımı

Mechanical programı içerisindeki modal analiz modülünün, tamamen akışkanla dolu ve akış hızı sıfır ( $v = 0$ ) olan boru için sisteme ait doğal frekansların bulunmasında yeterli olacağı belirlenmiştir. Yapıya ait çözüm SOLSH190 elemanlar ile kurulan boru modeli için oldukça basittir. Burada akışkanın tanımı ile ilgili

sorunlar doğmaktadır. FLUID30 elemanı ile yapı hareket denklemi (2.8) için gerekli olan akışkan kütlesi ve rijitliğinin sağlanabileceği düşünülmüştür.

Yapının doğal frekanslarının tayininde FLUID30 VE SOLSH190 elemanlar arasında matris etkileşimi (matrix-coupled) yöntemi ile akışkan ile yapı arasında gerekli verilerin (dataların) transferi sağlanmıştır. Burada her iki eleman tipi için etkileşim bölgesi olan boru iç çeperinde denk gelen düğüm noktaları birleştirilerek, tek bir çözüm matrisi sağlanmıştır. Bu etkileşim alanı Şekil 4.2’de gösterilmektedir.



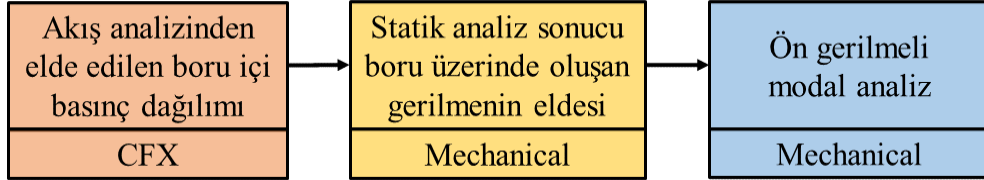
**Şekil 4.2** Akustik ve katı eleman etkileşim tanımı

Elde edilen etkileşim modeli, Bölüm 3.2.1’de belirtildiği üzere, katı elemanlara uygulanan sınır şartları dahilinde, Mechanical içerisindeki modal analiz modülü içerisinde çözdürülmüştür.

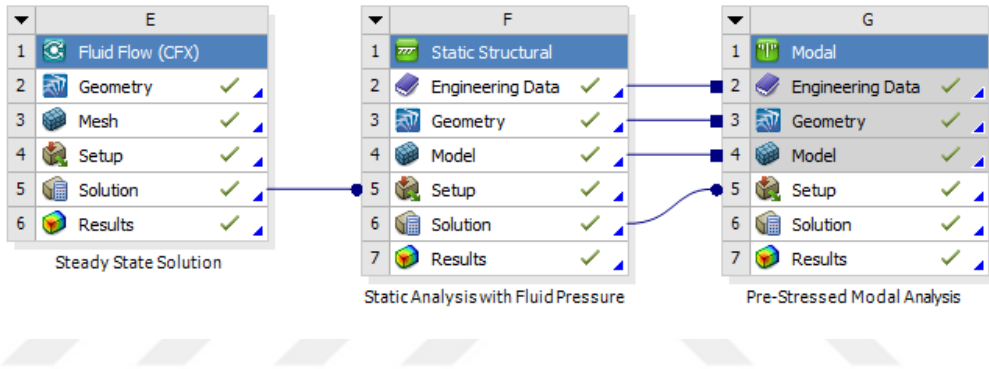
#### 4.1.2. Ön Gerilmeli Modal Analiz Yaklaşımı

CFX programında elde edilen boru iç çeperi basınçlarının Mechanical modülü içerisindeki katı elemanlara aktarımı ve bunun sonucunda boru üzerindeki gerilmelerin elde edilmesi yöntemi tek yönlü akışkan-yapı etkileşimi olarak tanımlanır.

Kurulan bu etkileşim modeli için işlem şematığı Şekil 4.3'te gösterilmektedir. Ayrıca Şekil 4.4'te, bu işlem sıralaması için ANSYS® içerisindeki CFX ve Mechanical modülleri arası veri transferi yapısı belirtilmiştir. Tüm bu işlem adımları, incelenmek istenen akış hızları için ayrı ayrı oluşturulmuştur.

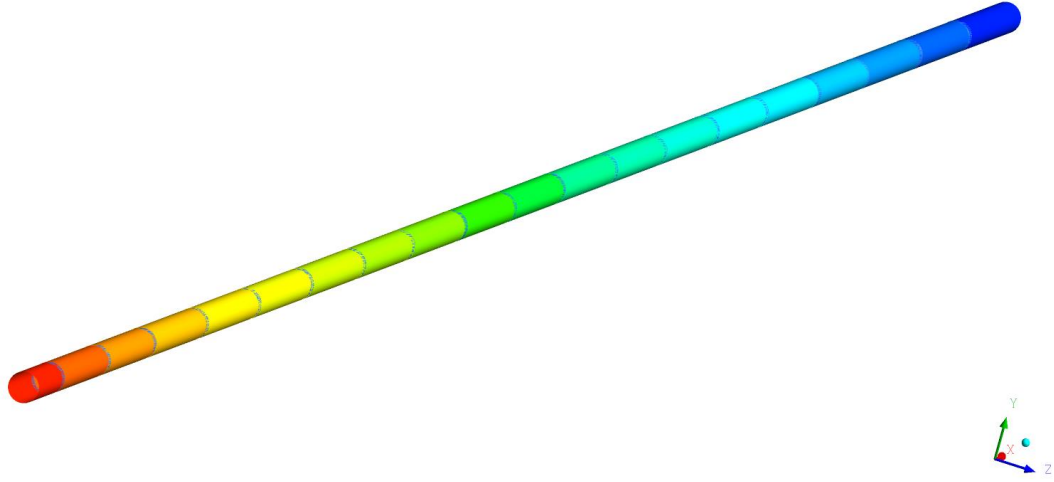


Şekil 4.3 Ön gerilmeli modal analiz işlem şematığı



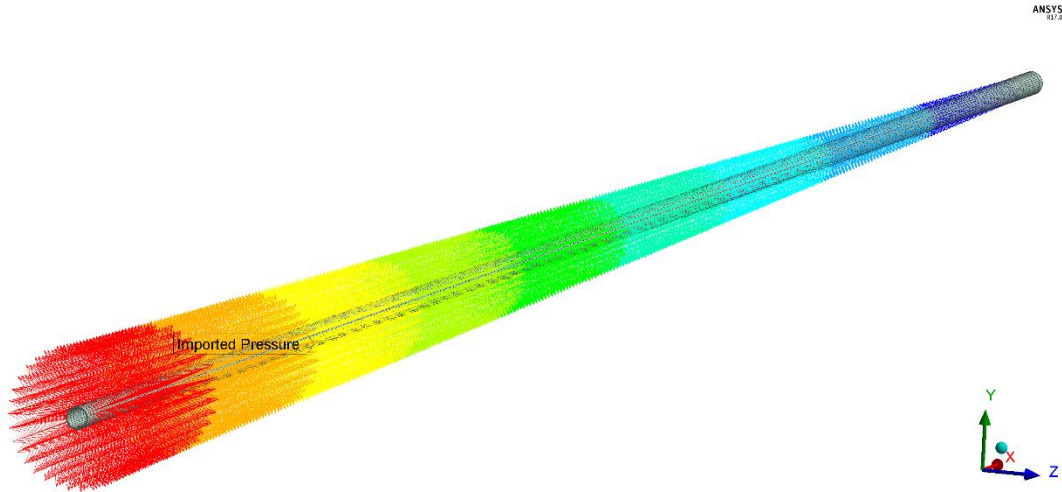
Şekil 4.4 ANSYS® Workbench içerisinde ön gerilmeli modal analiz prosesi

CFX programı içerisinde akışkan elemanlarından oluşan sayısal ağ için girilen akış hızlarındaki çeper basınçları Şekil 4.5'te olduğu gibi bulunmaktadır. Bununla birlikte iki ayrı eleman için (akışkan ve katı) bu basınçların transferi interpolasyon yöntemine giderek sağlanmaktadır. Bunun sebebi etkileşim yüzeyindeki akışkan ve katı elemana ait düğüm noktalarının akustik-katı eleman etkileşiminde olduğu gibi birebir örtüşmüyor oluşudur.



**Şekil 4.5** CFX programından sağlanan boru çeper basıncı

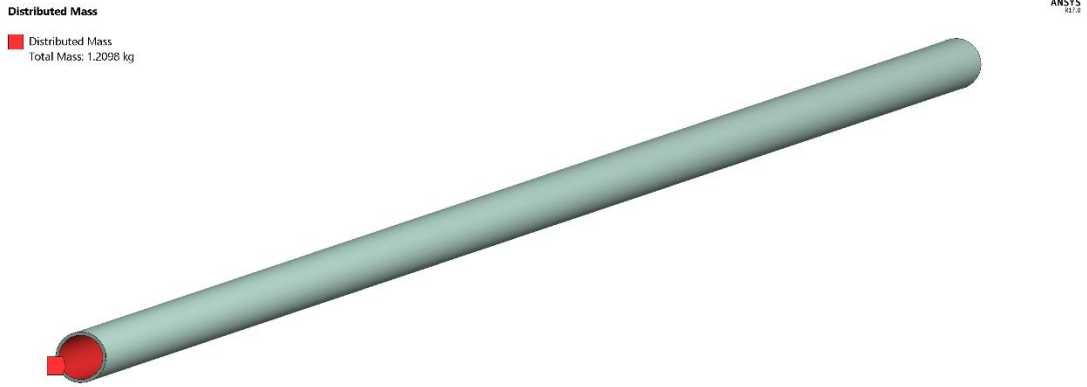
Programlar arası uygulanan bu veri transferi sayesinde, Şekil 4.6’da vektörel gösterimi verilen şekli ile Mechanical programı içerisindeki ilk yükleme koşulu sağlanmaktadır.



**Şekil 4.6** CFX üzerinden Mechanical programına aktarılan basınç datasının vektörel gösterimi

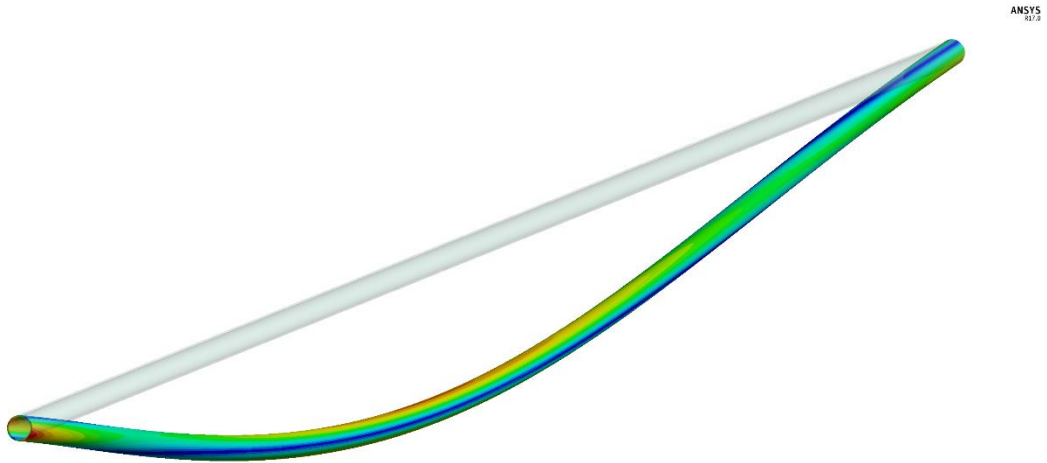
CFX üzerinden akışkanın kütlesine ait herhangi bir veri (data) transferi sağlanamamaktadır. Aynı zamanda bu tip bir analizde FLUID30 elemanların kullanılamayacağı kısıtı [24] da göz önünde bulundurulduğunda, akışkana ait kütle,

Mechanical içerisindeki “distributed mass” komutu yardımı ile boru iç yüzeyine Şekil 4.7’de olduğu şekilde dağıtılmıştır.



**Şekil 4.7** Boru iç yüzeyinde uygulanan “dağıtılmış akışkan kütlesi” tanımı

Akışkan kütlesinin tanımı, eklenen akışkan basıncı ile birlikte yerçekimi ivmesinin  $-Y$  yönünde uygulanması sonucu, Şekil 4.8’de görüldüğü üzere bir gerilme dağılımı oluşmaktadır. Şekil 4.8, sistemin görsel açıdan açık bir şekilde ifade edilebilmesi adına abartılarak çizilmiştir. Statik analiz modülünde bulunan bu gerilme değerleri doğal frekansların eldesinde kullanılmak üzere modal analiz modülüne aktarılmıştır.



**Şekil 4.8** Uygulanan basınç ve yer çekimi ivmesi altında boru ön gerilmesi



Tek yönlü akışkan-yapı etkileşimi ile ön gerilmeli modal analiz yaklaşımı literatürde Fahem [15] ve Jweeg [22] tarafından akışkan taşıyan boru titreşimlerinin incelenmesinde kullanılmıştır. Boruya ait serbest titreşim denklemi

$$([K_{boru}] - \omega_i^2 [M_{boru}])\{\varphi_i\} = 0 \quad (4.1)$$

olarak yazılabilir. Burada  $K_{boru}$  boruya ait rijitlik matrisini,  $M_{boru}$  ise kütle matrisini ifade eder. Uygulanan bu ön gerilme ile yeni bir G matrisi (ön gerilme matrisi)  $K_{boru}$  matrisi üzerine eklenmelidir [24]. Buna göre yeni serbest titreşim denklemi

$$([K_{boru} + G] - \omega_i^2 [M_{boru}])\{\varphi_i\} = 0 \quad (4.2)$$

olarak değişir. Buna göre sistemin doğal frekanslarının rijitlik matrisine orantılı olarak artması gerekmektedir.

Oluşturulan bu akışkan-yapı etkileşimi modeli ile literatürde yapılan çalışmaların analitik ve deneysel sonuçlar ile uyumluluğu araştırılmıştır. Bu yöntemin, akışkan taşıyan boru doğal frekanslarının incelenmesindeki verimliliği Bölüm 5.1.2’de tartışılacaktır.

#### 4.2. Çift Yönlü, Zamana Bağlı Akışkan-Yapı Etkileşimi

Çalışmada, akış hızına bağlı olarak, akışkan taşıyan boru doğal frekanslarının elde edilmesi için çift yönlü, zamana bağlı akışkan-yapı etkileşimi modeli önerilmiştir. Literatürde Giacobbi [17] ve Wang [18] tarafından farklı sınır koşullarına sahip borular için uyarlanan etkileşim modelleri mevcuttur.

Bu analiz metodu ile akışkan taşıyan boruların zamana ve akış hızına bağlı olan hareketi, gerçeğe yakın şekilde bir benzetim (simüle) yapılmasına çalışılmıştır. Etkileşim modelinde CFX ve Mechanical programları içerisindeki çözücüler arasında bir veri transferi algoritması bulunmaktadır.

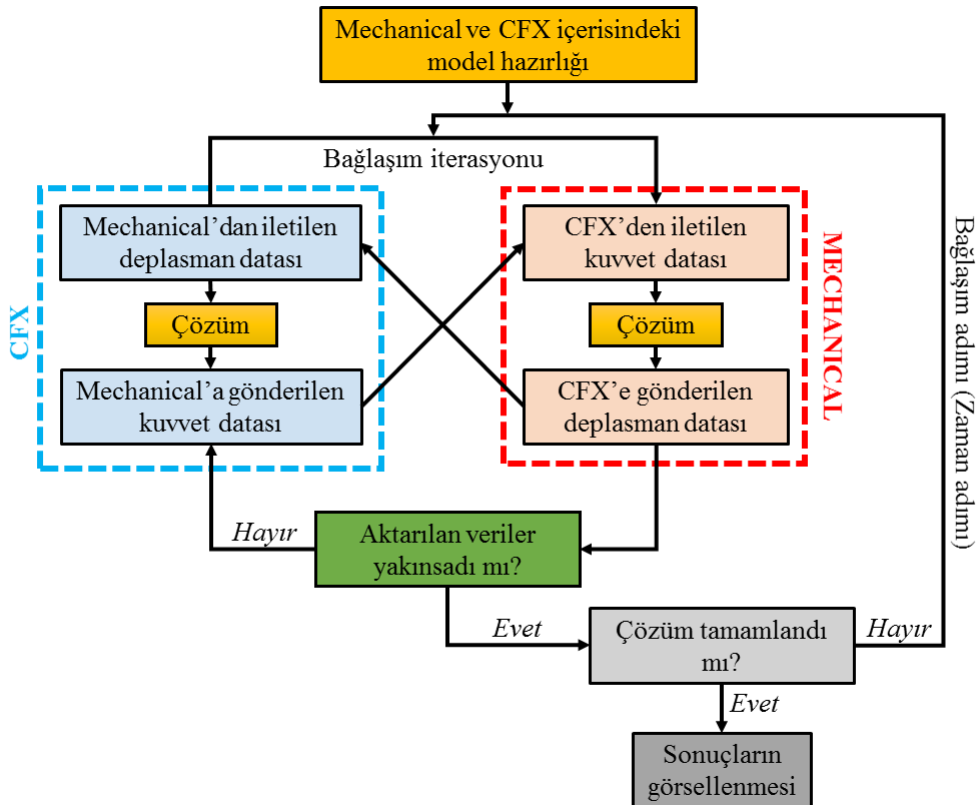
ANSYS® içerisinde uygulanan işlem şematığı Şekil 4.9’da gösterilmiştir. CFX’de elde edilen basınç dağılımı Mechanical’a -tıpkı tek yönlü akışkan-yapı etkileşimi modelinde olduğu gibi- aktarılır. Mechanical içerisinde boru iç çeperine uygulanan basıncın sonucunda boruda deplasmanlar meydana gelmektedir. Şekil

3.8’de gösterildiği gibi tanımlanan etkileşim alanı üzerindeki düğüm noktalarına ait deplasman değerleri CFX’e gönderilir. Yöntem, bu özelliği ile tek yönlü akışkan-yapı etkileşimi tanımından ayrılmaktadır.

Bu veri transferi, kullanıcı tarafından belirtilen zaman adımlarının her biri için tekrarlanmaktadır. Aktarılan her bir veri sonunda, çözümler kendi içerisindeki yakınsamayı sağlamak zorundadır. Her iki çözümden birden çözüme ulaşıldığı takdirde bir sonraki adıma geçilir.

Bu yöntem ile boruya ait zamana bağlı enine deplasman değişiminin eldesi amaçlanmıştır. Bu sayede, boru deplasman grafiği üzerinden hareketin periyodu, dolayısıyla da frekansı hesaplanabilecektir.

Analizlerde, Mechanical programı içerisinde herhangi bir sönüm oranı tanımlanmamıştır.



**Şekil 4.9** Çift yönlü, zamana bağlı akış yapı etkileşimi (two-way FSI) analizi işlem şematığı

## 5. HESAPLAMALI ANALİZ SONUÇLARI

Bu bölümde akışkan-yapı etkileşiminin farklı modellemelerine ait sonuçlar gösterilmiştir. Elde edilen değerler modal ve çift yönlü zamana bağlı akışkan-yapı etkileşimi olmak üzere iki ana başlık altında incelenmiştir.

### 5.1. Modal Analiz Sonuçları

Tamamen dolu ve ön gerilmeli boru durumları ayrı ayrı dikkate alınacaktır.

#### 5.1.1. Tamamen Dolu Boru Yaklaşımı

Tamamen akışkan ile dolu ve akış hızı sıfır olan boru için doğal frekanslar modal analiz modülü ile saptanmıştır. Yapıya ait ilk beş mod şekli ve doğal frekans değerleri elde edilmiştir. Bu mod şekilleri Şekil 5.1’de gösterilmektedir.

Denklem 2.8’e ait analitik çözüm ile bu modlara ait frekans değerleri elde edilmiştir. Bu değerler ANSYS® yardımıyla elde edilen frekans değerleri ile kıyaslanmıştır. İki çözümden elde edilen değerler Tablo 5.1’de gösterilmekte olup, hata oranları hesaplanmıştır.

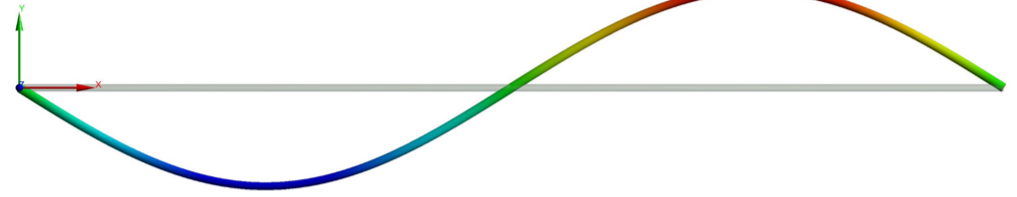
Birinci mod şekli için hata oranı %0.35 olarak bulunmaktadır. Maksimum hata oranının beşinci mod şeklinde %0.69 olarak gözlemlenmiştir. İki çözüm metoduna ait sonuçların uyumlu olduğu gözlemlenmiştir.

**Tablo 5.1** İlk üç doğal frekans için analitik ve hesaplamalı analiz sonuçları kıyaslaması

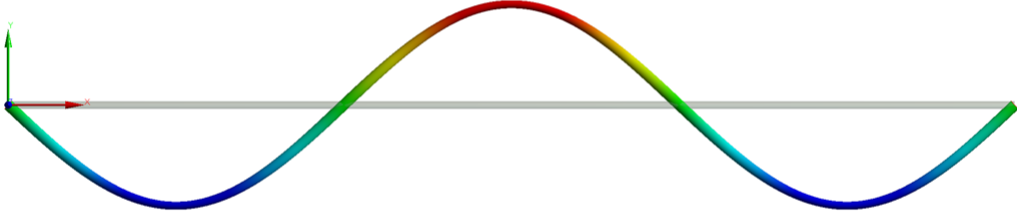
MOD NUMARASI	ANALİTİK SONUÇLAR (Hz)	ANSYS® SONUÇLARI (Hz)	HATA ORANI
1	4.3917	4.3763	0.0035
2	17.5668	17.497	0.004
3	39.5253	39.341	0.0047
4	70.2672	69.868	0.0057
5	109.7925	109.03	0.0069



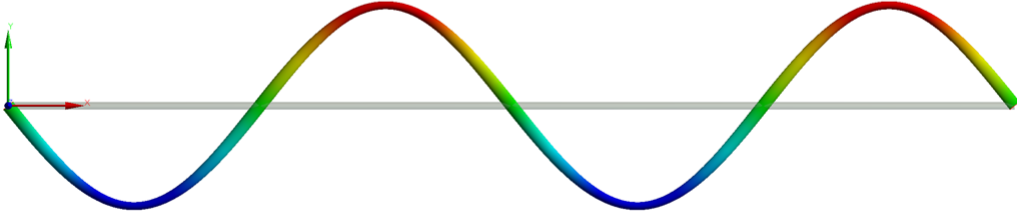
1. mod yapısı



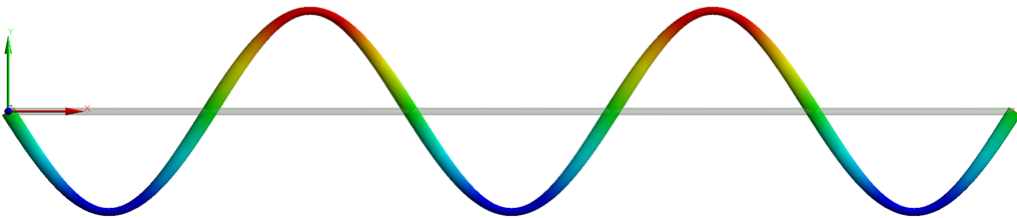
2. mod yapısı



3. mod yapısı



4. mod yapısı



5. mod yapısı

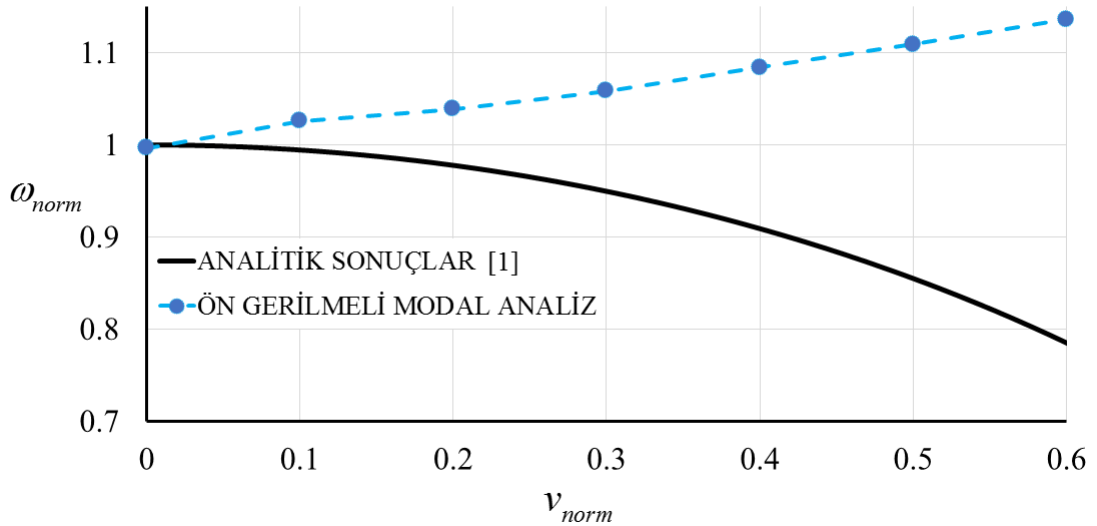
Şekil 5.1 İlk beş doğal frekansa ait mod yapıları

### 5.1.2. Ön Gerilmeli Boru Yaklaşımı

Farklı akış hızları için yapılan tek yönlü akışkan-yapı etkileşimi metodu içeren ön gerilmeli modal analiz ve analitik çözüme ait sonuçlar Şekil 5.2’de gösterilmektedir. Görüldüğü üzere, analitik sonuçlar için, akış hızının artışı ile bağlantılı olarak yapının birinci mod doğal frekansı düşmektedir. Bu eksenel hareketli sürekli ortamların (yapıların) karakteristik davranışdır [1,19]. Elde edilen analiz sonuçları incelendiğinde, beklenenin aksine, doğal frekans değerlerinde doğrusal bir artış gözlemlenmiştir.

Akış hızının artması boru iç çeperinde yüksek basınçlar oluşturmaktadır. Bu durum da boru üzerinde yüksek gerilmelere sebebiyet vermektedir. Bu gerilmelerin artması ile boru serbest titreşim denklemindeki (Denklem 4.2) “ $G$ ” ön gerilme matrisinin artmasına sebep olur. Kütlenin sabit kaldığı bilindiğine göre, rijitliğin artması ile doğal frekansların da artması kaçınılmazdır.

Bu tip bir analiz yönteminin akışkan taşıyan boru titreşimlerinin incelenmesinde analitik sonuçlar ile uyumsuz olduğu belirlenmiştir. Geçmiş çalışmalarda [15, 22] uygulanan bu yöntem ile elde edilen sonuçların yetersiz olduğu düşünülmektedir.



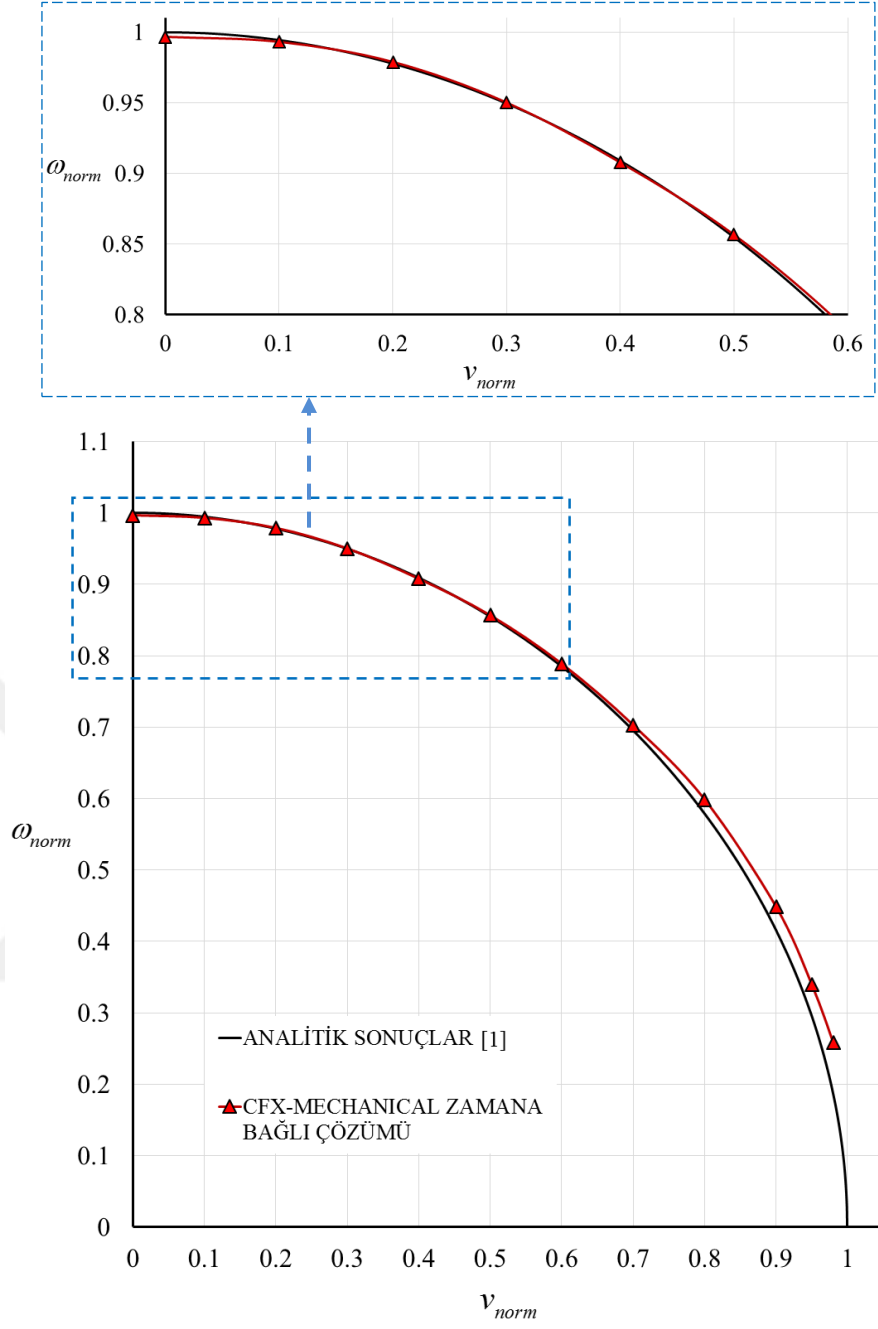
Şekil 5.2 Ön gerilmeli modal analiz ve analitik çözüme ait sonuçlar

## 5.2. Çift Yönlü, Zamana Bağlı Akışkan-Yapı Etkileşimi Sonuçları

Farklı akış hızlarına bağlı olarak yapılan çift yönlü akışkan-yapı etkileşimi analizinin sonuçları elde edilmiştir. Bu analizler ve analitik sonuçlara ait kıyaslama Şekil 5.3'te gösterilmiştir. Ayrıca Tablo 5.2'de hesaplanan bu değerler ve aralarındaki hata oranları bulunmaktadır.

Bu iki metoda ait sonuçlar değerlendirildiğinde, elde edilen doğal frekanslar değerlerinin uyumlu olduğu gözlemlenmiştir. Akış hızının  $v_{norm} = 0.7$  değerlerine kadar iki çözüm metodu arasındaki hata oranının %1'i aşmadığı görülmüştür. Bu hata oranı göz önünde bulundurulduğunda, yapılan çalışma, hali hazırda literatürde basit-basit sınır şartlarına sahip akışkan taşıyan borular için bulunan değerlerden analitik ve deneysel sonuçlara daha yakın sonuçlar üretmiştir [18].

Analizlerde uygulanan akış hızının kritik hız değerine yaklaşması ile birlikte hata oranı artmaktadır. Bu hata oranı  $v_{norm} = 0.98$  için %37 mertebesine çıkmaktadır. Bu durum Giacobbi [17] ve Wang [18] tarafından tartışılmıştır. Sistem üzerindeki türbülans etkileri kritik akış hızına yaklaştıkça artmaktadır. Bu çalışmada,  $v_{norm} = 0.98$  akış hızı için Reynolds sayısı 119.41 milyon olarak hesaplanmıştır. Bu tip bir türbülanslı akış beraberinde, çözümlerde yakınsama problemini getirmektedir. Bu sayede çözümün doğruluğundan uzaklaşmaktadır.



**Şekil 5.3** Çift yönlü, zamana bağlı akış-yapı etkileşimi analizi ve analitik çözüme ait sonuçlar

**Tablo 5.2** Farklı akış hızları için, analitik ve hesaplamalı analiz sonuçlarının kıyaslanması

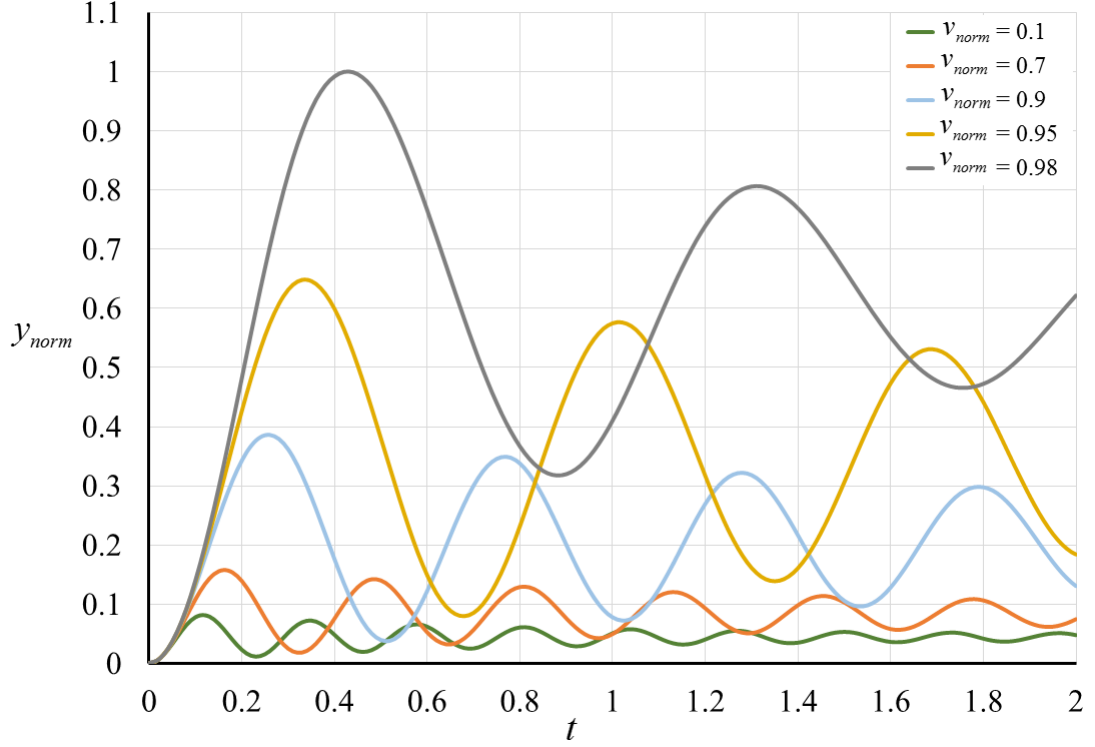
<b>NORMALİZE AKIŞ HIZI</b>	<b>ANALİTİK SONUÇLAR (Hz)</b>	<b>ANSYS® SONUÇLARI (Hz)</b>	<b>HATA ORANI</b>
<b>0</b>	4.3917	4.3763	0.003506615
<b>0.1</b>	4.3676	4.3607	0.001579815
<b>0.2</b>	4.2944	4.2985	0.000954732
<b>0.3</b>	4.1704	4.1723	0.000455592
<b>0.4</b>	3.9922	3.9859	0.001578077
<b>0.5</b>	3.7543	3.7616	0.001944437
<b>0.6</b>	3.4472	3.46385	0.004830007
<b>0.7</b>	3.0545	3.087	0.010640039
<b>0.8</b>	2.5434	2.63	0.034048911
<b>0.9</b>	1.828	1.97	0.077680525
<b>0.95</b>	1.3015	1.4925	0.146753746
<b>0.98</b>	0.8262	1.1363	0.375332849

Borunun orta noktasına  $\left(x = \frac{L}{2}\right)$  ait zamana bağlı enine yöndeki deplasman grafiği Şekil 5.4'te verilmektedir. Burada, akış hızına bağlı olarak oluşan maksimum boru deplasmanlarının görelî (rölatif) olarak incelenmesi için enine deplasman  $Y$ ,  $v = 0.98v_{kr}$  akış hızında elde edilen enine deplasman değerine göre normalize edilmiştir. Bu normalize edilmiş deplasman terimi  $y_{norm}$  olarak tanımlanmış olup

$$y_{norm} = \frac{Y_{x=L/2}}{Y_{(v=0.98*v_{cr}, x=L/2)}} \quad (5.1)$$

şeklindedir.



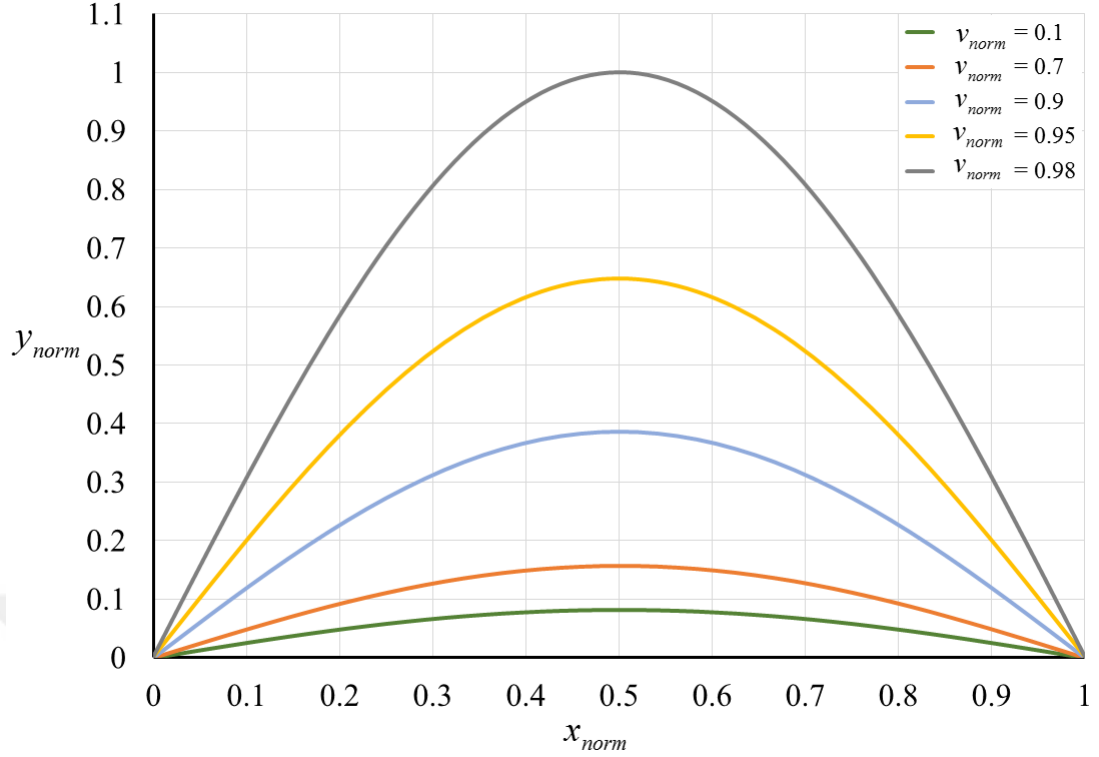


**Şekil 5.4** Farklı akış hızları için, boru orta noktasının enine yönde yaptığı deplasmanın zamana bağlı değişimi

Burada, akış hızına bağlı olarak, yapılan maksimum enine deplasmanların arttığı gözlemlenmiştir. Ayrıca, zaman içerisinde oluşan bu genliklerin azaldığı görülmektedir. Yapı üzerinde bir sönüm etkisi oluşmaktadır. Fakat genel hareket denkleminde ve Mechanical programı içerisinde herhangi bir sönüm terimi tanımlanmamıştır. Bu yüzden de Şekil 5.4'te herhangi bir sönüm mekanizması beklenmemektedir. Burada, akışkan hızı bir sönüm mekanizması oluşturmaktadır. Bu davranış önceki çalışmalarda tartışılmıştır [7, 8, 23]. Chen [23] farklı sınır şartları ve akış tipleri için sönümün etkisini incelemiştir. Burada yazar, akışkanların sönüm karakteristiğinde akış hızının etkilerini, hesaplanan Reynolds sayısı ve Coriolis kuvvetlerini temel alarak incelemiştir. Normalize edilmiş maksimum enine deplasmanın boru uzunluğu boyunca değişimi Şekil 5.5'te farklı akış hızları için verilmiştir. Buradaki boru uzunluğu terimi

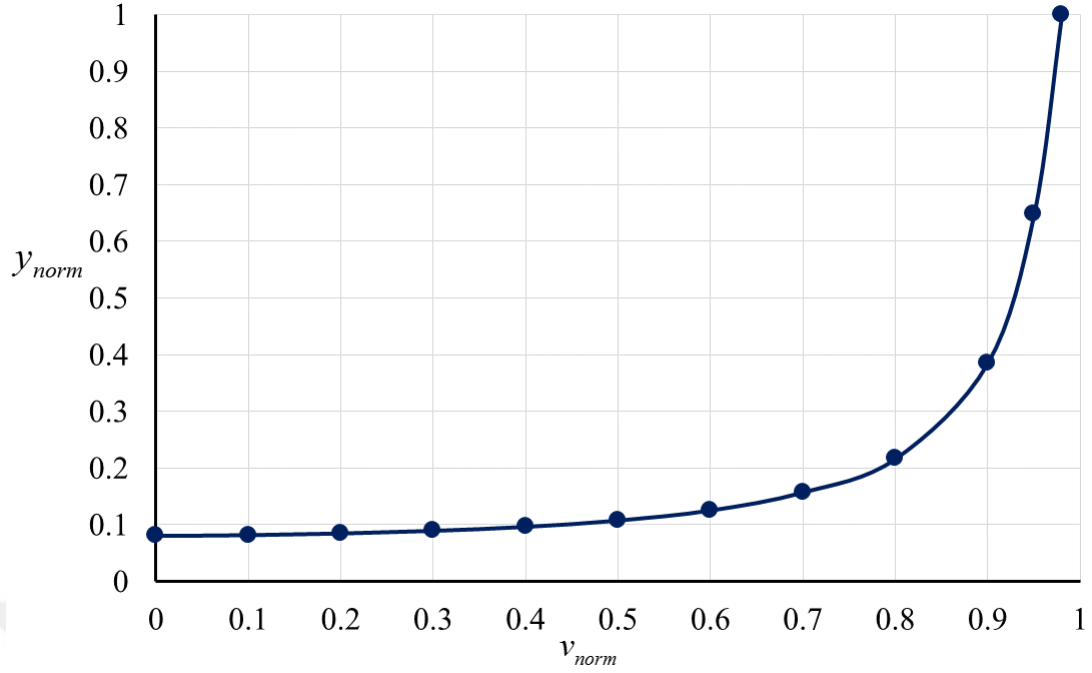
$$x_{norm} = \frac{x}{L} \quad (5.2)$$

olarak normalize edilmiştir.



**Şekil 5.5** Farklı akış hızları için, boru uzunluğu boyunca enine yönde yapılan maksimum deplasmanın değişimi

Ayrıca Şekil 5.5, borunun farklı akış hızları için birinci doğal frekans mod yapılarını göstermektedir. Bununla bağlantılı olarak Şekil 5.6, borunun orta noktasının  $\left(x = \frac{L}{2}\right)$  analiz edilen her bir akış hızı için sahip olduğu en büyük (maksimum) titreşim genliğini göstermektedir. Bu iki şekil bir arada incelendiğinde, akış hızına bağlı olarak maksimum titreşim genliğinin logaritmik bir artışa sahip olduğu gözlemlenmiştir. Yani kritik akış hızına ( $v_{kr}$ ) yaklaşıldıkça boru üzerindeki kalıcı deformasyon riski artmaktadır.

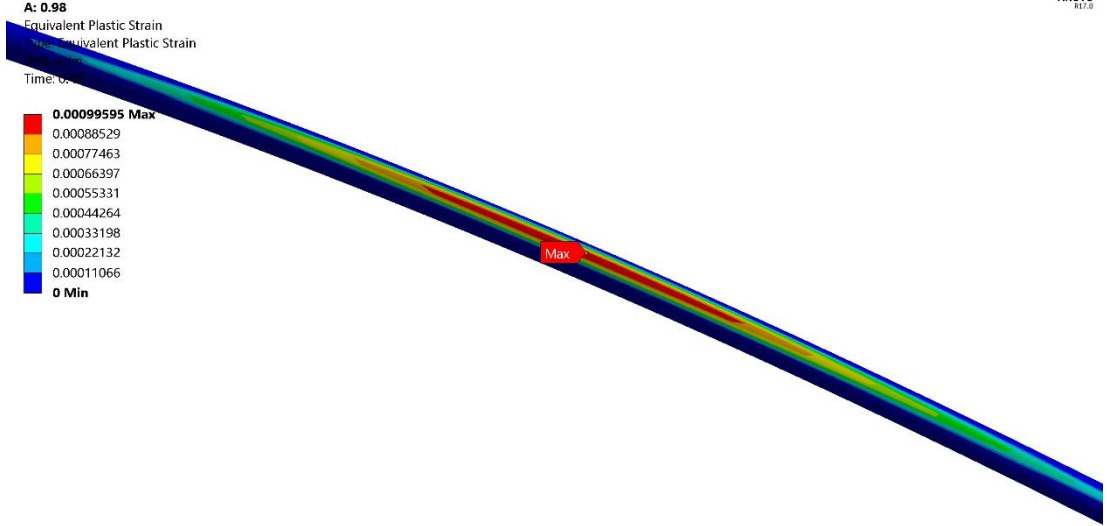


**Şekil 5.6** Farklı akış hızları için birinci mod doğal frekans genliklerinin değişimi

Dodds ve Runyan [2] tarafından yapılan deneysel çalışmaya ait görselde (Şekil 2.4) kritik akış hızından hemen öncesine ve sonrasına ait görüntüler mevcuttur. Kritik akış hızı öncesinde titreşim genliği limitler dahilinde kalmakta iken, kritik hıza ulaşıldığında boruya ait deplasman aniden yükselmektedir. Bu durum da Şekil 5.6’da belirtilen ani bir genlik artışını doğrular niteliktedir.

Şekil 2.4’te, kritik hıza ulaşıldıktan sonra akışın durdurulmasına ait bir görsel de mevcuttur. Burada açıkça görülüyor ki, boru başlangıç anındaki konumuna geri dönememekte ve belirli bir kalıcı şekil değişimine (plastik deformasyona) sahip olmaktadır.

Yapılan çift yönlü akışkan-yapı etkileşimi analizinde,  $v_{norm} = 0.98$  hıza sahip modelleme için Mechanical programı içindeki boru malzeme modeline, malzeme kütüphanesinde 6061-T6 kalite alaşım için plastik şekil değişimi-gerilme eğrisi girilmiştir. Şekil 5.6’da bu analiz sonucu boru üzerinde oluşan 0.001mm/mm mertebesindeki plastik şekil değişimi görülmektedir. Bu durum analiz sonuçları ile deney sonuçlarındaki uyumluluğu göstermektedir.



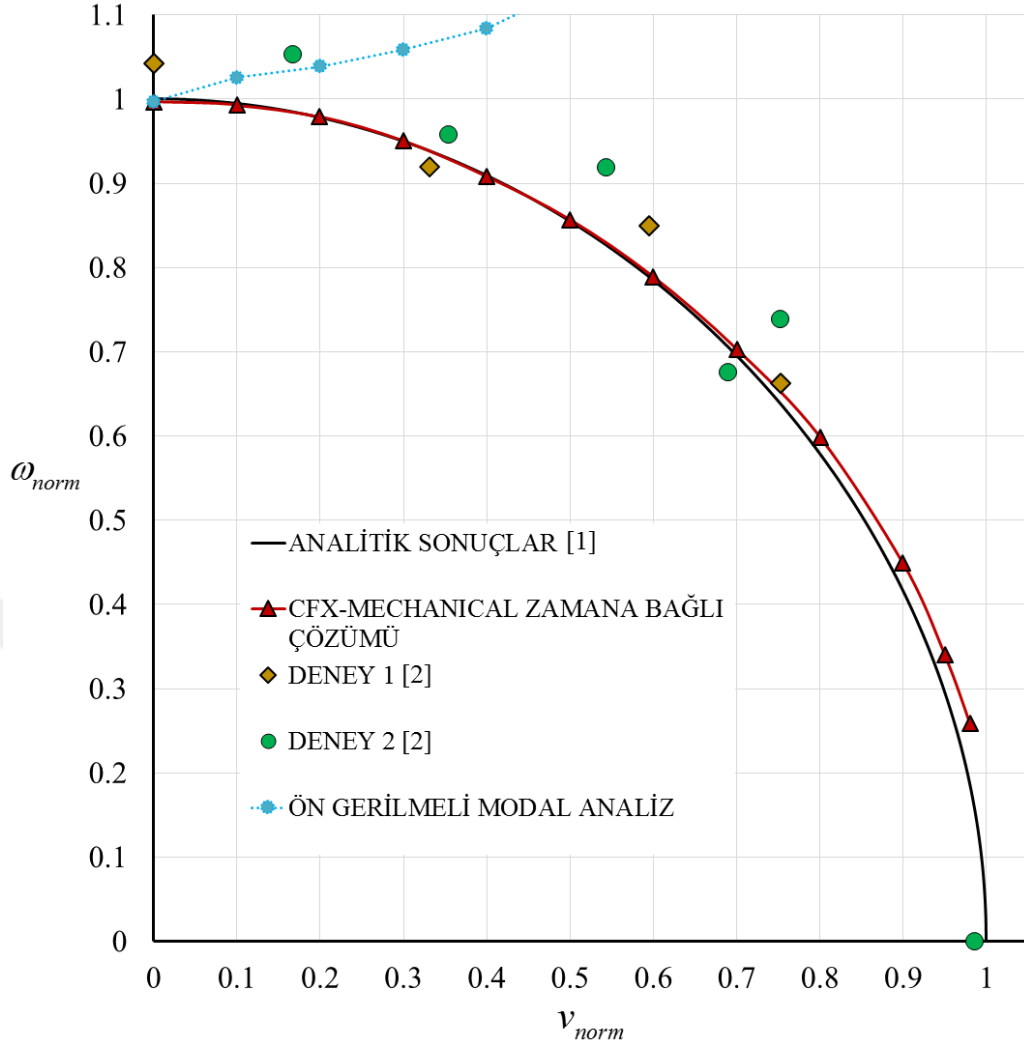
**Şekil 5.7** 0.98 normalize akış hızı için boru üzerinde oluşan kalıcı deformasyon

### 5.3. Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması

Analitik, deneysel ve hesaplamalı analizler dahilinde elde edilen tüm sonuçlar, normalize edilmiş akış hızına bağlı olarak normalize edilmiş birinci mod doğal frekans değişimini gösterecek biçimde Şekil 5.8’de çizdirilmiştir.

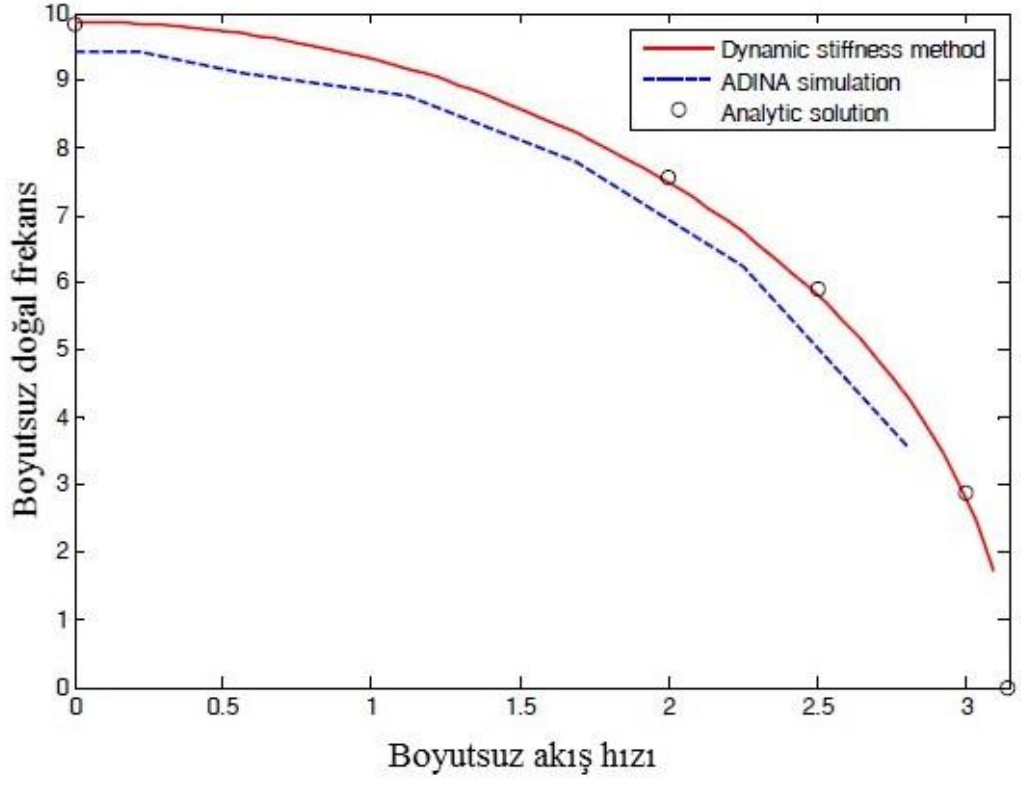
Yapılan analizler sonucunda,  $\nu = 0$  özel durumu için akustik-katı eleman etkileşimi yöntemi ile elde edilen doğal frekans değerinin analitik sonuçlar ile çakıştığı, deneysel sonuçlara ise çok yakın olduğu gözlemlenmiştir.

Geçmiş çalışmalarda yapılan tek yönlü akışkan-yapı etkileşimi modelinde ise elde edilmeye çalışılan aksine bir durum sergilediği gösterilmektedir. Akış hızına bağlı olarak doğal frekans değerlerinin düşmesi beklenirken, bu değerlerde lineer bir artış mevcuttur. Önceki çalışmalarda [15, 22] bahsedilenlerin aksine, bu analiz metodunun bizi gerçek sonuçlardan uzaklaştırılacağı düşünülmektedir.



**Şekil 5.8** Farklı hesaplamalı analiz metotları ile deneysel ve analitik çalışma sonuçlarının kıyaslanması

Çalışmanın ana çözüm önerisi olan çift yönlü akışkan-yapı etkileşimi analizi ile elde edilen sonuçların hem analitik hem de deneysel sonuçlar ile uyumluluğu aşikârdır. Geçmiş çalışmalarda ADINA programı yardımı ile bu etkileşim yöntemini kullanan Wang ve ark. [18] tarafından elde edilen sonuçlara kıyasla, bu çalışmada oluşturulan sayısal (nümerik) modelin daha düşük hata oranlarına sahip olduğu ve daha yüksek akış hızlarına ulaşarak çözüm alındığı gözlemlenmiştir. Çalışmaya ait akış hızına bağlı olarak doğal frekansın değişim grafiği Şekil 5.9’da belirtilmiştir.



Şekil 5.9 Wang ve ark. tarafından elde edilen akış hızına bağlı doğal frekansın değişim grafiği [18]

## 6. GENEL DEĞERLENDİRME VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, ANSYS® hesaplamalı analiz programı yardımı ile akışkan taşıyan boruların titreşim davranışları incelenmiştir. Uygulanan üç farklı analiz metoduna ait sonuçlar, literatürde var olan, hem analitik hem de deneysel çalışmalar ile kıyaslanmıştır. Önceki çalışmalardan farklı olarak, basit-basit mesnetli akışkan taşıyan boru titreşimleri için türbülans modellemesi ile çift yönlü akışkan-yapı etkileşimi analizi yapılmış olup, akustik elemanlar kullanılarak modal analizler gerçekleştirilmiştir. Tek yönlü akışkan-yapı etkileşimi ile ön gerilmeli modal analiz yaklaşımına ait eksiklik ve hatalar tartışılmıştır.

Yapılan akustik-katı eleman ve çift yönlü zamana bağlı akışkan-yapı etkileşimi analizleri sonuçları ile Dodds ve Runyan [2] tarafından elde edilen deneysel ve analitik sonuçların uyumluluk gösterdiği gözlemlenmiştir. Bu iki yöntemin, analitik hesabı zor olan daha karmaşık ve nükleer santraller gibi kritik sistemlerde yer alan akışkan taşıyan boruların dinamik davranışını açıklamak adına uygun sonuçlar vereceği düşünülmektedir. Fahem [15] ve Jweeg ve ark.'nın [22] aksine, uygulanan tek yönlü akışkan-yapı etkileşimi ile ön gerilmeli modal analiz yönteminin, genel hareket denklemindeki akışkan hızına bağlı terimlerin etkisini karşılayamadığı gözlemlenmiştir. Bu yöntem ile elde edilen sonuçların, beklenenin tersine, doğal frekans değerlerinin akışkan hızına bağlı olarak arttığı, hesaplamalı analiz sonuçları ve ANSYS® programının bu konudaki teorik yaklaşımının (alt yapısının) incelenmesi ile tespit edilmiştir.

Zamana bağlı analizlerde normalize edilen akış hızı, kritik hıza yaklaştıkça, elde edilen doğal frekans değerlerinde sapmalar görülmüştür. Bunun temel sebeplerinin uygulanan türbülans modeli ve sayısal ağ olduğu düşünülmektedir. Giacobbi ve ark. [17] ve Wang ve ark. [18] tarafından da bu problem tartışılmaktadır. Bu durum için “large eddy simulation” türbülans modelinin yüksek akış hızlarında kullanılması ile daha verimli sonuçlar elde edileceği düşünülmektedir. Akışkan hacmi içerisindeki girdapların daha iyi gözlemlendiği bu türbülans modeli, beraberinde, daha küçük boyutlarda sayısal ağ ve daha küçük zaman adımları alma zorunluluğu getirmektedir. Bu türbülans modeline ait tanım ve boru içi akışlarda kullanılabilirliği Pittard [30] tarafından tartışılmıştır. Bu tip bir analiz modeli ile

yüksek hızlardaki doğal frekans değerleri için oluşan hata oranlarının azaltılabileceği düşünülmektedir.

Yapılan çalışma birçok yönden geliştirilmeye uygundur. Belirtildiği üzere, farklı tip türbülans modellemelerinin doğal frekanslar üzerindeki etkisi bu konudaki geliştirme çalışmalarının başında gelmektedir. Devamında, farklı tip akışkan ve boru modellemelerinde bu yöntemlerin verimliliği tartışılmaya açıktır. Sonlu hacimler modeli için, akışın birden fazla fazlı olma (borunun doluluk oranı buna dâhildir) durumu bu konu kapsamına girmekle beraber, sonlu elemanlar modeli için boruda; eğrilik, viskoelastisite, sönüm, farklı sınır şartları vb. parametre değişimleri ile bu hesaplamalı analizler yapılabilir.





## 7. KAYNAKLAR

- 1) Housner, G. W. Bending vibrations of a pipe line containing flowing fluid. *Journal Applied Mechanics*. 1952, 19[2], 205-208.
- 2) Dodds, H. L., Runyan, H. L. Effect of high-velocity fluid flow on the bending vibrations and static divergence of a simply supported pipe. *National Aeronautics and Space Administration*. Washington, D.C., 1965, 10.
- 3) Paidoussis, M. P., Issid, N. T. Dynamic stability of pipes conveying fluid. *Journal of Sound and Vibrations*. 1974, 33(3), 267-294.
- 4) Chen, H. Vibration of a pipeline containing fluid flow with elastic support. *Ohio University, The Faculty of the College of Engineering and Technology, Ohio*, 1991, 61.
- 5) Paidoussis, M.P., Li, G.X. Pipes conveying fluid: A model dynamical problem. *Journal of Fluids and Structures*. 1993, 7, 137-204.
- 6) Olson, L. G., Jamison, D. Application of a general purpose finite element method to elastic pipes conveying fluid. *Journal of Fluids and Structures*. 1997, 11, 207-222.
- 7) Paidoussis, M. P. *Fluid – Structure Interactions Volume 1*. Academic Press., California, ABD, 1998, 572 s.
- 8) Blevins, R. D. *Flow-Induced Vibration*. Krieger Publishing Company, Florida, ABD, 2001, 477 s.
- 9) Zou, G. P., Cheraghi, N., Taheri, F. Fluid-induced vibration of composite natural gas pipelines. *International Journal of Solids and Structures*. 2005, 42, 1253-1268.
- 10) Stangl, M., Irschik, H. Dynamics of an Euler elastica pipe with internal flow of fluid. *Proceedings in Applied Mathematics and Mechanics*. 2006, 6, 335-336.
- 11) Petrus, R. C. Dynamics of fluid conveying Timoshenko pipes. *Texas A&M University, Office of graduate studies, Mechanical Engineering, Texas*, 2006, 136s.
- 12) Xu, M. R., Xu, S. P., Guo, H. Y. Determination of natural frequencies of fluid conveying pipes using homotopy perturbation method. *Computational and Mathematics with Applications*. 2010, 60, 520-527.
- 13) Huang, Y., Liu, Y., Li, B., Li, Y., Yue, Z. Natural frequency analysis of fluid conveying pipeline with different boundary conditions. *Nuclear Engineering and Design*. 2010, 240, 461-467.
- 14) Özhan, B. B., Pakdemirli, M. Principal parametric resonances of a general continuous system with cubic nonlinearities. *Applied Mathematics and Computation*. 2012, 219, 2412-2423.
- 15) Fahem, A. F. The effect of variable load on dynamic behaviour of thin pipe by Hamilton principle and Cfx-ANSYS®. *Journal of Engineering*. 2012, 18, 943-960.
- 16) Yi-min, H., Seng, G., Wei, W., Jie, H. A direct method of natural frequency analysis on pipeline conveying fluid with both ends supported. *Nuclear Engineering and Design*. 2012, 253, 12-22.
- 17) Giacobbi, D. B., Rinaldi, S., Semler, C., Paidoussis, M. P. The dynamics of a cantilevered pipe aspirating fluid studied by experimental, numerical and analytical methods. *Journal of Fluids and Structures*. 2012, 30, 73-96.
- 18) Wang, L., Gan, J., Ni, Q. Natural frequency analysis of fluid conveying pipes in the ADINA system. *4th Symposium on the Mechanics of Slender Structures*. 2013, U.K, *Journal of Physics: Conference Series*.

- 19)Özhan, B. B., Pakdemirli, M. Effect of viscoelasticity on the natural frequencies of axially moving continua. *Advances in Mechanical Engineering*. 2013, DOI: 10.1155/2013/169598.
- 20)Mediano-Valiente, B., Garcia-Planas, M. I. Stability analysis of a clamped-pinned pipeline conveying fluid. *World Scientific and Engineering Academy and Society* .2014, 13, 54-64.
- 21)Kheiri, M., Paidoussis, M. P., Costa Del Pozo, G., Amabili, M. Dynamics of a pipe conveying fluid flexibly restrained at the ends. *Journal of Fluids and Structures*. 2014, 49, 360-385.
- 22)Jweeg, M. J., Ntayeesh, T. J. Dynamic analysis of pipes conveying fluid using analytical, numerical and experimental verification with the aid of smart materials. *International Journal of Science and Research*. 2015, 4(12), 1594-1605.
- 23)Chen, S. S. Fluid damping for circular cylindrical structures. *Nuclear Engineering and Design*. 1981, 63, 81-100.
- 24)ANSYS® R17 User's Guide.
- 25)Birdsong, C. *Basics of Structural Vibration Testing and Analysis*. California Polytechnic State University. California, 2003, 16.
- 26)Chang, J. R., Lin, W., Huang, C. J., Choi, S. T. Vibration and stability of an axially moving Rayleigh beam. *Applied Mathematical Modelling*. 2010, 34, 1482-1497.
- 27)Wang, X. *Fundamentals of Fluid-Solid Interactions, Analytical and Computational Approaches*. Elsevier, Oxford, UK, 2008, 572 s.
- 28)Guran, A., Bajaj, A., Ishida, Y., Perkins, N., D'Eleuterio, G., Pierre, C. *Stability of Gyroscopic Systems*. World Scientific Publishing, Farrer Road, Singapore, 1999, 409 s.
- 29)Seyranian, A. P., Elishakoff, I. *Modern Problems of Structural Stability*. Springer-Verlag Wien GmbH, New York, USA, 2002, 394 s.
- 30)Pittard, M.T. Large Eddy simulation based turbulent flow-induced vibration of fully developed pipe flow. Brigham Young University, Department of Mechanical Engineering, Utah, 2003, 156.
- 31)Büyük Türkçe Sözlük. Türk Dil Kurumu. 2016.

## 8. ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Metin SALI

Doğum Yeri ve Yılı : İzmir, 1991

Medeni Hali : Bekar

Yabancı Dili : İngilizce

E-posta : metinsali@outlook.com

### Eğitim Durumu

Lise : Teğmen Ali Rıza Akıncı Anadolu Lisesi, 2009

Lisans : Celal Bayar Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 2013

Yüksek Lisans : Celal Bayar Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Mekanik Bilim Dalı, 2017

### Mesleki Deneyim

Anova Mühendislik ve Bilgisayar Ltd. Şti. 2013 – ...

### Yayınları

Salı, M., Toprak, B.B., Taşkaya H.İ., Özhan, B.B. 2013, Eylül. Değişken stroklu git gel mekanizması tasarımı. 16. Ulusal Makine Teorisi Sempozyumu.