

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

106225

DEĞİŞKEN HIZLI AKIŞKAN TAŞIYAN BORULARIN
FARKLI SINIR KOŞULLARI ÇERÇEVESİNDEKİ
TİTREŞİMLERİNİN AKTİF KONTROLÜ

Makine Yük. Müh. Ersun YALÇIN

F.B.E Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Konstrüksiyon Programında
Hazırlanan

DOKTORA TEZİ

Tez Savunma Tarihi : 27.06.2001
Tez Danışmanı : Prof. Dr. Faris KAYA
Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Tuncer TOPRAK
: Doç. Dr. Nurkan YAĞIZ

106225
T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ

İSTANBUL, 2001

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ.....	iv
ŞEKİL LİSTESİ.....	vi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	x
TEŞEKKÜR.....	xi
ÖZET.....	xii
ABSTRACT.....	xiii
1 GİRİŞ.....	1
1.1 Giriş.....	1
1.2 Akışkan Taşıyan Borular Üzerine Yapılan Çalışmaların Kronolojik Gelişimi.....	2
1.2.1 Modelleme yaklaşımları.....	2
1.2.2 Kullanılan çözüm ve kararlılık analizi yaklaşımları.....	10
1.2.3 Aktif kontrol uygulamaları.....	11
1.3 Tezin Amacı ve Kapsamı.....	13
2 MATEMATİK MODEL.....	16
2.1 Giriş.....	16
2.2 Problemin Tanımı ve Kabuller.....	16
2.3 Akışkan Hızı Vektörü.....	18
2.4 Kuvvet Dengesi.....	18
2.5 Boyutsuzlaştırma.....	22
2.6 Sınır Şartları.....	23
2.7 Matematiksel Denklemin Ayırıştırılması.....	23
3 DİNAMİK ANALİZ.....	26
3.1 Giriş.....	26
3.2 Sistemin Sabit Akış Hızında Dinamik Davranışı.....	26
3.2.1 Basit mesnetli durum.....	27
3.2.2 İki ucu ankastre mesnetli durum.....	30
3.2.3 Bir ucu ankastre mesnetli diğer ucu serbest durum.....	33
3.3 Akışkan Hızının Zamana Bağlı Değişmesi Durumunda Sistemin Dinamik Davranışı.....	39
3.3.1 Çoklu zaman skalası yöntemi yardımıyla kararlılık analizi.....	40
3.3.1.1 Altharmonik rezonans.....	43
3.3.1.2 Birleşik rezonans (Combination resonans).....	48
4 TİTREŞİMLERİN AKTİF KONTROLÜ.....	54
4.1 Giriş.....	54
4.2 Aktif Titreşim Kontrol Sistemi.....	55

4.2.1	Kazanç değerlerinin sistem üzerine etkileri.....	57
4.2.2	Uyarlama mekanizması.....	66
4.2.3	Kazançların belirlenmesi	67
4.2.4	Kazanç değerlerinin değişimi.....	69
4.3	Kontrol Sisteminin Etkinliği	96
5	SONUÇLAR ve ÖNERİLER.....	109
5.1	Sonuçlar	109
5.2	Tartışma ve Öneriler.....	110
KAYNAKLAR.....		112
ÖZGEÇMİŞ		118



SİMGE LİSTESİ

U	Akış hızı
\vec{V}	Akış hızı vektörü
Y	Yer değiştirme
α	Açı
δB	Hacim
ρ	Akışkan özgül kütlesi
A	Akışa dik kesit alanı
M	Birim uzunluktaki boru içinde bulunan akışkan kütlesi
\vec{i}, \vec{j}	Birim vektörler
t	Zaman
P	İç basınç
\bar{P}	En uç noktadaki basınç
T	Eksenel kuvvet
\bar{T}	En uç noktadaki eksenel kuvvet
E	Elastisite modülü
I	Kesit atalet momenti
Q	Kesme kuvveti
q	Kayma gerilmesi
m	Birim uzunluktaki boru kütlesi
L	Boru uzunluğu
ξ	Boyutsuz eksenel koordinat
u	Boyutsuz akış hızı
η	Boyutsuz yer değiştirme
τ	Boyutsuz zaman
β	Kütle oranı
ν	Poisson oranı
ϵ	Küçük bir sayı
ϕ_i	Şekil fonksiyonu
λ_i	Özdeğer
ω_i	Doğal frekans
ϖ	Boyutsuz akış hızı değişim frekansı
G_p	Orantı kazancı
G_D	Türev kazancı
Z	Boyutsuz sabit
c	viskoz sönüm sabiti
k	Yay sabiti
x	Eksenel koordinat
\mathfrak{M}	Momentum
S	Boru iç cidar çevresi
g	Yer çekimi ivmesi
n	Maksimum mod sayısı
\vec{x}	Durum değişkenler vektörü
A	Karakteristik matris
C	Şekil fonksiyonları vektörü
F	Kuvvet
u_{kr}	Kritik akış hızı
r	Sönüm faktörü
μ	Akış hızı değişme oranı

σ	Katsayı
F_{kr}	Kritik kuvvet
F	Tepki kuvveti
ξ_c	Ölçme noktasının koordinatı
ξ_a	Eyleyicinin yerleştirildiği noktanın koordinatı
u_0	Boyutsuz ortalama akış hızı



ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1	Akışkan taşıyan boru.....	16
Şekil 2.2	Boru ve akışkan parçacığı.....	17
Şekil 2.3	Akışkan parçacığı.....	19
Şekil 2.4	Boru parçacığı.....	20
Şekil 3.1	Değişik kütle oranları, β , için sistemin doğal frekansları.....	28
Şekil 3.2	Değişik akış hızlarında, $\xi_c=3/7$ noktasında borunun yaptığı yer değiştirmeler ($\beta=0.53$, $x(0)=[0.01 \ 0.0015 \ 0.0001 \ 0 \ 0 \ 0]'$, $n=3$).....	29
Şekil 3.3	Kütle oranı, β 'nin değişmesinin sistemin dinamik davranışına etkisi ($u=0.9u_{kr}$, $\xi_c=3/7$, $x(0)=[0.01 \ 0.0015 \ 0.0001 \ 0 \ 0 \ 0]'$, $n=3$).....	30
Şekil 3.4	Değişik kütle oranı, β , değerleri için kritik frekansların değişimi.....	31
Şekil 3.5	Değişik akış hızları için, $\xi_c=3/7$ noktasında borunun yaptığı yer değiştirmeler ($\beta=0.53$, $x(0)=[0.01 \ 0.0015 \ 0.0001 \ 0 \ 0 \ 0]'$, $n=3$, $u_{kr}=2\pi$).....	32
Şekil 3.6	Değişik akış hızları için $\xi_c=3/7$ noktasında borunun yaptığı yer değiştirmeler, ($\beta=0.2$, $x(0)=[0.01 \ 0.0015 \ 0.0001 \ 0 \ 0 \ 0]'$, $n=3$, $u_{kr}=2\pi$).....	32
Şekil 3.7	Değişik akış hızlarında $\xi_c=3/7$ noktasında borunun yaptığı yer değiştirmeler ($\beta=0.8$, $x(0)=[0.01 \ 0.0015 \ 0.0001 \ 0 \ 0 \ 0]'$, $n=3$, $u_{kr}=2\pi$).....	33
Şekil 3.8	Kütle oranı $\beta=0$ için bir ucu ankastre mesnetli diğer ucu serbest borunun kritik frekansları ve sönüm faktörleri.....	34
Şekil 3.9	Kütle oranı $\beta=0.2$ için bir ucu ankastre mesnetli diğer ucu serbest borunun kritik frekansları ve sönüm faktörleri.....	35
Şekil 3.10	Kütle oranı $\beta=0.53$ için bir ucu ankastre mesnetli diğer ucu serbest borunun kritik frekansları ve sönüm faktörleri.....	35
Şekil 3.11	Kütle oranı $\beta=0.75$ için bir ucu ankastre mesnetli diğer ucu serbest borunun kritik frekansları ve sönüm faktörleri.....	36
Şekil 3.12	Kütle oranı $\beta=0.53$ için akış hızının 0 ile π aralığında değişmesi durumunda ilk iki en düşük frekansa sahip iki kökün yer değiştirmesi.....	36
Şekil 3.13	Kütle oranı $\beta=0.2$ için akış hızının 0 ile π aralığında değişmesi durumunda ilk iki en düşük frekansa sahip iki kökün yer değiştirmesi.....	37
Şekil 3.14	Kütle oranı $\beta=0$ için bir ucu ankastre mesnetli diğer ucu serbest borunun $\xi_c=6/7$ noktasındaki değişik akış hızlarında yaptığı yer değiştirmeler ($n=5$, $x(0)=[0.01 \ 0.0015 \ 0.0001 \ 0.00001 \ 0.0000001 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]'$).....	37
Şekil 3.15	Kütle oranı $\beta=0.2$ için bir ucu ankastre mesnetli diğer ucu serbest borunun $\xi_c=6/7$ noktasındaki değişik akış hızlarında yaptığı yer değiştirmeler ($n=5$, $x(0)=[0.01 \ 0.0015 \ 0.0001 \ 0.00001 \ 0.0000001 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]'$).....	38
Şekil 3.16	Kütle oranı $\beta=0.53$ için bir ucu ankastre mesnetli borunun $\xi_c=6/7$ noktasındaki değişik akış hızlarında yaptığı yer değiştirmeler ($n=5$, $x(0)=[0.01 \ 0.0015 \ 0.0001 \ 0.00001 \ 0.0000001 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]'$).....	38
Şekil 3.17	Kütle oranı $\beta=0.75$ için bir ucu ankastre mesnetli borunun $\xi_c=6/7$ noktasındaki değişik akış hızlarında yaptığı yer değiştirmeler ($n=5$, $x(0)=[0.01 \ 0.0015 \ 0.0001 \ 0.00001 \ 0.0000001 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]'$).....	39
Şekil 3.18	Kütle oranı $\beta=0.1$ için basit mesnetli borunun altharmonik rezonans bölgeleri.....	45
Şekil 3.19	Kütle oranı $\beta=0.53$ için basit mesnetli borunun altharmonik rezonans bölgeleri.....	45
Şekil 3.20	Kütle oranı $\beta=0.1$ için iki ucu ankastre mesnetli borunun altharmonik rezonans bölgeleri.....	46
Şekil 3.21	Kütle oranı $\beta=0.53$ için iki ucu ankastre mesnetli borunun altharmonik rezonans bölgeleri.....	46

Şekil 3.22	Kütle oranı $\beta=0.1$ için bir ucu ankastre mesnetli diğer ucu serbest borunun altharmonik rezonans bölgeleri.....	47
Şekil 3.23	Kütle oranı $\beta=0.53$ için bir ucu ankastre mesnetli diğer ucu serbest borunun altharmonik rezonans bölgeleri.....	47
Şekil 4.1	Akışkan taşıyan boru ve kontrol sistemi	55
Şekil 4.2	Basit mesnetli durumda orantı kazancının 0 ila 200 arasında değişmesi durumunda kök-yer eğrisi ($n=4, \beta=0.53, \xi_c=3/7$).....	58
Şekil 4.3	Basit mesnetli durumda orantı kazancının 0 ila 200 arasında değişmesi durumunda kök-yer eğrisi ($n=2, \beta=0.53, \xi_c=3/7$).....	59
Şekil 4.4	Basit mesnetli durumda türev kazancının 0 ila 40 arasında değişmesi durumunda kök-yer eğrisi ($n=3, \beta=0.53, \xi_c=3/7$).....	59
Şekil 4.5	Basit mesnetli durumda türev kazancının 0 ila 4 arasında değişmesi durumunda kök-yer eğrisi ($n=2, \beta=0.53, \xi_c=3/7$)	60
Şekil 4.6	Basit mesnetli durumda düşük akış hızında orantı ve türev kazancının ayrı ayrı değişmesine bağlı kök-yer eğrisi ($n=2, \beta=0.53, \xi_c=3/7$).....	60
Şekil 4.7	İki ucu ankastre mesnetli durumda orantı kazancının 0 ila 200 arasında değişmesine bağlı kök-yer eğrisi ($n=4, \beta=0.53, \xi_c=3/7$).....	61
Şekil 4.8	İki ucu ankastre mesnetli durumda orantı kazancının 0 ila 200 arasında değişmesine bağlı kök-yer eğrisi ($n=2, \beta=0.53, \xi_c=3/7$).....	62
Şekil 4.9	İki ucu ankastre mesnetli durumda türev kazancının 0 ila 40 arasında değişmesine bağlı kök-yer eğrisi ($n=3, \beta=0.53, \xi_c=3/7$).....	62
Şekil 4.10	İki ucu ankastre mesnetli durumda türev kazancının 0 ila 10 arasında değişmesine bağlı kök-yer eğrisi ($n=2, \beta=0.53, \xi_c=3/7$).....	63
Şekil 4.11	İki ucu ankastre mesnetli durumda düşük akış hızında orantı ve türev kazancının ayrı ayrı değişmesine bağlı kök-yer eğrisi ($n=2, \beta=0.53, \xi_c=3/7$) ..	63
Şekil 4.12	Bir ucu ankastre diğer ucu serbest mesnetli durumda orantı kazancının değişmesine bağlı kök-yer eğrisi ($n=4, \beta=0.53, \xi_c=6/7$).....	64
Şekil 4.13	Bir ucu ankastre diğer ucu serbest mesnetli durumda türev kazancının değişmesine bağlı kök-yer eğrisi ($n=3, \beta=0.53, \xi_c=6/7$).....	65
Şekil 4.14	Bir ucu ankastre diğer ucu serbest mesnetli durumda türev kazancının değişmesine bağlı kök-yer eğrisi ($n=2, \beta=0.53, \xi_c=6/7$).....	65
Şekil 4.15	Bir ucu ankastre diğer ucu serbest mesnetli durumda türev kazancının değişmesine bağlı kök-yer eğrisi ($n=2, \beta=0.1, \xi_c=6/7$).....	66
Şekil 4.16	Uyarılama mekanizmasının genel yapısı.....	67
Şekil 4.17	Basit mesnetli durum için orantı kazancı, G_p , ve Türev kazancının, G_D , çalışma aralığında değişimi ($\beta=0.53, u_0=0.1u_{kr}$).....	70
Şekil 4.18	Basit mesnetli durum için orantı kazancı, G_p , ve Türev kazancının, G_D , çalışma aralığında değişimi ($\beta=0.53, u_0=0.2u_{kr}$).....	71
Şekil 4.19	Basit mesnetli durum için orantı kazancı, G_p , ve Türev kazancının, G_D , çalışma aralığında değişimi ($\beta=0.53, u_0=0.3u_{kr}$).....	72
Şekil 4.20	Basit mesnetli durum için orantı kazancı, G_p , ve Türev kazancının, G_D , çalışma aralığında değişimi ($\beta=0.53, u_0=0.4u_{kr}$).....	73
Şekil 4.21	Basit mesnetli durum için orantı kazancı, G_p , ve Türev kazancının, G_D , çalışma aralığında değişimi ($\beta=0.53, u_0=0.5u_{kr}$).....	74
Şekil 4.22	Basit mesnetli durum için orantı kazancı, G_p , ve Türev kazancının, G_D , çalışma aralığında değişimi ($\beta=0.53, u_0=0.6u_{kr}$).....	75
Şekil 4.23	Basit mesnetli durum için orantı kazancı, G_p , ve Türev kazancının, G_D , çalışma aralığında değişimi ($\beta=0.53, u_0=0.7u_{kr}$).....	76
Şekil 4.24	Basit mesnetli durum için orantı kazancı, G_p , ve Türev kazancının, G_D , çalışma aralığında değişimi ($\beta=0.53, u_0=0.8u_{kr}$).....	77

Şekil 4.25	Basit mesnetli durum için orantı kazancı, G_p , ve türev kazancının, G_D , çalışma aralığında değişimi ($\beta=0.53, u_0=0.9u_{kr}$).....	78
Şekil 4.26	Basit mesnetli durum için orantı kazancı, G_p , ve türev kazancının, G_D , çalışma aralığında değişimi ($\beta=0.53, u_0=u_{kr}$).....	79
Şekil 4.27	İki ucu ankastre mesnetli durum için orantı kazancı, G_p , ve türev kazancının, G_D , çalışma aralığında değişimi ($\beta=0.53, u_0=0.15u_{kr}$).....	80
Şekil 4.28	İki ucu ankastre mesnetli durum için orantı kazancı, G_p , ve türev kazancının, G_D , çalışma aralığında değişimi ($\beta=0.53, u_0=0.2u_{kr}$).....	81
Şekil 4.29	İki ucu ankastre mesnetli durum için orantı kazancı, G_p , ve türev kazancının, G_D , çalışma aralığında değişimi ($\beta=0.53, u_0=0.3u_{kr}$).....	82
Şekil 4.30	İki ucu ankastre mesnetli durum için orantı kazancı, G_p , ve türev kazancının, G_D , çalışma aralığında değişimi ($\beta=0.53, u_0=0.4u_{kr}$).....	83
Şekil 4.31	İki ucu ankastre mesnetli durum için orantı kazancı, G_p , ve türev kazancının, G_D , çalışma aralığında değişimi ($\beta=0.53, u_0=0.45u_{kr}$).....	84
Şekil 4.32	İki ucu ankastre mesnetli durum için orantı kazancı, G_p , ve türev kazancının, G_D , çalışma aralığında değişimi ($\beta=0.53, u_0=0.5u_{kr}$).....	85
Şekil 4.33	İki ucu ankastre mesnetli durum için orantı kazancı, G_p , ve türev kazancının, G_D , çalışma aralığında değişimi ($\beta=0.53, u_0=0.6u_{kr}$).....	86
Şekil 4.34	İki ucu ankastre mesnetli durum için orantı kazancı, G_p , ve türev kazancının, G_D , çalışma aralığında değişimi ($\beta=0.53, u_0=0.7u_{kr}$).....	87
Şekil 4.35	İki ucu ankastre mesnetli durum için orantı kazancı, G_p , ve türev kazancının, G_D , çalışma aralığında değişimi ($\beta=0.53, u_0=0.8u_{kr}$).....	88
Şekil 4.36	İki ucu ankastre mesnetli durum için orantı kazancı, G_p , ve türev kazancının, G_D , çalışma aralığında değişimi ($\beta=0.53, u_0=0.9u_{kr}$).....	89
Şekil 4.37	İki ucu ankastre mesnetli durum için orantı kazancı, G_p , ve türev kazancının, G_D , çalışma aralığında değişimi ($\beta=0.53, u_0=u_{kr}$).....	90
Şekil 4.38	Bir ucu ankastre diğer ucu serbest mesnetli durum için orantı kazancı, G_p , ve türev kazancının, G_D , çalışma aralığında değişimi ($n=3, \beta=0.1, u_0=0.2u_{kr}$).....	91
Şekil 4.39	Bir ucu ankastre diğer ucu serbest mesnetli durum için orantı kazancı, G_p , ve türev kazancının, G_D , çalışma aralığında değişimi ($n=3, \beta=0.1, u_0=0.4u_{kr}$).....	92
Şekil 4.40	Bir ucu ankastre diğer ucu serbest mesnetli durum için orantı kazancı, G_p , ve türev kazancının, G_D , çalışma aralığında değişimi ($n=3, \beta=0.1, u_0=0.6u_{kr}$).....	93
Şekil 4.41	Bir ucu ankastre diğer ucu serbest mesnetli durum için orantı kazancı, G_p , ve türev kazancının, G_D , çalışma aralığında değişimi ($n=3, \beta=0.1, u_0=0.8u_{kr}$).....	94
Şekil 4.42	Bir ucu ankastre diğer ucu serbest mesnetli durum için orantı kazancı, G_p , ve türev kazancının, G_D , çalışma aralığında değişimi ($n=3, \beta=0.1, u_0=u_{kr}$).....	95
Şekil 4.43a	Basit mesnetli durumda aktif titreşim kontrolü uygulanmamış sistemin dinamik davranışı ($u_0=u_{kr}, \mu=0.15, \beta=0.53, G_p=0, G_D=3$).....	97
Şekil 4.43b	Basit mesnetli durumda aktif titreşim kontrolü uygulanmış sistemin dinamik davranışı ($u_0=u_{kr}, \mu=0.15, \beta=0.53$).....	97
Şekil 4.43c	Akış hızı değişim frekansı.....	98
Şekil 4.43d	Kazanç değerlerinin değişimi.....	98
Şekil 4.44a	Basit mesnetli durumda aktif titreşim kontrolü uygulanmamış sistemin dinamik davranışı ($u_0=0.6u_{kr}, \mu=0.1, \beta=0.53, G_p=0, G_D=0.05$).....	99
Şekil 4.44b	Basit mesnetli durumda aktif titreşim kontrolü uygulanmış sistemin dinamik davranışı ($u_0=0.6u_{kr}, \mu=0.15, \beta=0.53$).....	99
Şekil 4.44c	Akış hızı değişim frekansı.....	100
Şekil 4.44d	Kazanç değerlerinin değişimi.....	100
Şekil 4.45a	Basit mesnetli durumda aktif titreşim kontrolü uygulanmamış sistemin dinamik davranışı ($u_0=0.3u_{kr}, \mu=0.1, \beta=0.53, G_p=0, G_D=0.05$).....	101

Şekil 4.45b	Basit mesnetli durumda aktif titreşim kontrolü uygulanmış sistemin dinamik davranışı ($u_0=0.3u_{kr}$, $\mu=0.1$, $\beta=0.53$)	101
Şekil 4.45c	Akış hızı değişim frekansı	102
Şekil 4.45d	Kazanç değerlerinin değişimi	102
Şekil 4.46a	İki ucu ankastre mesnetli durumda aktif titreşim kontrolü uygulanmamış sistemin dinamik davranışı ($u_0=0.9u_{kr}$, $\mu=0.15$, $\beta=0.53$, $n=2$, $G_p=0$, $G_D=1$) ..	103
Şekil 4.46b	İki ucu ankastre mesnetli durumda aktif titreşim kontrolü uygulanmış sistemin dinamik davranışı ($u_0=0.9u_{kr}$, $\mu=0.15$, $\beta=0.53$, $n=2$)	103
Şekil 4.46c	Akış hızı değişim frekansı	104
Şekil 4.46d	Kazanç değerlerinin değişimi	104
Şekil 4.47a	İki ucu ankastre mesnetli durumda aktif titreşim kontrolü uygulanmamış sistemin dinamik davranışı ($u_0=0.3u_{kr}$, $\mu=0.15$, $\beta=0.53$, $n=2$, $G_p=0$, $G_D=1$) .	105
Şekil 4.47b	İki ucu ankastre mesnetli durumda aktif titreşim kontrolü uygulanmış sistemin dinamik davranışı ($u_0=0.3u_{kr}$, $\mu=0.15$, $\beta=0.53$, $n=2$)	105
Şekil 4.47c	Akış hızı değişim frekansı	106
Şekil 4.47d	Kazanç değerlerinin değişimi	106
Şekil 4.48a	Bir ucu ankastre mesnetli diğer ucu serbest durumda aktif titreşim kontrolü uygulanmamış sistemin dinamik davranışı ($u_0=0.8u_{kr}$, $\mu=0.15$, $\beta=0.1$, $n=3$) .	107
Şekil 4.48b	Bir ucu ankastre mesnetli diğer ucu serbest durumda aktif titreşim kontrolü uygulanmış sistemin dinamik davranışı ($u_0=0.8u_{kr}$, $\mu=0.15$, $\beta=0.1$, $n=3$)	107
Şekil 4.48c	Akış hızı değişim frekansı	108
Şekil 4.48d	Kazanç değerlerinin değişimi	108

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 2.1 Boyutsuz parametreler	22
Çizelge 2.2 Bir ucu ankastre mesnetli diğer ucu serbest kirişin öz frekansları.....	25
Çizelge 2.3 İki ucu ankastre mesnetli kirişin öz frekansları.....	25



TEŞEKKÜR

Tezimin hazırlanması esnasında, her türlü bilgi ve tecrübelerinden istifade ettiğim değerli hocam **Prof. Dr. Faris KAYA**'ya en içten teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca tez çalışmam sırasında değerli görüşlerinden yararlandığım **Prof. Dr. Surkay AKBAROV**, her türlü yardım ve desteğini esirgemeyen **Prof. Necati TAHRALI**, **Doç. Dr. Faruk YİĞİT** ve **Doç. Dr. İsmail YÜKSEK** 'e teşekkürlerimi borç bilirim. Değerli araştırma görevlisi arkadaşlarıma da yardımlarından dolayı ayrıca teşekkür ederim.

İstanbul
Nisan, 2001

Ersun YALÇIN
Makine Yüksek Mühendisi



ÖZET

Değişken hızlı akışkan taşıyan bir borunun akışkan kaynaklı titreşimlerinin sönümlenmesi/sınırlanması amacıyla bir aktif kontrol sistemi tasarlanmıştır. Değişken hızlı akışkan taşıyan borunun modeli Galerkin yöntemi uygulanarak ayrıklaştırılmıştır. Sistemin dinamiği farklı sınır koşulları çerçevesinde incelenmiştir. Akış hızının harmonik olarak değişmesi durumunda oluşan parametrik kararsızlık bölgeleri hesaplanmıştır. Kararsızlık bölgelerinin hesaplanmasında Çoklu Zaman Skalası yönteminden yararlanılmıştır. Bu çalışmada tasarlanan aktif kontrol sistemi kurala dayalı uyarlamalı PD kontrol yöntemi uygulamasıdır. Aktif kontrol sistemi, kontrol organı, uyarılma mekanizması, bir ivme ölçer ve bir eyleyiciden oluşmaktadır. Kontrol organı PD kontrol yöntemi ile çalışmakta ve sınırlı kazanç kademelerine sahiptir. Uyarılma mekanizması karar verme algoritması ve bir veri tabanından oluşmaktadır. Karar verme algoritması ortalama akış hızına, akış hızı değişim frekansına ve akış hızı değişim oranına bağlı olarak en uygun kazanç kademesini seçer. Kazanç değerleri veri tabanında saklanmaktadır. Kazanç değerleri sistemin modeli kullanılarak bir performans ölçütünü sağlayacak biçimde hesaplanmaktadır. PD kontrol metodunun etkinliği kök- yer eğrileri yardımıyla gösterilmiştir. Sistem değişik koşullar için sayısal olarak çözülmüş ve elde edilen sonuçlar pasif kontrol uygulama sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır.

Anahtar kelimeler : aktif kontrol, akışkan kaynaklı, boru, titreşim, kararlılık

ABSTRACT

An active control system is designed and, is numerically verified, to suppress the fluid induced vibration in a pipe conveying pulsating fluid. The dynamics model of a pipe conveying pulsating fluid is discretized by using Galerkin Method. The dynamics of the system is examined in a general way under various support conditions. In the case of harmonically varying flow velocity, Stability regions are presented for parametric instabilities, calculated by Multiple Time Scale Method. The active control system in this study is designed by applying rule based adaptive PD control method. The control system consists of a controller, an adaptive mechanism, an accelerometer and an actuator. The controller is designed by using PD control which has limited gain steps. The Adaptive mechanism is composed of a decision algorithm and a database. The decision algorithm selects the best gain step depending on the parameters that are mean flow velocity, frequency of variation of fluid velocity and excitation parameter. The gains are stored in the database. The Gains are computed by using the model of the system to satisfy a performance criteria. The efficiency of PD control method was demonstrated by root-locus graphics. The system was simulated for different conditions then the results were compared with a passive control system simulation results.

Keywords : Active control, fluid-induced, pipe, vibration, stability

1 GİRİŞ

1.1 Giriş

Medeniyetin gelişmesiyle öncelikle su, endüstriyel anlamda gelişmeye bağlı olarak da petrol, gaz gibi diğer akışkanların taşınması ihtiyacı, beraberinde mühendislik açısından önemli problemlerin ortaya çıkmasına neden olmuştur.

Önceleri açık kanallarla bir yerden başka bir yere taşınan su, endüstriyel gelişmeyle birlikte kapalı kanallar ve boru sistemleriyle nakledilmiştir. Petrol, gaz, asit gibi endüstriyel akışkanların nakledilmesinde de güvenli bir yol olan boru hatları kullanılmaktadır. Bir endüstri tesisinde kilometrelerce boru hattı bulunabilmektedir. Hatta evlerimizde bile ısıtmadan, havalandırmaya, su tesisatından, atık suların uzaklaştırılmasına kadar her alanda boru hatlarından yararlanılmaktadır.

Boru hatlarıyla nakledilen akışkanların hepsi su gibi çevre dostu olan akışkanlar değildir. Zehirli kimyasallar, yanıcı ve patlayıcı özellikteki akışkanlarında nakledildiği düşünüldüğünde boru hatlarının sağlamlığı ve güvenliği önem kazanmaktadır. Bir endüstri tesisinde bir boru hattının zarar görmesi büyük maddi kayıplara yol açabileceği gibi çevre ve insan sağlığı açısından zararlı akışkanların nakledildiği düşünülürse telafisi mümkün olmayacak zararlara yol açabileceği açıktır. Bir roket motorunun yakıt borusunda, bir uçağın yakıt borularında, bir eşanjörün içindeki borularda oluşabilecek sorunların mali ve maddi hatta can kayıplarına yol açabileceği açıktır.

Endüstrinin enerji ihtiyacının gittikçe artması ve doğal kaynakların sınırlı olması nedeniyle diğer alternatif yol olan nükleer enerji santralleri yardımıyla enerji ihtiyacının karşılanması ülkemizin de gündemindedir. Birçok gelişmiş ülke enerji ihtiyacını nükleer santraller yardımıyla karşılamaktadır. Bilindiği gibi nükleer enerji santrallerinin soğutma sistemlerinde sıvı (su, ağır su vs) kullanılmaktadır. Santrallerde boru sistemlerindeki titreşimler ve yarattıkları problemler halen önemli bir araştırma konusu teşkil etmektedir (Pettigrew ve Taylor, 1998)

Bu nedenle boru ve boru hatlarında oluşabilecek problemlerin önceden belirlenmesi ve gerekli tedbirlerin zamanında alınması önem taşımaktadır. Oluşabilecek problemler statik ve dinamik olmak üzere iki sınıfa ayrılabilir. Statik problemlerin oluşma nedenleri dinamik problemlerin oluşma nedenlerine göre daha kolay ve kesin belirlenebilmektedir. Dinamik problemlerin oluşmasında çok daha fazla etkenin rol alması nedeniyle mühendislik açısından büyük önem

arz etmektedir.

Meydana gelebilecek dinamik problemler iki gruba ayrılarak incelenebilir; Akışkan-yapı (boru) etkileşimi sonucu oluşan dinamik problemler ve dış etkiler nedeniyle (örneğin rüzgar, gürültü, zemin titreşimi, darbe gibi) oluşan problemler. Bu çalışma akış-yapı etkileşimi sonucu oluşan akışkan kaynaklı titreşimlerin aktif kontrolü ile sınırlandırılmıştır.

1.2 Akışkan Taşıyan Borular Üzerine Yapılan Çalışmaların Kronolojik Gelişimi

1.2.1 Modelleme yaklaşımları

Literatürde ki en eski çalışmalardan bir Ashley ve Havilland (1950) tarafından yapılan Trans-Arabian Pipe Line Şirketinin boru hatlarında oluşan aerodinamik kaynaklı titreşimler üzerinedir. Bu titreşimler yer üstündeki petrol boru hatlarında kritik rüzgar hızlarında büyük genliklere ulaşmaktadır. Boru hattının matematiksel modelini elde etmek için, boru içi boş silindirik kiriş olarak düşünülmüştür. Akışkan sıkıştırılmaz kabul edilmiştir. Akışkanın etkisi de Newton prensibi yardımıyla eklendiğinde aşağıdaki denklem elde edilmiştir.

$$EI \frac{\partial^4 Y(x,t)}{\partial x^4} + M \frac{\partial^2 Y(x,t)}{\partial t^2} + m \frac{\partial^2 Y(x,t)}{\partial x \partial t} = 0 \quad (1.1)$$

Burada m birim zamanda akan akışkanın kütlesidir. Y, yer değiştirmedir. Trans Arabian boru hattı konusunda diğer bir çalışma Housner (1952) tarafından yapılmıştır. Çalışmada sistemin modeli Hamilton prensibi uygulanarak elde edilmiştir. Elde edilen model aşağıdaki gibidir.

$$EI \frac{\partial^4 Y(x,t)}{\partial x^4} + \rho U^2 \frac{\partial^2 Y(x,t)}{\partial x^2} + 2\rho U \frac{\partial^2 Y(x,t)}{\partial x \partial t} + M \frac{\partial^2 Y(x,t)}{\partial t^2} = F(x,t) \quad (1.2)$$

Burada U akışkanın hızıdır ve sabit olarak alınmıştır. ρ ise akışkanın yoğunluğudur. Naguleswaran ve Williams (1968) tarafından yapılan bir çalışmada esas alınan dinamik model eksenel yüklenme nedeniyle oluşan gerilmeyi de içermektedir.

$$EI \frac{\partial^4 Y(x,t)}{\partial x^4} - (T - mU^2) \frac{\partial^2 Y(x,t)}{\partial x^2} + 2mU \frac{\partial^2 Y(x,t)}{\partial x \partial t} + (M + m) \frac{\partial^2 Y(x,t)}{\partial t^2} = 0 \quad (1.3)$$

Burada T eksenel gerilme kuvveti olup, m birim uzunluktaki borunun içindeki akışkanın kütlesi, M ise birim uzunluktaki borunun kütlesidir. Bu modelde de sönümler ihmal edilmiş olup, akışkanın dönme ataleti de hesaba katılmamıştır. Akışkan sıkıştırılmaz kabul edilmiştir.

Eğri eksene sahip akışkan taşıyan borularla ilgili Unny, Martin ve Dubey (1970) tarafından yapılan çalışmada akışkan taşıyan borunun dinamik modeli Hamilton prensibi yardımıyla elde edilmiştir. Boyutsuz model aşağıdaki gibi verilmiştir.

$$\eta^{(iv)} + 2\eta'' + \eta + \frac{1}{Z}(\eta + \xi') - U^2(1 - \eta - \eta'') + 2\beta^{1/2}U\dot{\eta}' + \ddot{\eta} = 0 \quad (1.4)$$

$$\eta' + \xi'' - Z\ddot{\xi} = 0$$

Burada η boyutsuz radyal yer değiştirir. ξ ise boyutsuz çevresel yer değiştirir. β kütle oranıdır. Z ise boyutsuz bir sabittir. Stein ve Tobriner (1970) yaptıkları çalışmada sonsuz uzunluktaki bir borunun elastik zemin üzerinde durması ve dış sönümlenme içermesi durumundaki matematiksel modelini Newton prensibi yardımıyla elde etmişlerdir. Burada boru iç basıncı da dikkate alınmıştır.

$$EI \frac{\partial^4 Y}{\partial x^4} + (mU^2 + PA) \frac{\partial^2 Y}{\partial x^2} + 2mU \frac{\partial^2 Y}{\partial x \partial t} + (M + m) \frac{\partial^2 Y}{\partial t^2} + c \frac{\partial Y}{\partial t} + KY = 0 \quad (1.5)$$

Burada başlangıç şartları

$$Y(x,0) = f(x), \quad \frac{\partial Y(x,0)}{\partial t} = g(x) \quad (1.6)$$

dır. P iç basıncı, A borunun iç kesiti, c sönüm katsayısı ve K zemin modülüdür. $f(x)$ ve $g(x)$ zemine bağlı birer fonksiyondur. Weaver ve Unny (1973) yaptıkları çalışmada boruyu ince silindirik kabuk olarak kabul etmişlerdir. Elde ettikleri modelle çevresel modlar ve ilgili kritik frekansları da hesaplamışlardır.

Bohn ve Herrmann (1974) yaptıkları çalışmada akışkan taşıyan eklemli boruların değişken hızlı akışkan taşınması durumunda dinamik davranışını modellemişlerdir. Bu modellemede borular rijit kabul edilip sarkaç gibi düşünülmüştür. Birleşik rezonans ve altharmonik rezonans bölgelerini hesaplamışlardır. Kararlılık bölgelerinin sınırlarını tespit etmişlerdir. Hill ve Davis (1974) yaptıkları çalışmada ise bir düzlem içinde eğriliğe sahip, kısa boruların (tüplerin) sonlu elemanlar yardımıyla matematiksel modelini elde etmişlerdir. Modelde iç basıncın etkisi de dikkate alınmıştır. Akışkan kaynaklı titreşimler incelenmiştir.

Paidoussis ve Issid (1974) yapmış oldukları çalışmada akışkan taşıyan boruların dinamik davranışını Newton prensibi yardımıyla modellemişlerdir. Bu model daha sonraki bir çok çalışmada esas alınmıştır. Elde edilen boyutsuz matematiksel model aşağıdaki gibidir. Bu denklemde ilk terim Kelvin-Voigt tipi viskoelastik malzeme etkisini ifade etmektedir. İkinci

terim elastik rijitliği ifade etmektedir. Üçüncü terim akışkanın borunun eğimi doğrultusunda yönünü değiştirebilmek için gerekli kuvveti ifade etmektedir. Dördüncü terim akışkan parçacığının dönme hareketini yapması için gereken kuvveti ifade etmektedir. Beşinci terim yer çekimi ivmesinin etkisini ifade eder. Altıncı terim viskoz sönüm kuvvetini ifade etmektedir. Son terim ise atalet kuvvetini ifade etmektedir.

$$\alpha \frac{\partial^5 \eta}{\partial \xi^4 \partial \tau} + \frac{\partial^4 \eta}{\partial \xi^4} + \left\{ U^2 - \Gamma + \Pi(1 - 2\nu\delta) + \left[\beta^{1/2} \frac{\partial U}{\partial \tau} - \gamma \right] (1 - \xi) \right\} \frac{\partial^2 \eta}{\partial \xi^2} + 2\beta^{1/2} U \frac{\partial^2 \eta}{\partial \xi \partial \tau} + \gamma \frac{\partial \eta}{\partial \xi} + \kappa \frac{\partial \eta}{\partial t} + \frac{\partial^2 \eta}{\partial t^2} = 0 \quad (1.7)$$

Akışkan hızının sabit ve ortalama akış hızı civarında harmonik değişmesi durumları için sistemin dinamik davranışı ayrı ayrı incelenmiştir. Paidoussis ve Sundarajan (1975) yapmış oldukları çalışmada denklem (1.7) modelini esas alarak değişken hızlı akışkan taşıyan boruların parametrik ve birleşik rezonans durumlarını incelemiştir. Paidoussis ve Issid (1976) yaptıkları başka bir çalışmada denklem (1.7) modeli esas alınarak yapılan teorik kararlılık analizi sonuçlarını deneysel sonuçlarla karşılaştırmışlardır.

Holmes (1977) yaptığı çalışmada Paidoussis ve Issid (1974) in yapmış olduğu çalışmada elde ettikleri denklem (1.7) modelini referans alıp bu model elde edilirken ihmal edilen nonlineer terimlerden birinci mertebeden non-linear terimleri ihmal etmeden, tekrar elde etmiştir. Elde ettiği model aşağıdaki gibidir.

$$\eta I \dot{Y}^{(IV)} + EI Y^{(IV)} + 2MU \dot{Y}' + (M + m)gY' + \zeta \dot{Y} + (M + m)\ddot{Y} - \frac{\eta A}{L} \left(\int_0^L (Y' \dot{Y}')^2 dx \right) Y'' + \left\{ MU^2 - \bar{T} + \bar{p}A(1 - 2\nu) - [(M + m)g - M\dot{U}][L - x] - \frac{EA}{2L} \int_0^L (Y(x, t)')^2 dx \right\} Y(x, t)'' = 0 \quad (1.8)$$

Bu modeli kullanarak akışkan kaynaklı kararlılık ve dallanma (bifurcation) problemini incelemiştir. Singh ve Mallik (1979) periyodik olarak mesnetlenmiş boru hatlarındaki parametrik kararsızlığı aşağıdaki modeli kullanarak incelemiştir.

$$EI \frac{\partial^4 Y}{\partial x^4} + (mU^2 + PA) \frac{\partial^2 Y}{\partial x^2} + 2mU \frac{\partial^2 Y}{\partial x \partial t} + m \frac{\partial U}{\partial t} \frac{\partial Y}{\partial x} + (M + m) \frac{\partial^2 Y}{\partial t^2} = 0 \quad (1.9)$$

Rousselet ve Herrman (1981) yapmış oldukları çalışmada bir akışkan deposu ve ona bağlı bir ucu depoya bağlanmış diğer ucu serbest borudan oluşan sistemin matematiksel modelini Newton'un ikinci prensibinden yararlanarak elde etmişlerdir. Bu çalışmada üçüncü mertebeye kadar olan non-linear terimlerde modele dahil edilmiştir. Modelde akış hızı sabit olarak kabul

edilmemiş matematiksel bağıntılarla hesaplanmıştır (Bernoulli denklemi ile). Kritik akış hızı civarında bir ucu ankastre olarak depoya mesnetli diğer ucu serbest olan borunun dinamik davranışını incelemiştir.

Sugiyama, Tanaka, Kishi ve Kawagoe (1984) yaptıkları çalışmada akışkan taşıyan boruların bir yay ile desteklenmesi durumunda, yay'ın kararlılık üzerine etkisini incelemiştir. Bu incelemede kullandıkları matematiksel model aşağıdaki gibidir.

$$E^*I \frac{\partial^5 Y}{\partial t \partial x^4} + EI \frac{\partial^4 Y}{\partial x^4} + mU^2 \frac{\partial^2 Y}{\partial x^2} + 2mU \frac{\partial^2 Y}{\partial x \partial t} + (M + m) \frac{\partial^2 Y}{\partial t^2} + c \frac{\partial Y}{\partial t} + kY \delta(x - L_1) = 0 \quad (1.10)$$

Burada ilk terim viskoelastik malzeme için Kelvin-Voigt tipi sönümü ifade etmektedir. c , viskoz sönüm sabiti, k ise boruyu destekleyen yayın yay sabitidir. $\delta(x-L_1)$ Dirac delta fonksiyonudur. Edelstein, Chen ve Jendzejczyk (1986) birlikte yaptıkları çalışmada bir ucu ankastre mesnetli diğer ucu serbest tüplerin akışkan kaynaklı titreşimlerinin hesaplanması için sonlu elemanlara dayalı nümerik hesaplama yöntemi geliştirmişlerdir.

Elastik zeminin ve sönüm kuvvetlerinin etkisini, Lottati ve Kornecki (1986) birlikte yaptıkları çalışmada incelemiştir. İncelemede kullandıkları model denklem (1.11) de verilmiştir.

$$E^*I \frac{\partial^5 Y}{\partial t \partial x^4} + EI \frac{\partial^4 Y}{\partial x^4} + (PA - T + mU^2) \frac{\partial^2 Y}{\partial x^2} + 2mU \frac{\partial^2 Y}{\partial x \partial t} + (M + m) \frac{\partial^2 Y}{\partial t^2} + c \frac{\partial Y}{\partial t} + kY = 0 \quad (1.11)$$

$$\frac{\partial}{\partial x}(pA - T) = 0$$

Bu model kullanılarak sistemin kritik akış hızlarının, kritik frekanslarının ve bazı parametrelerin değişmesine (c, k, U gibi) bağlı olarak sistemin dinamik davranışındaki değişmeler incelenmiştir.

Bu noktaya kadar yukarıda bahsi geçen çalışmalara esas teşkil eden tüm matematiksel modellerde Euler-Bernoulli kiriş teorisi kullanılmıştır. Kirişin eğilmesi sırasında kiriş kesitinin elastik eğriye dik kaldığı kabulü ile modeller elde edilmiştir. Paidoussis, Luu ve Laithier (1986) birlikte yaptıkları çalışmada sonlu uzunlukta tüp biçimindeki bir kirişin akışkan taşınması durumundaki dinamik davranışlarını incelemiştir. Sistemi Timoshenko kiriş teorisine göre modellemiştir. Elde ettikleri modele dayalı olarak dinamik davranışını incelemiştir.

Ariaratnam ve Namachchivaya (1986) yaptıkları çalışmada denklem (1.7) de verilen modeli kullanmışlardır. Akış hızının ortalama bir değer civarında harmonik değiştiğini kabul

etmişlerdir. Değişimin küçük olduğu durumlarda pertürbasyon yöntemlerinden ortalama yöntemini (the method of averaging), büyük olduğu durumlarda ise Floquet teorisine dayalı bir nümerik yöntemle sistemin dinamik kararlılığını incelemişlerdir.

Eğri eksenli borulara ait bir çalışma Ko ve Bert (1986) tarafından yapılmıştır. Düzgün eğriliğe sahip borunun matematiksel modeli kutupsal koordinatlar kullanılarak elde edilmiştir. Birinci mertebeden non-linear terimlerde modele dahil edilmiştir. Modelin pertürbasyon yöntemiyle titreşimleri incelenmiştir.

Yukarıda adı geçen tüm çalışmalarda akışkan sıkıştırılmaz kabul edilmiştir. Johnson, Stoneking ve Carley (1987) yaptıkları çalışmada basit mesnetli akışkan taşıyan bir tüpün statik kararlılığını, akışkanın sıkıştırılabilir olduğu kabulüyle incelemişlerdir.

Akışkan taşıyan boruların statik burkulma ve kararsız titreşimleri üzerine çok sayıda çalışma olmasına rağmen kaotik davranışları (chaotic oscillations) üzerine çok az sayıda çalışma vardır. Bu çalışmalardan biri Tang ve Dowell (1988) tarafından yapılmıştır. Bir ucu ankastre mesnetli diğer ucu serbest olan borunun serbest ucunun iki yanına elektromıknatis yerleştirilmiştir. Bu sistemin kaotik davranışlarını incelemişlerdir. Sistemin modeli Lagrange denklemi yardımıyla elde edilmiştir. Teorik sonuçlar deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

Yukarıdaki çalışmalarda akışkan taşıyan boru modellenirken yaptığı dinamik hareketin bir düzlem içinde kaldığı kabul edilmektedir. Boru ekseninin uzunluğunun şekil değiştirmeden önce ve sonra aynı kaldığı kabulüyle model elde edilmektedir. Mısra, Paidoussis ve Van (1988a,1988b) yaptıkları çalışmada eğri eksenli boruların dinamik davranışını boru ekseninin uzunluğunun sabit kabulüyle, üç boyutlu olarak modellemişlerdir. Modelin çözümünde sonlu elemanlardan yararlanmışlardır. Çalışmanın ikinci bölümünde eğri eksenli boruların eksen uzunluğunun şekil değiştirmeye değiştiği kabulüyle modellemişlerdir. Bu durumda da sonlu elemanlar yardımıyla elde edilen model üzerinde incelemeler yapmışlardır. Her iki çalışmanın sonuçlarını karşılaştırmışlardır.

Değişken hızlı akışkan taşıyan non-linear modellenmiş boruların dallanma problemiyle ilgili bir çalışma Namachchivaya ve Tien (1989a) tarafından yapılmıştır. Sistemin modeli Hamilton prensibi yardımıyla elde edilmiştir. Altharmonik ve birleşik rezonans durumları incelemiştir. Kararlılık bölge sınırları belirlenmiştir. Altharmonik rezonans ve birleşik rezonans durumları üzerine yaptıkları iki ayrı çalışmada 1989 yılında yayınlanmıştır (Namachchivaya ve Tien ,1989b,1989c) .

Frid (1989a,1989b) tarafından yapılan bir çalışma teori ve uygulama olarak iki bölümde

yayınlanmıştır. Çalışmada boru hatlarındaki akışkan titreşimlerinin incelenmesi için bir yapısal yöntem geliştirilmiş ve uygulaması anlatılmıştır. Sonlu elemanlar yönteminden faydalanılmıştır.

Paidoussis, Li ve Moon (1989) yaptıkları çalışmada sınırlandırılmış, akışkan taşıyan bir borudan oluşan autonomous bir sistemin kaotik davranışlarını teorik ve deneysel olarak incelemiştir. Borunun üzerine konulan hareket sınırlayıcısı matematiksel modele kübik yay olarak ilave edilmiştir. Aşağıda verilen modelde çerçeve içine alınan terim kübik yay etkisini ifade etmektedir.

$$\alpha \frac{\partial^5 \eta}{\partial \xi^4 \partial \tau} + \frac{\partial^4 \eta}{\partial \xi^4} + \{u^2 - \gamma(1 - \xi)\} \frac{\partial^2 \eta}{\partial \xi^2} + 2\beta^{1/2} u \frac{\partial^2 \eta}{\partial \xi \partial \tau} + \gamma \frac{\partial \eta}{\partial \xi} + \boxed{\kappa \eta^3 \delta(\xi - \xi_b)} + \frac{\partial^2 \eta}{\partial t^2} = 0 \quad (1.12)$$

Sallström ve Akkesson (1990) yaptıkları çalışmada akışkan taşıyan, sönümlü Rayleigh-Timoshenko kirişinin titreşimlerini sonlu elemanlar yöntemiyle teorik olarak araştırmışlardır. Sallström (1990) yapmış olduğu diğer bir çalışmayla Akkessonla birlikte elde ettikleri teorik sonuçların uygulamasını yapmıştır.

Lavou ve Tijsseling (1991) yaptıkları çalışmada akışkan dolu bir boru sisteminde akışkan-yapı etkileşimini incelemiştir. Modellemelerini geliştirilmiş su darbesi formülasyonu ve boru için giriş teorisinden yararlanmışlardır.

Baz ve Ro (1991) yaptıkları çalışmada elastik bir silindirin akış kaynağı titreşimlerinin, hızın geri beslemesi yöntemiyle aktif kontrol uygulamasını yapmışlardır. Kullandıkları model tek serbestlik dereceli basit bir modeldir. Deneysel sonuçları da yaptıkları çalışmada vermişlerdir.

Pramila, Laukkanen ve Liukkonen (1991) sonlu elemanlar yönteminde ki Timoshenko elemanını kullanarak kısa tüpleri modellemiştir. Tüplerin karalılığını ve dinamiğini incelemiştir. Daha önce yapılan çalışmalardaki sonuçlarla karşılaştırmışlardır.

Paidoussis, Li ve Rand (1991) yaptıkları çalışmada bir ucu ankastre mesnetli diğer ucu serbest fakat bir noktadan hareket serbestliği sınırlandırılmış akışkan taşıyan bir borunun kaotik davranışlarını incelemiştir. Simulasyon, analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırmışlardır. Kullandıkları matematiksel model aşağıdaki gibidir. Çerçeve içine alınan terim borunun hareket serbestliğinin sınırlandırılmasını ifade etmektedir.

$$\alpha \frac{\partial^5 \eta}{\partial \xi^4 \partial \tau} + \frac{\partial^4 \eta}{\partial \xi^4} + \{u^2 - \gamma(1 - \xi)\} \frac{\partial^2 \eta}{\partial \xi^2} + 2\beta^{1/2} u \frac{\partial^2 \eta}{\partial \xi \partial \tau} + \gamma \frac{\partial \eta}{\partial \xi} + \boxed{f(\eta) \delta(\xi - \xi_b)} + \frac{\partial^2 \eta}{\partial t^2} = 0 \quad (1.13)$$

Dupuis ve Rousselet (1992) çalışmalarında eğri eksenli akışkan taşıyan boruların akış modeli olmaksızın dinamik modeli elde etmişlerdir.

Sallström (1993) akışkan taşıyan, sönümlü Rayleigh-Timoshenko kirişinin geçici (Transient) titreşimlerini kompleks modal sentez yöntemiyle incelemiştir.

Paidoussis ve Semler (1993) yaptıkları çalışmada orta noktasına lineer yay yerleştirilmiş akışkan taşıyan, bir ucu ankastre mesnetli diğer ucu serbest bir borunun non-lineer dinamik davranışları incelenmiştir. Burada kullanılan model non-lineer terimler içermektedir. Akış hızı sabit kabul edilmiştir.

Paidoussis ve Li (1993) yaptıkları çalışmada 1993 yılına kadar akışkan taşıyan borular konusunda yapılmış çalışmaların geniş bir özetini vermektedir. Referans bölümünde verilen kaynak sayısı iki yüz otuzdur.

Kangaspuoskari, Laukkanen ve Pramila (1993) bir ucu ankastre mesnetli diğer ucu serbest borunun serbest ucundan akışkan emmesi durumundaki dinamik davranışını, Hamilton prensibi yardımıyla sonlu elemanlar yöntemiyle modellemişlerdir. Geri beslemeli kontrol yönteminin kritik akış hızına olan etkisini incelemişlerdir.

Semler, Li ve Paidoussis (1994) çalışmalarında akışkan taşıyan, boruların non-lineer modelinin elde edilmesini açıklamışlar ve yapılmış olan diğer çalışmalarda elde edilen modellerden farklılıkları ortaya koymuşlardır.

Yau, Bajaj ve Nwokah (1995) yaptıkları çalışmada akışkan taşıyan, hareketi bir noktada sınırlandırılmış bir borunun kaotik titreşimlerini aktif kontrol uygulamak suretiyle sınırlandırmışlardır. Bu amaçla yukarıda (1.12) denkleminde verilen modeli kullanmışlardır. Eyleyici olarak bir piezoelektrik malzeme boruya yapıştırılmıştır. Bu eyleyicinin etkisi de matematiksel modele ilave edilmiştir.

Yalçın (1995) yaptığı çalışmada akışkan taşıyan bir borunun titreşimlerini aktif titreşim kontrolü uygulayarak sönümlenmiştir. Burada kullanılan model aşağıdaki gibidir.

$$EI \frac{\partial^4 Y}{\partial x^4} + mU^2 \frac{\partial^2 Y}{\partial x^2} + 2mU \frac{\partial^2 Y}{\partial x \partial t} + (M + m) \frac{\partial^2 Y}{\partial t^2} = 0 \quad (1.14)$$

Semler ve Paidoussis (1996) yaptıkları çalışmada bir ucu ankastre mesnetli diğer ucu serbest akışkan taşıyan borunun düzlemsel parametrik rezonanslarını non-lineer model yardımıyla incelemişlerdir. Kullandıkları model daha önce Semler, Li ve Paidoussis (1994) tarafından

yapılan çalışmada elde ettikleri denklemdir.

Koo ve Park (1996) yaptıkları çalışmada üç boyutlu akışkan taşıyan boru sisteminin titreşim analizini yapmışlardır. Bu analizi yaparken dalga yaklaşımını kullanmışlardır.

Tasi ve Lin (1997) yaptıkları çalışmada bir ucu ankastre mesnetli diğer ucu serbest, akışkan taşıyan bir borunun titreşimlerini kontrol etmek için uyarlamalı modal titreşim kontrol sistemi tasarlamışlardır. Kullandıkları modeli sonlu elemanlar yöntemini uygulayarak elde etmişlerdir.

Olson ve Jamison (1997) yayınladıkları çalışmalarında sonlu elemanlar yönteminde ki gelişmelere bağlı olarak akışkan taşıyan elastik boruların dinamiğinin incelenmesinde nasıl kullanılabildiğini göstermişlerdir.

Semercigil, Turan ve Lu (1997) yaptıkları çalışmada bir ucu ankastre mesnetli diğer ucu serbest, akışkan taşıyan bir boruda akışkan akışının titreşimleri kontrol etmek amacıyla kullanılabileceği göstermişlerdir. Çalışmada aşağıdaki dinamik modelden yararlanmışlardır.

$$EI \frac{\partial^4 Y}{\partial x^4} + mU^2 \frac{\partial^2 Y}{\partial x^2} + 2mU \frac{\partial^2 Y}{\partial x \partial t} + (M + m) \frac{\partial^2 Y}{\partial t^2} + c \frac{\partial Y}{\partial t} = 0 \quad (1.15)$$

Lin ve Tsai (1997) non-lineer aktif titreşim kontrol uygulaması yaptıkları bir ucu ankastre mesnetli diğer ucu serbest, akışkan taşıyan boru için sonlu elemanlar yöntemiyle bir model geliştirmişlerdir.

Doki ve Hiramoto (1998) çalışmalarında bir ucu ankastre mesnetli diğer ucu serbest akışkan taşıyan boruya aktif kontrol uygulamışlardır. Burada kullandıkları model temel olarak denklem (1.7) de verilmiş olan denklemdir.

Langre ve Ouvrard (1999) elastik zemine oturmuş akışkan taşıyan boruların eğilme kararsızlıklarını aşağıdaki modeli esas alarak incelemişlerdir.

$$EI \frac{\partial^4 Y}{\partial x^4} + (mU^2 - T) \frac{\partial^2 Y}{\partial x^2} + 2mU \frac{\partial^2 Y}{\partial x \partial t} + (M + m) \frac{\partial^2 Y}{\partial t^2} + SY = 0 \quad (1.16)$$

Paidoussis (1999) yayınladığı çalışmasında daha önce yapılan serbest uçundan akışkan emen diğer ucu ankastre mesnetli olan borunun küçük akış hızlarında kararsız titreşimler oluştuğu sonucunu veren çalışmaların hatalı olduğunu ve nedenini açıklamaktadır. Burada da kendisinin geliştirmiş olduğu modelden yararlanmaktadır.

Langthjem ve Sugiyama (1999) bir uçları ankastre mesnetli diğer uçları serbest ayrı

akışkanlar taşıyan iki borudan oluşan bir sistemi sonlu elemanlar yöntemiyle modellemişlerdir. Sistemin titreşimlerini incelemişler ve kararlılık analizi yapmışlardır.

1.2.2 Kullanılan çözüm ve kararlılık analizi yaklaşımları

Yukarıda bahsedilen çalışmalarda kullanılan modeller belli yaklaşım metotları ile çözümlenmiştir. Ashley ve Havilland (1950) yaptıkları çalışmada elde ettikleri dinamik modeli kuvvet serilerini kullanarak çözmüşler ve sonuçlarını değerlendirmişlerdir. Housner (1952) de harmonik serilerden yararlanarak çözüm yapmıştır. Naguleswaran ve Williams (1968) yapmış oldukları çalışmada Galerkin yöntemi, Rayleigh-Ritz ve Fourier serileri ile değişik sınır şartlarında çözümler yapılmıştır. Stein ve Tobriner (1970) Laplace dönüşümü yardımıyla elde ettikleri dinamik modeli çözmüşlerdir. Weaver ve Unny (1973) Galerkin yönteminden yararlanmışlardır. Bohn ve Herrmann (1974) Floquet teorisinden ve Fourier serisi yaklaşımdan yararlanarak kararlılık analizi yapmışlardır. Paidoussis ve Issid (1974) elde ettikleri modeli Galerkin yöntemiyle ayırtmışlardır. Akış hızının değişken olduğu durumda altharmonik rezonans kararsızlık bölgelerinin sınırlarını tespit etmek için Bolotin metodundan yararlanmışlardır (Bolotin,1964). Paidoussis ve Sundararajan (1975) yaptıkları çalışmada altharmonik kararsızlık bölge sınırının tespitinde Bolotin metodunu kullanmışlardır. Birleşik rezonans kararsızlık bölge sınırlarının tespitinde nümerik Floquet teorisinden yararlanmışlardır. Paidoussis ve Issid (1976) yaptıkları çalışmada da parametrik kararsızlık bölgelerinin sınırlarının tespitinde Bolotin ve nümerik Floquet teorisinden yararlanmışlardır. Holmes (1977) yaptığı çalışmada Galerkin yöntemiyle modeli ayırtmıştır. Center Manifold Teorisinden de analizde yararlanmıştır. Singh ve Mallik (1979) parametrik kararsızlık bölgelerinin tespitinde Bolotin metodundan yararlanmışlardır. Rousselet ve Herrmann (1981) modellerinin çözümünde Krylov-Bogoliubov ortalama metodundan yararlanmıştır. Edelstein, Chen ve Jendrzejczyk (1986) sonlu elemanlar yöntemini kullanarak akış kaynaklı titreşimleri incelemişlerdir. Ariaratnam ve Namachchivaya (1986) Ritz-Galerkin yöntemi ile matematiksel modeli ayırtmıştır. Ortalama yöntemi (Averaging Method) ve Floquet-Lyapunov teorisini yardımıyla parametrik kararsızlık bölgelerinin (Altharmonik ve Birleşik rezonans) sınırlarını tespit etmişlerdir. Ko ve Bert (1986) elde ettikleri modeli Bubnov-Galerkin yöntemiyle adi diferansiyel denklemlere dönüştürmüşlerdir. Çoklu skala (Multiple scales) yöntemiyle çözüm elde edilmiştir. Namachchivaya ve Tien (1989) ortalama yöntemiyle parametrik kararsızlık bölgelerinin sınırlarını belirlemişlerdir. Paidoussis ve Semler (1993) Center manifold teorisinden ve statik kararsızlık için Routh kriterinden faydalanmıştır. Semler ve Paidoussis (1996) Galerkin

yöntemiyle matematiksel modeli adi diferansiyel denklemlere dönüştürmüşlerdir. Centre Manifold Teori, Normal form teori, Pertürbasyon metodu, Sonlu farklar metodu ve Artımsal harmonik denge metodu (Incremental Harmonic Balance Method) yardımıyla parametrik rezonans değerleri araştırılmıştır. Semercigil, Turan ve Lu (1997) de matematiksel modeli sonlu farklar yöntemi ile çözmüşlerdir.

1.2.3 Aktif kontrol uygulamaları

Akışkan taşıyan boruların dinamiği üzerine literatürde çok sayıda çalışma bulunmaktadır. Buna karşın aktif titreşim kontrolü uygulanması üzerine çok az sayıda çalışmaya rastlanmaktadır.

Akış kaynaklı titreşimlerin aktif kontrol edilmesi üzerine yaptıkları çalışmada Baz ve Ro (1991) bir elastik silindirde vorteks kaynaklı oluşan titreşimleri hızın geri beslenmesi kontrol yöntemini kullanarak sönümlenmişlerdir. Bu amaçla bir deney düzeneği oluşturmuşlardır. Elde ettikleri sonuçlar uyguladıkları kontrol yönteminin iyi sonuçlar verdiğini göstermektedir. Kontrol yönteminde silindir üstündeki bir noktanın ivmesi ölçülmekte, bu değer entegre edilerek hız bulunmaktadır. Elde edilen hız sabit bir kazanç değeriyle çarpılarak eyleyicinin uygulayacağı kuvvet bulunmaktadır.

Akış kaynaklı titreşimlerin aktif kontrolüne başka bir örnek çalışma Venkatraman ve Narayanan (1993) tarafından yapılmıştır. İçi boş silindir ve kare prizmaların vorteks kaynaklı titreşimlerine aktif kontrol uygulamışlardır. Bozucu etki katkılı (Disturbance Accommodating Control) kontrol yöntemini kullanmışlardır.

Akışkan taşıyan boruların dinamiğine geri beslemeli kontrolün etkilerini Kangaspuoskari, Laukkanen ve Pramila (1993) incelemiştir. İncelemeyi yaptıkları sistem bir ucu ankastre mesnetli diğer ucu serbest bir borudur. Serbest ucundan akışkan emmektedir (aspirating fluid). Sistemin modeli sonlu elemanlar yöntemiyle elde edilmiştir. Boru üzerindeki bir noktanın durum değişkenlerinin kendisi, birinci türevi (hız) ve ikinci türevi (ivme) geri beslenerek sistemin yapısındaki değişimler incelenmiştir.

Akışkan taşıyan boruların kaotik titreşimlerinin aktif kontrolü ile ilgili bir çalışmada Yau, Bajaj ve Nwokah (1995) tarafından yapılmıştır. Çalışmada denklem (1.12) de verilen matematiksel model kullanılmıştır. Akış hızı sabit kabul edilmiştir. Model Galerkin yöntemiyle ayrıklaştırılmıştır. Değişik kontrol yöntemleri uygulanmıştır. İlk olarak optimal lineer regülatör teorisi uygulanmıştır. Tüm durum değişkenlerinin ölçülebildiği kabul

edilmiştir. Lineer kvadratik regülatör (LQR) tasarlanmıştır. Tüm durum değişkenlerinin ölçülemeyeceği kabul edilerek bir observer ilave edilerek LQG tipi regülatör tasarlanmıştır. LQR ve LQG tipi regülatör iyi sonuç vermekle birlikte sistemin parametreye bağlı değişmesi durumda yetersizlik ve hatta kararsızlık oluşturmaktadır. Belirsiz parametrelere karşı daha iyi sonuçlar verdiği belirtilen QFT (Quantitative Feedback Theory) tipi bir regülatör tasarımı yapılmış ve sonuçları tartışılmıştır.

Akışkan kaynaklı titreşimlerin aktif kontrolü ile ilgili diğer bir çalışma Poh ve Baz (1996) tarafından yapılmıştır. Vorteks kaynaklı titreşimleri uyarlamalı en küçük kareler kontrol yöntemi (uyarlamalı LMS) kullanarak titreşimleri sınırlamışlardır.

Lin ve Tsai (1997) yaptıkları çalışmada bir ucu ankastre mesnetli diğer ucu serbest akışkan taşıyan boruyu sonlu elemanlar yöntemi yardımıyla modellemişlerdir. Sonlu elemanlar modeli için optimal kontrol sistemi tasarlamışlardır.

Tsai ve Lin (1997) tarafından yapılan başka bir çalışmada bir ucu ankastre mesnetli diğer ucu serbest akışkan taşıyan borunun sonlu elemanlar modeli yardımıyla, modele dayalı uyarlamalı kontrol uygulaması yapmışlardır. İkinci bir kontrol yöntemi olarakta optimal independent modal space kontrol uygulamışlardır. Elde ettikleri simülasyon sonuçlarını tartışmışlardır.

Bir ucu ankastre mesnetli diğer ucu serbest boruya aktif kontrol uygulamalarından bir diğeri Doki, Hiramoto ve Skelton(1998) tarafından yapılmıştır. Araştırmacılar Input Variance Constraint tipi regülatör tasarımı yapmışlardır. Geliştirdikleri regülatör için bir deney seti tasarlamışlardır. Bir DC motora bağlı diske uçları makara düzeneği ile boru üzerine bağlı bir tel sarılmıştır. Tel ile boru üzerine kuvvet aktarmak suretiyle DC motor eyleyici olarak kullanılmıştır.

Yapılmış olan çalışmalarda, akışkan kaynaklı titreşimlerin aktif kontrolü uygulamalarında akış hızı sabit olarak kabul edilmiştir. Bu durumda sistem dinamiği basit bir hal almaktadır. Gerçekte akış hızı çeşitli nedenlerle dalgalanmalar gösterebilmektedir. Akış hızındaki değişim sistemi lineer, zamandan bağımsız bir yapıya sahip olmaktan çıkarıp non-lineer dinamiği zamana bağlı değişen bir forma dönüştürmektedir. Literatürde bu tür modellemelere aktif titreşim kontrolü uygulamalarına (akışkan kaynaklı titreşimler için) rastlanmamıştır. Diğer hususta sabit akış hızı durumu için yapılmış uygulamalarda bazı değerlerin (durum değişkenlerinin) doğrudan sistem üzerinden ölçülemediği, bunların ölçülebilir kabul edilerek kontrol sistemi tasarlandığı veya birden fazla ölçme elemanı kullanılarak matematiksel yöntemlerle hesaplandığı görüldü. Böyle tasarlanan aktif kontrol sistemlerinin pratik

uygulama zorluğu bilinmektedir.

1.3 Tezin Amacı ve Kapsamı

Akışkan taşıyan borular, endüstride ve günlük yaşamda vazgeçilemez iletim elemanlarıdır. Genel olarak borular ısınma, soğutma sistemlerinde, içme suyunun evlere kadar ulaşmasında, atık suların uzaklaştırılmasında, iki sıvının birbirine karışmadan enerji transferi yaptığı (ejansörler, nükleer santraller gibi) sistemlerde, roket motorlarına yakıt iletilmesinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu örneklerin sayısını arttırmak mümkündür. Yukarıda da özetlenmeye çalışıldığı gibi akışkan taşıyan boruların dinamik davranışının analizi ve kararlılığı konusunda yapılmış birçok çalışma vardır. Tüm bu çalışmalar, boru sistemlerinde oluşan dinamik problemlerin önlenmesi amacıyla yöneliktir.

Dinamik problemlerin önlenmesi amacıyla boru sisteminin tasarımı uygun şekilde yapılmaktadır (Örneğin akış hızı belli bir değerin altında kalacak şekilde boru ve pompa seçimi, mesnet sayısının artırılması, pasif sönümleyicilerin ilavesi gibi). Fakat alınan tedbirlerin önceden yapılan kabuller ışığında olması, hesaplamaların yaklaşımlar yardımıyla yapılması ve değişik etkiler nedeniyle yeterli olamamaktadır. Akış hızının değişmesi boru sisteminin kritik frekans değerlerinin de değişmesine neden olmaktadır. Sistemin dinamik davranışı akış hızına bağlı olarak değişmektedir. Dolayısıyla sabit bir akış hızı için tasarlanan sistem ve alınan tedbirler yeterli değildir. Akış hızındaki değişimler sistem dinamiğini daha karmaşık hale getirmektedir. Sistemde viskoz sönüm olsa dahi akış hızında oluşan değişimler sonucunda sistemde altharmonik rezonanslar oluşabilmektedir.

Pasif kontrol yöntemlerinin yetersiz kalması nedeniyle teknoloji ve malzeme biliminin gelişimine paralel olarak titreşimlerin sönümlenmesinde aktif kontrol yöntemleri kullanılmaktadır.

Bu çalışmanın ilk bölümünde akışkan taşıyan borular üzerine yapılmış olan araştırmalar gözden geçirilmiştir. İkinci bölümünde akışkan taşıyan bir boru ele alınarak Paidoussis ve Issid (1974) yaptıkları çalışmada kullandıkları yaklaşımlar ile matematiksel model elde edilmiştir. Sonuçları genelleştirilmek amacıyla model boyutsuzlaştırılmıştır. Akış hızının ortalama bir değeri civarında harmonik değişim olduğu kabul edilmiştir. Boyutsuz model Galerkin yöntemi ile ayrıştırılarak kısmi türevli diferansiyel denklem formunda olan matematiksel model sonsuz sayıda adi diferansiyel denklemlere dönüştürülmüştür. Bu diferansiyel denklemlerin n tanesinin sistemi yeteri yaklaşıklıkta ifade edebildiği kabul

edilmiştir. Üçüncü bölümde sistemin dinamik analizi sabit akış hızında ve akış hızının ortalama bir değer civarında harmonik olarak değiştiği durumlar için ayrı ayrı yapılmıştır. Akış hızının değişken olduğu durumda sistemin kararlılığı çoklu zaman skalası yöntemiyle analiz edilerek sistemin dinamik davranışı incelenmiştir. Altharmonik ve Birleşik rezonans durumları değişik sınır şartları için incelenmiştir. Tez konusu sistemin temel özellikleri aşağıda sıralanmıştır.

- Elde edilen modelde viskoz veya malzeme sönümü yoktur.
- Akış hızı sabit olduğu durumda lineer bir sistemdir. Akış hızı zamanın fonksiyonu olarak değiştiği durumda sistem parametre tahrikli bir sistemdir.
- Akışkan taşıyan borudan oluşan sistem jiroskopik özelliğe sahiptir. Bir ucu ankastre mesnetli diğer ucu sabit olduğu durumda sistemde jiroskopik sönüm vardır.
- Elastik bir sistem olup sonsuz sayıda kritik frekansa sahiptir.
- Akış hızının artması ile sistemin doğal frekansları değişmektedir.

Elastik sistemlerde aktif titreşim kontrol uygulaması konusunda birçok çalışma yapılmıştır (Balas, 1978a, Balas 1978b, Meirovitch L. ve Baruh H., 1983, Teng, Peng, Chuang 2000 vs). Elastik sistemlerin titreşim kontrolünde değişik uygulama zorlukları vardır. Bunlar durum değişkenlerinin ölçülmesi, ölçme hataları, eyleyicinin yapısal sınırlamaları, kontrol sistemindeki hesaplamalar nedeniyle ölçme ile uygulama arasında oluşan gecikme, sistemdeki belirsizlikler gibi sorunlardır. Akışkan taşıyan borular konusunda yapılan çalışmalar incelendiğinde aktif titreşim kontrolü uygulamaları konusunda az sayıda çalışma olduğu görülmüştür. Yapılmış olan çalışmalarda kullanılmış olan kontrol yöntemleri endüstriyel uygulamaya yönelik olmaktan çok teorik esaslı bilimsel çalışmalardır. Akışkan taşıyan borularla ilgili oldukça önemli sayılabilecek bu boşluk göz önünde bulundurularak mümkün olduğu kadar basit bir yapıya sahip, endüstriyel amaçla da kullanılabilir bir yöntem araştırıldı. Bu nedenle bu tezin dördüncü bölümünde endüstriyel alanda çok fazla uygulama alanı bulmuş olan orantı ve türev kontrol (PD) yöntemi kullanılarak, sistem kararlılığının iyileştirilmesi ve titreşimlerin sönümlenmesi yolu araştırıldı. Bu kontrol yönteminin seçiminin temel nedenleri aşağıdaki gibi sayılabilir.

- Boru üzerindeki bir noktanın ivmesinin ölçülmesi yeterlidir. Bu nedenle kestirici (estimatör) ve gözlemleyici (observer) tasarımına ve/veya birden fazla ölçme elemanına ihtiyaç yoktur.

- Orantı kontrol, pasif kontrol elemanlarından yay elemanına karşılık gelmektedir. Sistemin rijitliğini değiştirmektedir. Dolayısı ile kritik frekans değerleri kazanç değerine bağlı olarak değişmektedir.
- Türev kontrol pasif kontrol elemanlarından sönüm elemanına karşılık gelmektedir. Kazanç değerinin değişimine bağlı olarak sistemdeki sönüm değerleri değişmektedir.

Kontrol sisteminin kazanç değerlerinin değiştirilmesiyle sistemin kritik frekans ve sönüm değerlerini değiştirmek mümkün olabilmektedir. Bu amaçla sistemin değişen parametrelerine bağlı olarak (Akış hızı, akış hızı değişim frekansı, akış hızı değişim oranı) kazanç değerleri belirlenerek sistem kararlı hale getirilebilir. Bunu sağlamak için değişen parametreler sürekli ölçülür. Ölçülen parametrelerin değişimine bağlı olarak uyarlama mekanizması yardımıyla PD kontrol organının kazanç değerleri değiştirilir. Böylece sistemin kararlılığının iyileştirilmesi mümkün olur. Bu çalışmanın temel hedefi uyarlamalı PD kontrol yönteminin değişken hızlı akışkan taşıyan boruların değişik sınır koşullarında titreşimlerinin aktif kontrolünü araştırmaktır. Akış hızının sabit olması durumunda, değişik sınır şartları altında orantı kazancının ve türev kazançlarının değişiminin, sistemin köklerinin, sönüm ve kritik frekans değerlerine nasıl etki ettiği kök-yer eğrileri ile verilmiştir. Bir uyarlama mekanizması tasarlanarak akış hızının değişken olduğu durumda sistemin kararlılığını iyileştirecek ve minimum kontrol kuvvetini de sağlayacak, optimum kazanç değerlerinin nasıl olması gerektiğine dair örnekler verilmiştir. Kazanç değerleri grafiklerle ifade edilmiştir. Örnek kazanç değerlerinden yararlanarak kontrol sisteminin etkinliği bazı simülasyonlarla gösterilmiştir. Beşinci bölümde elde edilen sonuçlar tartışılarak yapılabilecek çalışmalar konusunda görüş belirtilmiştir.

Yukarıda anlatıldığı üzere bu tezin temel amacı aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

Değişken hızlı akışkan taşıyan borularda oluşan akışkan kaynaklı titreşimlerin hangi parametrelere bağlı olarak değiştiğini belirlemek, bu parametrelere bağlı olarak titreşimleri sönümleyecek/sınırlayacak ve dinamik kararsızlıkları iyileştirecek bir aktif kontrol sistemi tasarlamaktır.

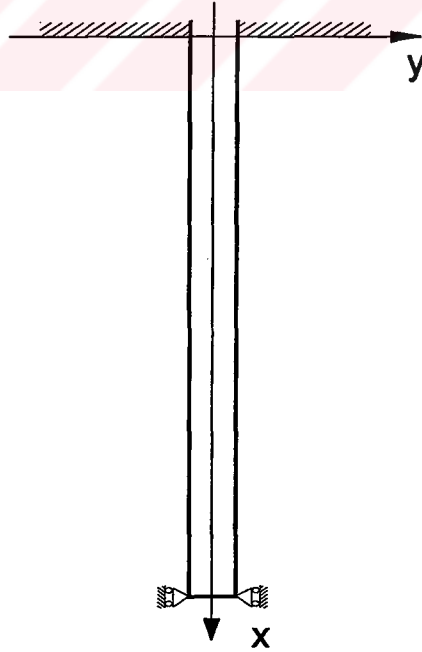
2 MATEMATİK MODEL

2.1 Giriş

Akışkan taşıyan boruların dinamik analizinde kullanılan matematik modeller bazı kabullerle elde edilmektedir. Yapılmış olan çalışmalar incelenerek yapılan kabuller belirlenmiştir. Paidoussis ve Issid (1974) tarafından yapılmış olan çalışma birçok araştırmacının çalışmalarına temel teşkil etmiştir. Bu nedenle çalışmada yapılmış olan kabuller ve yaklaşımlar bu tez çalışmasında da esas alınmıştır. Bu çalışmanın amacı doğrultusunda olan ve yaygın olarak yapılmış kabuller dikkate alınarak matematik model elde edilmiştir. Modelin elde edilme aşamaları gösterilerek yapılmış olan yaklaşımlar açıklanmıştır. Elde edilen model kısmi türevli diferansiyel denklem olup, karışık türev içermektedir. Elde edilecek sonuçların genelleştirilebilmesi amacıyla model boyutsuzlaştırılmıştır. Galerkin yöntemi uygulanarak değişik sınır koşulları için denklem ayrıklaştırılmıştır.

2.2 Problemin Tanımı ve Kabuller

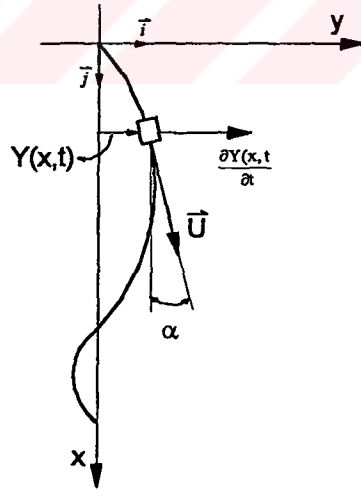
Matematiksel modeli elde edilecek sistem düşey doğrultuda yerleştirilmiş akışkan taşıyan bir borudan ibarettir. (Şekil 2.1) Borunun bir ucu atmosfere açıktır.



Şekil 2.1 Akışkan taşıyan boru

Modellemede esas alınacak kabuller aşağıdaki gibidir.

- Boru düşey doğrultuda yerleştirilmiştir. Yer çekimi ivmesi vektörünün doğrultusu ile boru ekseninin (x- eksen) doğrultusu aynıdır.
- Boru eksenini şekil değiştirmeden önce (Başlangıçta) x-ekseni ile çakışmaktadır.
- Boru malzemesi elastik olmasına rağmen, i basınç ve sürtünme etkisinde yaptığı şekil değiştirmeler ihmal edilecektir.
- Boru tamamen akışkan ile doludur. (Plug flow)
- Boru x-y düzleminde hareket eder. Yaptığı $Y(x,t)$ yer değiştirmesi küçüktür.
- Borunun eksenine dik düzlem üzerinde akış hızındaki değişmeler küçük olup akış etkisi ihmal edilecektir.
- Borunun taşıdığı akışkanın hızı x-ekseni doğrultusunda ortalama bir akış hızı civarında küçük değişimler göstermektedir.



şekil 2.2 Boru ve akışkan parçacığı

2.3 Akışkan Hızı Vektörü

Boru kesitine dik akışkan hızı $U(t)$ ile x-y koordinat takımına göre akışkan hızı vektörü \vec{V} ile gösterildiğinde, akışkan hızı vektörü aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\vec{V} = U(t) \cos\alpha \vec{i} + \left(U(t) \sin\alpha + \frac{\partial Y}{\partial t} \right) \vec{j} \quad (2.1)$$

Burada U , akış hızı olup zamanın fonksiyonudur. $Y(x,t)$ x koordinatındaki akışkan ile boru parçacığının yer değiştirme miktarını ifade eder ve x koordinatı ile zamanın, t , fonksiyonudur. α açısı lineer elastite teorisine göre aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$\alpha = \frac{\partial Y}{\partial x} \quad (2.2)$$

2.4 Kuvvet Dengesi

δx uzunluğundaki bir boru parçacığının ve içindeki akışkan parçacığının üzerine etki eden kuvvetlerin dengesi yardımıyla sistemin matematiksel modeli elde edilecektir. δx uzunluğundaki boru parçacığının içindeki δB hacmindeki akışkanda momentumun değişme hızı aşağıdaki gibi yazılır.

$$\frac{d\mathcal{M}}{dt} = \iiint_{\delta B} \left[\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + (\vec{V} \cdot \nabla) \vec{V} \right] \rho dB \quad (2.3)$$

Yukarıdaki (2.1) ifadesi (2.3) te yerine yazılıp, ara işlemler yapıldığında

$$\begin{aligned} \frac{d\mathcal{M}}{dt} = & \left(\frac{\partial U}{\partial t} \cos\alpha - U \sin\alpha \frac{\partial \alpha}{\partial t} - U^2 \cos\alpha \sin\alpha \frac{\partial \alpha}{\partial x} \right) M \delta x \vec{i} + \\ & \left(\frac{\partial U}{\partial t} \sin\alpha + U \cos\alpha \frac{\partial \alpha}{\partial t} + \frac{\partial^2 Y}{\partial t^2} + U^2 \cos^2 \alpha \frac{\partial \alpha}{\partial x} + U \cos\alpha \frac{\partial^2 Y}{\partial x \partial t} \right) M \delta x \vec{j} \end{aligned} \quad (2.4)$$

elde edilir. Borudaki şekil değiştirmelerin küçük olduğu kabulü ışığı altında

$$\begin{aligned} \sin\alpha & \approx \alpha \\ \cos\alpha & \approx 1 \end{aligned} \quad (2.5)$$

yaklaşımı yapılabilir.

Bu kabuller ışığında (2.4) ifadesini tekrar düzenlendiğinde

$$\frac{d\mathfrak{M}}{dt} = \left(\frac{\partial U}{\partial t} - U \frac{\partial Y}{\partial x} \frac{\partial \alpha}{\partial t} - U^2 \frac{\partial Y}{\partial x} \frac{\partial \alpha}{\partial x} \right) M \delta x \vec{i} + \left(\frac{\partial U}{\partial t} \frac{\partial Y}{\partial x} + 2U \frac{\partial^2 Y}{\partial x \partial t} + \frac{\partial^2 Y}{\partial t^2} + U^2 \frac{\partial^2 Y}{\partial x^2} \right) M \delta x \vec{j} \quad (2.6)$$

elde edilir. Burada $M=\rho A$ olup birim uzunluktaki borunun içinde bulunan akışkanın kütlesidir. Elde edilen ifadede lineer olmayan terimler yer değiştirmenin küçük olduğu kabulü dikkate alınarak ihmal edilecektir. Yukarıdaki ifade kısaca aşağıdaki gibi gösterilecektir.

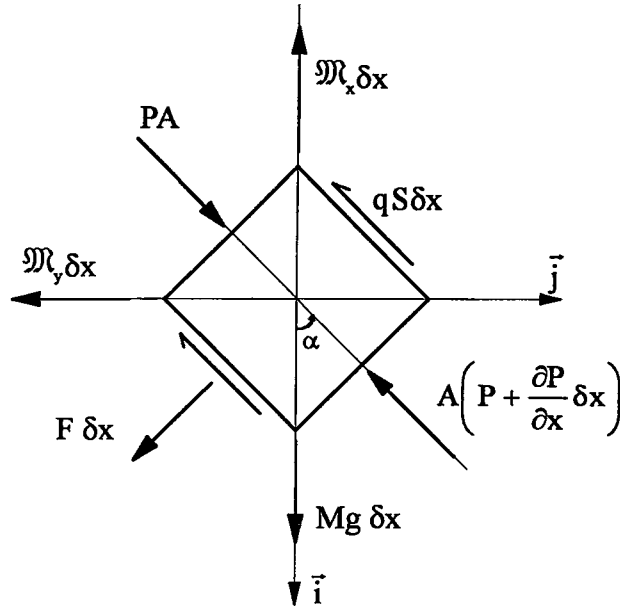
$$\frac{d\mathfrak{M}}{dt} = \mathfrak{M}_x \delta x \vec{i} + \mathfrak{M}_y \delta x \vec{j} \quad (2.7)$$

Burada

$$\mathfrak{M}_x = \frac{\partial U}{\partial t} \quad (2.8)$$

$$\mathfrak{M}_y = \frac{\partial U}{\partial t} \frac{\partial Y}{\partial x} + 2U \frac{\partial^2 Y}{\partial x \partial t} + \frac{\partial^2 Y}{\partial t^2} + U^2 \frac{\partial^2 Y}{\partial x^2}$$

dir. Şekil 2.3'ün yardımıyla akışkan parçacığının üzerine etki eden kuvvetlerin \vec{i} ve \vec{j} birim vektörleri doğrultusundaki izdüşümlerinin toplamı statik denge şartından sifıra eşittir.



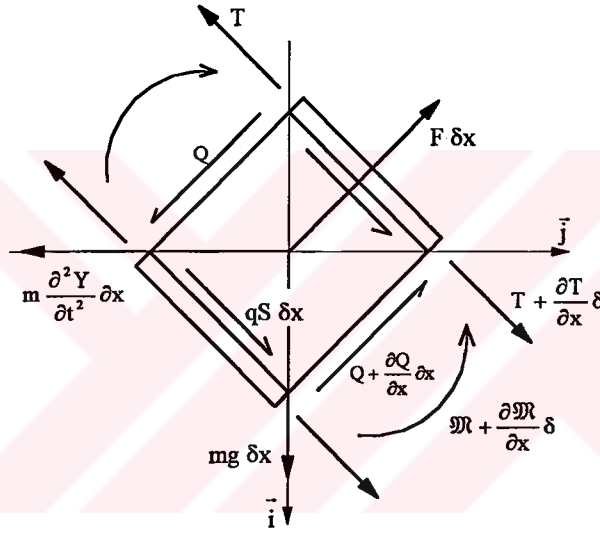
Şekil 2.3 Akışkan parçacığı

Buna göre \vec{i} ve \vec{j} vektörleri doğrultusundaki kuvvetlerin dengesi sırasıyla aşağıdaki gibi yazılır.

$$Mg - A \frac{\partial P}{\partial x} - \mathfrak{M}_x - qS + F \frac{\partial Y}{\partial x} = 0 \quad (2.9)$$

$$F + \mathfrak{M}_y + qS \frac{\partial Y}{\partial x} + A \frac{\partial}{\partial x} \left(P \frac{\partial Y}{\partial x} \right) = 0 \quad (2.10)$$

Burada P, iç basınç, A akışa dik kesit alanı, S boru iç cidarının çevresidir. Şekil 2.4'te görülen boru parçacığının üzerine etki eden kuvvetlerin \vec{i} ve \vec{j} birim vektörleri doğrultusunda statik dengesi aşağıdaki gibi yazılır.



Şekil 2.4 Boru parçacığı

$$mg - F \frac{\partial Y}{\partial x} + \frac{\partial T}{\partial x} + qS = 0 \quad (2.11)$$

$$F + \frac{\partial Q}{\partial x} + qS \frac{\partial Y}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(T \frac{\partial Y}{\partial x} \right) - m \frac{\partial^2 Y}{\partial t^2} = 0 \quad (2.12)$$

Burada q, kayma gerilmesidir, m borunun birim uzunluğunun kütlesi, T eksenel kuvvet ve Q kesme kuvvetidir. Q kesme kuvveti lineer elastite teorisinden

$$Q = -EI \frac{\partial^3 Y}{\partial x^3} \quad (2.13)$$

dir. Yukarıdaki (2.8), (2.9), (2.10), (2.11) ve (2.12) denklemleri birleştirildiğinde aşağıdaki

denklem elde edilir.

$$EI \frac{\partial^4 Y}{\partial x^4} - \frac{\partial}{\partial x} \left[(T - PA) \frac{\partial Y}{\partial x} \right] + M \frac{\partial U}{\partial t} \frac{\partial Y}{\partial x} + 2MU \frac{\partial^2 Y}{\partial x \partial t} + MU^2 \frac{\partial^2 Y}{\partial x^2} + (M + m) \frac{\partial^2 Y}{\partial t^2} = 0 \quad (2.14)$$

Burada E, elastite modülü, I kesit atalet momentidir. Yukarıda ki (2.10) ve (2.12) bağıntıları toplandığında

$$(M + m)g - M \frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (T - PA) = 0 \quad (2.15)$$

elde edilir. Elde edilen denklemi borunun herhangi bir x noktasından, akışkanın boruyu terk ettiği nokta arasında integrasyon işlemi uygulanırsa

$$(T - PA) \Big|_L - (T - PA) \Big|_x = M(L - x) \frac{\partial U}{\partial t} - (M + m)g(L - x) \quad (2.16)$$

elde edilir. Burada L borunun uzunluğudur. Denklem tekrar düzenlendiğinde

$$(T - PA) \Big|_x = \bar{T} - \bar{P}A(1 - 2\nu\delta) + \left(M \frac{\partial U}{\partial t} - (M + m)g \right) (L - x) \quad (2.17)$$

elde edilir. Burada ν poisson oranı, $\delta=0$ (Paidoussis ve Issid, 1974) ise borunun aksenal yönde hareketi kısıtlanmış $\delta=1$ ise borunun aksenal hareketinde kısıt vardır. \bar{T} En uç noktadaki aksenal kuvveti, \bar{P} uç noktadaki basıncı ifade etmektedir. Yukarıdaki (2.17) bağıntısı (2.14) bağıntısında yerine yazılıp yeniden düzenlenirse

$$EI \frac{\partial^4 Y}{\partial x^4} + \left\{ MU^2 - \bar{T} + \bar{P}A(1 - 2\nu\delta) - \left[(M + m)g - M \frac{\partial U}{\partial t} \right] (L - x) \right\} \frac{\partial^2 Y}{\partial x^2} + 2MU \frac{\partial^2 Y}{\partial x \partial t} + (M + m)g \frac{\partial Y}{\partial x} + (M + m) \frac{\partial^2 Y}{\partial t^2} = 0 \quad (2.18)$$

elde edilir. Eğer akışkan taşıyan boru yatayda ise yer çekimi ivmesi denkleme katılmaz. Akışkanın incelenen boruyu terk ettiği uçtan atmosfere boşalırsa, o noktadaki basınç değeri sıfır olacaktır, $\bar{P} = 0$. Uç noktadaki aksenal gerilme değeri de ihmal edildiği takdirde, $\bar{T} = 0$, yukarıdaki denklem aşağıdaki biçimi alacaktır.

$$EI \frac{\partial^4 Y}{\partial x^4} + \left(MU^2 + M(L - x) \frac{\partial U}{\partial t} \right) \frac{\partial^2 Y}{\partial x^2} + 2MU \frac{\partial^2 Y}{\partial x \partial t} + (M + m) \frac{\partial^2 Y}{\partial t^2} = 0 \quad (2.19)$$

Yukarıda elde edilen denklem bu çalışmaya esas teşkil eden matematiksel modeldir. Bu denklemde ilk terim rijitlik ve son terim atalet terimi olup akış hızından bağımsızdır. Soldan ikinci terim akışkanın boru eğimi doğrultusunda yönünü değiştirebilmek için gerekli kuvveti ifade eder. Soldan üçüncü terim ise akışkan parçacığının dönme hareketini yapması için gereken kuvveti ifade eder. Başka bir tanımlamayla Coriolis kuvvetini ifade eder.

2.5 Boyutsuzlaştırma

Yukarıda elde edilen 2.19 denklemi Çizelge 2.1 de tanımlanan parametreler yardımıyla boyutsuzlaştırılabilir. Bu yapıldığında

$$\frac{\partial^4 \eta}{\partial \xi^4} + \left\{ u^2 + \beta^{\frac{1}{2}} \frac{\partial u}{\partial \tau} (1 - \xi) \right\} \frac{\partial^2 \eta}{\partial \xi^2} + 2\beta^{\frac{1}{2}} u \frac{\partial^2 \eta}{\partial \xi \partial \tau} + \frac{\partial^2 \eta}{\partial \tau^2} = 0 \quad (2.20)$$

ifadesi elde edilir.

Çizelge 2.1 Boyutsuz parametreler

Tanım	Matematiksel İfade
Boyutsuz aksenal koordinat	$\xi = \frac{x}{L}$
Boyutsuz yer değiştirme	$\eta = \frac{Y}{L}$
Boyutsuz zaman	$\tau = \left(\frac{EI}{M+m} \right)^{1/2} \frac{t}{L^2}$
Boyutsuz akış hızı	$u = \left(\frac{M}{EI} \right)^{1/2} UL$
Kütle oranı	$\beta = \frac{M}{M+m}$

2.6 Sınır Şartları

Üç değişik sınır şartı için inceleme yapılacaktır. Basit mesnetli durum için sınır şartları aşağıda verilmiştir.

$$\eta(0, \tau) = 0, \quad \eta(1, \tau) = 0 \quad (2.21)$$

$$\frac{\partial^2 \eta}{\partial \xi^2}(0, \tau) = 0, \quad \frac{\partial^2 \eta}{\partial \xi^2}(1, \tau) = 0$$

Borunun iki ucu da ankastre olarak mesnetlenirse sınır şartları aşağıdaki gibidir.

$$\eta(0, \tau) = 0, \quad \eta(1, \tau) = 0 \quad (2.22)$$

$$\frac{\partial \eta}{\partial \xi}(0, \tau) = 0, \quad \frac{\partial \eta}{\partial \xi}(1, \tau) = 0$$

Bir ucu ankastre diğer ucu serbest olarak mesnetlenmiş bir borunun sınır şartları aşağıdaki gibidir.

$$\eta(0, \tau) = 0, \quad \frac{\partial^2 \eta}{\partial \xi^2}(1, \tau) = 0 \quad (2.23)$$

$$\frac{\partial \eta}{\partial \xi}(0, \tau) = 0, \quad \frac{\partial^3 \eta}{\partial \xi^3}(1, \tau) = 0$$

2.7 Matematiksel Denklemin Ayrıklaştırılması

Sistemin (2.20) denklemiyle tanımlanan matematiksel modeli, değişken katsayılı kısmi türevli diferansiyel denklemdir. Burada Galerkin yöntemi uygulanmak suretiyle kısmi türevli denklem sonsuz sayıda lineer diferansiyel denklemlere dönüştürülecektir. Fakat sonsuz sayıdaki diferansiyel denklemlerin ilk n tanesinin sistemin dinamik davranışını yeteri yaklaşıklıkta tanımladığı kabul edilecektir. Bu amaçla (2.20) denkleminde yer değiştirmenin, η aşağıda tanımlanan seri ile yeteri yaklaşıklıkla hesaplanabildiği kabul edilir.

$$\eta_i(\xi, \tau) = \phi_i(\xi) w_i(\tau), \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (2.24)$$

Burada $\phi_i(\xi)$, şekil fonksiyonudur. Çözüm serisi (2.20) denkleminde yerine yazıldığında,

denklemin tam çözümü olmadığı için denklem sıfıra eşit olamaz, ε gibi bir sayıya eşit olur. ε 'nin şekil fonksiyonu ile çarpımının boru boyunca integrali sıfır olmalıdır. (Meirovitch, 1967)

$$\int_0^1 \varepsilon \phi_j(\xi) d\xi = 0, \quad j = 1, 2, \dots, n \quad (2.25)$$

Bu ifadede (2.20) denklemi yerine yazılırsa

$$\begin{aligned} & w_i(\tau) \int_0^1 \phi_i^{(IV)}(\xi) \phi_j(\xi) d\xi + u^2 w_i(\tau) \int_0^1 \phi_i''(\xi) \phi_j(\xi) d\xi + \\ & + \beta^{\frac{1}{2}} \frac{\partial u}{\partial \tau} w_i(\tau) \int_0^1 (1-\xi) \phi_i''(\xi) \phi_j(\xi) d\xi + 2\beta^{\frac{1}{2}} u \dot{w}_i(\tau) \int_0^1 \phi_i'(\xi) \phi_j(\xi) d\xi + \\ & + \ddot{w}_i(\tau) \int_0^1 \phi_i(\xi) \phi_j(\xi) d\xi = 0, \quad i = 1, 2, \dots, n \quad j = 1, 2, \dots, n \end{aligned} \quad (2.26)$$

elde edilir. Buradaki integralleri aşağıdaki gibi tanımlanırsa denklem daha basit olarak ifade edilebilir.

$$\begin{aligned} q_{1,ij} &= \int_0^1 \phi_i^{(IV)}(\xi) \phi_j(\xi) d\xi & q_{2,ij} &= \int_0^1 \phi_i''(\xi) \phi_j(\xi) d\xi \\ q_{3,ij} &= \int_0^1 \xi \phi_i''(\xi) \phi_j(\xi) d\xi & q_{4,ij} &= \int_0^1 \phi_i'(\xi) \phi_j(\xi) d\xi + \\ q_{5,ij} &= \int_0^1 \phi_i(\xi) \phi_j(\xi) d\xi, \quad i = 1, 2, \dots, n \quad j = 1, 2, \dots, n \end{aligned} \quad (2.27)$$

(2.26) denklemi tekrar düzenlendiğinde

$$\left[q_{1,ij} + u^2 q_{2,ij} + \beta^{\frac{1}{2}} \frac{\partial u}{\partial \tau} (q_{2,ij} - q_{3,ij}) \right] w_i(\tau) + 2\beta^{\frac{1}{2}} u q_{4,ij} \dot{w}_i(\tau) + q_{5,ij} \ddot{w}_i(\tau) = 0 \quad (2.28)$$

elde edilir. Yukarıda tanımlanan çözüm serisinin içerdiği şekil fonksiyonu, sınır şartlarını sağlayan herhangi bir fonksiyon seçilebilir. Burada kullanılan şekil fonksiyonları, aynı mesnet şartlarına sahip Bernoulli krişinin şekil fonksiyonlarıdır. Basit mesnetli durumda sınır şartlarını sağlayan şekil fonksiyonu

$$\phi_i(\xi) = \sin(i\pi\xi) \quad (2.29)$$

dur.

Eğer borunun bir ucu ankastre diğer ucu serbest ise şekil fonksiyonu

$$\phi_i(\xi) = \sin(\lambda_i \xi) - \sinh(\lambda_i \xi) + \frac{\sin \lambda_i + \sinh \lambda_i}{\cos \lambda_i + \cosh \lambda_i} (\cosh(\lambda_i \xi) - \cos(\lambda_i \xi)) \quad (2.30)$$

dur. Burada λ_i bir ucu ankastre mesnetli diğer ucu serbest kirişin öz frekansları olup

$$1 + \cos \lambda_i \cosh \lambda_i = 0 \quad (2.31)$$

denkleminin kökleridir. Sayısal değerleri Çizelge 2.2 de verilmiştir. Borunun iki ucuda ankastre mesnetli ise şekil fonksiyonu

$$\phi_i(\xi) = \sin(\lambda_i \xi) - \sinh(\lambda_i \xi) - \frac{\sin \lambda_i - \sinh \lambda_i}{\cos \lambda_i - \cosh \lambda_i} (\cos(\lambda_i \xi) - \cosh(\lambda_i \xi)) \quad (2.32)$$

dur. Burada λ_i iki ucu ankastre mesnetli serbest kirişin öz frekansları olup

$$1 - \cos \lambda_i \cosh \lambda_i = 0 \quad (2.33)$$

denkleminin kökleridir. Sayısal değerleri Çizelge 2.3 de verilmiştir.

Çizelge 2.2 Bir ucu ankastre mesnetli diğer ucu serbest kirişin öz frekansları

i	λ_i
1	1.87510406871196
2	4.69409113297418
3	7.85475743823761
4	10.99554073487547
5	14.13716839104647

Çizelge 2.3 İki ucu ankastre mesnetli kirişin öz frekansları

i	λ_i
1	4.73004074486270
2	7.85320462409584
3	10.99560783800167
4	14.13716549125747
5	17.27875965739948

3 DİNAMİK ANALİZ

3.1 Giriş

Çalışmanın bu bölümünde sistemin dinamik davranışı incelenmiştir. Öncelikle akışkanın sabit hızla aktığı durumda akış hızına bağlı olarak sistemin doğal frekanslarının değişimi incelenmiştir. Sistemin farklı şartlar altında simülasyonu yapılmıştır. Kritik akış hızının değeri hesaplanmıştır.

Ardından akış hızının ortalama bir değer civarında küçük değişimler gösterdiği kabul edilmiştir. Bu değişimler harmonik bir terimle ifade edilmiştir. Bu durumda değişimin frekansının sistemin kararlılığı üzerine etkisi incelenmiştir. Bu inceleme amacıyla değişik yöntemler araştırmacılar tarafından kullanılmıştır. Bu konuda bölüm 1 de geniş bir bilgi verilmiştir. Bu yöntemlerden başlıcaları Bolotin metodu, Floquet teorisine dayalı nümerik yöntemler ve pertürbasyon yöntemleridir. Bolotin metodunda bir Fourier serisi alınarak sistemin altharmonik rezonans bölgelerinin sınır değerleri Hill determinantı adı verilen bir determinant yardımıyla hesaplanmaktadır. Floquet teorisine dayalı birden fazla yaklaşım vardır. (Turhan, 1997) Bu yaklaşımlar sayısal hesaplamalara dayalıdır. Pertürbasyon yöntemlerinden ortalama (the averaging of method) yöntemi ve Çoklu zaman skalası (Multiple time scale) yöntemi kararlılık analizinde kullanılabilir. Bu yöntemlerle analitik sonuçlar elde etmek mümkündür. Bu çalışmada çoklu zaman skalası yönteminden yararlanılmıştır.

3.2 Sistemin Sabit Akış Hızında Dinamik Davranışı

Yukarıda akış hızının zamanın fonksiyonu olarak değiştiği durum için elde edilen (2.28) denklemi, akış hızının sabit olması durumunda aşağıdaki şekle dönüşür.

$$\left(q_{1,ji} + u^2 q_{2,ji} \right) w_i(\tau) + 2\beta^{\frac{1}{2}} u q_{4,ji} \dot{w}_i(\tau) + q_{5,ji} \ddot{w}_i(\tau) = 0 \quad (3.1)$$

$$\eta(\xi, \tau) = \phi_i(\xi) w_i(\tau)$$

Bu denklem sabit katsayılı lineer bir diferansiyel denklem takımıdır. Durum uzayında aşağıdaki gibi yazılır.

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax \\ y &= Cx \end{aligned} \quad (3.2)$$

Burada \mathbf{x} durum değişkenlerinden oluşan $2n \times 1$ boyutunda bir vektördür.

$$\mathbf{x} = [w_1 \ \dots \ w_n \ \dot{w}_1 \ \dots \ \dot{w}_n]^T \quad (3.3)$$

\mathbf{C} , ilk n elemanı şekil fonksiyonları diğer elemanları sıfır olan $1 \times 2n$ boyutunda bir vektördür.

$$\mathbf{C} = [\phi_1(\xi) \ \dots \ \phi_n(\xi) \ 0 \ \dots \ 0] \quad (3.4)$$

\mathbf{A} katsayı matrisi olup $2n \times 2n$ boyutundadır. Genel ifadesi aşığıdaki gibidir.

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & \mathbf{I} \\ -q_5^{-1}(q_1 + u^2 q_2) & -q_5^{-1} 2\beta^{\frac{1}{2}} u q_4 \end{bmatrix} \quad (3.5)$$

Burada $\mathbf{0}$ ' $n \times n$ boyutunda tüm elemanları sıfır olan bir matristir. \mathbf{I} birim matris olup $n \times n$ boyutundadır. Aşığıdaki denkleme sistemin karakteristik denklemi adı verilir. Denklemin kökleri sistemin özdeğerleridir. Her bir özdeğer için tanımlanabilen sönüm faktörü bir değerinden küçük ise, bu durumda özdeğerlerin imajiner kısımları sistemin kritik frekanslarına karşılık gelmektedir.

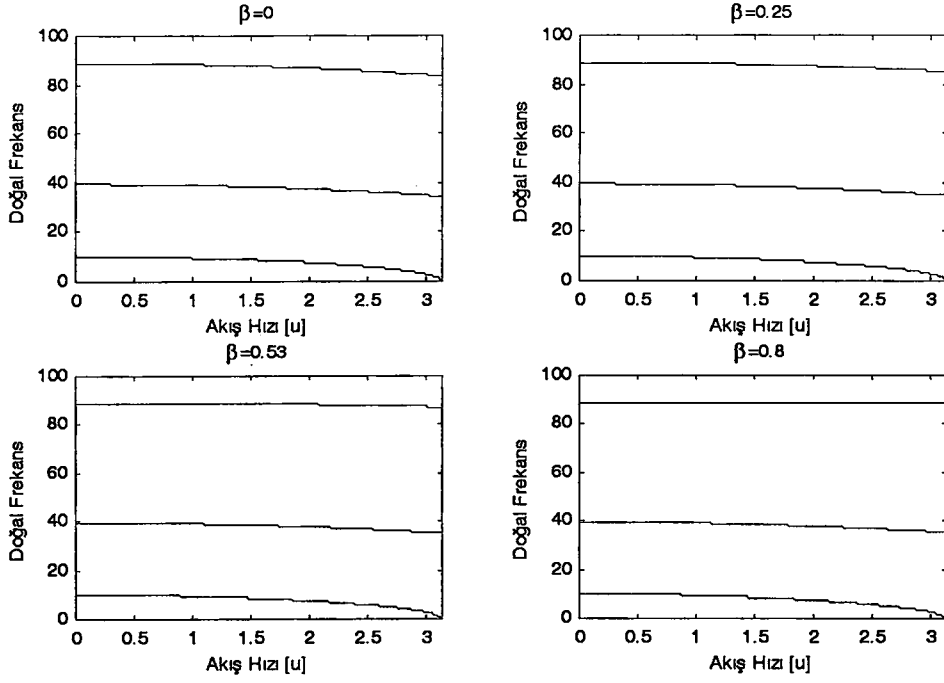
$$|\lambda \mathbf{I} - \mathbf{A}| = 0 \quad (3.6)$$

3.2.1 Basit mesnetli durum

Yukarıdaki (3.6) denklemi borunun basit mesnetli olduğu durumdaki sınır koşullarına uygun olarak çözüldüğünde sistemin ilk üç doğal frekansı Şekil 3.1 de görüldüğü gibi değişmektedir.

Şekil 3.1 deki grafiklerden görüldüğü gibi akış hızının artması ile sistemin doğal frekanslarının değerleri azalmaktadır. En düşük doğal frekansın sıfıra eşit olduğu andaki akış hızına kritik akış hızı adı verilmektedir. Akış hızı kritik değere ulaştığında $w_i(\tau)$ vektörünün katsayısı olan $(q_{1,ji} + u^2 q_{2,ji})$ matrisinin determinantı sıfır olur. Bu noktada sistem dinamik olarak kararsız duruma gelir.

Kritik akış hızının hesabında diğer yaklaşım statik burkulma teorisinden yararlanmaktadır. Akışkanın borunun kayar mesnetli olan ucundan atmosfere boşaldığı hatırlanmalıdır.



Şekil 3.1 Değişik kütle oranları, β , için sistemin doğal frekansları

Bu durumda akışkan boruyu terkederken impuls ve momentumdan dolayı bir tepki kuvveti oluşturur. Oluşan tepki kuvveti boruyu basıya zorlar. Kuvvet belli bir değere ulaştığında boru burkulur. Boruyu burkulmaya zorlayan kritik kuvvet değerinin

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 EI}{L^2} \quad (3.7)$$

olduğu bilinmektedir. Burada E, boru malzemesinin elastiklik modülü I, borunun atalet momenti, L ise borunun boyudur. Bu denklem literatürde Euler denklemi olarak adlandırılmaktadır. Akışkanın boruyu terkederken oluşturduğu tepki kuvveti (impuls ve momentumdan) aşağıdaki denklemle hesaplanır.

$$F = MU^2 \quad (3.8)$$

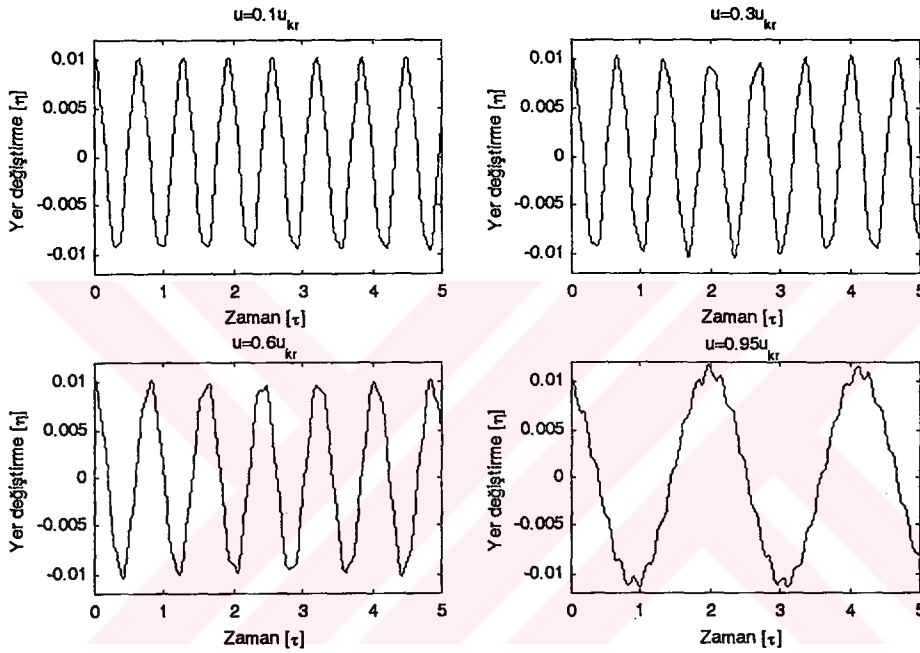
Burada $M=\rho A$ olup akışkanın birim uzunluktaki boru içindeki kütlesidir. U ise akış hızıdır. (3.7) ve (3.8) ifadeleri birbirine eşitlenir ve elde edilen kritik akış hızı Tablo 2.1 de tanımlanan dönüşümler yardımıyla boyutsuzlaştırıldığında kritik akış hızının değeri

$$u_{kr} = \pi \quad (3.9)$$

olarak elde edilir. Bu sonuç $(q_{1,ji} + u^2 q_{2,ji})$ matrisinin determinantını sıfır yapan en küçük

akış hızına eşittir. Sistemin değişik akış hızlarındaki simülasyonları Şekil 3.2 de görülmektedir. Yapılan simülasyonlar sonucunda görülmektedir ki basit mesnetli durumda sistemde sönüm yoktur.

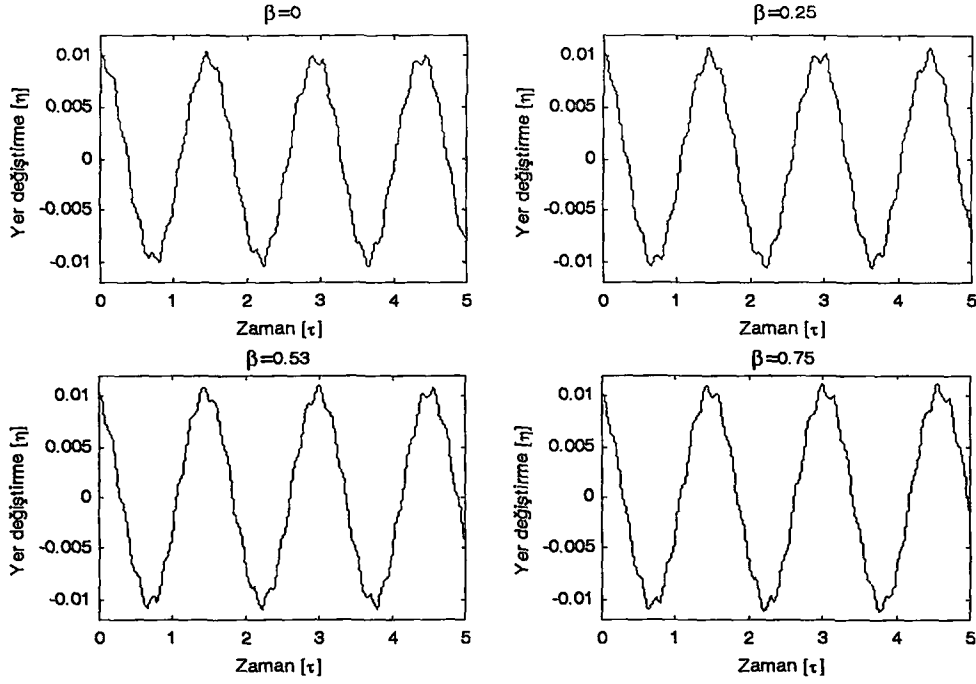
Sistemin ayrıklaştırılmış denkleminde (3.1) hızın, $\dot{w}_i(\tau)$, çarpanı olan matrisin, $2\beta^{\frac{1}{2}}u_{4,ji}$, var olmasına rağmen ki bu matris genel dinamik analizde sönüm matrisi olarak adlandırılmaktadır, sistemde sönüm yoktur. Matematiksel modelin elde edilmesi sırasında hiçbir sönüm kuvvetinin hesaba katılmadığı hatırlanırsa elde edilen sonuç doğrudur.



Şekil 3.2 Değişik akış hızlarında, $\xi_c=3/7$ noktasında borunun yaptığı yer değiştirmeler ($\beta=0.53$, $x(0)=[0.01 \ 0.0015 \ 0.0001 \ 0 \ 0 \ 0]^T$, $n=3$)

$2\beta^{\frac{1}{2}}u_{4,ji}$ matrisi, sistemin matematiksel modeli olan (2.21) denklemindeki boyuta ve zaman göre karışık türev içeren terimden gelmektedir. Bu terim elamanter akışkan parçacığının dönme hareketi için gereken kuvveti ifade eder. Diğer bir tanımla Coriolis kuvvetini ifade eder. $2\beta^{\frac{1}{2}}u_{4,ji}$ matrisi pozitif yarı tanımlı matris olup, basit mesnetli durumdaki işlevi titreşim biçimleri arasındaki enerji transferidir(Ulsoy A. G., 1984).

Kütle oranının artması sisteme temel etkisi doğal frekansların değerini değiştirir. Diğer etkisi titreşim biçimleri arasındaki enerji aktarımında etkilidir. Değişik kütle oranlarında sistemin simülasyonları Şekil 3.3 de görülmektedir.

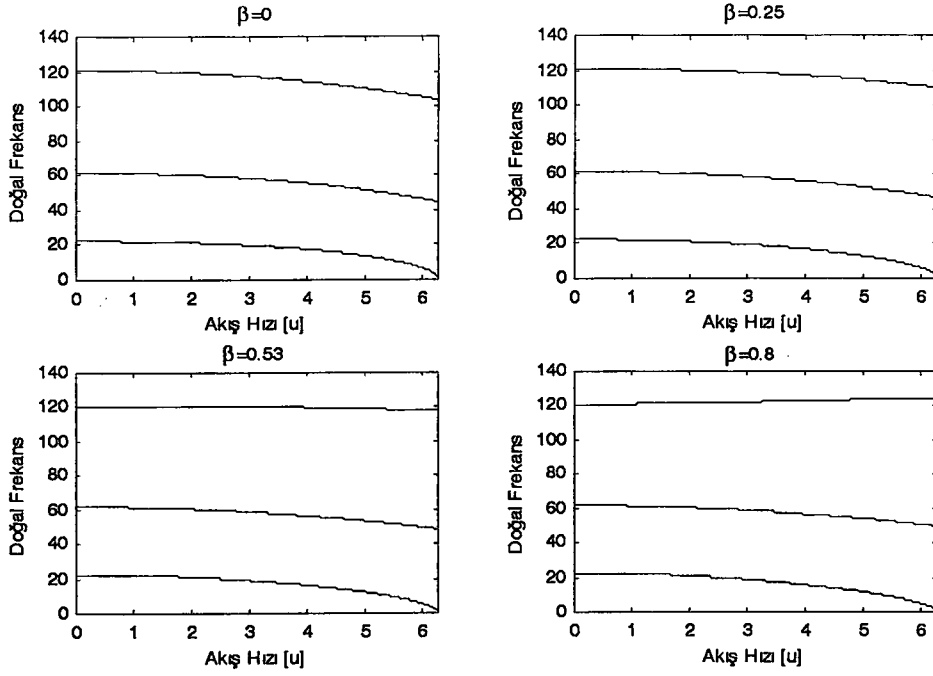


şekil 3.3 Ktle oranı, β 'nin değişmesinin sistemin dinamik davranışına etkisi ($u=0.9u_{kr}$, $\xi_c=3/7$, $x(0)=[0.01 \ 0.0015 \ 0.0001 \ 0 \ 0 \ 0]^T$, $n=3$)

3.2.2 İki ucu ankastre mesnetli durum

İki ucu ankastre mesnetli borunun doğal frekanslarının değişimi şekil 3.4 de grlmektedir. Basit mesnetli durumda olduğu gibi akış hızının artmasıyla doğal frekansların değeri azalmaktadır. Kritik akış hızı değerine ulaşıldığı noktada en düşük frekans sıfır olmaktadır. Basit mesnetli durumda açıklanan, statik burkulma yaklaşımıyla kritik akış hızının hesabı yöntemi bu mesnetleme şartında uygulanması mümkün değildir. Borunun iki ucu ankastre mesnetlendiğinden dolayı oluşan akışkanın oluşturduğu tepki kuvveti mesnet tarafından karşılanır. Boru statik olarak burkulmaz fakat kritik akış hızında dinamik olarak kararsız duruma gelir. Kritik akış hızının hesabı için örneğin $n=2$ seçilerek (3.1) denklemi aşağıdaki gibi açık biçimde yazılabilir.

$$\begin{bmatrix} q_{1,11} + u^2 q_{2,11} & q_{1,12} + u^2 q_{2,12} \\ q_{1,21} + u^2 q_{2,21} & q_{1,22} + u^2 q_{2,22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} w_1 \\ w_2 \end{bmatrix} + 2\beta^{\frac{1}{2}} u \begin{bmatrix} q_{4,11} & q_{4,12} \\ q_{4,21} & q_{4,22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{w}_1 \\ \dot{w}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} q_{5,11} & q_{5,12} \\ q_{5,21} & q_{5,22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{w}_1 \\ \ddot{w}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.10)$$



Şekil 3.4 Değişik kütle oranı, β , değerleri için kritik frekansların değişimi

Bu denklem takımının çözümü aşağıdaki formda olacaktır.

$$\begin{aligned} w_1(\tau) &= A e^{\lambda\tau} \\ w_2(\tau) &= B e^{\lambda\tau} \end{aligned} \quad (3.11)$$

Çözüm (3.10) da yerine yazıldığında elde edilen lineer homojen denklem takımının çözümü için katsayı matrisinin determinantının sıfır değerine eşit olması gerekir. Determinantın sıfıra eşitlenmesinden elde edilecek karakteristik denklemin köklerinin imajiner kısımları doğal frekans değerleridir.

$$a_4\lambda^4 + a_3\lambda^3 + a_2\lambda^2 + a_1\lambda + a_0 = 0 \quad (3.12)$$

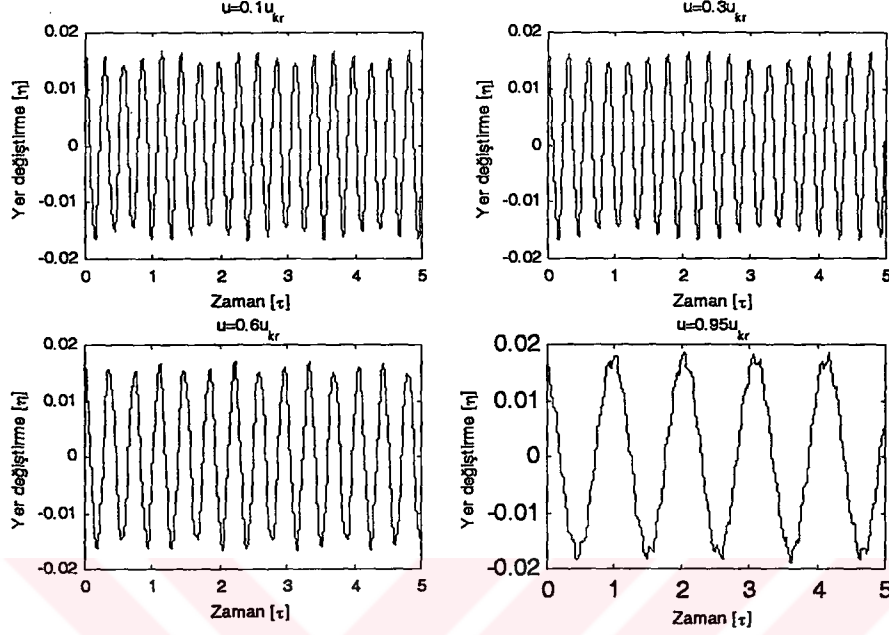
Kritik frekans değerlerinden bir tanesinin sıfır olmasının tek şartı karakteristik denklemin sabit teriminin sıfıra eşit olmasıdır.

$$a_0 = \begin{vmatrix} q_{1,11} + u^2 q_{2,11} & q_{1,12} + u^2 q_{2,12} \\ q_{1,21} + u^2 q_{2,21} & q_{1,22} + u^2 q_{2,22} \end{vmatrix} = 0 \quad (3.13)$$

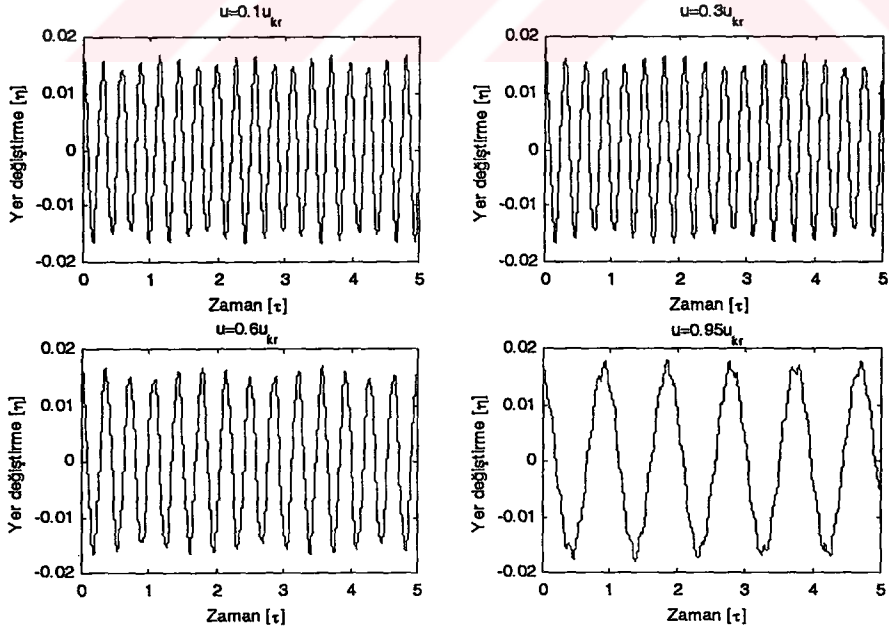
Buradan elde edilen en düşük kritik akış hızı

$$u_{\text{kt}} = 6.378682461268027e + 000 \cong 2\pi \quad (3.14)$$

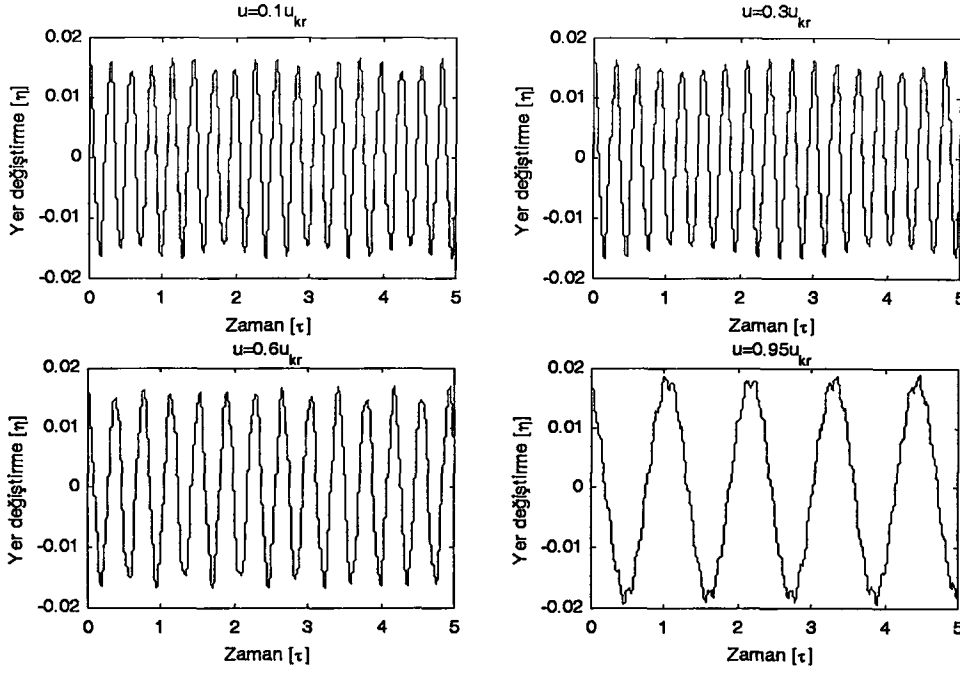
dır. Sistemin değişik akış hızlarında ve kütle oranlarında sistemin similasyonları Şekil 3.5, Şekil 3.6 ve Şekil 3.7 de verilmiştir. Grafiklerden de anlaşılacağı gibi sistemde sönüm yoktur. Sistem sınırd a dengede olup herhangi bir etkiyle kararsız duruma da geçebilir.



Şekil 3.5 Değişik akış hızları için, $\xi_c=3/7$ noktasında borunun yaptığı yer değiştirmeler ($\beta=0.53$, $x(0)=[0.01 \ 0.0015 \ 0.0001 \ 0 \ 0 \ 0]^T$, $n=3$, $u_{kr}=2\pi$)



Şekil 3.6 Değişik akış hızları için $\xi_c=3/7$ noktasında borunun yaptığı yer değiştirmeler, ($\beta=0.2$, $x(0)=[0.01 \ 0.0015 \ 0.0001 \ 0 \ 0 \ 0]^T$, $n=3$, $u_{kr}=2\pi$)



Şekil 3.7 Değişik akış hızlarında $\xi_c=3/7$ noktasında borunun yaptığı yer değiştirmeler ($\beta=0.8$, $x(0)=[0.01 \ 0.0015 \ 0.0001 \ 0 \ 0 \ 0]^T$, $n=3$, $u_{kr}=2\pi$)

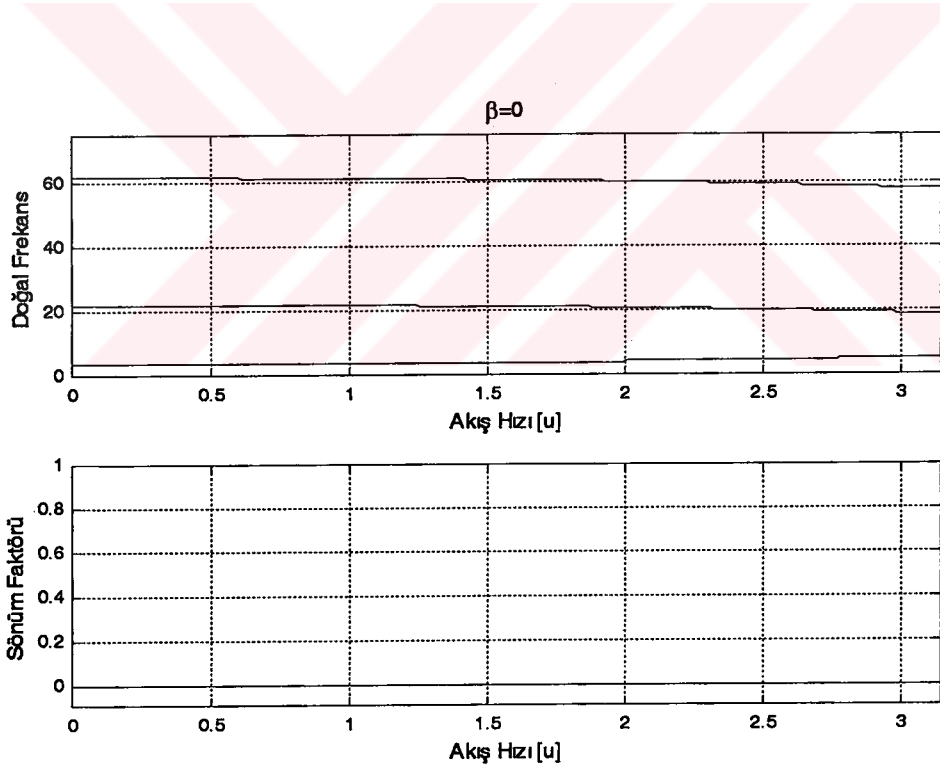
3.2.3 Bir ucu ankastre mesnetli diğer ucu serbest durum

Bir ucu ankastre mesnetli borunun değişik kütle oranları için doğal frekansları ve doğal kritik frekanslara karşılık gelen sönüm faktörlerinin değişimi Şekil 3.8, Şekil 3.9, Şekil 3.10, ve Şekil 3.11 te verilmiştir. Doğal frekans değerleri yukarıda incelenen mesnet şartlarında akışkanın hızının artmasına karşın azalmaktadır. Bir ucu ankastre mesnetlenip diğer ucu serbest bırakılan boruda ise doğal frekanslar azalarak sıfır olmamaktadır. Bunun nedeni artan akış hızı boruyu daha rijit bir hale getirmektedir.

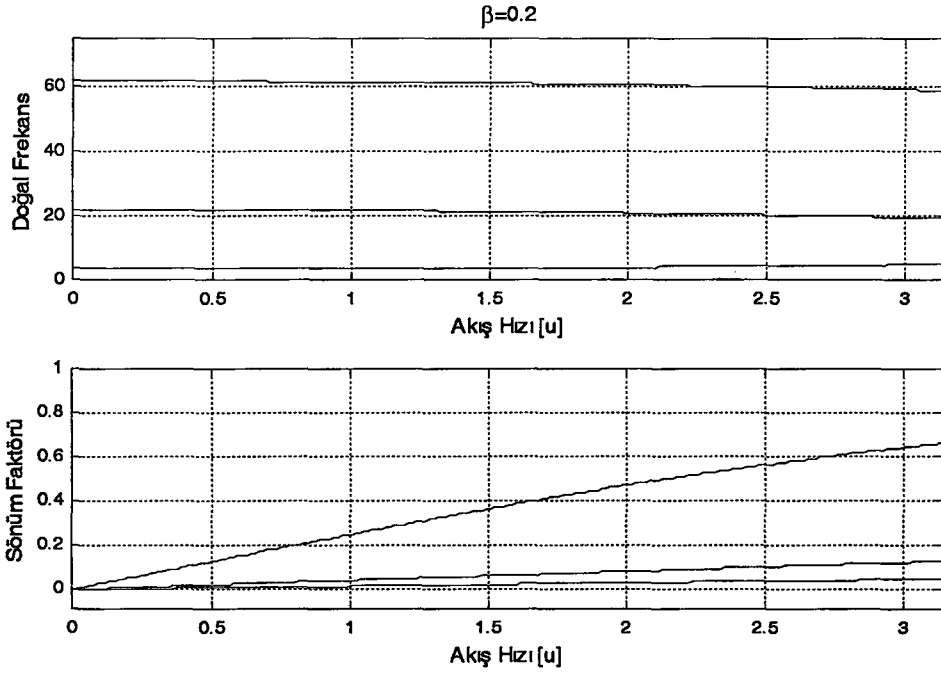
Kütle oranı sıfıra eşit olduğunda yani sistemde Coriolis kuvvetleri olmadığı durumda bazı doğal frekans değerlerinin ve sönüm faktörlerinin değişimi Şekil 3.8 de verilmiştir.. Bu durumda sönüm olmadığı görülmektedir. Kütle oranı sıfırdan büyük ise $1 > \beta > 0$, Şekil 3.9, Şekil 3.10 ve Şekil 3.11 de kritik frekansların değişimi ve Coriolis kuvvetlerinin sistemde yaratmış olduğu sönüm etkisi görülmektedir. Dikkat edilirse Şekil 3.11 de diğer grafiklerden farklı bir durum söz konusudur. Farklılık akış hızı belli bir değere ulaştığında sönüm faktörü $r > 1$ olur ve sistemin kökleri kompleks eşlenik durumundan ayrık iki reel kök haline gelir. Öyle bir nokta vardır ki bu noktada sistemin iki kökü aynı değeri alır. O noktada sönüm faktörü $r=1$ olur.

Akış hızına bağlı olarak sistemin doğal frekansları ve sönüm faktörlerinin değiştiği verilen grafiklerden görülmektedir. İki farklı akışkan yani iki farklı kütle oranı için kök-yer eğrisi Şekil 3.12 ve Şekil 3.13 te verilmiştir. Akış hızının artması sistemin kararlılığını iyileştirmektedir.

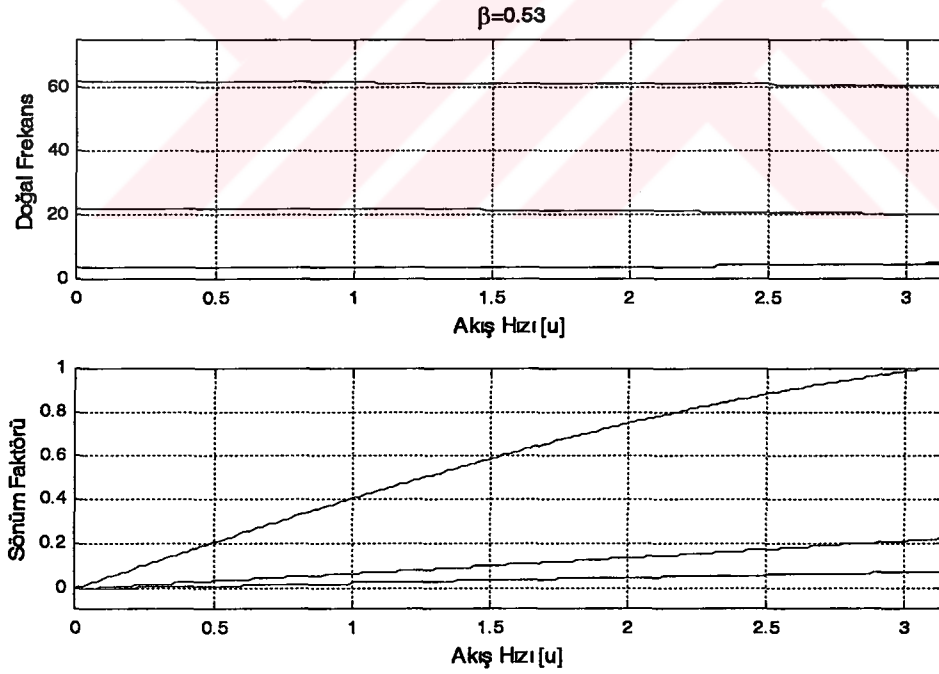
Sistemin değişik kütle oranlarında ve akışkanın değişik akış hızlarında ki similasyonları Şekil 3.14, Şekil 3.15, Şekil 3.16 ve Şekil 3.17 deki grafiklerde verilmiştir. Similasyon sonucunda elde edilen sonuçlar doğal frekans ve sönüm faktörlerinin değişimi hakkında yukarıda yapılan açıklamalar doğrultusundadır. Akış hızı sıfır olduğu durumda kütle oranı ne olursa olsun sistem bir konsol kirişin davranış özelliklerini göstermektedir. Kütle oranının artması sönüm faktörlerinin artmasına neden olmaktadır. Akış hızının artışı sistemin rijitliğinin artmasına neden olmaktadır. İncelediğimiz tipteki sisteme literatürde jiroskopik sistem adı verilir. Bir ucu ankastre mesnetli diğer ucu serbest borudan oluşan sistem konservatif olmayan bir sistemdir (Paidoussis M. P.ve Issid N. T., 1974).



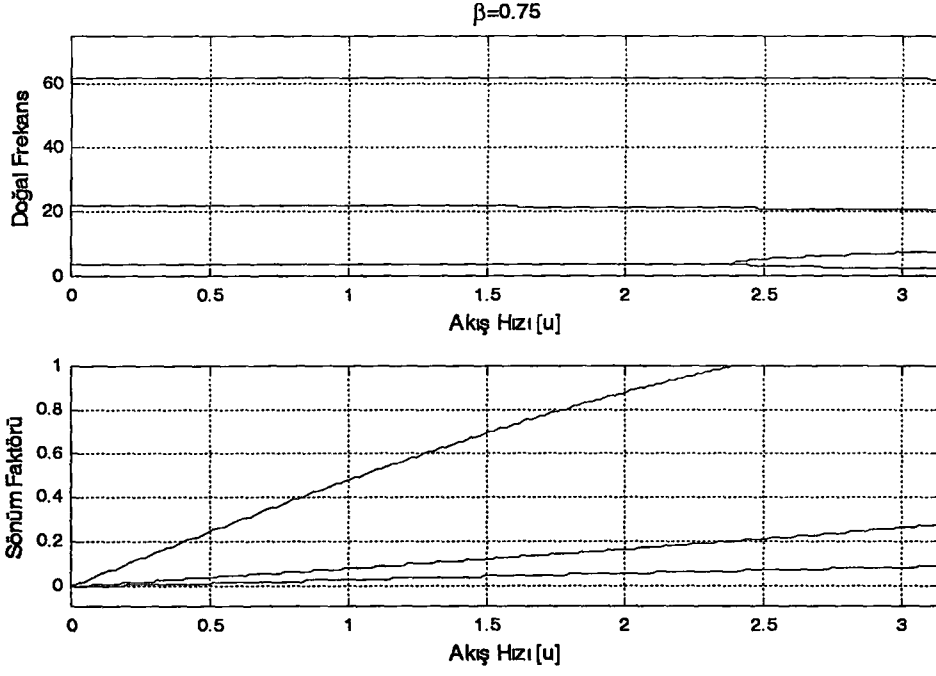
Şekil 3.8 Kütle oranı $\beta=0$ için bir ucu ankastre mesnetli diğer ucu serbest borunun kritik frekansları ve sönüm faktörleri



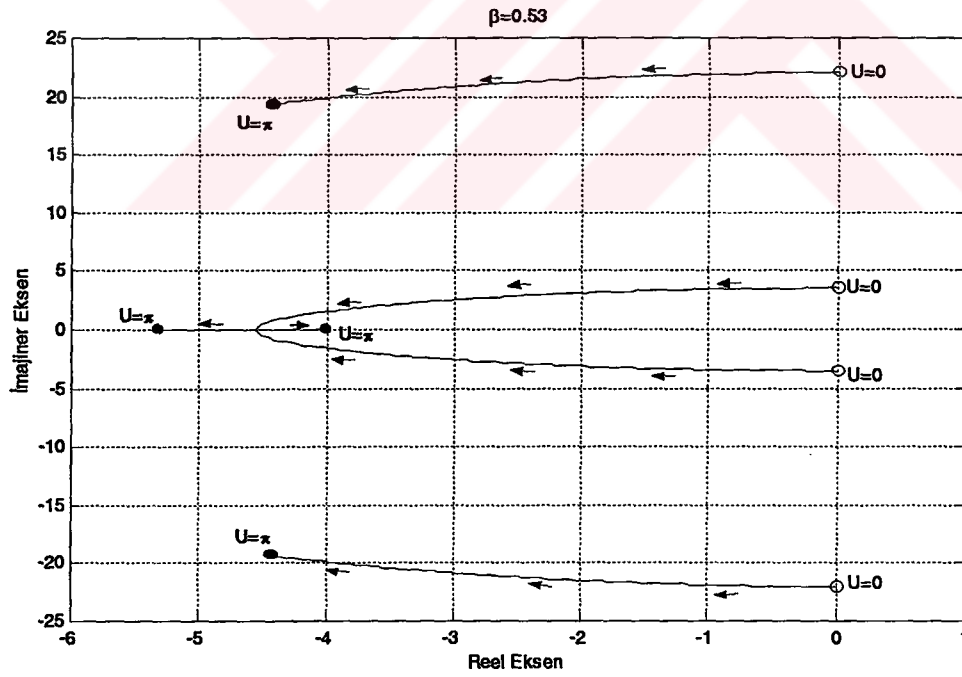
Şekil 3.9 Kütle oranı $\beta=0.2$ için bir ucu ankastre mesnetli diğer ucu serbest borunun kritik frekansları ve sönüm faktörleri



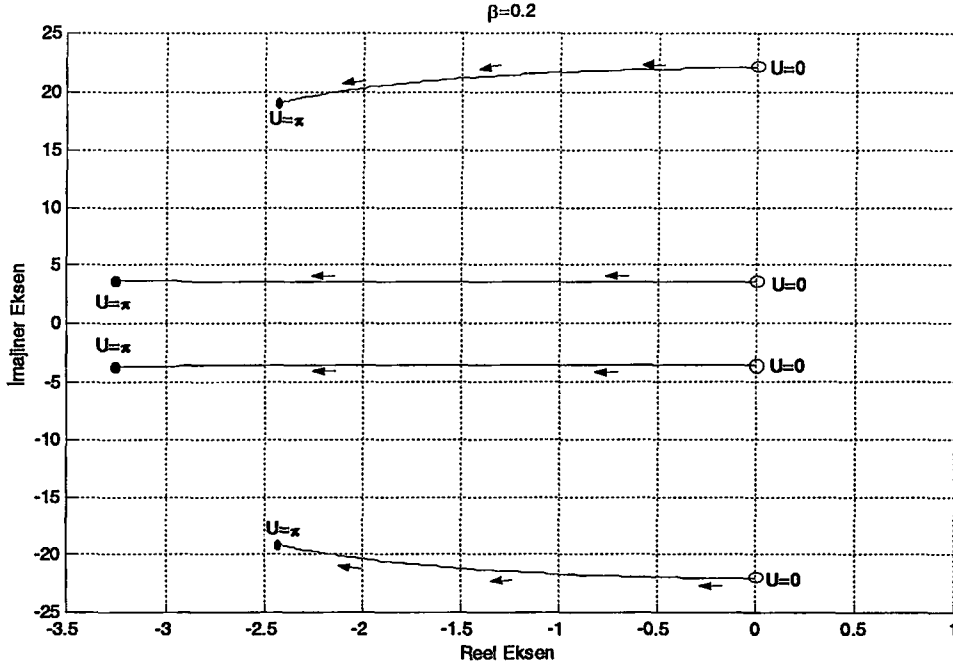
Şekil 3.10 Kütle oranı $\beta=0.53$ için bir ucu ankastre mesnetli diğer ucu serbest borunun kritik frekansları ve sönüm faktörleri



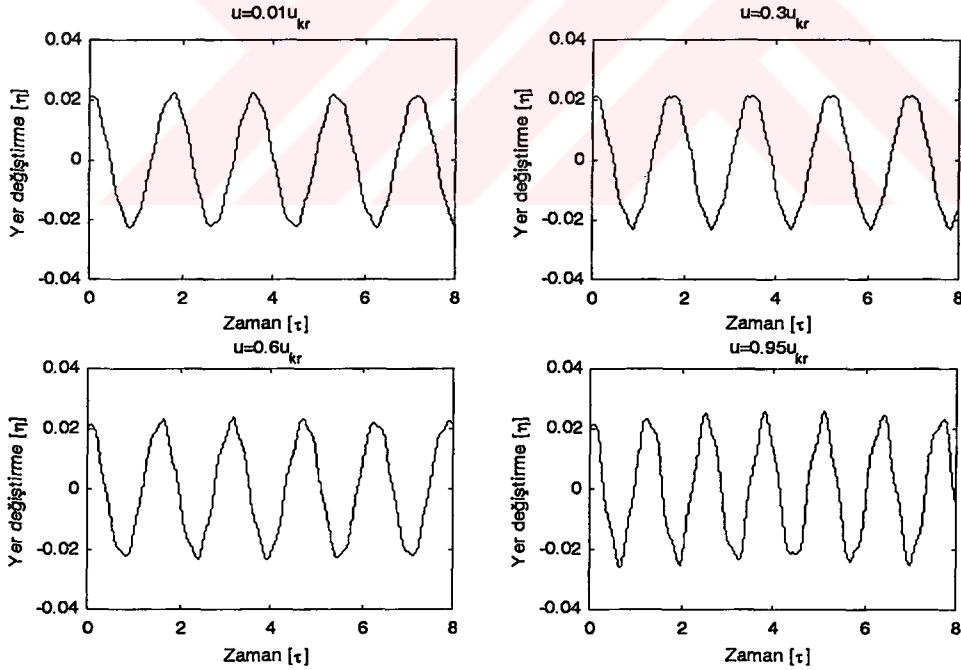
Şekil 3.11 Kütle oranı $\beta=0.75$ için bir ucu ankastre mesnetli diğer ucu serbest borunun kritik frekansları ve sönüm faktörleri



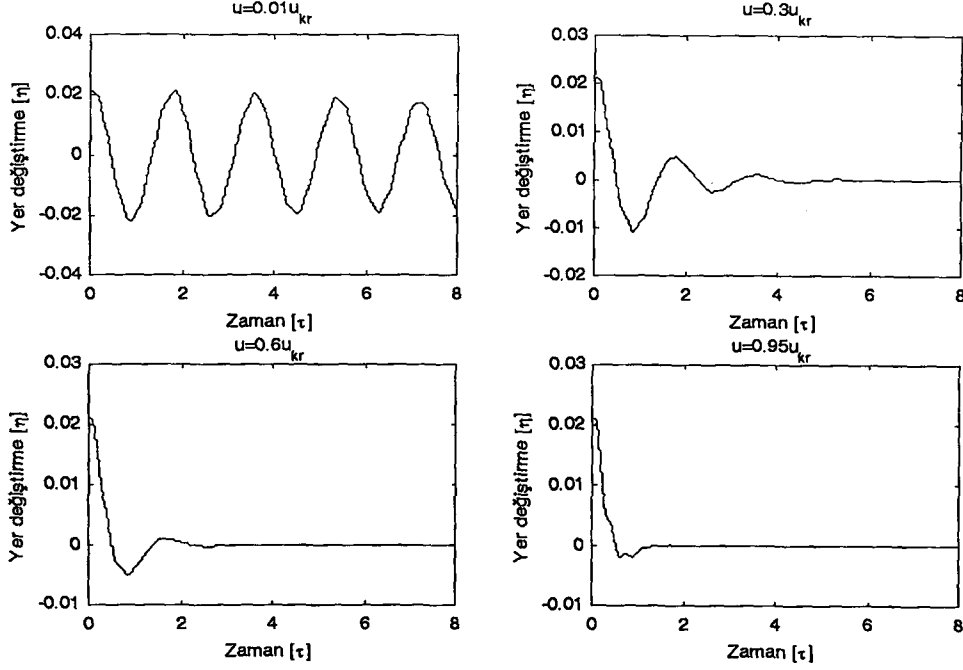
Şekil 3.12 Kütle oranı $\beta=0.53$ için akış hızının 0 ile π aralığında değişmesi durumunda ilk iki en düşük frekansa sahip iki kökün yer değiştirmesi



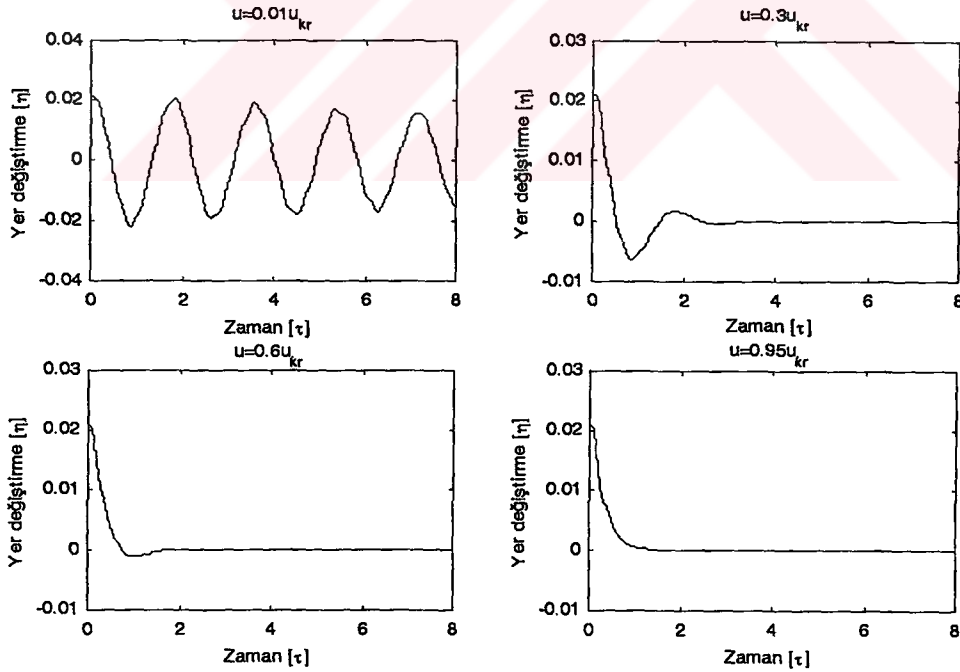
Şekil 3.13 Kütle oranı $\beta=0.2$ için akış hızının 0 ila π aralığında değişmesi durumunda ilk iki en düşük frekansa sahip iki kökün yer değiştirmesi



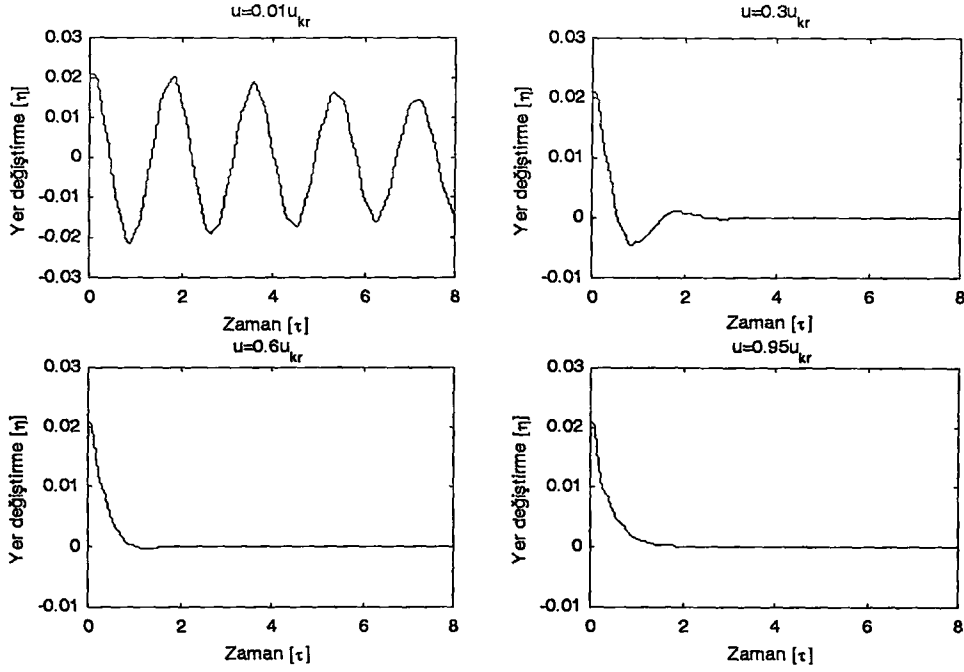
Şekil 3.14 Kütle oranı $\beta=0$ için bir ucu ankastre mesnetli diğer ucu serbest borunun $\xi_c=6/7$ noktasındaki değişik akış hızlarında yaptığı yer değiştirmeler ($n=5$, $x(0)=[0.01 \ 0.0015 \ 0.0001 \ 0.00001 \ 0.0000001 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]$).



Şekil 3.15 Kütlesi oranı $\beta=0.2$ için bir ucu ankastre mesnetli diğer ucu serbest borunun $\xi_c=6/7$ noktasındaki değişik akış hızlarında yaptığı yer değiştirmeler ($n=5$, $x(0)=[0.01 \ 0.0015 \ 0.0001 \ 0.000001 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]'$)



Şekil 3.16 Kütlesi oranı $\beta=0.53$ için bir ucu ankastre mesnetli borunun $\xi_c=6/7$ noktasındaki değişik akış hızlarında yaptığı yer değiştirmeler ($n=5$, $x(0)=[0.01 \ 0.0015 \ 0.0001 \ 0.000001 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]'$)



şekil 3.17 Kütle oranı $\beta=0.75$ için bir ucu ankastre mesnetli borunun $\xi_c=6/7$ noktasındaki değişik akış hızlarında yaptığı yer değiştirmeler ($n=5$, $x(0)=[0.01 \ 0.0015 \ 0.0001 \ 0.00001 \ 0.0000001 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]^T$)

3.3 Akışkan Hızının Zamana Bağlı Değişmesi Durumunda Sistemin Dinamik Davranışı

Boru içersindeki akış hızı gerçekte hem zamanın hem de koordinatın fonksiyonudur. Boyuna göre çapı küçük olan borularda akış hızındaki koordinata bağlı değişme küçük olduğundan dolayı ihmal edilebilir. Bu nedenle matematik model elde edilirken yapılan kabullerden biri akışkanın hızının boru içindeki her noktada aynı değere sahip olduğudur. Boru hatlarında çeşitli nedenlerle (rneğin pistonlu pompaların çıkışında akış hızı pulse şeklindedir.) akış hızı zaman bağlı değişimler gösterir. Bir boru hattındaki akışkanın hızının zamana bağlı değişimi ölçülerek elde edilecek değerler Fourier serisine açıldığında harmonik terimlerin toplamı şeklinde tanımlanan bir fonksiyon elde edilir. Sistemin lineer olarak modellendiği hatırlanırsa aşağıda tanımlanan fonksiyona göre elde edilecek çözüm ve sonuçlar temel alınarak gerektiğinde uygun çözümler geliştirilebilir. Bu çalışmada akışkanın akış hızının aşağıdaki fonksiyona göre değiştiği kabul edilmiştir.

$$u(\tau) = u_0(1 + 2\mu \cos(\omega\tau)) \quad (3.15)$$

Burada μ boyutsuz küçük bir parametre olup akış hızı değişim oranı olarak adlandırılır. Bu

çalışmada 0 ile 0.15 aralığında değiştiği kabul edilecektir. Ayrıca ω akış hızının değişiminin boyutsuz dairesel frekansıdır. τ ise boyutsuz zamanı göstermektedir. Bu durumda (2.29) denklemi aşağıdaki biçime dönüşür.

$$\begin{aligned} & \left(q_{1,ij} + u_0^2 (1 + 2\mu \cos \omega \tau)^2 q_{2,ij} - 2\beta^{\frac{1}{2}} u_0 \omega \mu \sin \omega \tau (q_{2,ij} - q_{3,ij}) \right) w_i(\tau) + \\ & + 2\beta^{\frac{1}{2}} u_0 (1 + 2\mu \cos \omega \tau) q_{4,ij} \dot{w}_i(\tau) + q_{5,ij} \ddot{w}_i(\tau) = 0 \end{aligned} \quad (3.16)$$

Denklemin katsayıları zamanın fonksiyonudur. Sistem, sabit katsayılı lineer diferansiyel denklemlerle modellenen sistemin köklerinin kompleks düzlemdeki yerlerine bakılarak sistemin kararlılığı konusunda hüküm verilebilmektedir (Ogata K., 1970, Kuo B. C., 1991). Denklemin katsayıları zamanın fonksiyonu olduğu durumda sabit katsayılı lineer denklemlerle modellenen sistemler için kullanılan kararlılık analiz yöntemlerini uygulamak mümkün değildir. Bu bölümde (3.16) denklemiyle modellenen sistemin akış hızının değişmesine bağlı olarak kararlılığının nasıl değiştiğinin analizini pertürbasyon tekniklerinden çoklu zaman skalası (Multiple Time Scale) yöntemi yardımıyla yapılacaktır (Nayfeh A. H. ve Mook D. T., 1979, Nayfeh A. H., 1973, Thomsen J. J., 1991).

3.3.1 Çoklu zaman skalası yöntemi yardımıyla kararlılık analizi

Pertürbasyon yönteminde $w_i(\tau)$ fonksiyonu ve ω dairesel frekansı μ 'ye göre pertürbasyon serisine açıldığında ilk iki terimi yardımıyla aşağıdaki yaklaşım elde edilir.

$$w_i(\tau) = w_{i0}(\tau) + \mu w_{i1}(\tau) + O(\mu^2) \quad (3.17)$$

Daha önce yapılan çalışmalar göstermiştir ki akış hızının belli bir değeri civarında kararsızlık oluşmaktadır (Paidoussis M. P. ve Sundararajan C., 1975, Paidoussis M. P. ve Li G. X., 1993). Bu nedenle akış hızının dairesel frekansı da pertürbasyon serisiyle ifade edilsin.

$$\bar{\omega} = \omega + \mu \sigma + O(\mu^2) \quad (3.18)$$

Zaman kavramı için aşağıdaki dönüşüm operatörleri tanımlanır.

$$\begin{aligned} T_0 &= \tau \\ T_1 &= \mu \tau \end{aligned} \quad (3.19)$$

Bu durumda w_{i0} , ve w_{i1} fonksiyonları, dönüşüm operatörleri (3.16) denkleminde

uygulandığında T_0 , ve T_1 'in fonksiyonu olacaklardır.

$$\begin{aligned} w_{i0} &= w_{i0}(T_0, T_1) \\ w_{i1} &= w_{i1}(T_0, T_1) \end{aligned} \quad (3.20)$$

Türev operatörü, dönüşüm operatörleri yardımıyla tekrar tanımlanırsa

$$\begin{aligned} \frac{d}{d\tau} &= \frac{\partial}{\partial T_0} + \mu \frac{\partial}{\partial T_1} + O(\mu^2) \\ \frac{d^2}{d\tau^2} &= \frac{\partial^2}{\partial T_0^2} + 2\mu \frac{\partial^2}{\partial T_0 \partial T_1} + O(\mu^2) \end{aligned} \quad (3.21)$$

elde edilir. Yukarıdaki (3.16) denklemde işlem kolaylığı açısından kosinüs ve sinüs terimleri yerine aşağıdaki eksponansiyel biçimde yazılımları kullanılacaktır.

$$\begin{aligned} \sin \omega \tau &= \frac{1}{2i} (e^{i\omega\tau} - e^{-i\omega\tau}) \\ \cos \omega \tau &= \frac{1}{2} (e^{i\omega\tau} + e^{-i\omega\tau}) \\ \cos^2 \omega \tau &= \frac{1}{2} (e^{i2\omega\tau} + e^{-i2\omega\tau} + 2) \end{aligned} \quad (3.22)$$

Bu durumda (3.16) denklemi

$$\begin{aligned} & (q_{1,ji} + u_0^2 (1 + \mu^2 (e^{i2\omega\tau} + e^{-i2\omega\tau} + 2) + 2\mu (e^{i\omega\tau} + e^{-i\omega\tau}))) q_{2,ji} - \\ & - \beta^{\frac{1}{2}} u_0 \omega \mu i (e^{i\omega\tau} - e^{-i\omega\tau}) (q_{2,ji} - q_{3,ji}) w_i(\tau) + 2\beta^{\frac{1}{2}} u_0 (1 + \mu (e^{i\omega\tau} + e^{-i\omega\tau})) q_{4,ji} \dot{w}_i(\tau) + \\ & + q_{5,ji} \ddot{w}_i(\tau) = 0 \end{aligned} \quad (3.23)$$

biçiminde ifade edilmiş olur. Yukarıda ki denklemde (3.18) ve (3.21) ifadeleri yerine yazıldığında elde edilen denklemin sifıra eşit olabilmesi (3.17) de tanımlanan pertürbasyon serisinin her μ^0 , μ^1 , ..., μ^n teriminin katsayısı olan denklemlerin ayrı ayrı sifıra eşit olması gerekir. Bu durumda μ^0 'ın katsayısı olan denklem aşağıda verilmiştir.

$$q_{5,ji} \frac{\partial^2 w_{i0}}{\partial T_0^2} + 2q_{4,ji} \beta^{\frac{1}{2}} u_0 \frac{\partial w_{i0}}{\partial T_0} + (q_{1,ji} + u_0^2 q_{2,ji}) w_{i0} = 0 \quad (3.24)$$

μ^1 'in katsayısı olan denklem ise

$$\begin{aligned}
& q_{5,ji} \frac{\partial^2 w_{il}}{\partial T_0^2} + 2q_{4,ji} \beta^{\frac{1}{2}} u_0 \frac{\partial w_{il}}{\partial T_0} + (q_{1,ji} + u_0^2 q_{2,ji}) w_{il} = \\
& = -2q_{5,ji} \frac{\partial w_{i0}}{\partial T_0 \partial T_1} - 2q_{4,ji} \beta^{\frac{1}{2}} u_0 (e^{i(\omega T_0 + \sigma T_1)} + e^{-i(\omega T_0 + \sigma T_1)}) \frac{\partial w_{i0}}{\partial T_0} - 2q_{4,ji} \beta^{\frac{1}{2}} u_0 \frac{\partial w_{i0}}{\partial T_1} - \\
& - \left\{ \left[2u_0^2 q_{2,ji} + \beta^{\frac{1}{2}} u_0 \omega i (q_{2,ji} - q_{3,ji}) \right] e^{i(\omega T_0 + \sigma T_1)} + \right. \\
& \left. + \left[2u_0^2 q_{2,ji} - \beta^{\frac{1}{2}} u_0 \omega i (q_{2,ji} - q_{3,ji}) \right] e^{-i(\omega T_0 + \sigma T_1)} \right\} w_{i0}
\end{aligned} \tag{3.25}$$

biçiminde elde edilir. μ^0 'ın katsayısı olan denklemin genel çözümü aşağıdaki formda olacaktır.

$$w_{i0}(T_0, T_1) = A_{ki}(T_1) e^{\lambda_k T_0} + \bar{A}_{ki}(T_1) e^{\bar{\lambda}_k T_0} \quad k = 1, 2, \dots, n \tag{3.26}$$

Burada λ_k akış hızının sabit olduğu durumda elde edilen (3.5), A matrisinin özdeğerleri olup aşağıdaki biçimde tanımlıdır.

$$\lambda_k = -r_k \omega_k + i \omega_k \sqrt{1 - r_k^2} \quad k = 1, 2, \dots, n \tag{3.27}$$

Burada r_k , k . ω kritik frekansının sönüm faktörüdür. İncelenmekte olan sistemde, borunun değişik mesnet şartları için aksi belirtilmedikçe $r_k < 1$ olduğunu kabul edilecektir. (3.26) ifadesi (3.25) denkleminde yerine yazıldığında μ^1 denklemi aşağıdaki biçimde elde edilir. Denklemin içerisinde kullanılan, K.E. kısaltması. "kompleks eşlenik" anlamında olup, eşitliğin sağ tarafında olan terimlere kompleks eşleniklerinin de ilave edilmesi ile tam denklemin elde edilmiş olacağı anlamına gelmektedir.

$$\begin{aligned}
& q_{5,ji} \frac{\partial^2 w_{il}}{\partial T_0^2} + 2q_{4,ji} \beta^{\frac{1}{2}} u_0 \frac{\partial w_{il}}{\partial T_0} + (q_{1,ji} + u_0^2 q_{2,ji}) w_{il} = \\
& = -2(q_{5,ji} \lambda_k + \beta^{\frac{1}{2}} u_0 q_{4,ji}) \frac{\partial A_{ki}}{\partial T_1} e^{\lambda_k T_0} + \\
& + \left\{ -2\beta^{\frac{1}{2}} u_0 q_{4,ji} \lambda_k - 2u_0^2 q_{2,ji} - \beta^{\frac{1}{2}} u_0 \omega i (q_{2,ji} - q_{3,ji}) \right\} A_{ki} e^{((\lambda_k + i\omega) T_0 + i\sigma T_1)} + \\
& + \left\{ -2\beta^{\frac{1}{2}} u_0 q_{4,ji} \bar{\lambda}_k - 2u_0^2 q_{2,ji} - \beta^{\frac{1}{2}} u_0 \omega i (q_{2,ji} - q_{3,ji}) \right\} \bar{A}_{ki} e^{((\bar{\lambda}_k + i\omega) T_0 + i\sigma T_1)} + \\
& + \text{K.E.}
\end{aligned} \tag{3.28}$$

3.3.1.1 Altharmonik rezonans

Akış hızının dairesel değişim frekansı sistemin doğal frekanslarından birinin iki katı civarında olduğunda (3.28) denklemin çözümünün elde edilmesi için

$$\omega = 2\omega_s \sqrt{1-r_s^2} \quad s = 1, 2, \dots, n \quad (3.25)$$

eşitliği (3.28) denkleminde yerine yazılırsa μ^1 denklemi aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\begin{aligned} & q_{5,ji} \frac{\partial^2 w_{il}}{\partial T_0^2} + 2\beta^2 u_0 q_{4,ji} \frac{\partial w_{il}}{\partial T_0} + (q_{1,ji} + u_0^2 q_{2,ji}) w_{il} = \\ & -2 \left(q_{5,ji} (-r_k \omega_k + i\omega_k \sqrt{1-r_k^2}) + \beta^2 u_0 q_{4,ji} \right) \frac{dA_{ki}}{dT_1} (1 - \delta(k-s)) e^{(-r_k \omega_k + i\omega_k \sqrt{1-r_k^2})T_0} + \\ & + \left\{ -2\beta^2 u_0 q_{4,ji} (-r_k \omega_k + i\omega_k \sqrt{1-r_k^2}) - 2u_0^2 q_{2,ji} - \beta^2 u_0 i 2\omega_s \sqrt{1-r_s^2} (q_{2,ji} - q_{3,ji}) \right\} \times \\ & \times A_{ki} e^{[(-r_k \omega_k + i\omega_k \sqrt{1-r_k^2} + 2i\omega_s \sqrt{1-r_s^2})T_0 + i\sigma T_1]} + \\ & + \left\{ -2\beta^2 u_0 q_{4,ji} (-r_s \omega_s - i\omega_s \sqrt{1-r_s^2}) - 2u_0^2 q_{2,ji} + \beta^2 u_0 i 2\omega_s \sqrt{1-r_s^2} (q_{2,ji} - q_{3,ji}) \right\} \times \\ & \times \bar{A}_{si} e^{i\sigma T_1} - 2 \left(q_{5,ji} (-r_s \omega_s + i\omega_s \sqrt{1-r_s^2}) + \beta^2 u_0 q_{4,ji} \right) \frac{dA_{si}}{dT_1} \delta(k-s) e^{(-r_s \omega_s + i\omega_s \sqrt{1-r_s^2})T_0} + \\ & + \left\{ -2\beta^2 u_0 q_{4,ji} (-r_k \omega_k - i\omega_k \sqrt{1-r_k^2}) - 2u_0^2 q_{2,ji} - \beta^2 u_0 i 2\omega_s \sqrt{1-r_s^2} (q_{2,ji} - q_{3,ji}) \right\} \times \\ & \times \bar{A}_{ki} (1 - \delta(k-s)) e^{[(-r_k \omega_k - i\omega_k \sqrt{1-r_k^2} + 2i\omega_s \sqrt{1-r_s^2})T_0 + i\sigma T_1]} + K.E. \end{aligned} \quad (3.29)$$

Sistemin matematiksel modelinin lineer olması nedeniyle eşitliğin sağ tarafındaki her bir terim için ayrı ayrı çözüm aranabilir. μ^1 denkleminin çözümünün kararlı olabilmesi için denklemden kesik çizgilerle çerçeve içine alınmış seküler terimlere karşılık gelen çözümlerin sıfıra eşit olması gerekmektedir. .

$$w_{il} = P_{si} e^{(-r_s \omega_s + i\omega_s \sqrt{1-r_s^2})T_0} + \bar{P}_{si} e^{(-r_s \omega_s - i\omega_s \sqrt{1-r_s^2})T_0} \quad (3.30)$$

Yukarıda seküler terimler için verilen çözüm yaklaşımı P_{si} katsayıları hesaplamak için (3.29) denkleminde yerine konur ve elde edilen lineer denklem takımı Cramer yöntemiyle çözümlenir. Cramer yönteminde bölüm çizgisinin üstünde kalan determinant sıfıra eşit olursa ilgili P_{si} katsayısı sıfıra eşit olur (Karaali S., 1986).

Buradan

$k \neq s$

$$\frac{dA_{ki}}{dT_1}(1 - \delta(k-s)) = 0, \quad \frac{d\bar{A}_{ki}}{dT_1}(1 - \delta(k-s)) = 0 \quad k = 1, 2, \dots, n \quad (3.31)$$

$k = s$

$$\frac{dA_{si}}{dT_1} + \Gamma_i e^{i\theta_i} e^{i\sigma T_1} \bar{A}_{si} = 0$$

elde edilir. Yukarıdaki $k=s$ durumu için elde edilen denklemin çözümü aşağıdaki formda olacaktır.

$$A_{si}(T_1) = (a_{si}(T_1) + ib_{si}(T_1))e^{\frac{1}{2}i(\sigma T_1 + \theta_i)} \quad (3.32)$$

Bu çözüm yerine yazılıp reel ve imajiner kısımlar ayrı ayrı sıfıra eşitlenirse

$$\frac{da_{si}}{dT_1} - \frac{1}{2}\sigma b_{si} + \Gamma_i a_{si} = 0 \quad (3.33)$$

$$\frac{db_{si}}{dT_1} + \frac{1}{2}\sigma a_{si} - \Gamma_i b_{si} = 0$$

elde edilir. Yukarıdaki birinci eşitlikten b_{si} yi çekip ikinci eşitlikte yerine yazılırsa

$$\frac{d^2 a_{si}}{dT_1^2} + \left(\frac{\sigma^2}{4} - \Gamma_i^2 \right) a_{si} = 0 \quad (3.34)$$

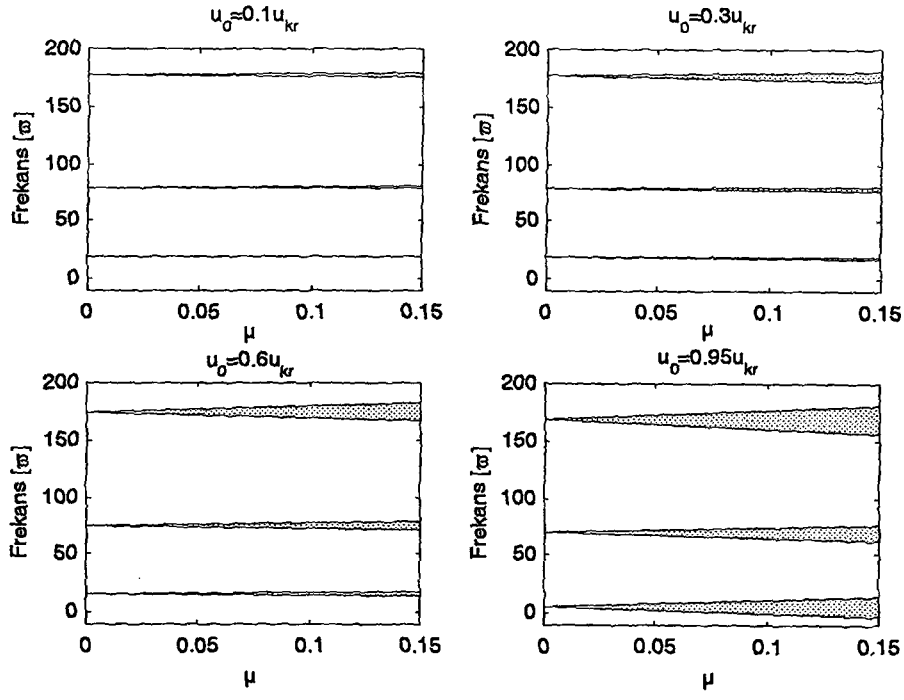
elde edilir. Bu denklemin çözümünün kararlı olabilmesi için elde edilen sınır şartı aranan σ sınır değerlerini aşağıdaki gibi verir.

$$\sigma = \mp 2\Gamma_i \quad (3.35)$$

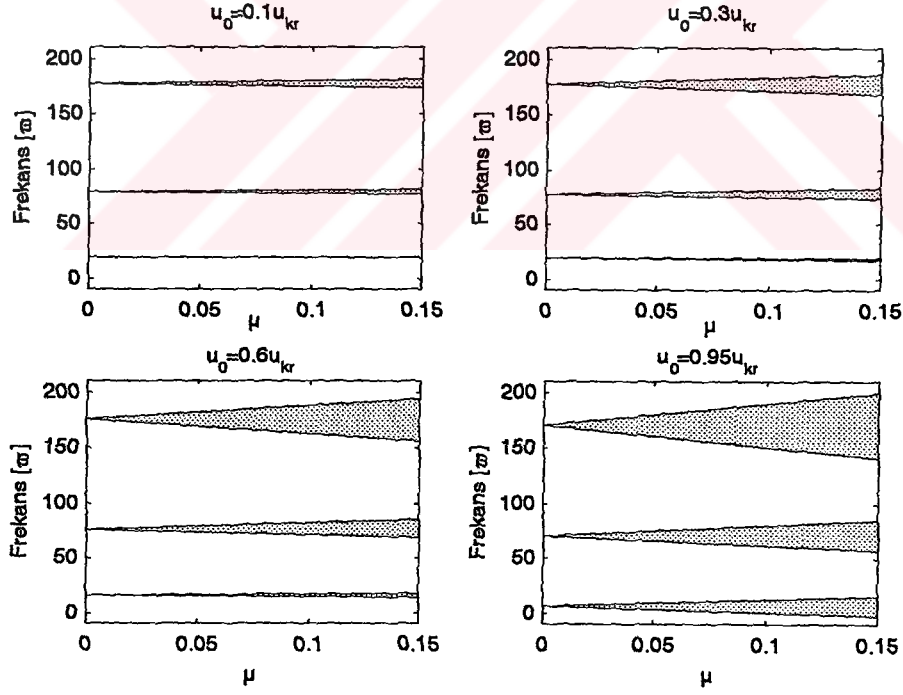
Görülmektedir ki akış hızındaki değişimin dairesel frekansın doğal frekansların herhangi birinin iki katı civarında değişmesi durumunda sistemde jiroskopik etkilerden dolayı sönüm oluşsa dahi sistem kararsız hale gelebilmektedir. Bu frekans değeri aşağıdaki gibi olacaktır.

$$\omega = 2\omega_s \sqrt{1 - r_s^2} \pm 2\mu\Gamma \quad (3.36)$$

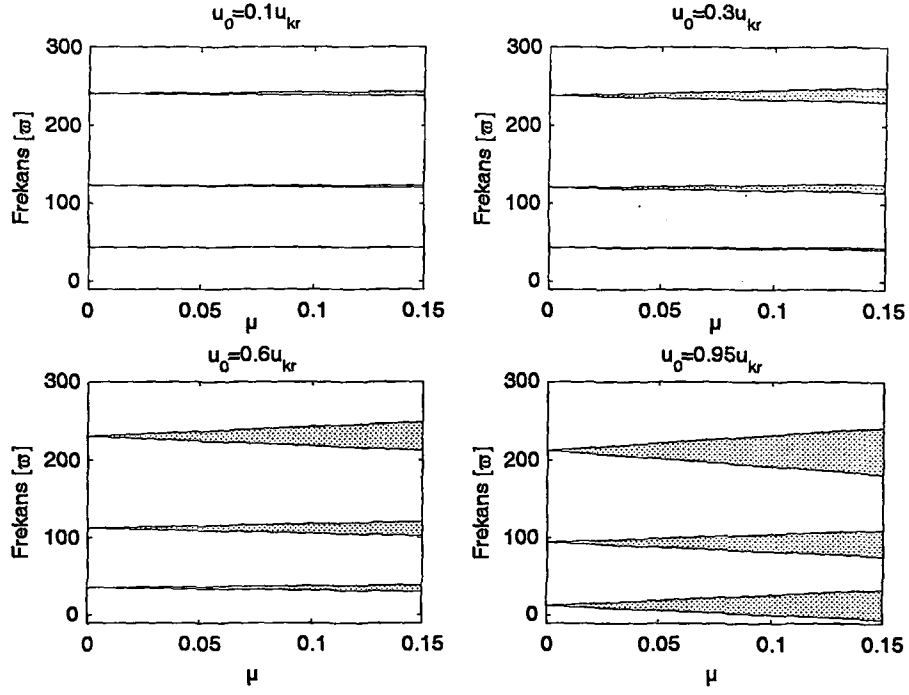
Bu durumda değişik koşullar için sistemin altharmonik rezonans bölgeleri Şekil 3.18, Şekil 3.19, Şekil 3.20, Şekil 3.21 Şekil 3.22 ve Şekil 3.23 de görüldüğü gibi olacaktır. Taralı olan bölgeler sistemin kararsız olduğu bölgelerdir.



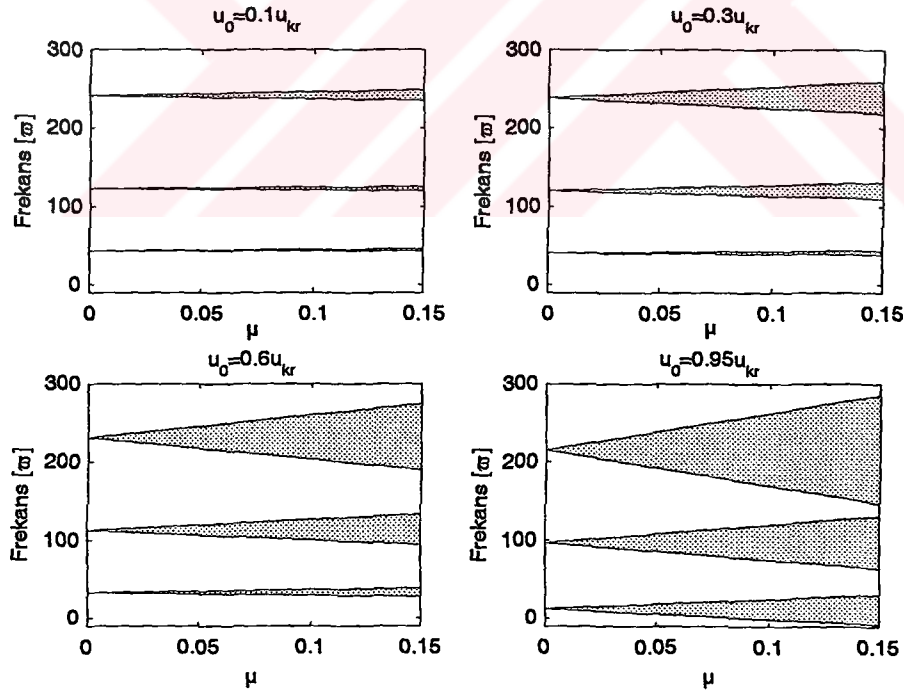
Şekil 3.18 Kütle oranı $\beta=0.1$ için basit mesnetli borunun alharmonik rezonans bölgeleri



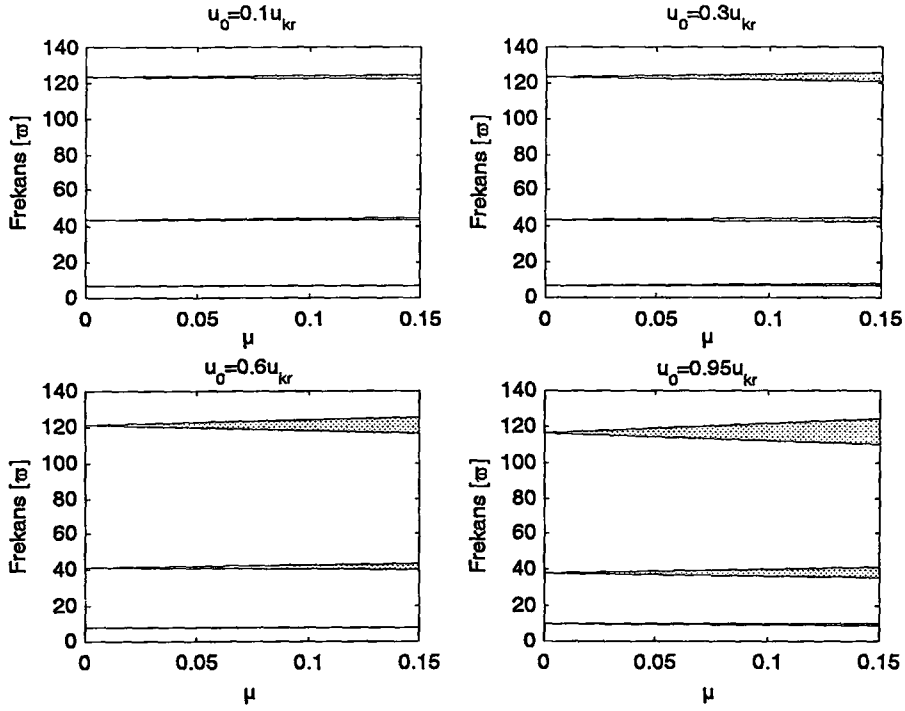
Şekil 3.19 Kütle oranı $\beta=0.53$ için basit mesnetli borunun alharmonik rezonans bölgeleri



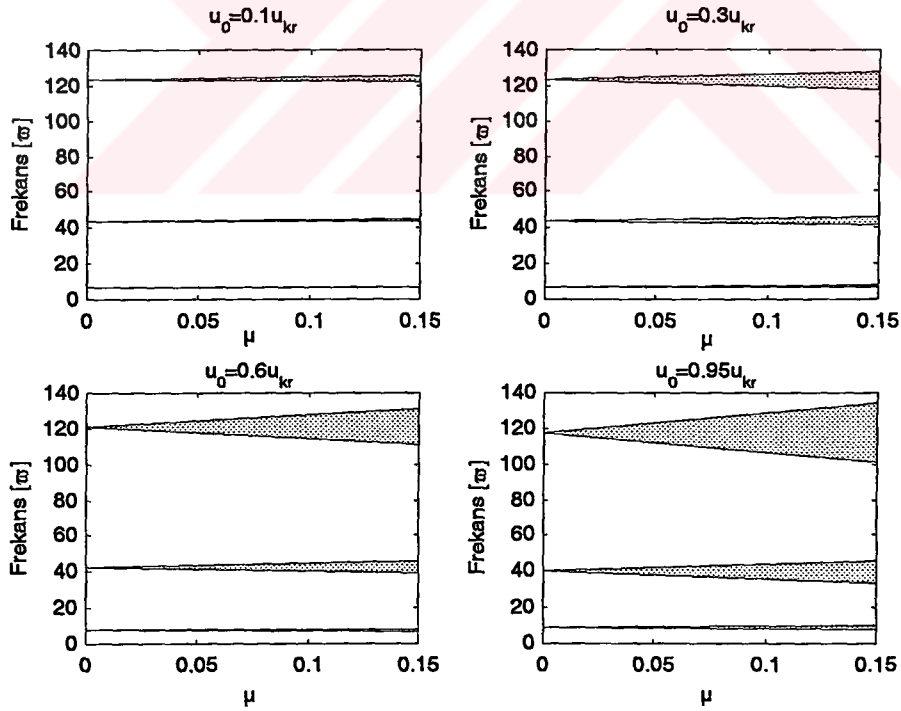
Şekil 3.20 Kütle oranı $\beta=0.1$ için iki ucu ankastre mesnetli borunun alharmonik rezonans bölgeleri



Şekil 3.21 Kütle oranı $\beta=0.53$ için iki ucu ankastre mesnetli borunun alharmonik rezonans bölgeleri



Şekil 3.22 Kütle oranı $\beta=0.1$ için bir ucu ankastre mesnetli diğer ucu serbest borunun altharmonik rezonans bölgeleri



Şekil 3.23 Kütle oranı $\beta=0.53$ için bir ucu ankastre mesnetli diğer ucu serbest borunun altharmonik rezonans bölgeleri

3.3.1.2 Birleşik rezonans (Combination resonans)

Bu tip rezonans durumları tahrik frekansının ki bu çalışmada akışkan hızının değişim frekansına karşılık gelmektedir, sistemin doğal frekanslarının herhangi iki tanesinin toplamı veya farkı civarında oluşmaktadır. İlk olarak iki doğal frekansın toplamı civarındaki sınır değerlerini araştıralım.

$$\omega = \omega_s \sqrt{1-r_s^2} + \omega_L \sqrt{1-r_L^2} \quad s \neq L \quad s, L = 1, 2, \dots, n \quad (3.37)$$

Bu durumda μ^1 denklemini tekrar düzenlendiğinde

$$\begin{aligned} & q_{5,ji} \frac{\partial^2 w_{il}}{\partial T_0^2} + 2\beta^2 u_0 q_{4,ji} \frac{\partial w_{il}}{\partial T_0} + (q_{1,ji} + u_0^2 q_{2,ji}) w_{il} = \\ & = -2 \left(q_{5,ji} (-r_k \omega_k + i \omega_k \sqrt{1-r_k^2}) + \beta^2 u_0 q_{4,ji} \right) \frac{\partial A_{ki}}{\partial T_1} e^{\lambda_k T_0} + \\ & + \left\{ -2\beta^2 u_0 q_{4,ji} (-r_k \omega_k + i \omega_k \sqrt{1-r_k^2}) - 2u_0^2 q_{2,ji} - \beta^2 u_0 i (\omega_s \sqrt{1-r_s^2} + \omega_L \sqrt{1-r_L^2}) (q_{2,ji} - q_{3,ji}) \right\} \times \\ & \times A_{ki} e^{[(-r_k \omega_k + i \omega_k \sqrt{1-r_k^2} + i \omega_s \sqrt{1-r_s^2} + i \omega_L \sqrt{1-r_L^2}) T_0 + i \sigma T_1]} + \\ & + \left\{ -2\beta^2 u_0 q_{4,ji} (-r_k \omega_k - i \omega_k \sqrt{1-r_k^2}) - 2u_0^2 q_{2,ji} - \beta^2 u_0 i (\omega_s \sqrt{1-r_s^2} + \omega_L \sqrt{1-r_L^2}) (q_{2,ji} - q_{3,ji}) \right\} \times \\ & \times \bar{A}_{ki} e^{[(-r_k \omega_k - i \omega_k \sqrt{1-r_k^2} + i \omega_s \sqrt{1-r_s^2} + i \omega_L \sqrt{1-r_L^2}) T_0 + i \sigma T_1]} + \\ & + K.E. \end{aligned} \quad (3.38)$$

elde edilir. Bu denklemin sönüm faktörlerinin $0 < r_k < 1$ aralığında olması durumunda kararlı olabilmesi için altharmonik rezonans sınırlarının hesaplandığı bölümdeki yol takip edilerek aşağıdaki sonuca varılır.

$$\frac{dA_{ki}}{dT_1} = 0, \quad \frac{d\bar{A}_{ki}}{dT_1} = 0 \quad (3.39)$$

Sönüm faktörünün $r_k=0$ olması durumunda $\lambda_k=i\omega_k$ olacaktır ki bu şart altında sistemin kararlı olabilmesi için aşağıda verilen seküler terimlere ait çözümlerin sıfıra eşit olması gerekir.

$k=s$ ise

$$\begin{aligned}
&= \dots + \left[-2 \left(q_{5,ji} i \omega_L + \beta^2 u_0 q_{4,ji} \right) \frac{dA_{Li}}{dT_1} + \right. \\
&+ \left. \left[\left(2\beta^2 u_0 q_{4,ji} i \omega_s - 2u_0^2 q_{2,ji} - \beta^2 u_0 i (\omega_s + \omega_L) (q_{2,ji} - q_{3,ji}) \right) \bar{A}_{si} e^{i\sigma T_1} \right] e^{\lambda_L T_0} + \dots \right]
\end{aligned} \tag{3.40}$$

$k=L$ ise

$$\begin{aligned}
&= \dots + \left[-2 \left(q_{5,ji} i \omega_s + \beta^2 u_0 q_{4,ji} \right) \frac{dA_{si}}{dT_1} + \right. \\
&+ \left. \left[\left(2\beta^2 u_0 q_{4,ji} i \omega_L - 2u_0^2 q_{2,ji} - \beta^2 u_0 i (\omega_s + \omega_L) (q_{2,ji} - q_{3,ji}) \right) \bar{A}_{Li} e^{i\sigma T_1} \right] e^{\lambda_L T_0} + \dots \right]
\end{aligned} \tag{3.41}$$

Seküler terimlere ait çözümlerin sıfıra eşitlenmesinden aşağıda genel formu verilen denklemler elde edilir.

$$\frac{dA_{Li}}{dT_1} + \Gamma_{li} \bar{A}_{si} e^{i\sigma T_1} = 0 \tag{3.42}$$

$$\frac{dA_{si}}{dT_1} + \Gamma_{2i} \bar{A}_{Li} e^{i\sigma T_1} = 0 \tag{3.43}$$

$$\frac{dA_{ki}}{dT_1} (1 - \delta(k-s))(1 - \delta(k-L)) = 0 \tag{3.44}$$

Yukarıdaki (3.42) denkleminde \bar{A}_{si} yi çekilip (3.43) denkleminde yerine yazılırsa

$$\frac{d^2 \bar{A}_{Li}}{dT_1^2} + i\sigma \frac{d\bar{A}_{Li}}{dT_1} + \bar{\Gamma}_{li} \Gamma_{2i} \bar{A}_{Li} = 0 \tag{3.45}$$

elde edilir. Bu denklemin genel çözümü

$$\bar{A}_{Li} = a_{Li} e^{S T_1} \tag{3.46}$$

formda olacaktır. (3.45) denkleminde (3.46) yerine konduğunda aşağıdaki karakteristik denklem elde edilir.

$$S^2 + i\sigma S - \bar{\Gamma}_{li} \Gamma_{2i} = 0 \tag{3.47}$$

Karakteristik denklemin kökleri aşağıdaki gibidir.

$$S_{1,2} = -\frac{1}{2}i\sigma \pm \sqrt{-\frac{\sigma^2}{4} + \bar{\Gamma}_{1i}\Gamma_{2i}} \quad (3.48)$$

Çözümün kararlı olabilmesi için köklerin gerçel kısımlarının sıfırdan küçük olması gerekir. Sıfıra eşit olması sınır durumdur. Bu sınır durumu araştırabilmek için

$$\Gamma_{1i} = a_i + ib_i \quad (3.49)$$

$$\Gamma_{2i} = c_i + id_i$$

eşitliklerini (3.48) de yerine yazıldığında karekökün içindeki ifade aşağıdaki biçimde elde edilecektir.

$$z = -\frac{\sigma^2}{4} + \bar{\Gamma}_{1i}\Gamma_{2i} = \left(-\frac{\sigma^2}{4} + a_i c_i + b_i d_i\right) + i(-b_i c_i + a_i d_i) \quad (3.50)$$

Bu ifade kutupsal koordinatlarda yazılıp karekökü alınırsa aşağıdaki ifadeyi elde edilir.

$$\sqrt{z} = \sqrt{|z|} \left(\cos \frac{1}{2}\theta + i \sin \frac{1}{2}\theta \right) \quad (3.51)$$

Bu durumda karakteristik denklemin köklerinin gerçel kısmının sıfıra eşit olmasının tek şartı

$$\cos \frac{1}{2}\theta = \sqrt{\frac{1}{2}(1 + \cos\theta)} = 0 \quad (3.52)$$

olmasıdır. $\cos\theta$ ifadesi aşağıdaki biçimde yazılabilir.

$$\cos\theta = \frac{-\frac{\sigma^2}{4} + a_i c_i + b_i d_i}{\sqrt{\left(-\frac{\sigma^2}{4} + a_i c_i + b_i d_i\right)^2 + (-b_i c_i + a_i d_i)^2}} \quad (3.53)$$

Yukarıdaki $\cos\theta$ ifadesi (3.52) de yerine yazıldığında sıfıra eşit olma durumunun aşağıdaki koşul sağlandığında mümkün olabileceği görülecektir.

$$-b_i c_i + a_i d_i = 0 \quad (3.54)$$

Buradan çıkan sonuç şudur ki $\bar{\Gamma}_{1i}\Gamma_{2i}$ çarpımı reel bir sayı ise rezonans vardır ve bu durumda σ 'nın sınır değerleri aşağıdaki gibi olacaktır.

$$\sigma = \pm 2\bar{\Gamma}_{1i}\Gamma_{2i} \quad \text{Eğer } \text{Im}(\bar{\Gamma}_{1i}\Gamma_{2i}) = 0 \quad (3.55)$$

Bu durumda akış hızının dairesel frekansı aşağıda tanımlanan aralıkta olursa sistemde rezonans oluşur.

$$\omega = \omega_s + \omega_L \pm 2\mu\bar{\Gamma}_{1i}\Gamma_{2i} \quad (3.56)$$

İkinci olarak akışkan hızındaki değişimin dairesel frekansı iki kritik frekansın farkları civarında olduğu durumda oluşabilecek rezonansın sınırlarını araştıralım.

$$\omega = \omega_s \sqrt{1-r_s^2} - \omega_L \sqrt{1-r_L^2} \quad s \neq L \text{ ve } \omega_s > \omega_L \quad (3.57)$$

Bu durumda μ^1 denklemini tekrar düzenlenirse

$$\begin{aligned} & q_{5,ji} \frac{\partial^2 w_{il}}{\partial T_0^2} + 2\beta^2 u_0 q_{4,ji} \frac{\partial w_{il}}{\partial T_0} + (q_{1,ji} + u_0^2 q_{2,ji}) w_{il} = \\ & = -2 \left(q_{5,ji} (-r_k \omega_k + i\omega_k \sqrt{1-r_k^2}) + \beta^2 u_0 q_{4,ji} \right) \frac{\partial A_{ki}}{\partial T_1} e^{\lambda_k T_0} + \\ & + \left\{ -2\beta^2 u_0 q_{4,ji} (-r_k \omega_k + i\omega_k \sqrt{1-r_k^2}) - 2u_0^2 q_{2,ji} - \beta^2 u_0 i (\omega_s \sqrt{1-r_s^2} - \omega_L \sqrt{1-r_L^2}) (q_{2,ji} - q_{3,ji}) \right\} \times \\ & \times A_{ki} e^{\left[(-r_k \omega_k + i\omega_k \sqrt{1-r_k^2} + i\omega_s \sqrt{1-r_s^2} - i\omega_L \sqrt{1-r_L^2}) T_0 + i\sigma T_1 \right]} + \\ & + \left\{ -2\beta^2 u_0 q_{4,ji} (-r_k \omega_k - i\omega_k \sqrt{1-r_k^2}) - 2u_0^2 h q_{2,ji} - \beta^2 u_0 i (\omega_s \sqrt{1-r_s^2} - \omega_L \sqrt{1-r_L^2}) (q_{2,ji} - q_{3,ji}) \right\} \times \\ & \times \bar{A}_{ki} e^{\left[(-r_k \omega_k - i\omega_k \sqrt{1-r_k^2} + i\omega_s \sqrt{1-r_s^2} - i\omega_L \sqrt{1-r_L^2}) T_0 + i\sigma T_1 \right]} + \\ & + \text{K.E.} \end{aligned} \quad (3.58)$$

elde edilir. Bu denklemin sönüm faktörlerinin $0 < r_k < 1$ aralığında olması durumunda $e^{\lambda_k T_0}$ terimlerinin katsayıları olan seküler terimlerin sifira eşit olması durumunda rezonans oluşmayacaktır.

$$\frac{dA_{ki}}{dT_1} = 0 \quad , \quad \frac{d\bar{A}_{ki}}{dT_1} = 0 \quad (3.59)$$

Sönüm faktörünün $r_k=0$ olması durumunda $\lambda_k=i\omega_k$ olacaktır ki bu şart altında sistemin kararlı olabilmesi için aşağıda verilen seküler terimlere karşılık gelen çözümlerin katsayısı sifira eşit

olmalıdır. $k=s$ ise seküler terim aşağıdaki gibidir.

$$= \dots + \left[-2 \left(q_{5,ji} i \omega_L + \beta^2 u_0 q_{4,ji} \right) \frac{dA_{Li}}{dT_1} + \right. \\ \left. + \left[\left(2\beta^2 u_0 q_{4,ji} i \omega_s - 2u_0^2 q_{2,ji} + \beta^2 u_0 i (\omega_s - \omega_L) (q_{2,ji} - q_{3,ji}) \right) A_{si} e^{-i\sigma T_1} \right] e^{\lambda_L T_0} + \dots \right] \quad (3.60)$$

$k=L$ ise ise seküler terim aşağıdaki gibidir.

$$= \dots + \left[-2 \left(q_{5,ji} i \omega_s + \beta^2 u_0 q_{4,ji} \right) \frac{dA_{si}}{dT_1} + \right. \\ \left. + \left[-2\beta^2 u_0 q_{4,ji} i \omega_L - 2u_0^2 q_{2,ji} - \beta^2 u_0 i (\omega_s - \omega_L) (q_{2,ji} - q_{3,ji}) \right] A_{Li} e^{i\sigma T_1} \right] e^{\lambda_L T_0} + \dots \quad (3.61)$$

Seküler terimlere karşılık gelen çözümün katsayıları aşağıdaki gibi olacaktır.

$$\frac{dA_{Li}}{dT_1} + \Gamma_{li} A_{si} e^{-i\sigma T_1} = 0 \quad (3.62)$$

$$\frac{dA_{si}}{dT_1} + \Gamma_{2i} A_{Li} e^{i\sigma T_1} = 0 \quad (3.63)$$

Yukarıda (3.62) denkleminde A_{si} çekilip (3.63) denkleminde yerine yazıldığında

$$\frac{d^2 A_{Li}}{dT_1^2} + i\sigma \frac{dA_{Li}}{dT_1} + \Gamma_{li} \Gamma_{2i} A_{Li} = 0 \quad (3.64)$$

elde edilir. Bu denklemin genel çözümü

$$A_{Li} = a_{Li} e^{S T_1} \quad (3.65)$$

formda olacaktır. (3.64) denkleminde (3.65) yerine konduğunda aşağıdaki karakteristik denklem elde edilir.

$$S^2 + i\sigma S - \Gamma_{li} \Gamma_{2i} = 0 \quad (3.66)$$

Karakteristik denklemin kökleri aşağıdaki gibidir.

$$S_{1,2} = -\frac{1}{2} i\sigma \pm \sqrt{-\frac{\sigma^2}{4} + \Gamma_{li} \Gamma_{2i}} \quad (3.67)$$

Çözümün kararlı olabilmesi için köklerin gerçel kısımlarının sıfırdan küçük olması gerekir. Sıfıra eşit olması sınır durumdur. Sınır durumda ki σ değerlerini bulmak için yukarıdaki işlemin benzeri tekrarlandığında elde edilen sonuç şudur ki $\Gamma_{1i}\Gamma_{2i}$ çarpımı gerçel bir sayı ise kararlılık problemi vardır ve bu durumda σ aşağıdaki değere eşit olacaktır.

$$\sigma = \pm 2\bar{\Gamma}_{1i}\Gamma_{2i} \quad \text{Eğer } \text{Im}(\bar{\Gamma}_{1i}\Gamma_{2i}) = 0 \quad (3.68)$$

Bu durumda aşağıdaki dairesel frekans aralığında akış hızının frekansı değişirse sistem kararsız duruma gelecektir.

$$\omega = \omega_s - \omega_L \pm 2\mu\Gamma_{1i}\Gamma_{2i} \quad (3.69)$$

4 TİTREŞİMLERİN AKTİF KONTROLÜ

4.1 Giriş

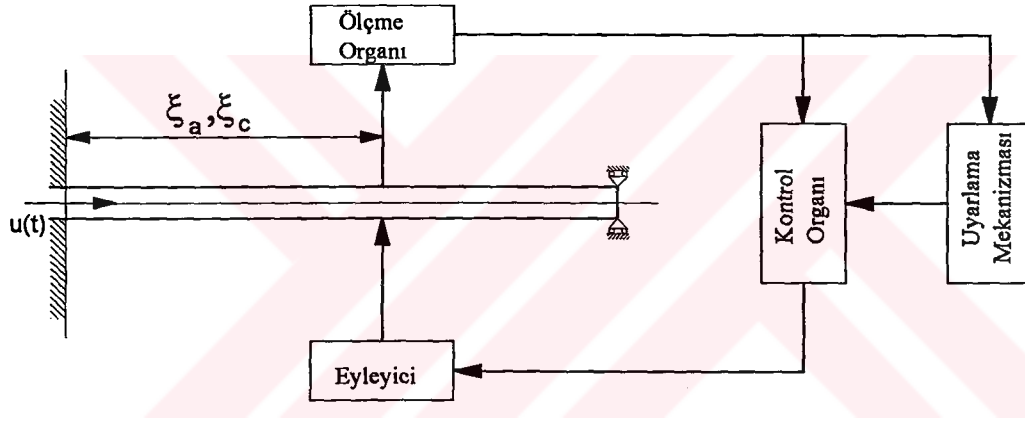
Titreşimler bir çok makine, yapı ve dinamik sistemde oluşmaktadır. Gürültü çevre, kirliliği ve sağlık problemleri gibi günlük yaşamda sorunlara yol açmaktadır. Ayrıca titreşimlerin oluştuğu yapıların dayanımları ve güvenliğini azaltmakta, sistemin parçalarının hassasiyetini ve güvenilirliğini düşürmektedir. Yapıların güvenliğini arttırmak, yapıları oluşturan parçaların güvenilirliğini ve dayanımını arttırmak için titreşimlerin azaltılması önemli bir konu olmaktadır.

Kullanılan kontrol metoduna göre titreşim kontrolü pasif kontrol ve aktif kontrol olarak iki sınıfa ayrılır. Titreşim kontrolünde geleneksel yaklaşım izolasyon ve sönümleyicilere dayalıdır veya yapının rijitliğinin artırılması yoludur. Bu yöntemler pasif kontrol olarak adlandırılır. Pasif kontrol yönteminin temel mantığı enerjinin sönümlenmesi yani titreşime sebep olan enerjinin genellikle ısı enerjine çevrilerek harekete sebep olmaktan çıkarılması böylece titreşim genliklerinin düşürülmesine dayanmaktadır. Bu amaçla kullanılan elemanların etkileri sınırlıdır. Bu çalışmada görüldüğü gibi sistemde sönüm elemanı olmasına rağmen titreşimlerin bazı durumlarda genliklerinin büyük değerlere ulaşabilmesi mümkündür. Günümüzde teknoloji ve malzeme bilimindeki gelişmelere bağlı olarak pasif kontrolün yerini aktif kontrol almaktadır. Bu amaçla bir çok kontrol yöntemi geliştirilmiştir.

Bu bölümde değişken hızlı akışkan taşıyan borunun akışkan kaynaklı titreşimlerini sönümlemek/genliklerini sınırlamak amacıyla aktif kontrol sistemi tasarlanmıştır. Kontrol tipinin seçiminde uygulanabilirlik esas alınmıştır. Bu nedenle kontrol kuvvetini ifade eden fonksiyon ölçülebilir büyüklükler göz önünde bulundurularak seçilmiştir. Seçilen kontrol yöntemi pasif kontrolde kullanılan yay ve sönüm elemanının aktif kontrolde karşılığı olan kısaca PD ile sembolize edilen orantı ve türev kontroldür. Bu kontrol fonksiyonundaki orantı ve türev kazançları, akış hızı, akış hızının değişim frekansı ve akış hızının değişim oranına bağlı olarak enerji ve kontrol kuvvetini minimum yapacak şekilde belirlenmiş, bir kazanç tablosu oluşturulmuştur. Akış hızı, akış hızının değişimi ve akış hızı değişim oranı sürekli ölçüldüğü kabul edilmiştir. Bu parametrelere bağlı olarak bir uyarılma mekanizması kontrol organının kazanç değerlerini sürekli değiştirecek şekilde tasarlanmıştır. Yöntem kurala dayalı orantı ve türev kontrol haline getirilmiştir. Bu kontrol sisteminin etkinliği araştırılmıştır.

4.2 Aktif Titreşim Kontrol Sistemi

Aktif kontrol sistemi Şekil 4.1 de görüldüğü gibi dört ana bölümden oluşmaktadır. Bir tanesi ölçme organıdır. Sol mesnet noktasından ξ_c mesafede boru üzerindeki ivmeleri ölçmek amacıyla kullanılmaktadır. Kontrol organı ölçülen ivme değerini integre ederek hız ve yer değiştirmeleri hesaplamakta, uyarlama mekanizmasının belirlediği kazanç değerleriyle çarparak eyleyicinin uygulayacağı kuvveti belirlemektedir. Eyleyici kontrol organın belirlediği kuvveti sisteme aktaran mekanizmadır. Sol mesnetten ξ_a mesafede yerleştirildiği kabul edilmiştir. Uyarlama mekanizması sistemin değişen parametrelere bağlı olarak uygun kazanç değerlerini belirleyen sistemdir. Kazançları belirleme mekanizmasına göre değişik yapılarda tasarlanması mümkündür.



Şekil 4.1 Akışkan taşıyan boru ve kontrol sistemi

Bu çalışmada kontrol sisteminde ölçme elemanının dinamiği, eyleyicinin dinamiği ve yapısal sınırlamaları ihmal edilecektir. Sistemde herhangi bir nedenle gecikmelerin olmadığı kabul edilmiştir. Bu kabüller ışığında ve bölüm 2 de bahsedilen yaklaşımlar ve yol izlenerek akışkan taşıyan boru ile aktif kontrol mekanizmasından oluşan sistemin matematiksel modeli aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\frac{\partial^4 \eta}{\partial \tau^4} + \left\{ u^2 + \beta^{\frac{1}{2}} \frac{\partial u}{\partial \tau} (1 - \xi) \right\} \frac{\partial^2 \eta}{\partial \xi^2} + 2\beta^{\frac{1}{2}} u \frac{\partial^2 \eta}{\partial \xi \partial \tau} + \frac{\partial^2 \eta}{\partial \tau^2} = f(\tau, \xi) \delta(\xi - \xi_c) \quad (4.1)$$

Burada $f(\xi, \tau)$ fonksiyonu kontrol fonksiyonu olup, ölçme noktasının yer değiştirme ve hızının geri beslenmesi esasına dayanan, endüstride yaygın olarak kullanılan PD kontrol fonksiyonu olarak seçilirse, kontrol fonksiyonunun açık ifadesi aşağıdaki gibi olacaktır.

$$f(\xi, \tau) = -G_p \eta \delta(\xi - \xi_a) - G_D \frac{\partial \eta}{\partial \tau} \delta(\xi - \xi_a) \quad (4.2)$$

Burada G_p ve G_D sabit katsayılar olup kazanç olarak adlandırılırlar. Kontrol fonksiyonu (4.1) denkleminde yerine yazılırsa aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\begin{aligned} \frac{\partial^4 \eta}{\partial \tau^4} + \left\{ u^2 + \beta^{\frac{1}{2}} \frac{\partial u}{\partial \tau} (1 - \xi) \right\} \frac{\partial^2 \eta}{\partial \xi^2} + 2\beta^{\frac{1}{2}} u \frac{\partial^2 \eta}{\partial \xi \partial \tau} + \frac{\partial^2 \eta}{\partial \tau^2} = \\ = \left(-G_p \eta - G_D \frac{\partial \eta}{\partial \tau} \right) \delta(\xi - \xi_a) \delta(\xi - \xi_c) \end{aligned} \quad (4.3)$$

Ölçme noktasından, aynı zamanda kontrol kuvvetinin uygulandığı durumda, ($\xi_a = \xi_c = \xi_F$) sistemin matematiksel modeli aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\frac{\partial^4 \eta}{\partial \tau^4} + \left\{ u^2 + \beta^{\frac{1}{2}} \frac{\partial u}{\partial \tau} (1 - \xi) \right\} \frac{\partial^2 \eta}{\partial \xi^2} + 2\beta^{\frac{1}{2}} u \frac{\partial^2 \eta}{\partial \xi \partial \tau} + \frac{\partial^2 \eta}{\partial \tau^2} + G_p \eta \delta(\xi - \xi_F) + G_D \frac{\partial \eta}{\partial \tau} \delta(\xi - \xi_F) = 0 \quad (4.4)$$

Burada akış hızı u ,

$$u(\tau) = u_0 (1 + 2\mu \cos(\omega\tau)) \quad (4.5)$$

dur. (4.4) denklemini Bölüm 2 de açıklanan Galerkin yöntemi ile ayrıklaştırıldığında ve akış hızının fonksiyonu yerine yazıldığında denklem aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\begin{aligned} q_{1,ji} w_i(\tau) + \left\{ 2\beta^{\frac{1}{2}} u_0 (1 + 2\mu \cos(\omega\tau)) q_{4,ji} + G_D q_{6,ji} \right\} \dot{w}_i(\tau) + \left\{ q_{1,ji} + \right. \\ \left. u_0^2 (1 + 4\mu^2 \cos^2(\omega\tau) + 4\mu \cos(\omega\tau)) q_{2,ji} + 2\beta^{\frac{1}{2}} u_0 \omega \sin(\omega\tau) (q_{3,ji} - q_{2,ji}) + G_p q_{6,ji} \right\} \ddot{w}_i(\tau) = 0 \end{aligned} \quad (4.6)$$

Burada q integrallerinin ilk beş tanesi ikinci bölümde tanımlanmıştır. q_6 integrali ise aşağıdaki gibidir.

$$q_{6,ji} = \int_0^1 \phi_i(\xi) \phi_j(\xi) \delta(\xi - \xi_F) d\xi = \phi_i(\xi_F) \phi_j(\xi_F) \quad (4.7)$$

Yukarıda elde edilen (4.7) denklemini durum uzayında aşağıdaki formda yazılabilir.

$$\begin{aligned} \frac{dx}{dt} &= Ax \\ y &= Cx \end{aligned} \quad (4.8)$$

Burada

$$A = \begin{bmatrix} O & I \\ -M^{-1}K & -M^{-1}G \end{bmatrix}$$

O : $n \times n$ boyutunda tüm elemanları sıfır matris

I : $n \times n$ boyutunda birim matris

$M_{ji} = q_{5,ji}$, $n \times n$ boyutunda matris

$$G_{ji} = 2\beta^{\frac{1}{2}}u_0(1 + 2\mu \cos(\omega\tau))q_{4,ji} + G_D q_{6,ji}, \quad i=1,2,\dots,n \quad j=1,2,\dots,n$$

$$K_{ji} = q_{1,ji} + u_0^2(1 + 4\mu^2 \cos^2(\omega\tau) + 4\mu \cos(\omega\tau))q_{2,ji} + 2\beta^{\frac{1}{2}}u_0\mu\omega \sin(\omega\tau)(q_{3,ji} - q_{2,ji}) + G_p q_{6,ji}$$

$$C = [\phi_1(\xi_a) \quad \dots \quad \phi_n(\xi_a) \quad 0 \quad \dots \quad 0]$$

dır.

4.2.1 Kazanç değerlerinin sistem üzerine etkileri

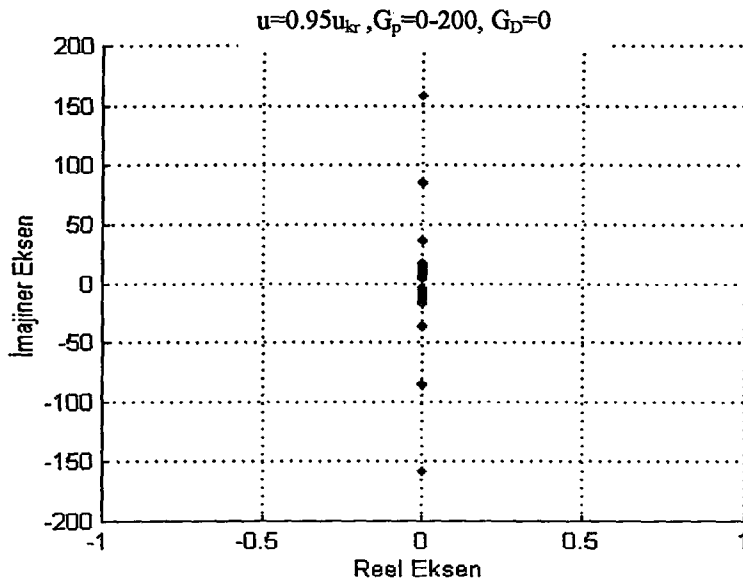
Aktif titreşim kontrol sisteminin yapısı yukarıda belirlenmiştir. Bu yapı temel olarak iki kazanç değerine bağlıdır. Kazanç değerlerinin uygun seçilmesi kontrol sistemin etkinliği açısından önemli olduğu açıktır. Bu nedenle kazanç değerlerinin değişiminin sistem dinamiği üzerindeki etkisini anlayabilmek amacıyla akış hızını sabit kabul edilerek her bir kazanç değeri için sistemin kök-yer eğrileri çizilebilir. Kök-yer eğrilerinin özelliği sistemin karakteristik köklerinin kazanç değerlerine bağlı olarak nasıl değiştiğini göstermektedir. Sistemin karakteristik köklerinin sistemin doğal frekanslarının ve sönüm faktörlerinin bir fonksiyonu olduğu hatırlanırsa, köklerin değişimlerini gözlemlemek sistemdeki sönüm ve doğal frekans değerlerinin değişmesini gözlemlemek anlamına geldiği sonucuna varılır.

Bir diğer nokta ölçme organı ile eyleyicinin aynı noktaya yerleştirilmesi nedeniyle oluşturulan PD kontrol sisteminde orantı kontrol elemanının o noktaya yay sabiti G_p olan bir yay yerleştirilmesiyle ve türev kontrol elemanının da tek başına o noktaya yerleştirilen G_D sönüm sabitine sahip sönüm elemanına eş değer olduğu açıktır. Bu nedenle kazanç değerinin

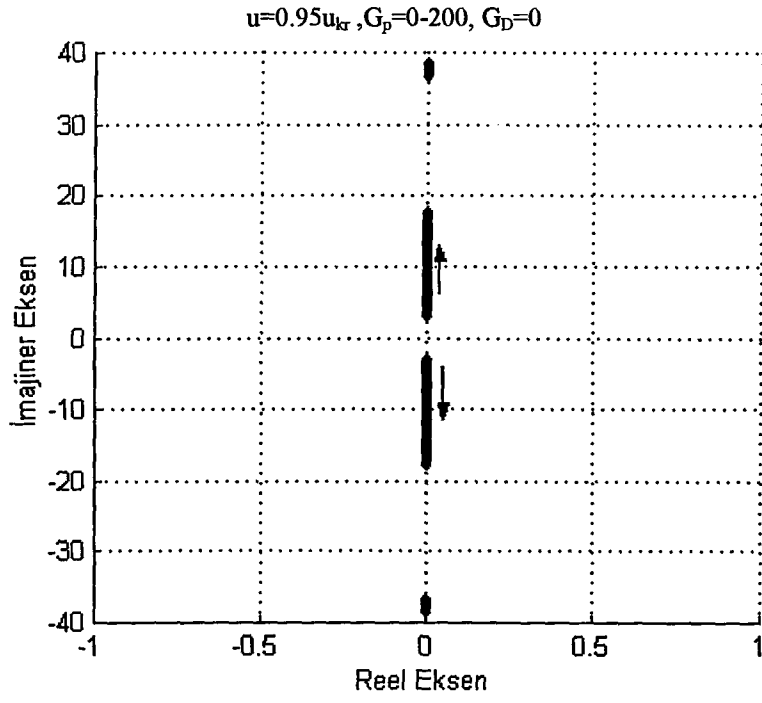
değişimine bağlı olarak yer-kök eğrilerinin incelenmesi pasif kontrol elemanlarının etkisinde incelenmesi anlamına gelmektedir.

Basit mesnetli durum için akış hızının, kritik akış hızının %95 değerine eşit olduğu durum için, orantı kazancının değişimine bağlı olarak çizilen kök-yer eğrisi Şekil 4.2'de görülmektedir. Orantı kazancı 0 ile 200 aralığında değişmesi durumunda köklerin değişimi imajiner eksen üzerinde olmaktadır.

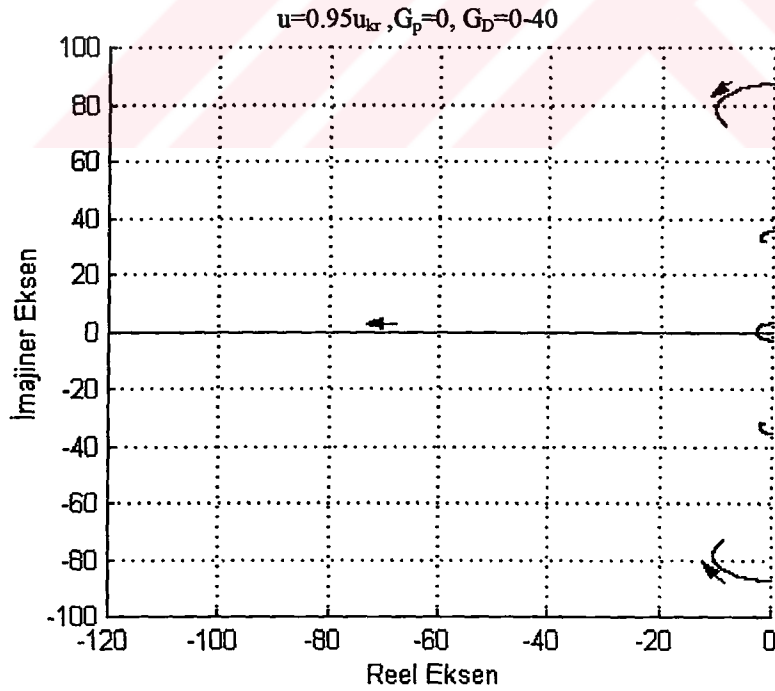
Görülmektedirki orantı kazancının değişimi sistemin en küçük karakteristik kökünün yerini diğer köklere göre daha fazla değiştirmektedir. Bu değişim daha ayrıntılı görebilmek amacıyla $n=2$ için yer-kök eğrisi tekrar çizdirilirse Şekil 4.3 elde edilir. Bu durum eyleyicinin yerleştirildiği noktanın seçimiyle ilgilidir. Her iki eğride de köklerin hepsinin imajiner eksende kaldığı görülmektedir. Bunu anlamı orantı kazancının sistemin nötr-kararlılığı üzerinde bir değişiklik yapmadığı ve sistemde sönüm olmadığı anlamına gelmektedir. Türev kazancının, G_D , 0 ile 40 aralığında değişmesi durumunda kök-yer eğrisi çizdirilirse $n=3$ için Şekil 4.4 elde edilir. Türev kazancının değişimi sistemin hem doğal frekanslarını hem de sönüm değerlerini değiştirdiği görülmektedir. En düşük frekansa sahip köklerin yer değiştirmesi ilginçtir. Bu köklere ait değişimi daha iyi anlayabilmek amacıyla $n=2$ için kök-yer eğrisi çizdirilirse Şekil 4.5 elde edilir. Orjine en yakın köklere ait değişim daha net görülebilmektedir. Şekil 4.6 da ise akış hızı kritik akış hızının %30 u olduğu durumda ayrı ayrı orantı ve türev kazançlarının değişmesine bağlı olarak kök-yer eğrilerini aynı grafik üzerinde görmek mümkündür.



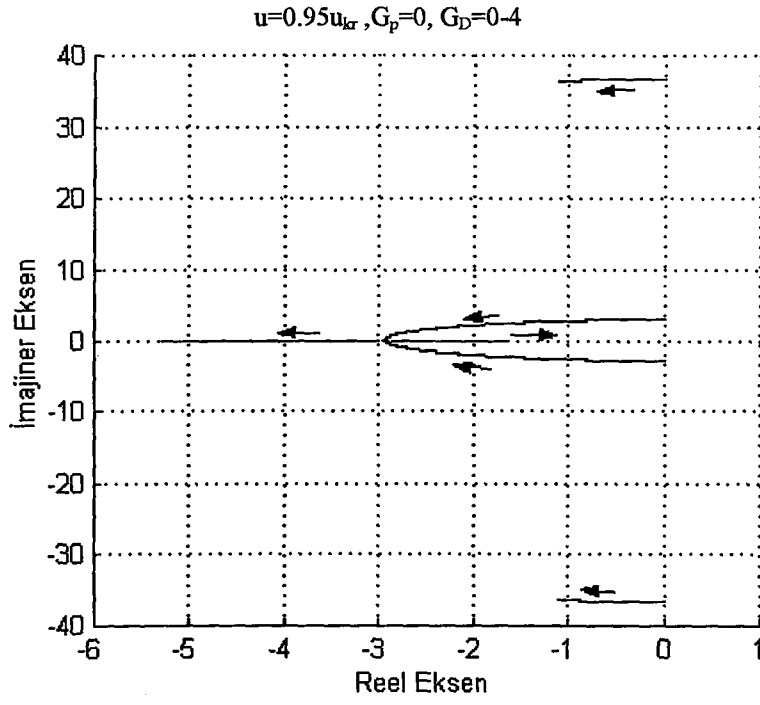
Şekil 4.2 Basit mesnetli durumda orantı kazancının 0 ile 200 arasında değişmesi durumunda kök-yer eğrisi ($n=4$, $\beta=0.53$, $\xi_c=3/7$)



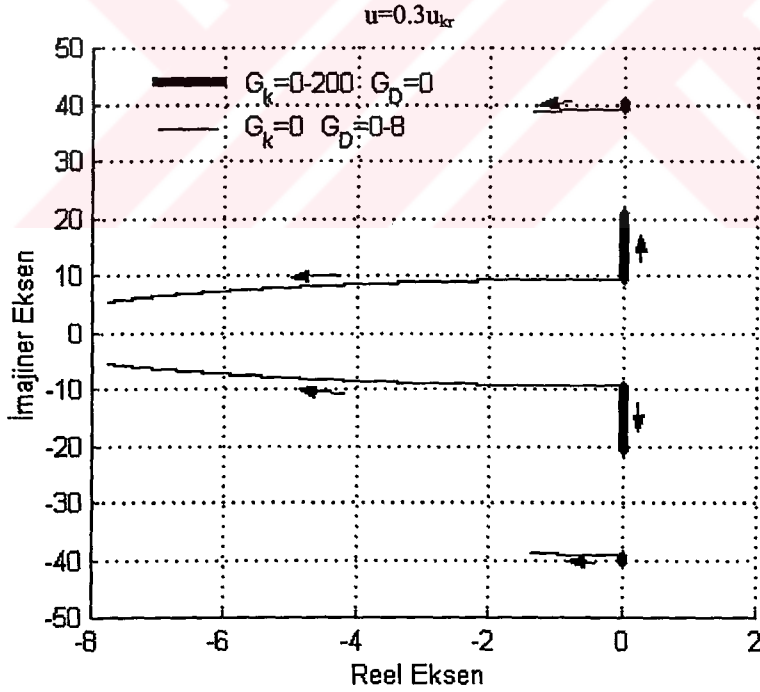
Şekil 4.3 Basit mesnetli durumda orantı kazancının 0 ile 200 arasında değişmesi durumunda kök-yer eğrisi ($n=2, \beta=0.53, \xi_c=3/7$)



Şekil 4.4 Basit mesnetli durumda türev kazancının 0 ile 40 arasında değişmesi durumunda kök-yer eğrisi ($n=3, \beta=0.53, \xi_c=3/7$)

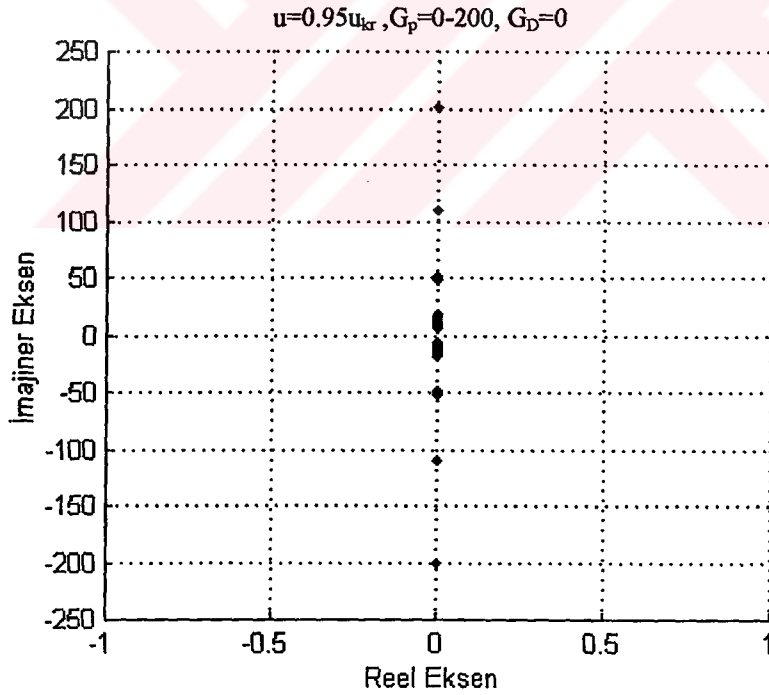


Şekil 4.5 Basit mesnetli durumda türev kazancının 0 ila 4 arasında değişmesi durumunda kök-
yer eğrisi ($n=2, \beta=0.53, \xi_c=3/7$)

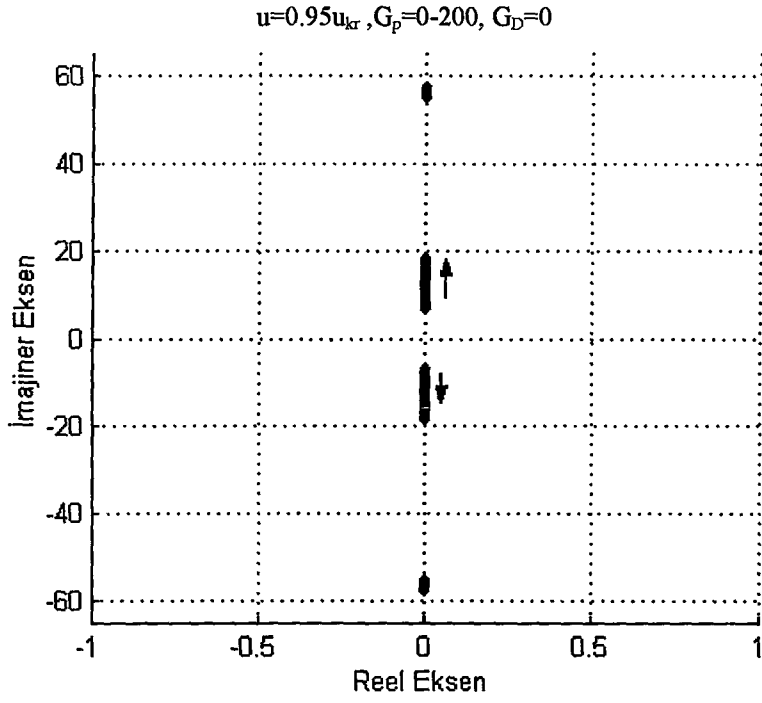


Şekil 4.6 Basit mesnetli durumda düşük akış hızında orantı ve türev kazancının ayrı ayrı
değişmesine bağlı kök-yer eğrisi ($n=2, \beta=0.53, \xi_c=3/7$)

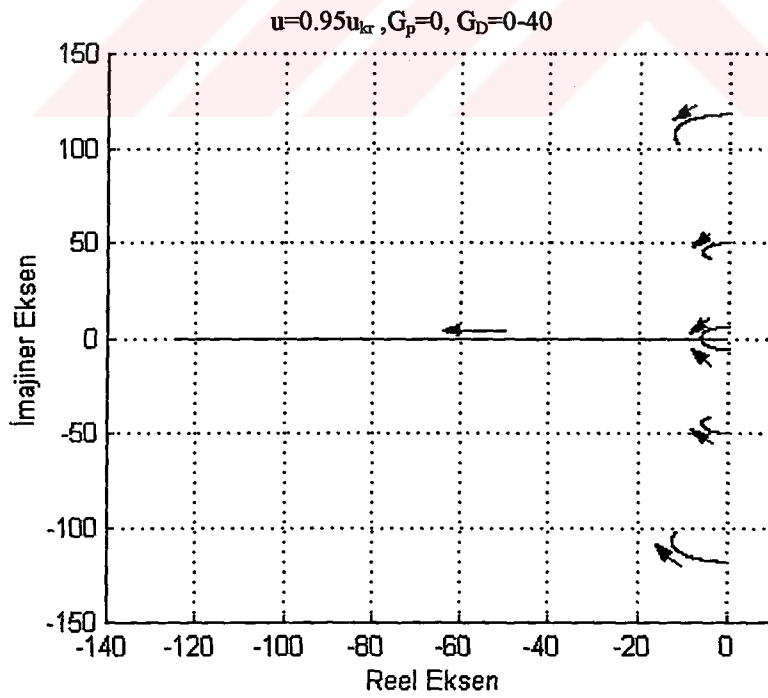
Akışkan taşıyan borunun her iki ucu ankastre mesnetlendiğinde orantı kazancının değişimine bağlı ($n=4$ için) kök-yer eğrisi Şekil 4.7'de görülmektedir. Basit mesnetli durumda olduğu gibi orantı kazanç değerinin değişimi en düşük kökler üzerinde etkisi daha fazla olduğu anlaşılmaktadır. Bu durum Şekil 4.8 de daha açık olarak görülmektedir. Köklerin imajiner eksen üzerinde olduğu bu nedenle de sistemde sönüm olmadığı açıktır. Sistem sınırdaki denge konumunu korumaktadır. Orantı kazancı sistemin yalnızca doğal frekansların değerini etkilemektedir. Türev kazancının değişmesine bağlı olarak kök-yer eğrisi $n=3$ için Şekil 4.9 da verilmiştir. Akış hızı kritik akış hızının %95'i olduğu durumda türev kazancının artması ile sistemdeki hem doğal frekans değerleri hem de sönüm değerleri değişmektedir. En düşük köklerin değişimini veren kök-yer eğrisi Şekil 4.10 da görülmektedir. Akış hızı, kritik akış hızının %30 olduğu durumda $n=2$ için orantı ve türev kontrol kazanç değerlerinin ayrı ayrı değişimine bağlı olarak çizdirilen kök-yer eğrileri aynı grafik üzerinde Şekil 4.11'de görülmektedir.



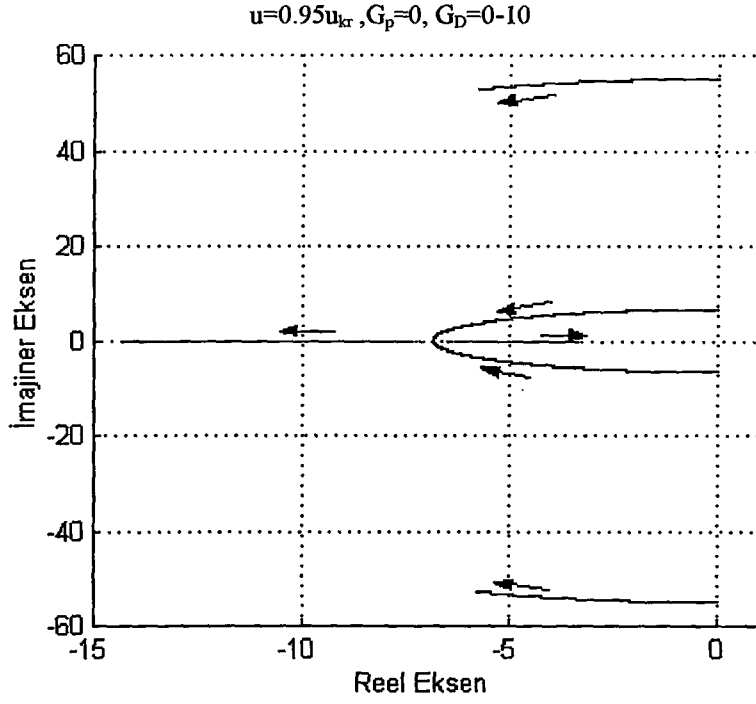
Şekil 4.7 İki ucu ankastre mesnetli durumda orantı kazancının 0 ila 200 arasında değişmesine bağlı kök-yer eğrisi ($n=4$, $\beta=0.53$, $\xi_c=3/7$)



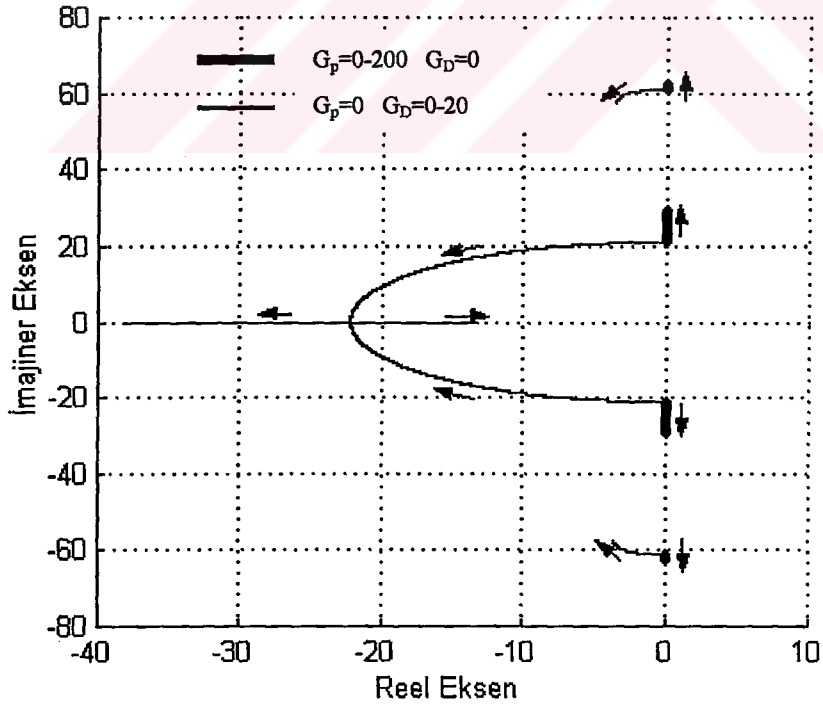
Şekil 4.8 İki ucu ankastre mesnetli durumda orantı kazancının 0 ila 200 arasında değişmesine bağlı kök-yer eğrisi ($n=2, \beta=0.53, \xi_c=3/7$)



Şekil 4.9 İki ucu ankastre mesnetli durumda türev kazancının 0 ila 40 arasında değişmesine bağlı kök-yer eğrisi ($n=3, \beta=0.53, \xi_c=3/7$)

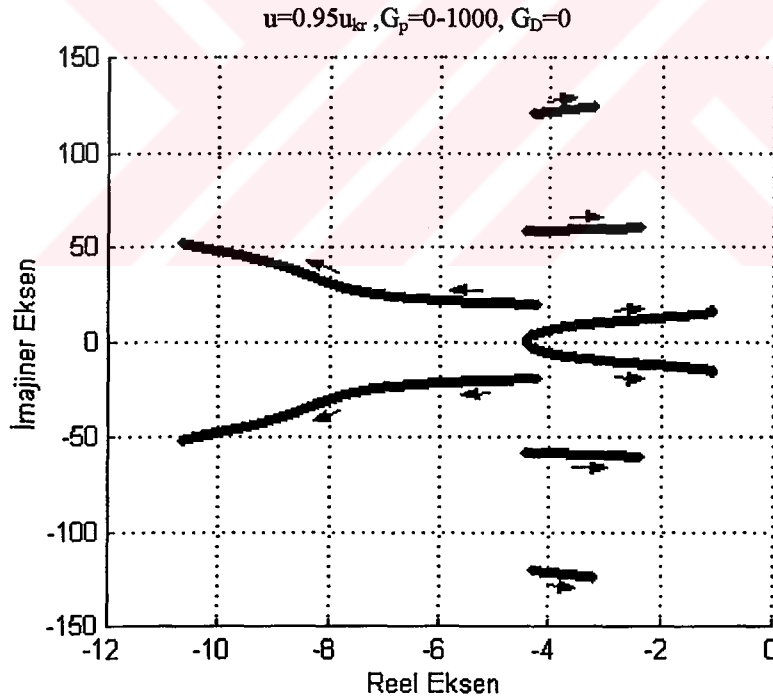


Şekil 4.10 İki ucu ankastre mesnetli durumda türev kazancının 0 ila 10 arasında değişmesine bağlı kök-yer eğrisi ($n=2, \beta=0.53, \xi_c=3/7$)

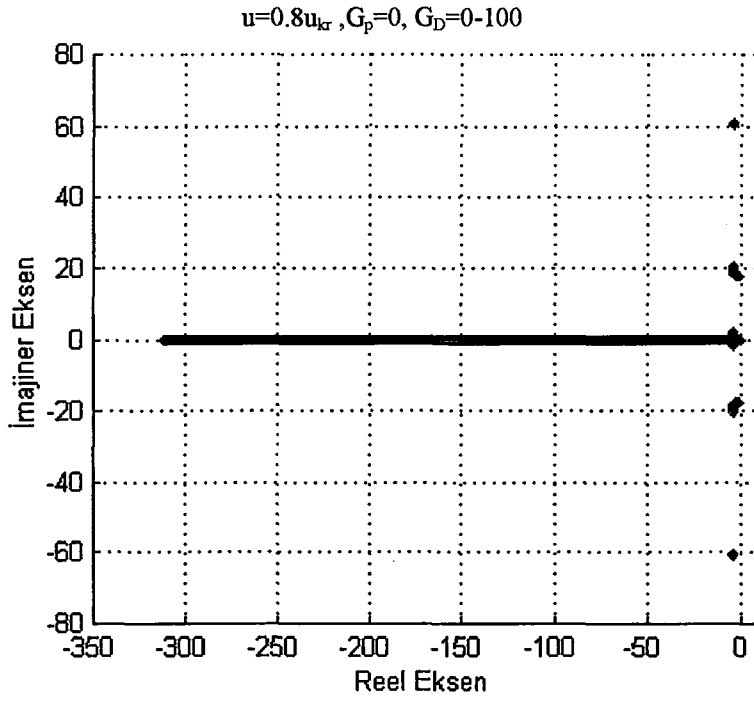


Şekil 4.11 İki ucu ankastre mesnetli durumda düşük akış hızında orantı ve türev kazancının ayrı ayrı değişmesine bağlı kök-yer eğrisi ($n=2, \beta=0.53, \xi_c=3/7$)

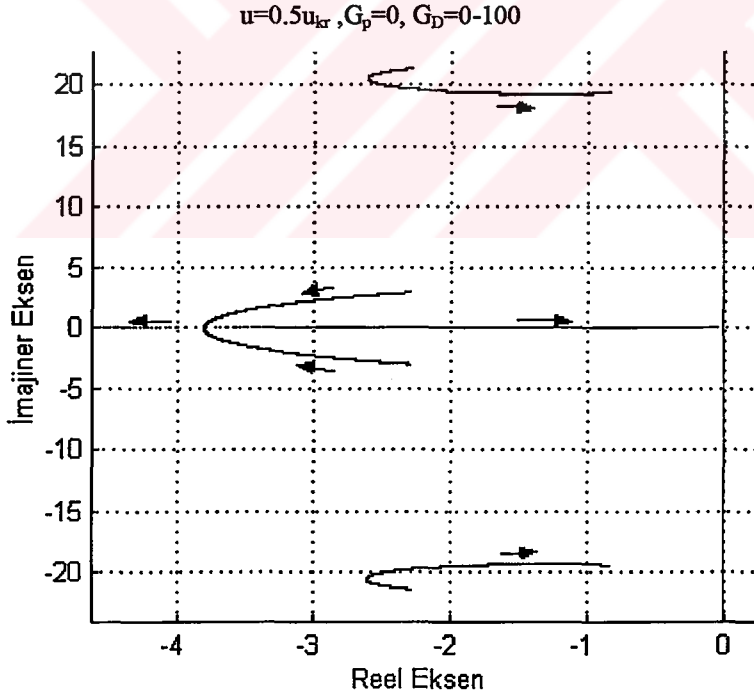
Akışkan taşıyan borunun bir ucu ankastre mesnetli diğer ucu serbest durumda orantı kazancının değişimine bağlı çizinlen ($n=4$ için) kök-yer eğrisi Şekil 4.12 de verilmiştir. Görülmektedir ki sistemin kökleri kazanç değerinin sıfır olması durumunda imajiner eksenin solunda kalmaktadır. Bunun anlamı sistemde sönüm vardır. Bu eğrinin diğer incelenen iki mesnet şartları için elde edilen kök-yer eğrilerinden farklı olarak sistemin köklerinin hareketinin kazanç değerinin artımıyla imajiner eksenin soluna doğru olduğu görülmektedir. Bunun anlamı sistemdeki doğal frekans değerlerinin ve sönüm değerlerin bir çift kök haricinde azaldığı ve sistemin kararlılığının zayıfladığı görülmektedir. Bunun nedeni jiroskopik etkilerin mesnet şartlarının değişmesi ile azalmasıdır. Kazanç değerinin sonsuza gittiğinde kontrol kuvvetinin sabit bir mesnet durumuna dönüşeceği açıktır. Bu durumda sistemin basit mesnetli duruma dönüştüğü söylenilebilir. Türev kontrol kazancının sistemin doğal frekansları ve sönüm değerleri üzerindeki etkisi Şekil 4.14, Şekil 4.15 ve Şekil 4.16 de değişik akış hızı ve kütle oranları için görülmektedir. Türev kazancının değişimi de orantı kazancının değişimiyle aynı karakteri taşımaktadır.



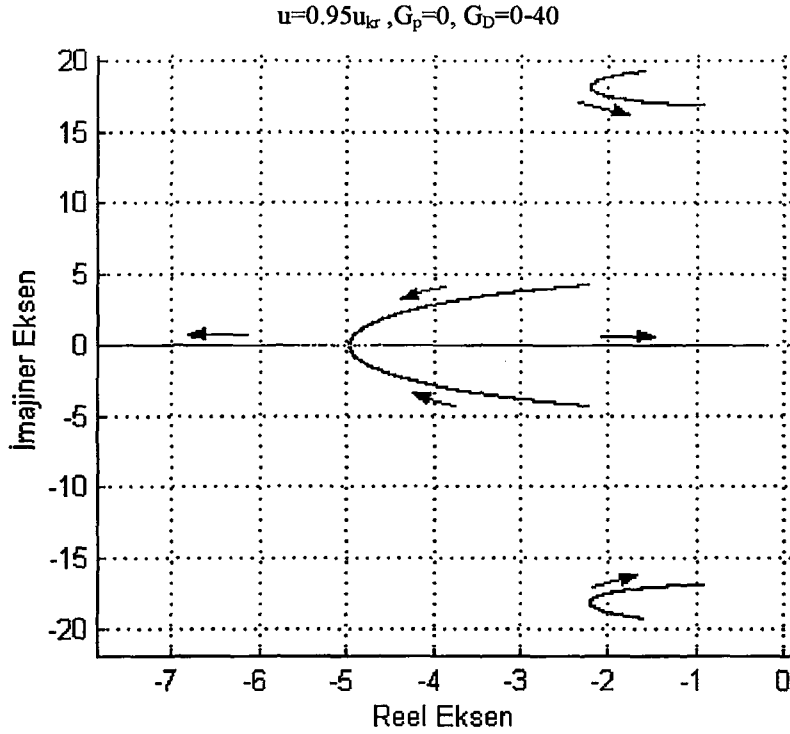
Şekil 4.12 Bir ucu ankastre diğer ucu serbest mesnetli durumda orantı kazancının değişmesine bağlı kök-yer eğrisi ($n=4, \beta=0.53, \xi_c=6/7$)



Şekil 4.13 Bir ucu ankastre diğer ucu serbest mesnetli durumda türev kazancının değişmesine bağlı kök- yer eğrisi ($n=3, \beta=0.53, \xi_c=6/7$)



Şekil 4.14 Bir ucu ankastre diğer ucu serbest mesnetli durumda türev kazancının değişmesine bağlı kök- yer eğrisi ($n=2, \beta=0.53, \xi_c=6/7$)

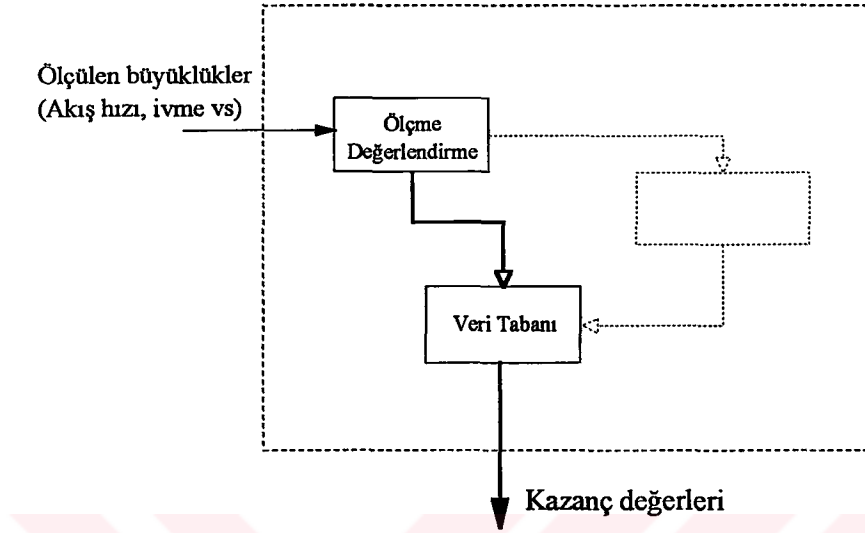


Şekil 4.15 Bir ucu ankastre diğer ucu serbest mesnetli durumda türev kazancının değişmesine bağlı kök-yer eğrisi ($n=2, \beta=0.1, \xi_c=6/7$)

4.2.2 Uyarlama mekanizması

Uyarlama mekanizması sistemin dinamiğinin parametre değişimlerine bağlı olarak değişmesi durumunda kontrol organının kazanç değerlerinin yeniden belirlenmesini ve ayarlanmasını sağlayan sistemdir. Kontrol sisteminin etkinliği açısından oldukça önemlidir. Sistemde değişen parametreler (Akış hızı, ivme vs) ölçülerek uyarlama mekanizmasının bir bölümünü oluşturan ölçme değerlendirme kısmında veri tabanı sorgulaması için gerekli büyüklüklere dönüştürülür. Ölçme değerlendirme kısmı filtreleme, integrasyon, toplama, türetme veya kestirme gibi hesaplama işlemlerini içerebilir. Veri tabanı ölçme değerlendirme kısmının ürettiği sonuçlara göre oluşturulma kuralları çerçevesinde kazanç değerlerini belirler ve kontrol organına gönderir. Veri tabanının oluşturulma ve çalışma mekanizması kontrol sistemin tanımını değiştirmektedir (Bulanık PD, Kurala dayalı PD, Optimal PD, vs). Bir çok durumda veri tabanındaki sorgulama kurallarının ve kazanç değerlerinin otomatik güncellenmesi gerekebilmektedir. Bu durumda yapay zeka algoritmaları veya genetik algoritmaları yardımıyla bir güncelleme mekanizması oluşturulması mümkündür. Bu çalışmada kontrol sisteminin etkinliğini göstermek amacıyla yapılmış olan simülasyonlar için kurala dayalı bir uyarlama mekanizması tasarlanmıştır. Ölçme değerlendirme mekanizmasının

yapısı ihmal edilmiştir. Akış hızının, akış hızı değişim frekansının ve akış hızı değişim oranının bilindiği var sayılmıştır.



Şekil 4.16 Uyarılma mekanizmasının genel yapısı

4.2.3 Kazançların belirlenmesi

Kontrol sistemin etkinliğini ve tasarım hedeflerini sağlayacak uygun kazanç değerlerinin belirlenmesi sistemde oluşan titreşimlerin oluşma nedenlerinin iyi belirlenmesine yani aktif titreşim kontrolü uygulanacak sistemin dinamiğinin iyi anlaşılmasını gerektirmektedir. İncelenmekte olan sistemde akış kaynaklı titreşimler ve buna bağlı kararsızlık problemi vardır. Akış hızının zamana bağlı değişim göstermediği durumda sisteme aktif titreşimin uygulanması oldukça basite indirgenmektedir. Akış hızının değeri kritik akış hızına eşit olduğunda dinamik kararsızlık oluşmaktadır. Akış hızına bağlı olarak kazanç değerlerinin belirlenmesi yeterlidir. Akış hızının ortalama bir değer civarında değişimler göstermesi durumunda sistemin dinamik davranışı ve titreşimlerin oluşma mekanizması daha karmaşık bir hal almaktadır. Bu durumda sistemin matematiksel modelinin elde edilme koşulları çerçevesinde, bölüm 3 te yapılmış olan dinamik analiz sonuçları sistemde oluşan titreşimlerin ve dinamik kararsızlıkların akış hızı, akış hızının değişim frekansı ve akış hızındaki değişim

oranına bağılı olduğunu göstermektedir. Bu durumda kazanç değerlerinin bu üç parametreye bağılı olarak belirlenmesi zorunludur.

Bu üç parametreye ilave olarak mesnet şartları da sistemin dinamik davranışını değiştirmektedir. Kontrol sisteminden beklenen sonlu zamanda sistemdeki titreşimlerin sınırlı kalması ve/veya sönümlenmesidir. Ayrıca kontrol kuvvetinin de minimum olması istenebilir. Bu koşulları sağlayan kazanç değerleri aşağıdaki performans ölçütünü minimum yapan kazanç değerleridir.

$$J = \int_0^{t_n} (\eta(\xi, \tau)^2 + f(G_p, G_D, \eta)^2) dt \quad (4.10)$$

Burada f kontrol kuvveti/fonksiyonudur. Kazanç değerlerinin akış hızının sabit olması durumunda elde edilmesi, akış hızının zamana bağılı değişmesi durumunda elde edilmesinden daha kolay olabilmektedir. Bunun nedeni akış hızının sabit olması durumunda tanımlanan performans indeksinin minimum yapan kazanç değerlerinin analitik olarak belirlenmesi mümkün olabilmektedir. Akışkan hızının zamana bağılı olarak ortalama bir değer civarında değişmesi durumunda çözüm için elde edilen denklemlerde sistemin özelliklerini taşımakta ve parametreye bağılı kararsızlıklar göstermektedir. Bu nedenle bu çalışmada deneme yanılma yöntemi kullanılacaktır. Bu durumu da orantı ve türev kazançlarının belirli bir aralıkta değiştiği kabul edilmiş belirli artımlarla kazanç değerleri sistemde yerine konularak, sistem 8 birim zaman için çözülmüştür. Elde edilen çözüm ile denklem (4.10) da verilen performans ölçütünün değeri hesaplanmıştır. Bu işlem her (u, ω, μ) üçlüsü için G_p ve G_D kazanç değerleri belirlenmesi için ardışık olarak tekrar edilmiştir. Bu noktada gerek hesaplama işlemini basitleştirmek gerekse de kontrol organının yapısını basitleştirmek amacıyla, kontrol organının aşağıda tanımlanan kazanç değerlerinde çalışabildiği öngörülmesi uygundur.

$$\begin{aligned} G_p &= [G_{p1} \quad \dots \quad G_{p\ell}]_{1 \times \ell} \\ G_D &= [G_{D1} \quad \dots \quad G_{Dk}]_{1 \times k} \end{aligned} \quad (4.11)$$

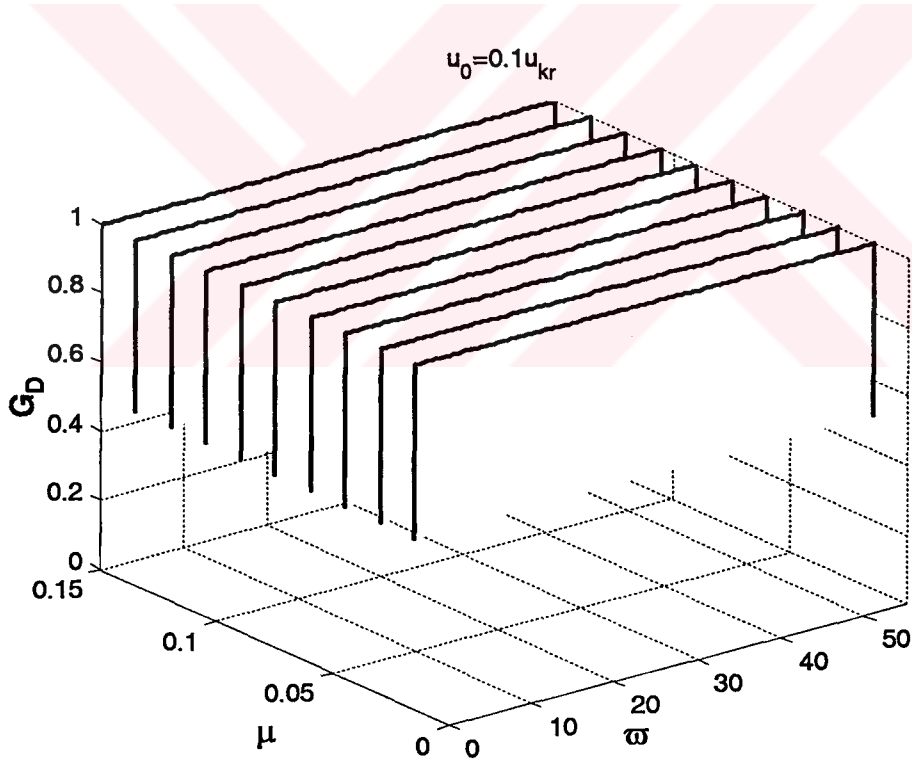
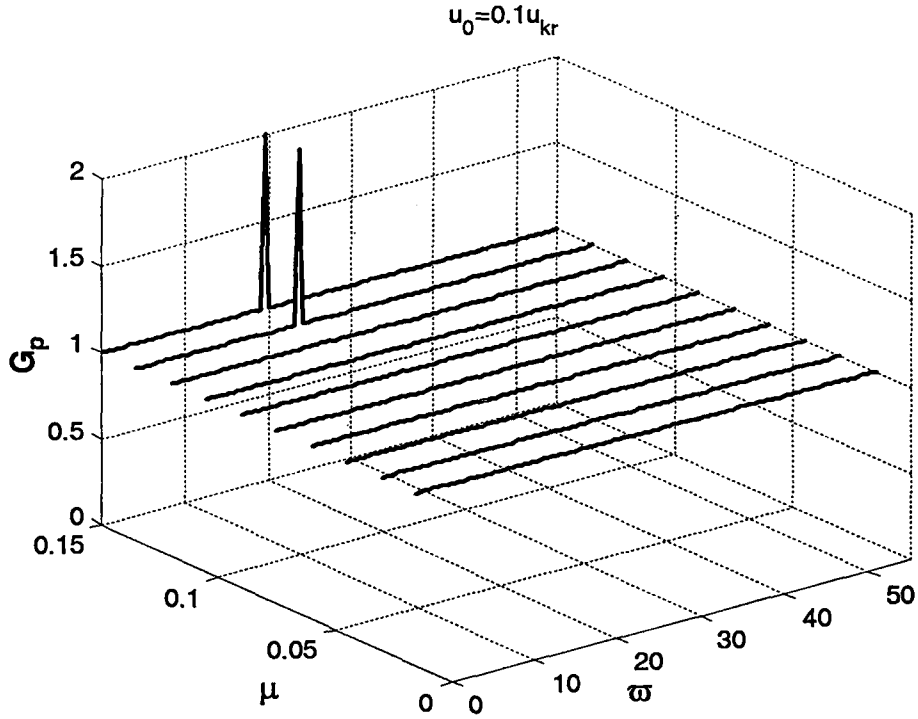
Böylece problem kontrol organının hangi bir (u, ω, μ) üçlüsünde hangi kazanç değerinde çalışması durumunda denklem (4.10) da tanımlanan performans ölçütünü minimum yapacağını bulma problemine dönüşür. Kazanç kademelerinin sistemin özelliklerine ve eyleyicinin yapısına bağılı olarak belirlenebilir.

4.2.4 Kazanç değerlerinin değişimi

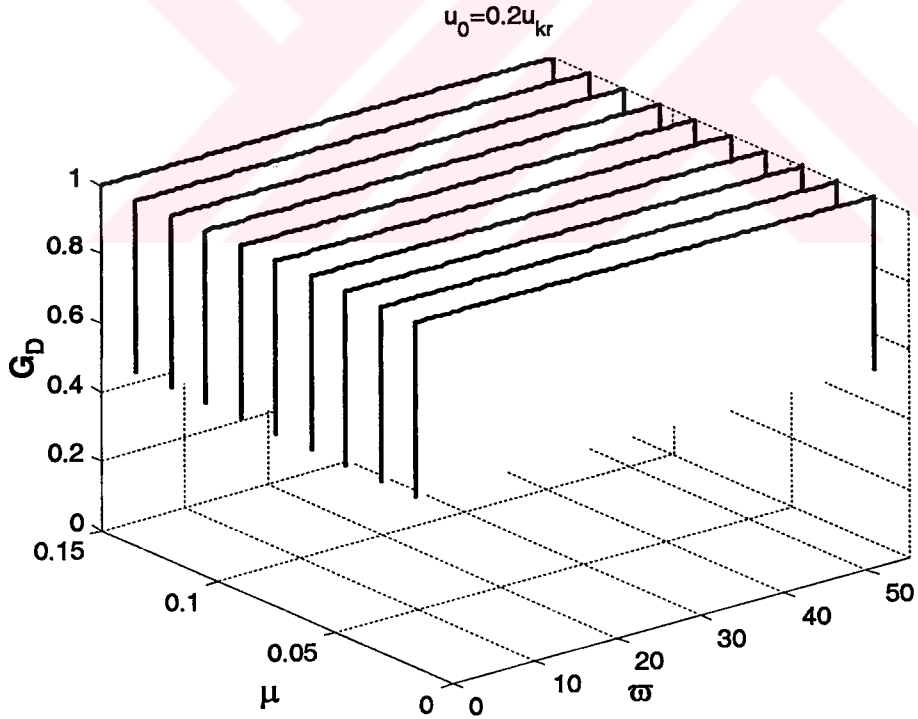
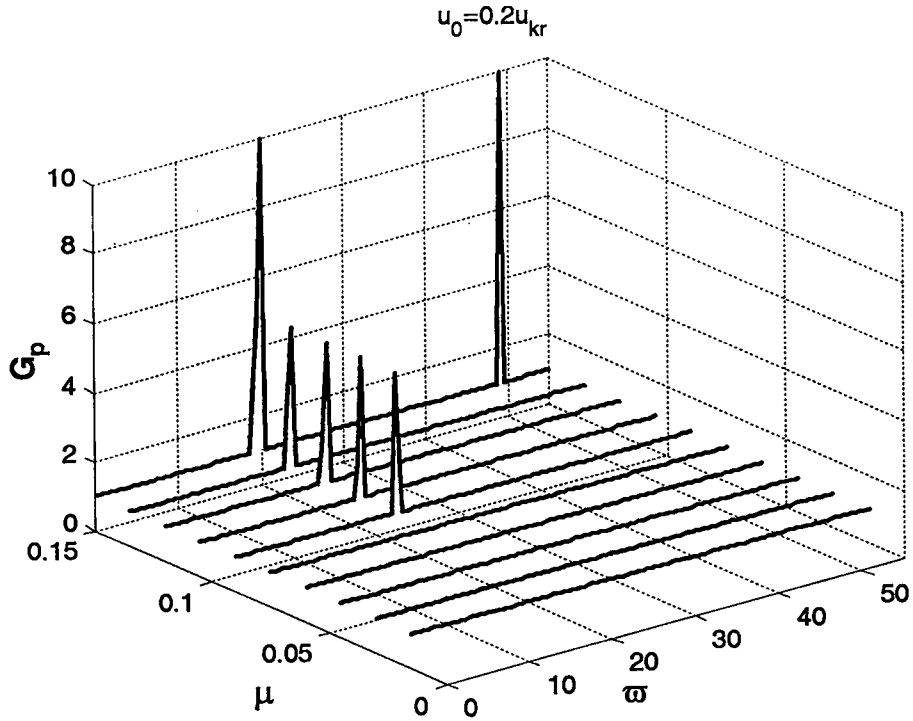
Yukarıda belirtilen kabuller ışığı altında basit mesnetli durum için belirlenen kazanç değerleri grafiklerle gösterilmişlerdir. Şekil 4.17, Şekil 4.18, Şekil 4.19, Şekil 4.20, Şekil 4.21, Şekil 4.22, Şekil 4.23, Şekil 4.24, Şekil 4.25, ve Şekil 4.26 eğrileri altharmonik rezonans durumu incelenirken elde edilen altharmonik rezonans bölgelerinin değerlerini ve varlığını doğrular niteliktedir. Akış hızının kritik akış hızına yaklaşması durumunda özellikle akış hızı değişim frekansının düşük olduğu durumda değişim dikkat çekicidir. Bu noktanın incelenmesi başka bir çalışmaya bırakılmıştır. Elde edilen kazanç değerleri sistemde oluşan titreşimleri sönmüleyebilmekte ve kararsız durum oluşmasına engel olabilmektedir.

Akışkan taşıyan borunun her iki ucunun ankastre mesnetli olması durumunda kazanç değerleri Şekil 4.27, Şekil 4.28, Şekil 4.29, Şekil 4.30, Şekil 4.31, Şekil 4.32, Şekil 4.33, Şekil 4.34, Şekil 4.35, Şekil 4.36 ve Şekil 4.37 de verilmiştir. İki ucu ankastre mesnetli durum için elde edilen kazanç eğrilerine bakıldığında basit mesnetli durumda olduğu gibi altharmonik rezonans bölgelerini veren eğrilerle uyum halinde değişim gösterdikleri görülmektedir. Akış hızının kritik akış hızına yaklaştığı durumda sistemin dinamiği ilginç hale gelmektedir. Bu noktada başka bir çalışmaya bırakılarak sistemin hesaplanan kazanç değerlerinde istenen özellikleri sağladığının bilinmesi yeterli görülmüştür.

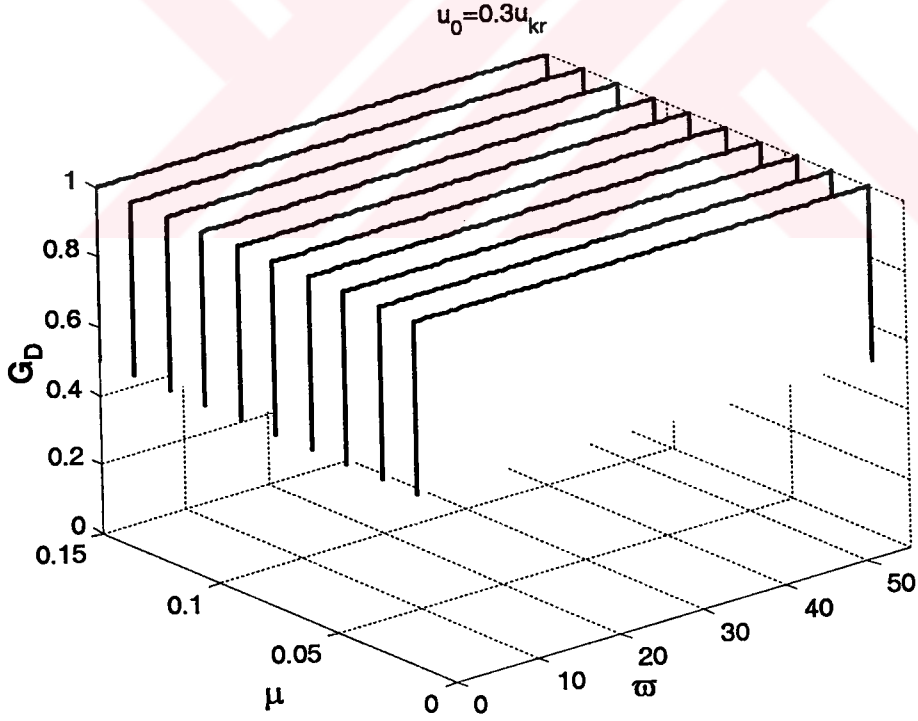
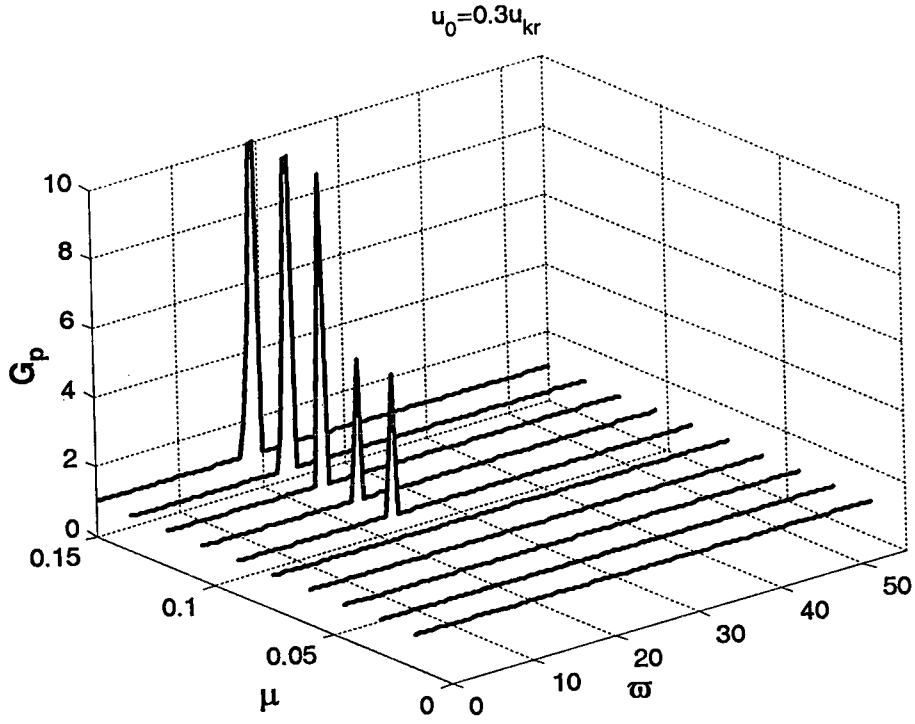
İncelenen diğer mesnetleme durumu olan bir ucu ankastre diğer ucu serbest durum için elde edilen eğrilerden de görüldüğü gibi sistemin altharmonik rezonans bölgelerini tanımlamak amacıyla çizilen eğrilerle uyumluluk göstermemektedir. Elde edilen kazanç değerleriyle oluşturulan kontrol sistemi sağlıklı çalışmayabileceği açıktır. Bunun iki nedeni vardır. Birinci neden kök-yer eğrilerinde görüldüğü gibi kazanç değerlerinin artmasıyla sistemin kararlılığının azalmasıdır. İkinci neden hesaplamada kullanılan çözüm süresinde yatmaktadır. Çözüm süresi 8 birim zamandan daha büyük seçilmesi durumunda daha sağlıklı sonuçlar bu mesnet şartı için elde edilebilir. Fakat sürenin artmasıyla birlikte hesaplama zamanı çok fazla artmaktadır. Bu nedenle yukarıda tanımlanan hesaplama yöntemine alternatif yöntemlerin araştırılması gerekmektedir.



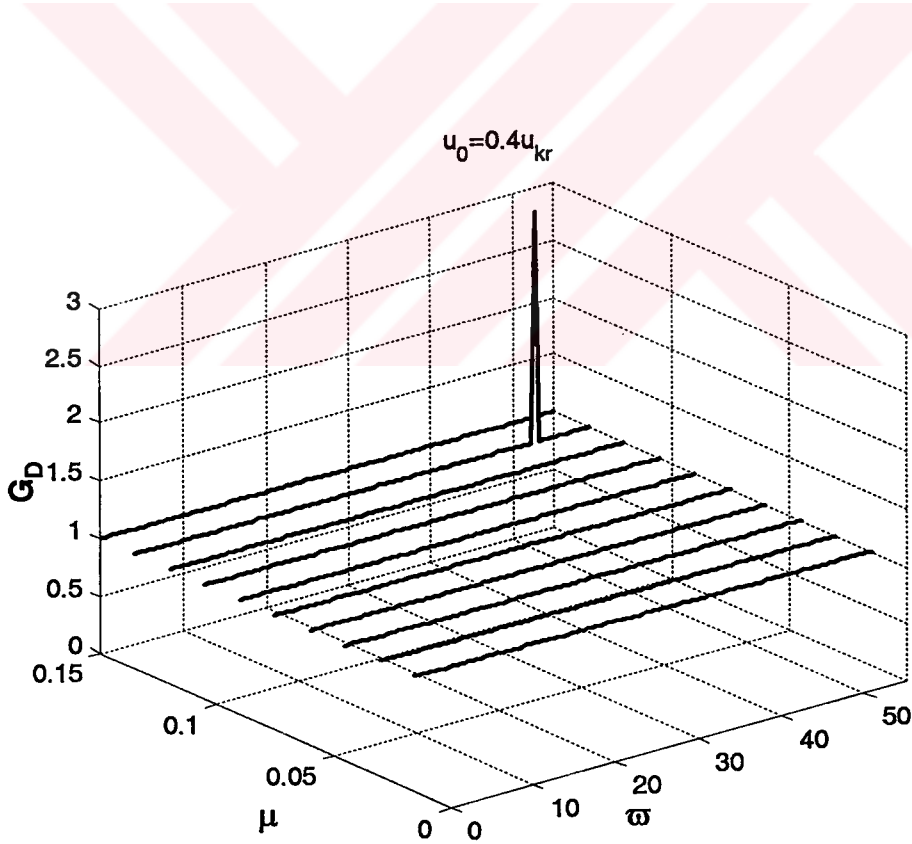
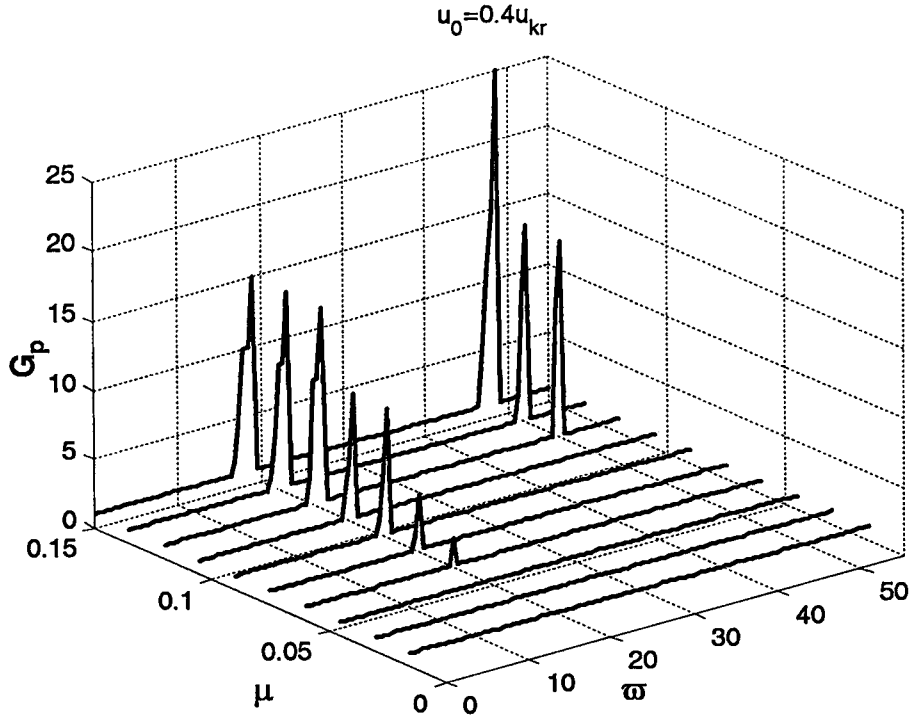
Şekil 4.17 Basit mesnetli durum için orantı kazancı, G_p , ve Türev kazancının, G_D , çalışma aralığında değişimi ($\beta=0.53$, $u_0=0.1u_{kr}$)



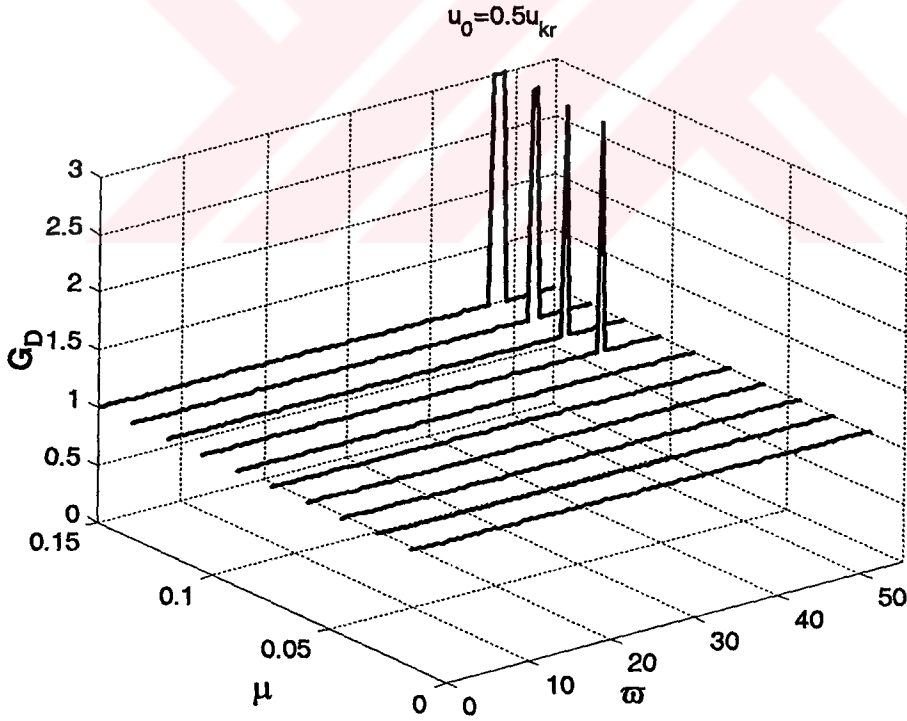
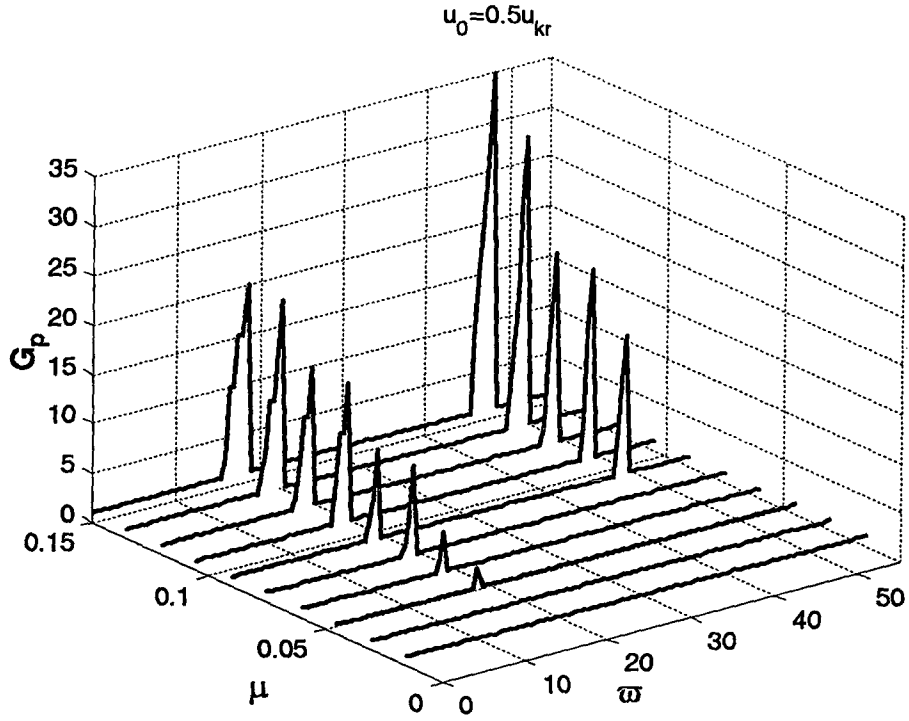
Şekil 4.18 Basit mesnetli durum için orantı kazancı, G_p , ve Türev kazancının, G_D , çalışma aralığında değişimi ($\beta=0.53$, $u_0=0.2u_{kr}$)



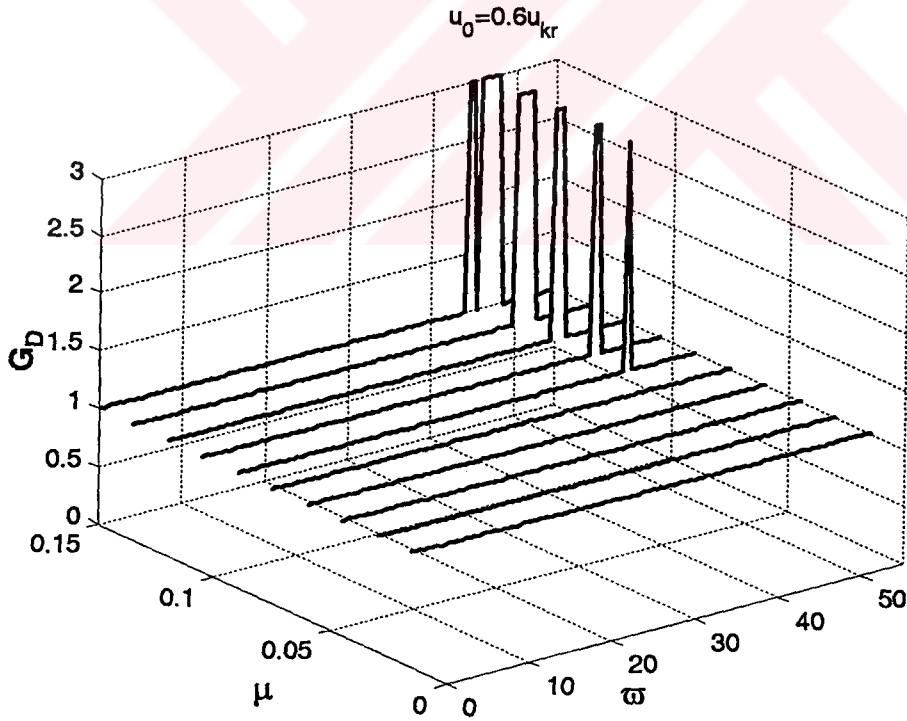
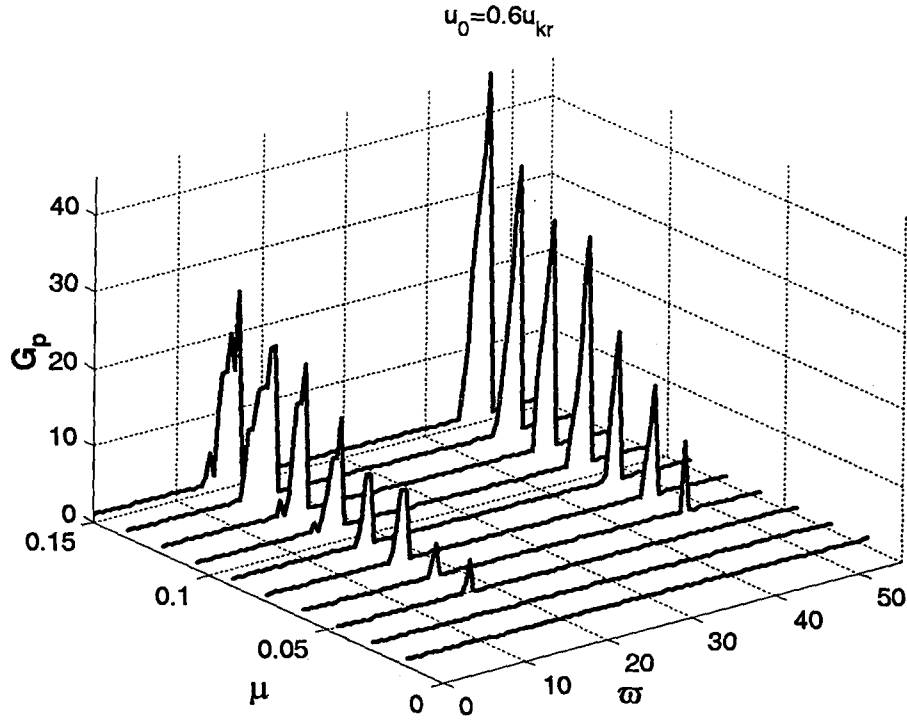
Şekil 4.19 Basit mesnetli durum için orantı kazancı, G_p , ve Türev kazancının, G_D , çalışma aralığında değişimi ($\beta=0.53$, $u_0=0.3u_{kr}$)



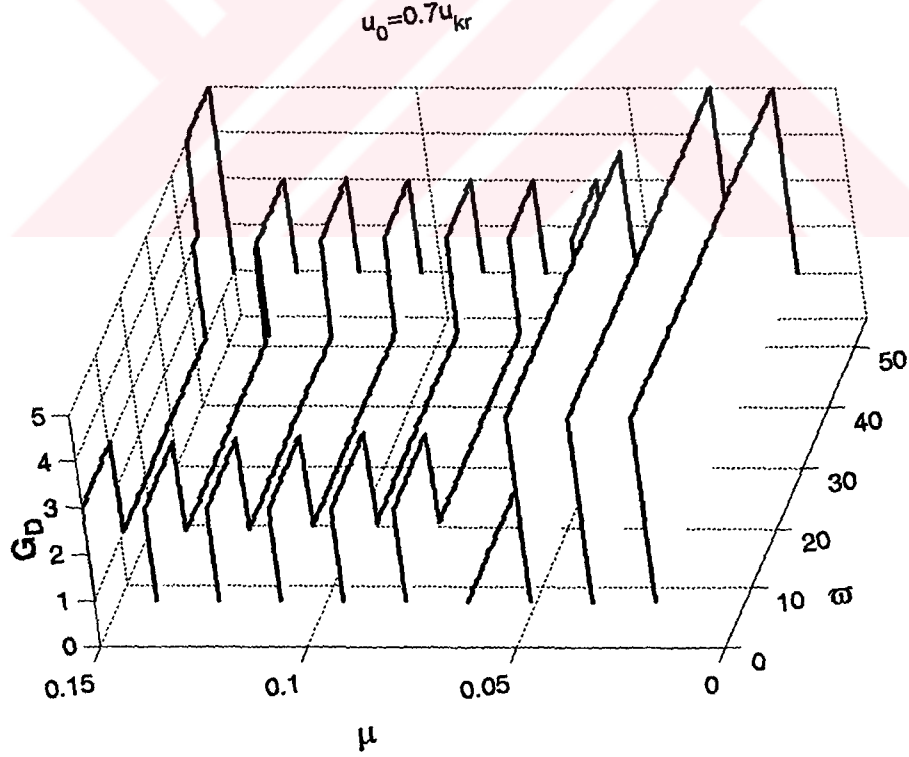
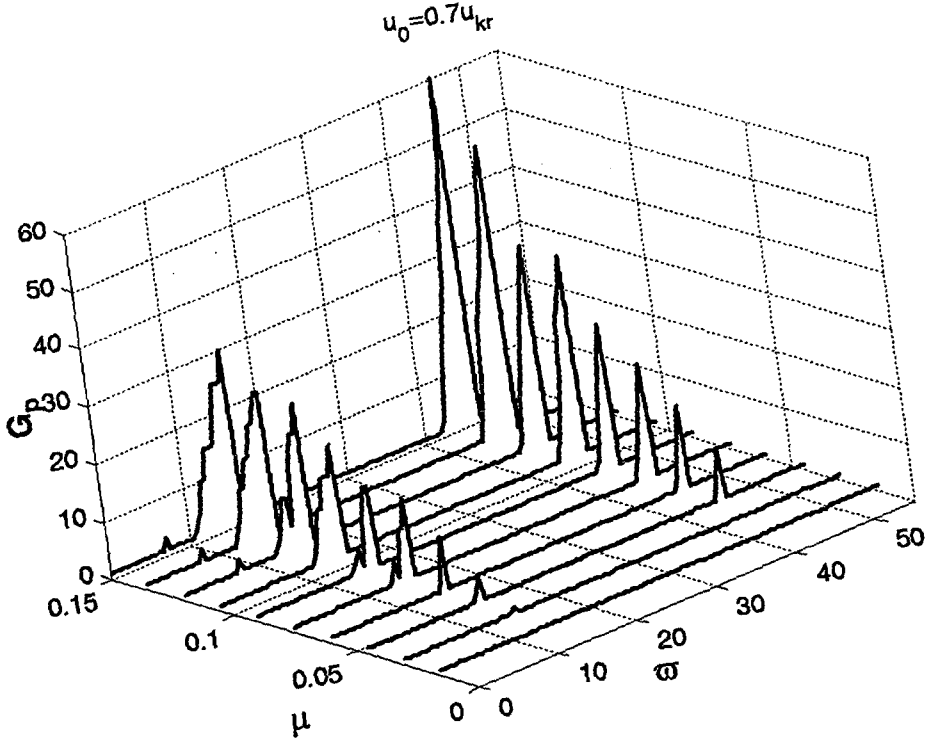
Şekil 4.20 Basit mesnetli durum için orantı kazancı, G_p , ve Türev kazancının, G_D , çalışma aralığında değişimi ($\beta=0.53$, $u_0=0.4u_{kr}$)



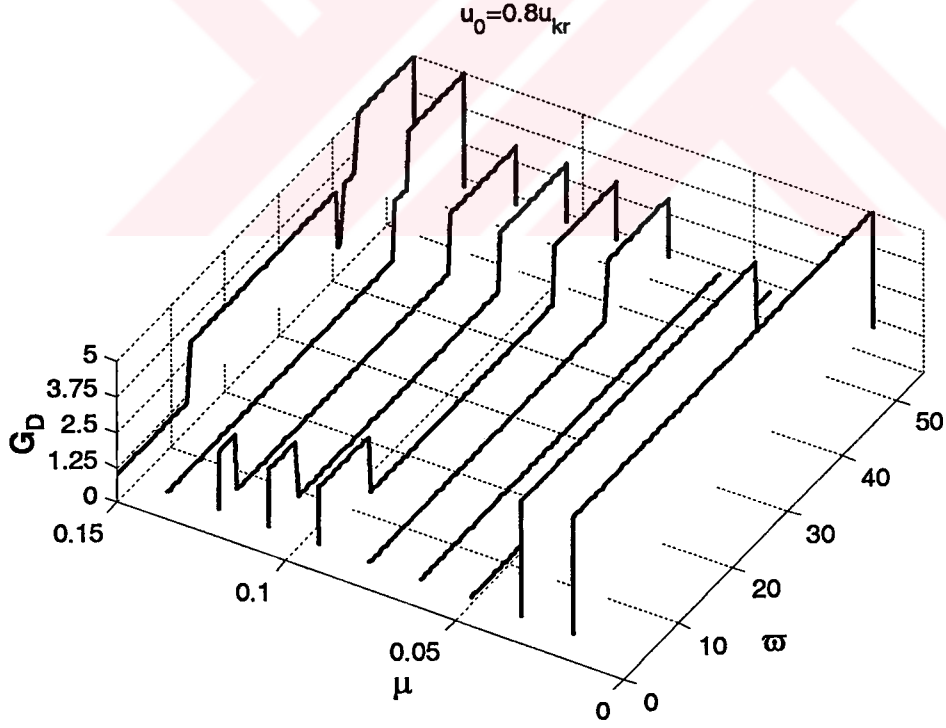
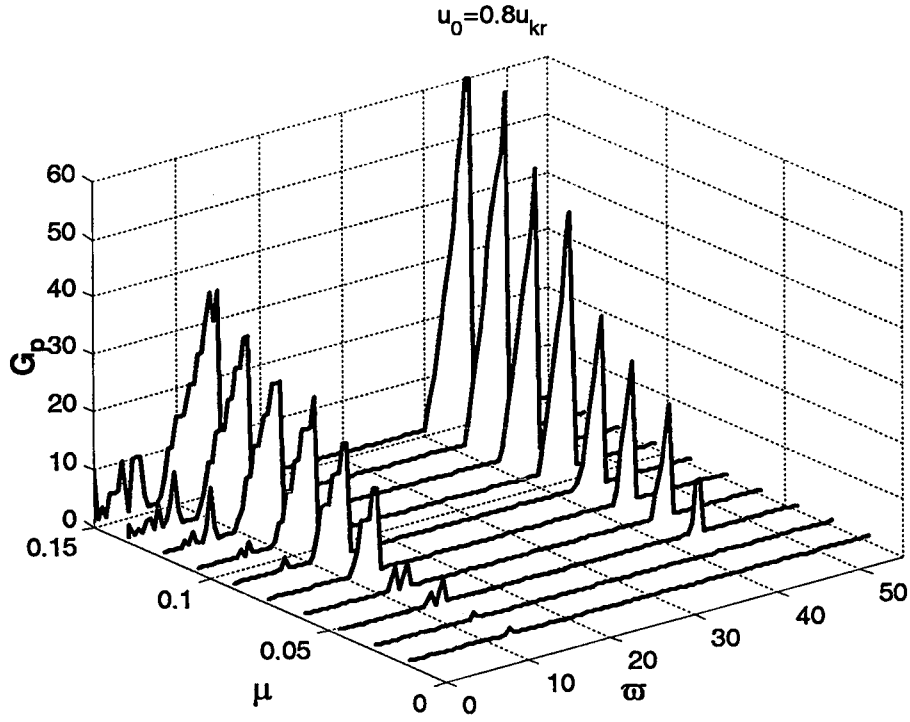
Şekil 4.21 Basit mesnetli durum için orantı kazancı, G_p , ve Türev kazancının, G_D , çalışma aralığında değişimi ($\beta=0.53$, $u_0=0.5u_{kr}$)



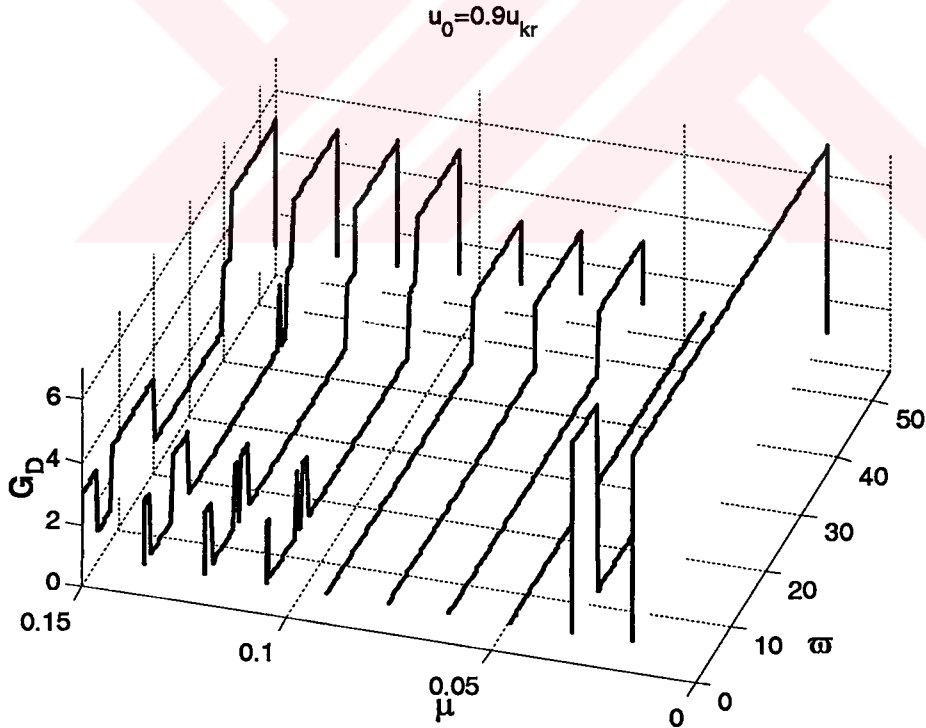
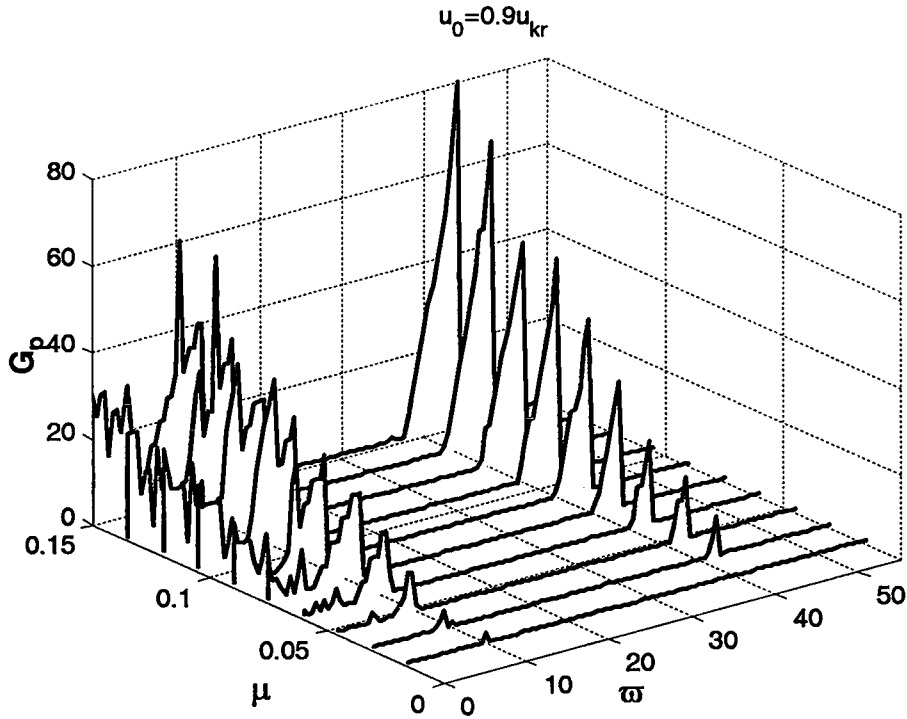
Şekil 4.22 Basit mesnetli durum için orantı kazancı, G_p , ve Türev kazancının, G_D , çalışma aralığında değişimi ($\beta=0.53$, $u_0=0.6u_{kr}$)



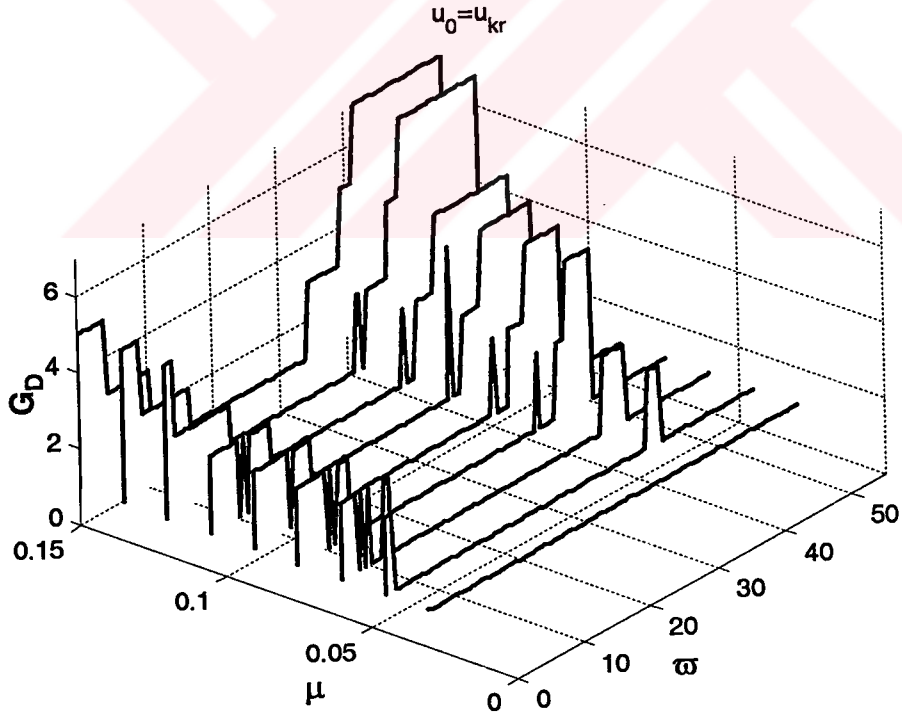
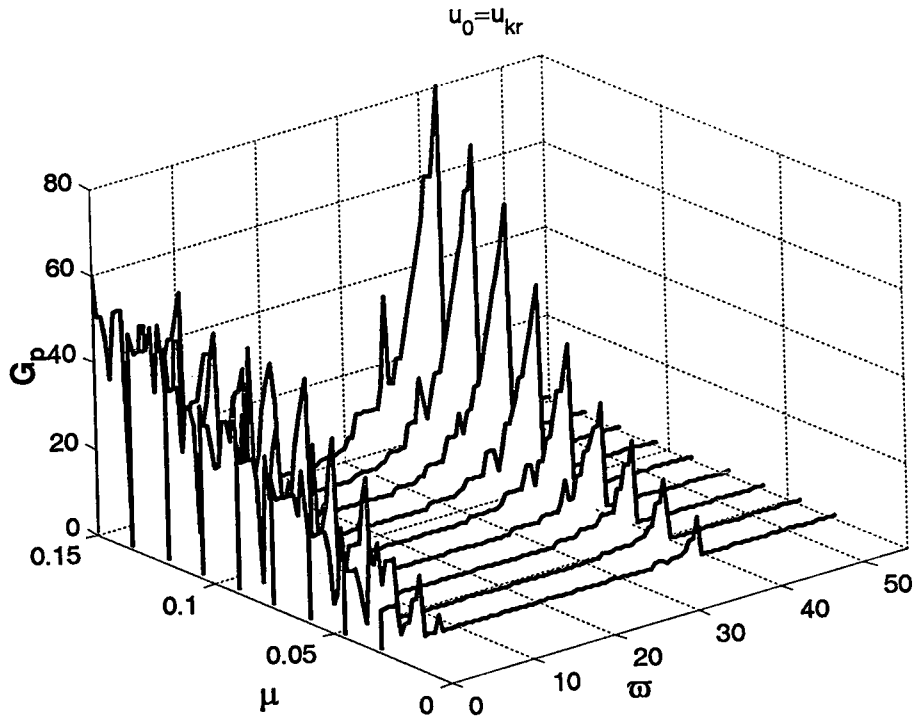
Şekil 4.23 Basit mesnetli durum için orantı kazancı, G_p , ve Türev kazancının, G_D , çalışma aralığında değişimi ($\beta=0.53$, $u_0=0.7u_{kr}$)



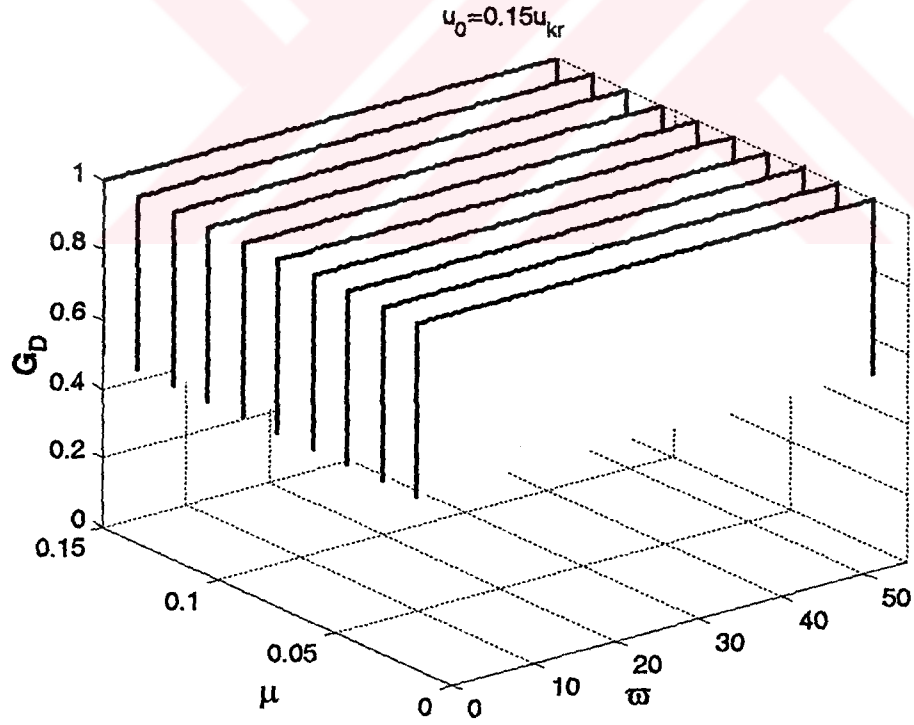
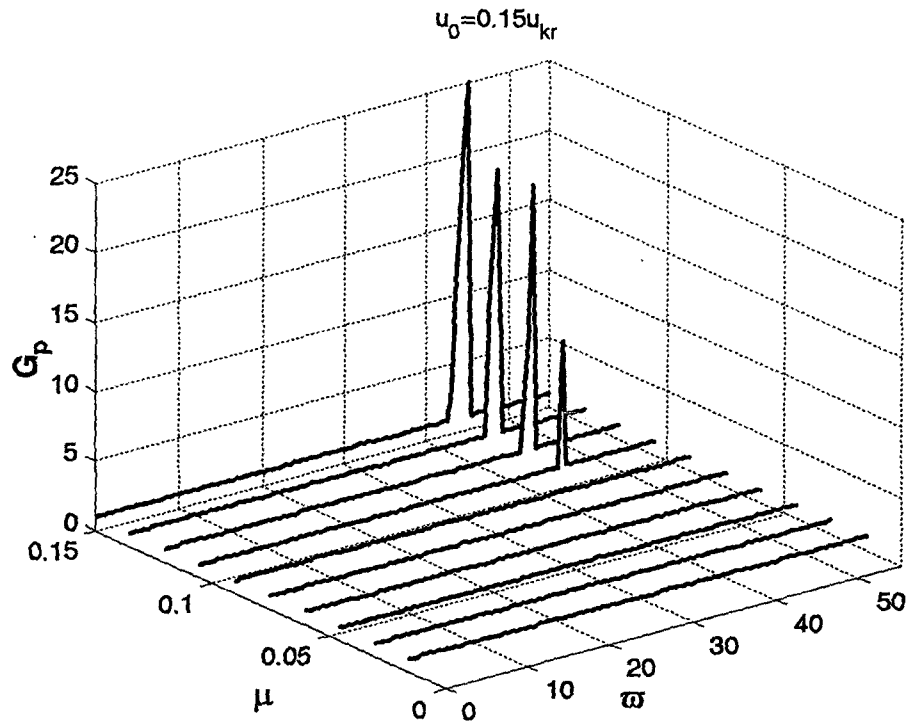
Şekil 4.24 Basit mesnetli durum için orantı kazancı, G_p , ve Türev kazancının, G_D , çalışma aralığında değişimi ($\beta=0.53$, $u_0=0.8u_{kr}$)



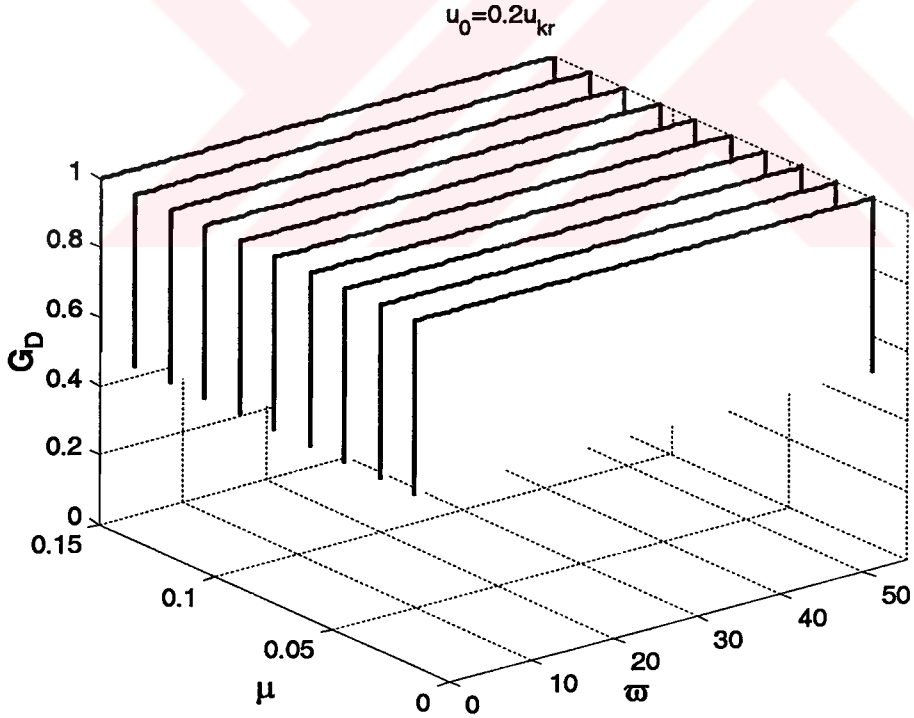
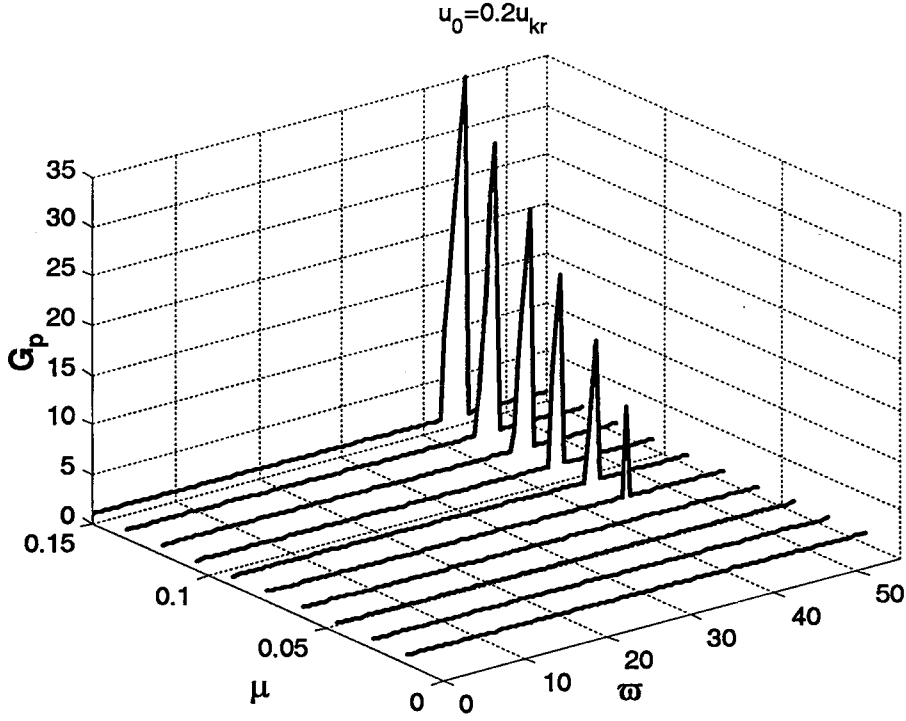
Şekil 4.25 Basit mesnetli durum için orantı kazancı, G_p , ve türev kazancının, G_D , çalışma aralığında değişimi ($\beta=0.53$, $u_0=0.9u_{kr}$)



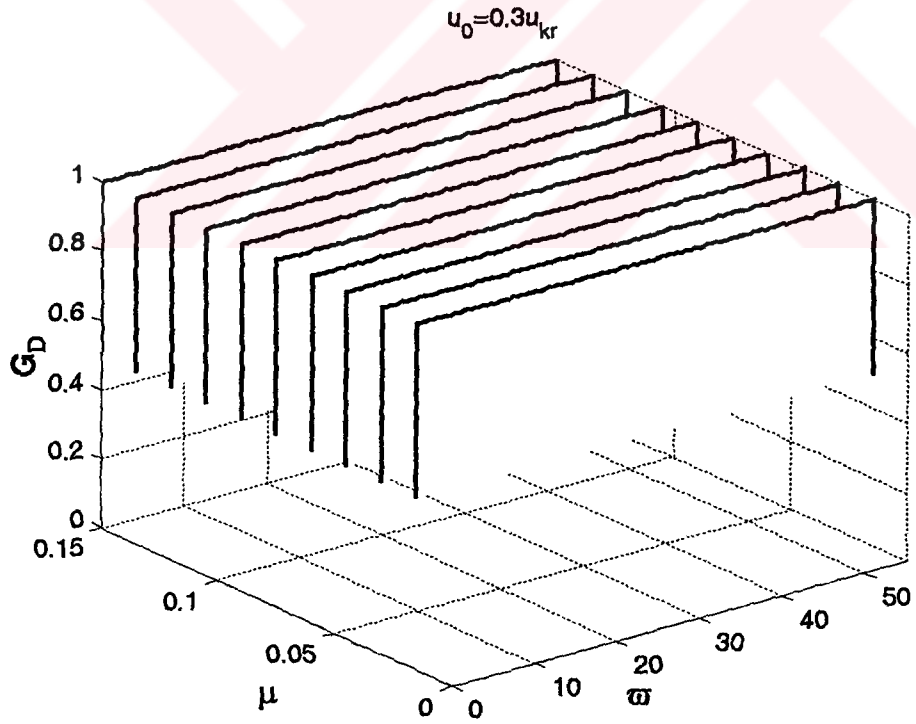
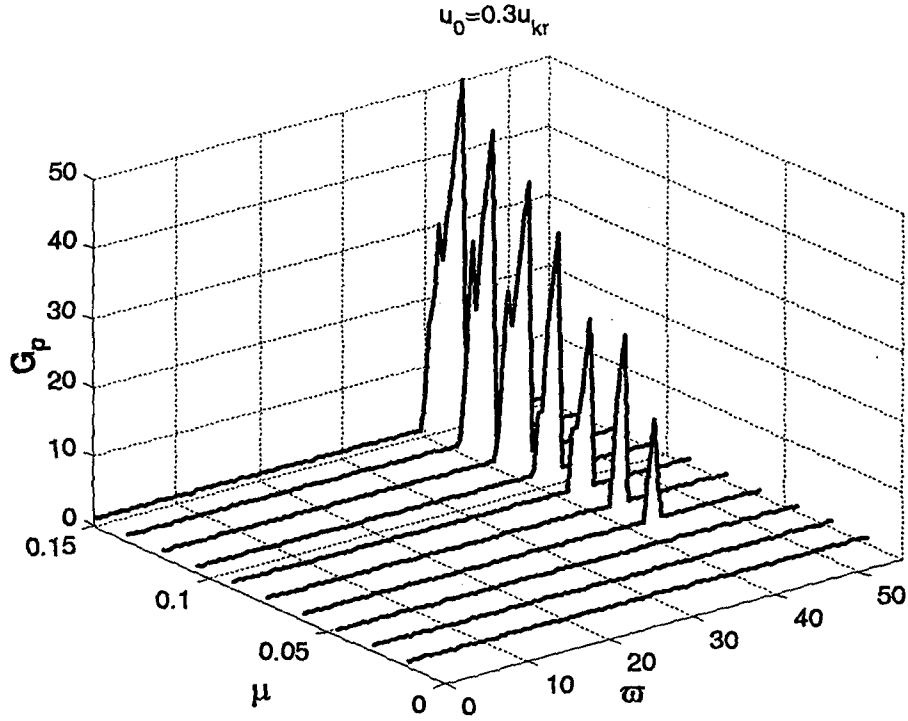
Şekil 4.26 Basit mesnetli durum için orantı kazancı, G_p , ve türev kazancının, G_D , çalışma aralığında değişimi ($\beta=0.53$, $u_0=u_{kr}$)



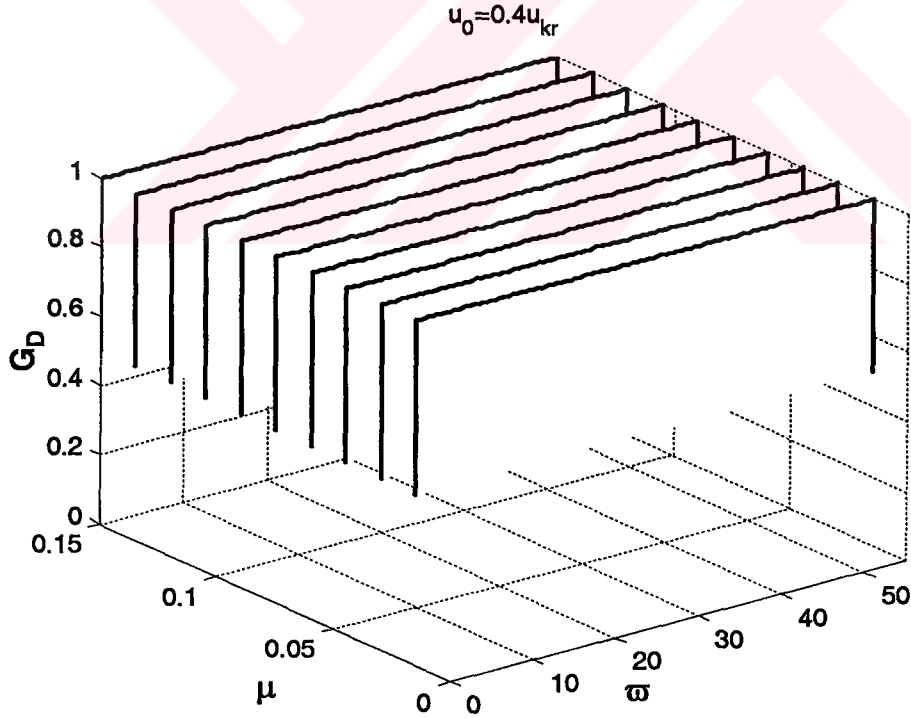
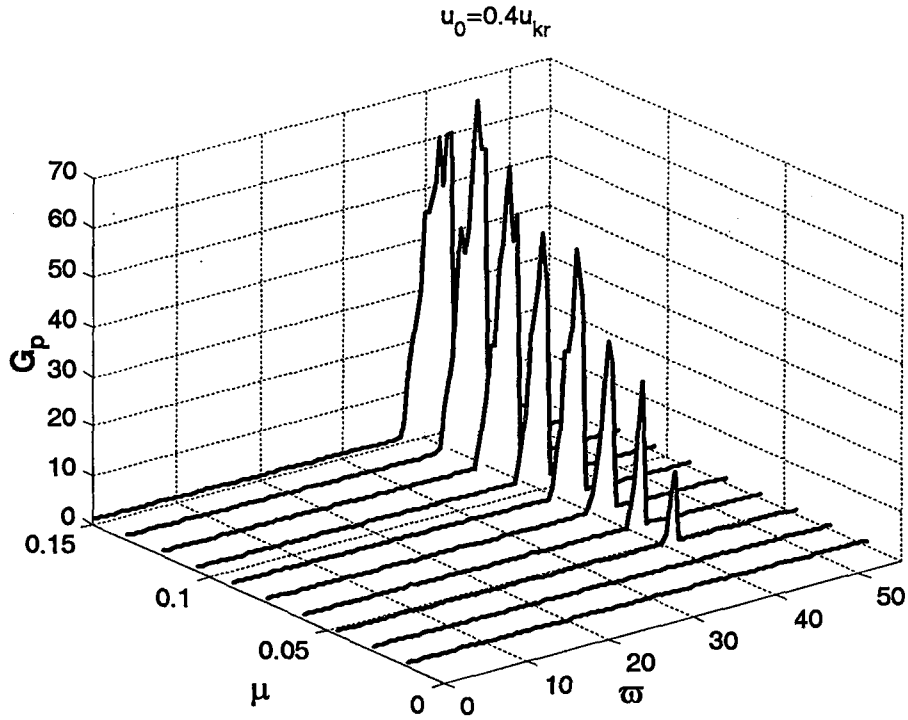
Şekil 4.27 İki ucu ankastre mesnetli durum için orantı kazancı, G_p , ve türev kazancının, G_D , çalışma aralığında değişimi ($\beta=0.53$, $u_0=0.15u_{kr}$)



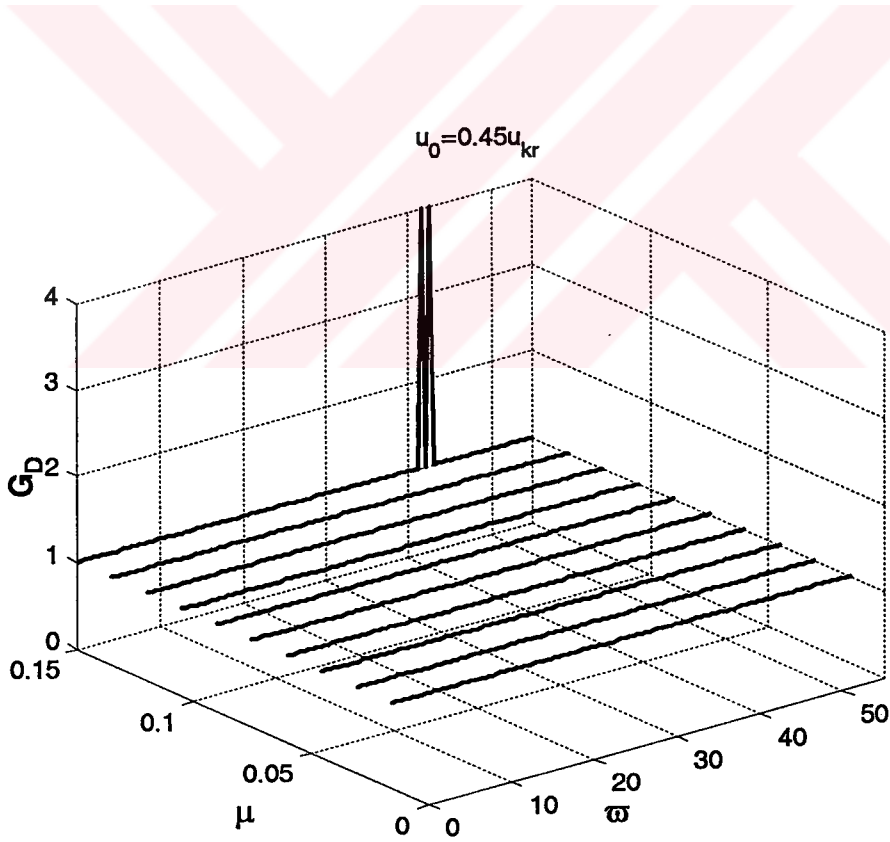
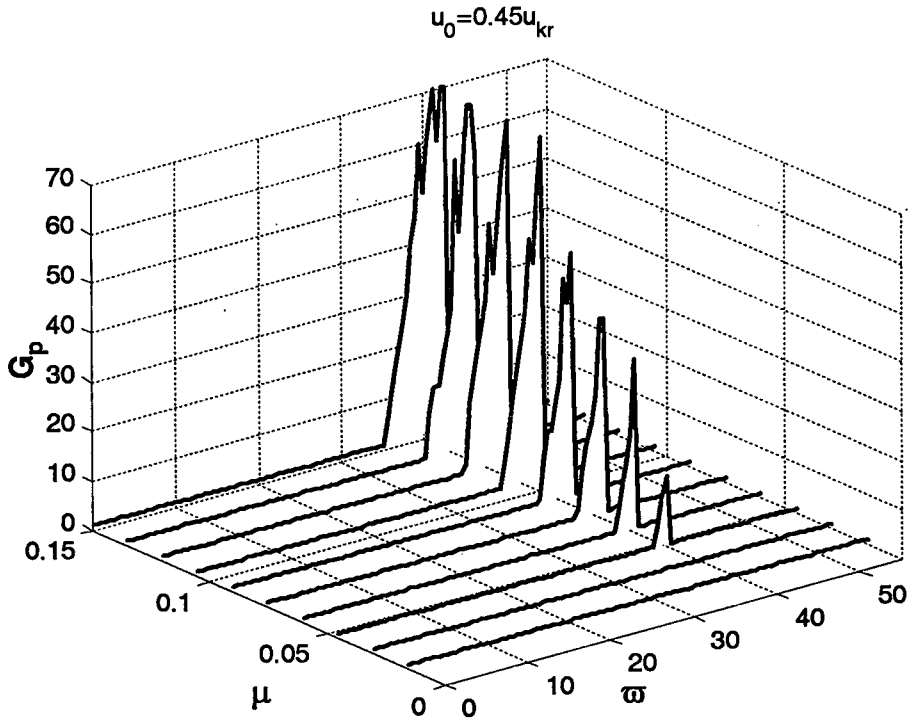
Şekil 4.28 İki ucu ankastre mesnetli durum için orantı kazancı, G_p , ve türev kazancının, G_D , çalışma aralığında değişimi ($\beta=0.53$, $u_0=0.2u_{kr}$)



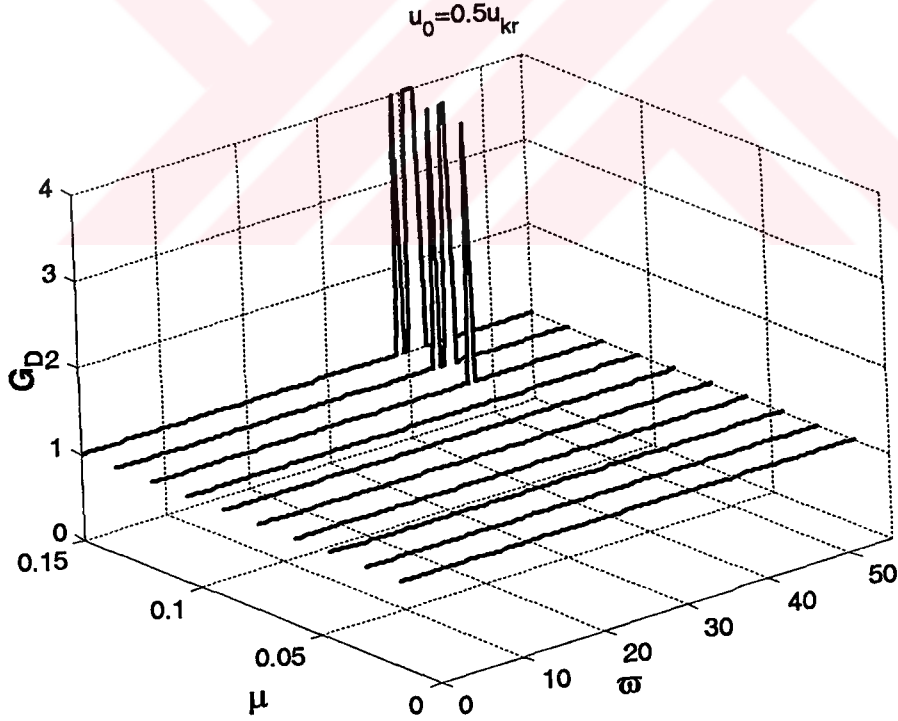
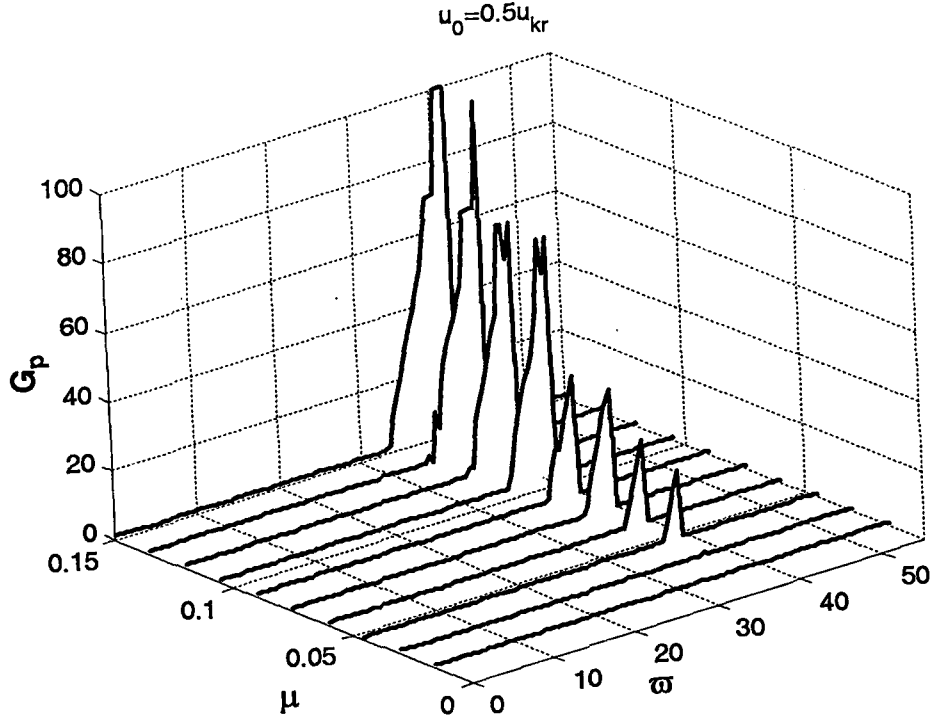
Şekil 4.29 İki ucu ankastre mesnetli durum için orantı kazancı, G_p , ve türev kazancının, G_D , çalışma aralığında değişimi ($\beta=0.53$, $u_0=0.3u_{kr}$)



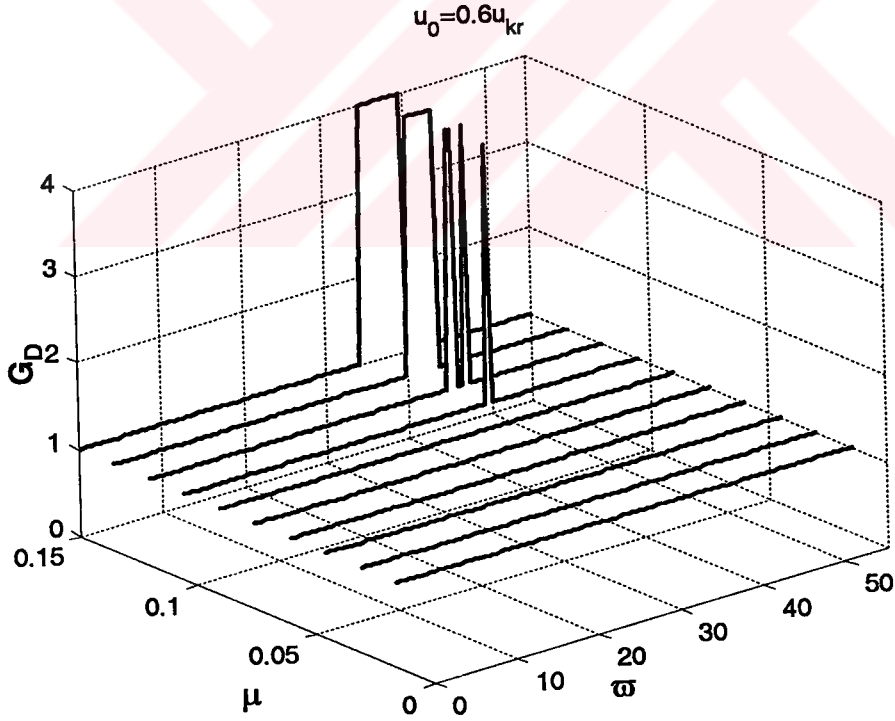
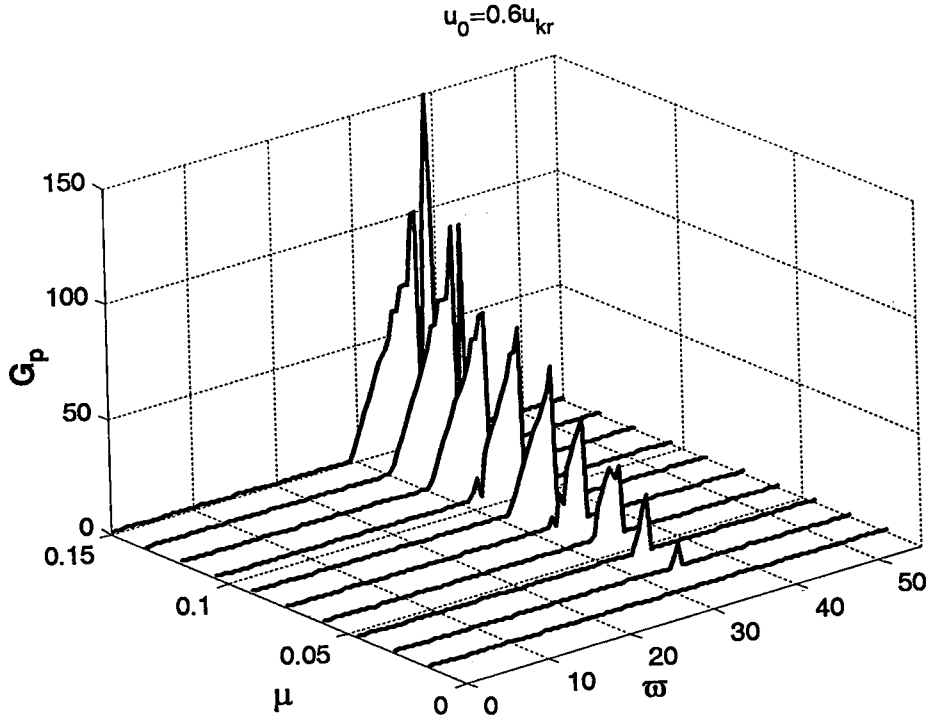
Şekil 4.30 İki ucu ankastre mesnetli durum için orantı kazancı, G_p , ve türev kazancının, G_D , çalışma aralığında değişimi ($\beta=0.53$, $u_0=0.4u_{kr}$)



Şekil 4.31 İki ucu ankastre mesnetli durum için orantı kazancı, G_p , ve türev kazancının, G_D , çalışma aralığında değişimi ($\beta=0.53$, $u_0=0.45u_{kr}$)

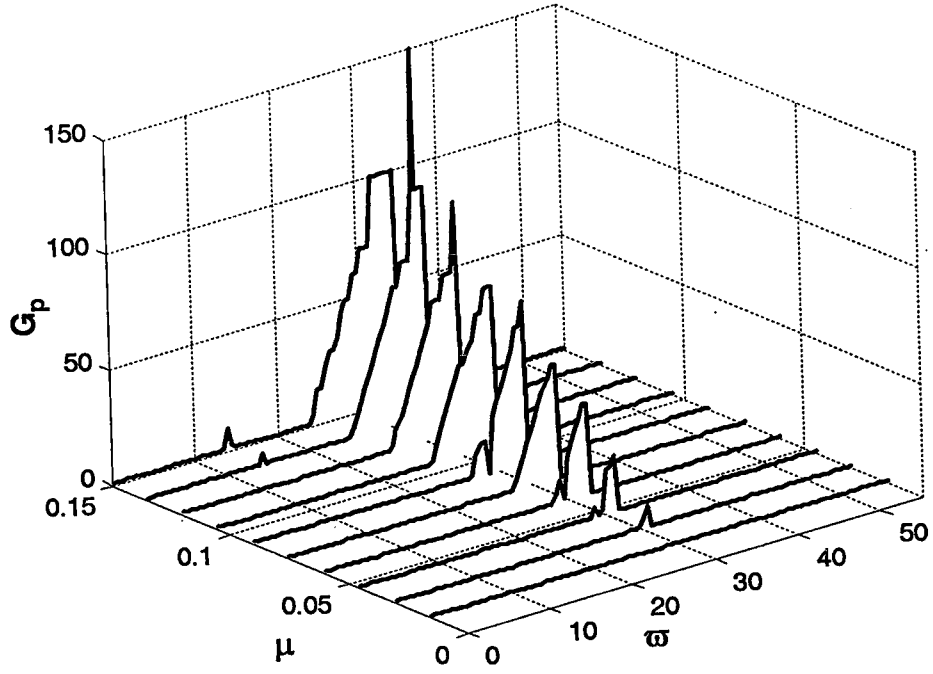


Şekil 4.32 İki ucu ankastre mesnetli durum için orantı kazancı, G_p , ve türev kazancının, G_{p2} , çalışma aralığında değişimi ($\beta=0.53$, $u_0=0.5u_{kr}$)

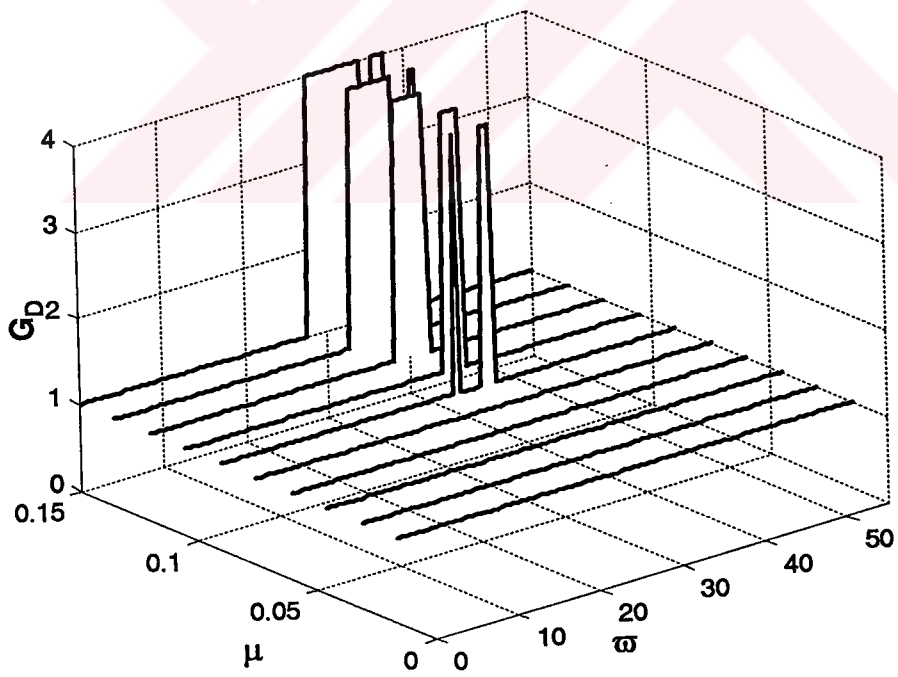


Şekil 4.33 İki ucu ankastre mesnetli durum için orantı kazancı, G_p , ve türev kazancının, G_{D2} , çalışma aralığında değişimi ($\beta=0.53$, $u_0=0.6u_{kr}$)

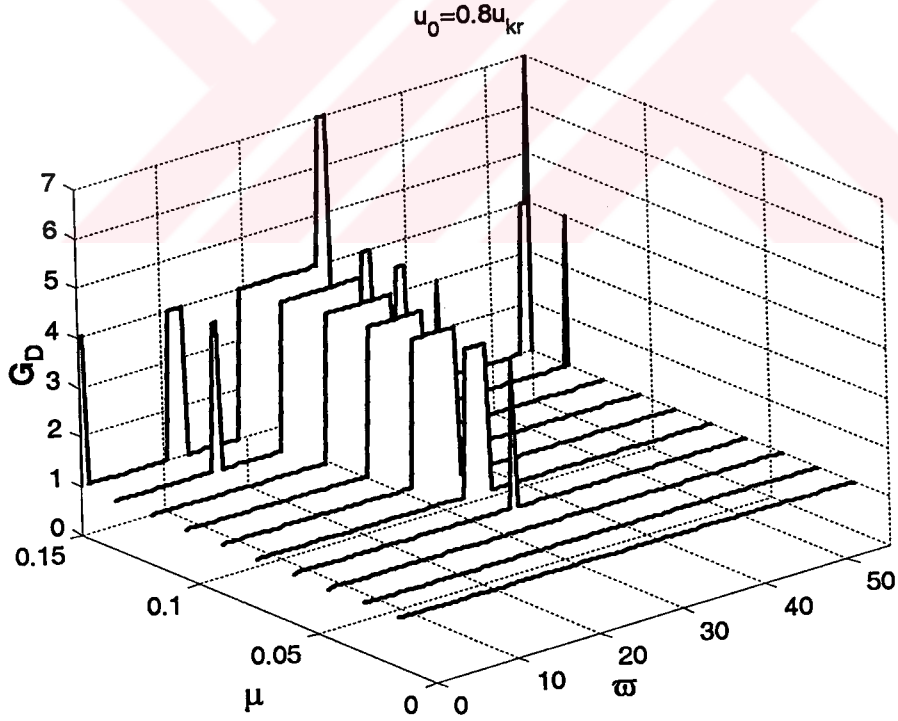
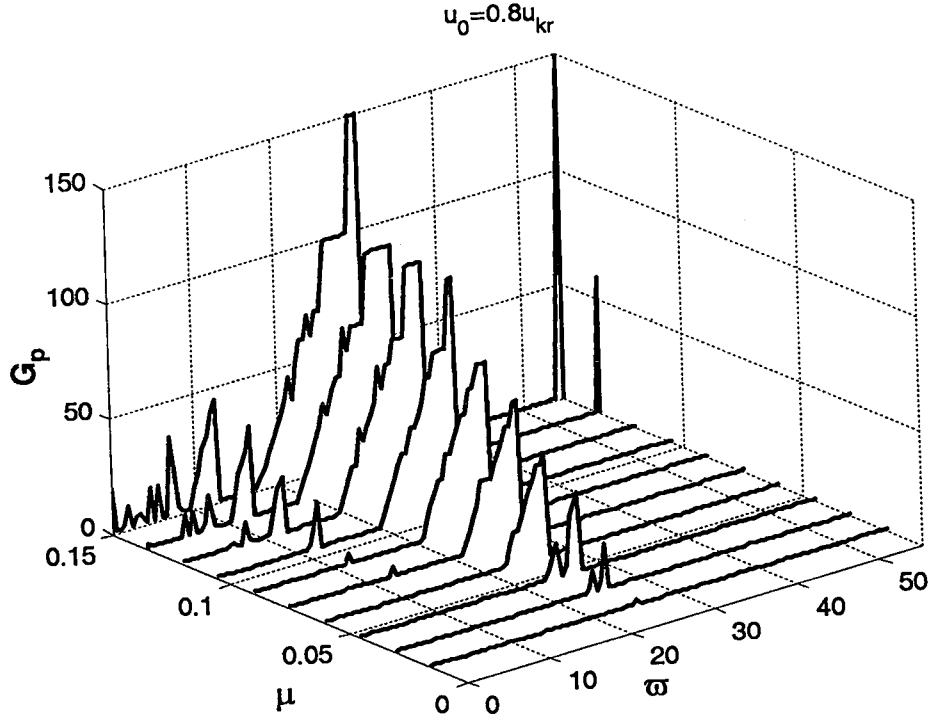
$$u_0 = 0.7u_{kr}$$



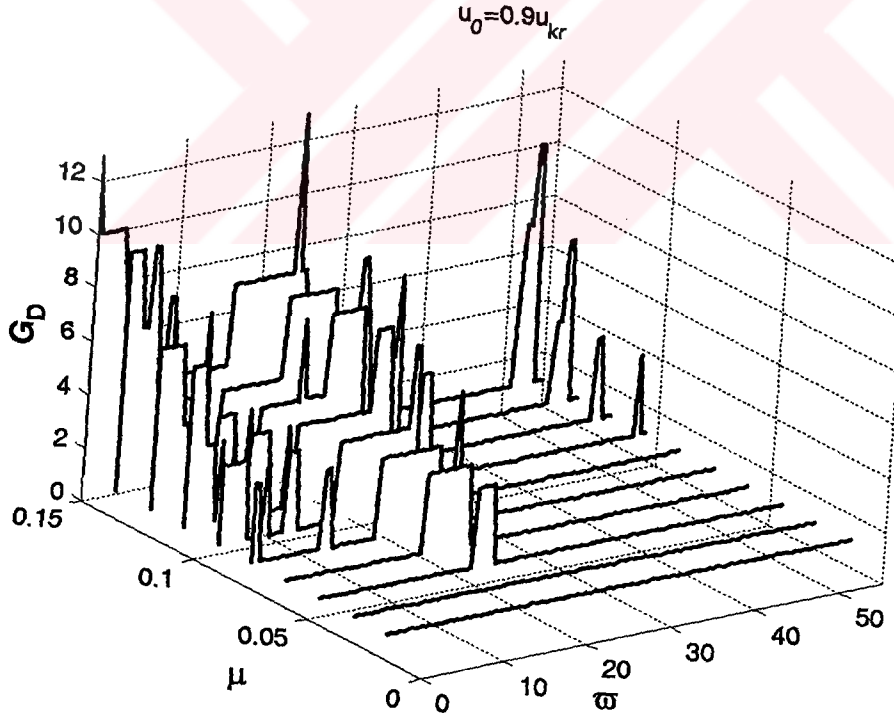
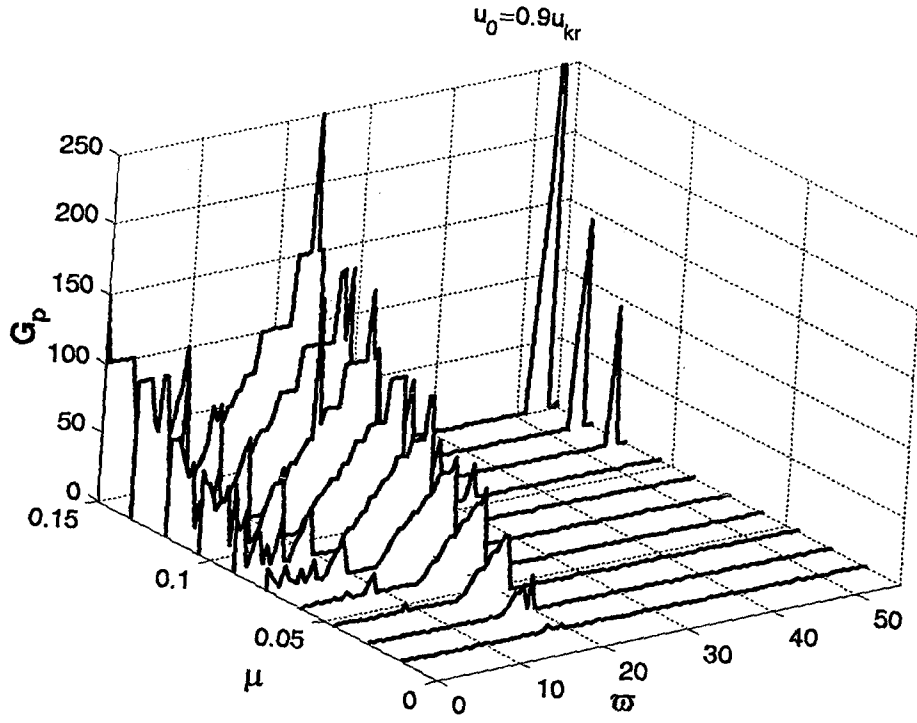
$$u_0 = 0.7u_{kr}$$



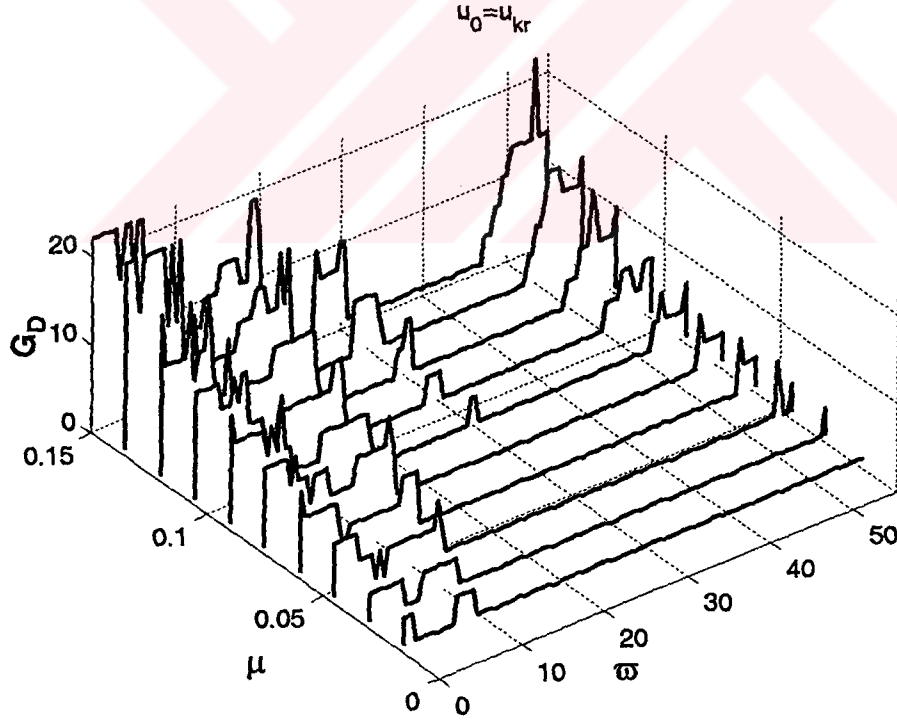
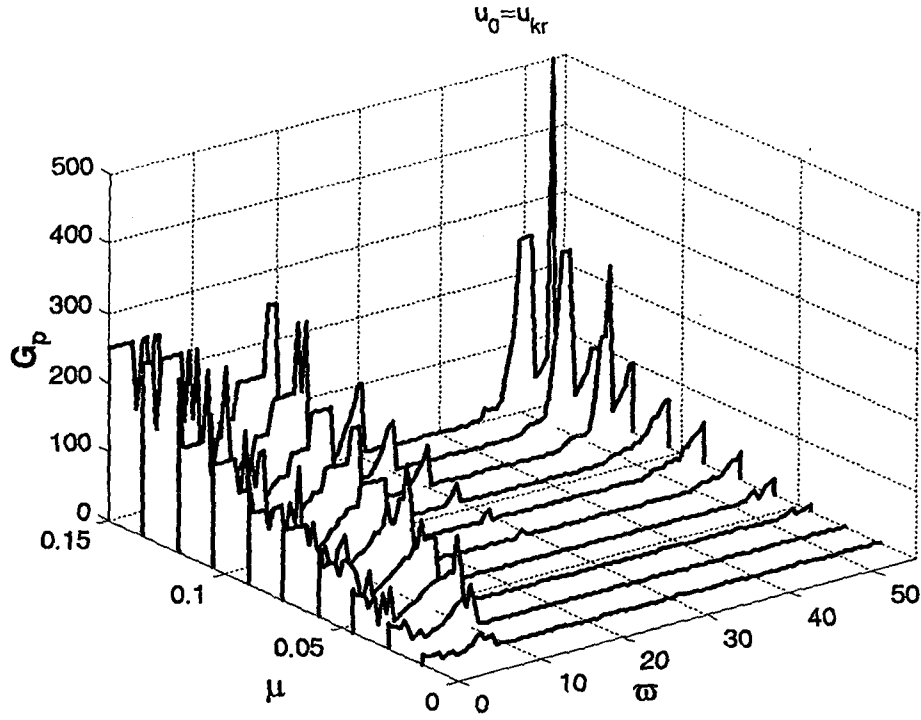
Şekil 4.34 İki ucu ankastre mesnetli durum için oranlı kazancı, G_p , ve türev kazancının, G_D , çalışma aralığında değişimi ($\beta=0.53$, $u_0=0.7u_{kr}$)



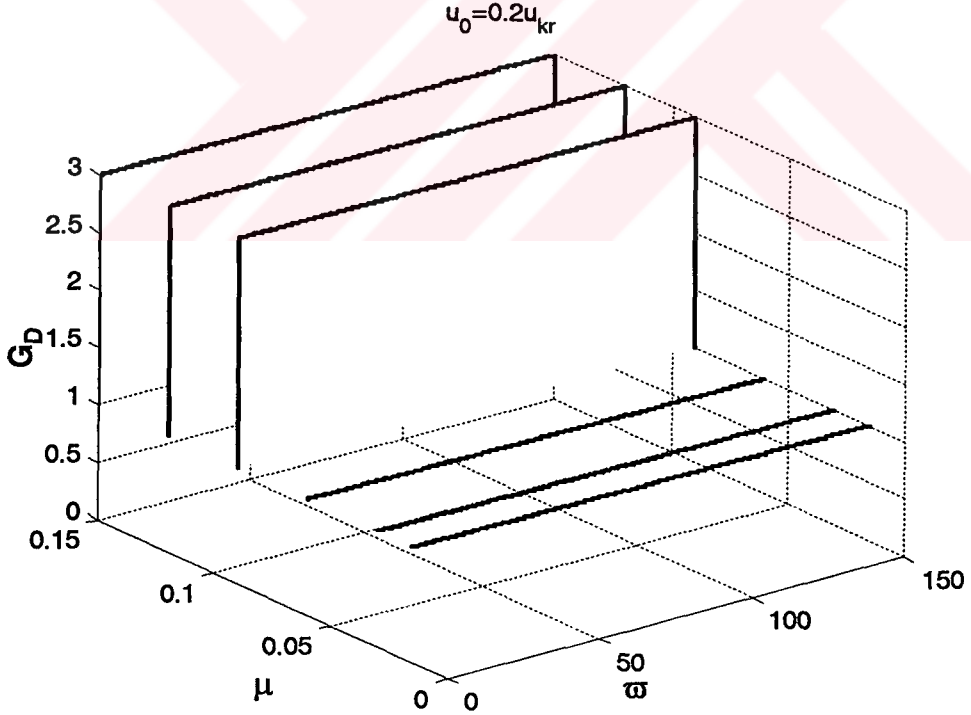
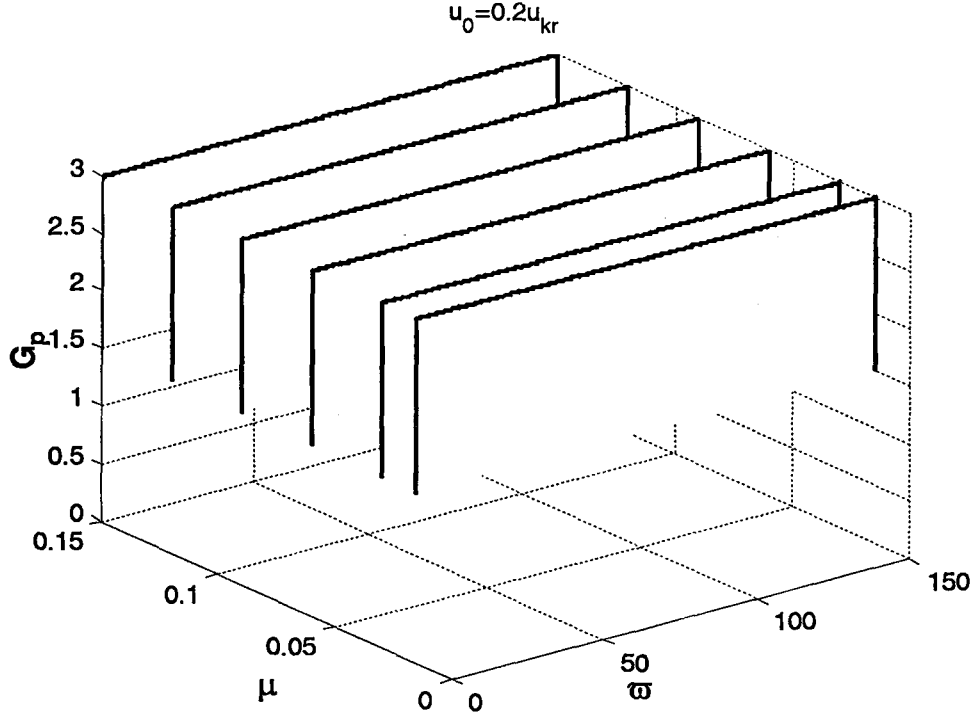
Şekil 4.35 İki ucu ankastre mesnetli durum için oranlı kazancı, G_p , ve türev kazancının, G_D , çalışma aralığında değişimi ($\beta=0.53$, $u_0=0.8u_{kr}$)



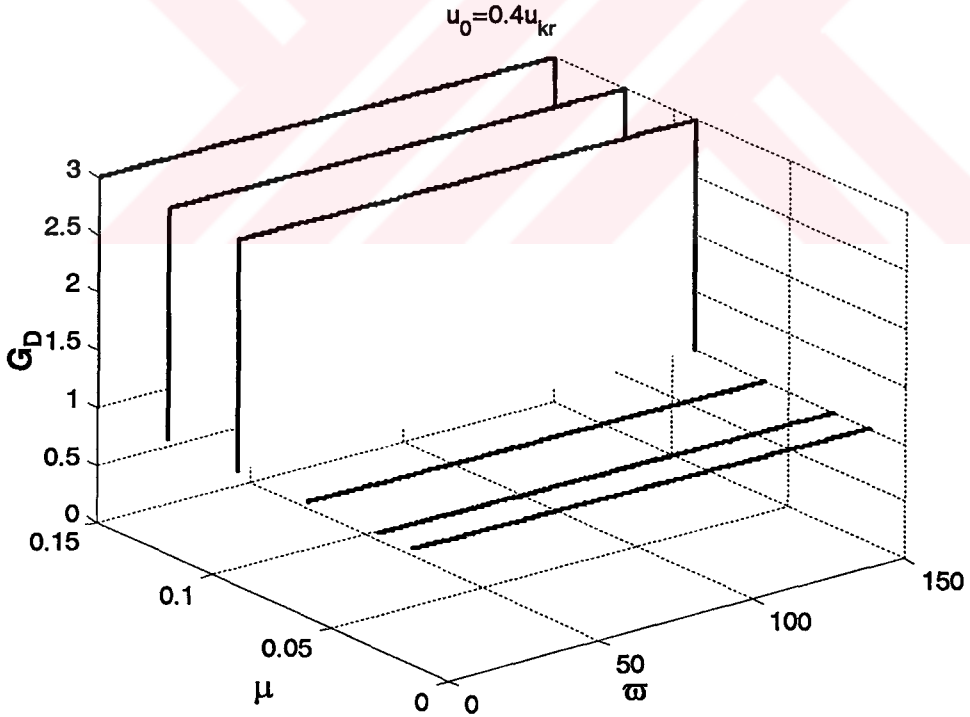
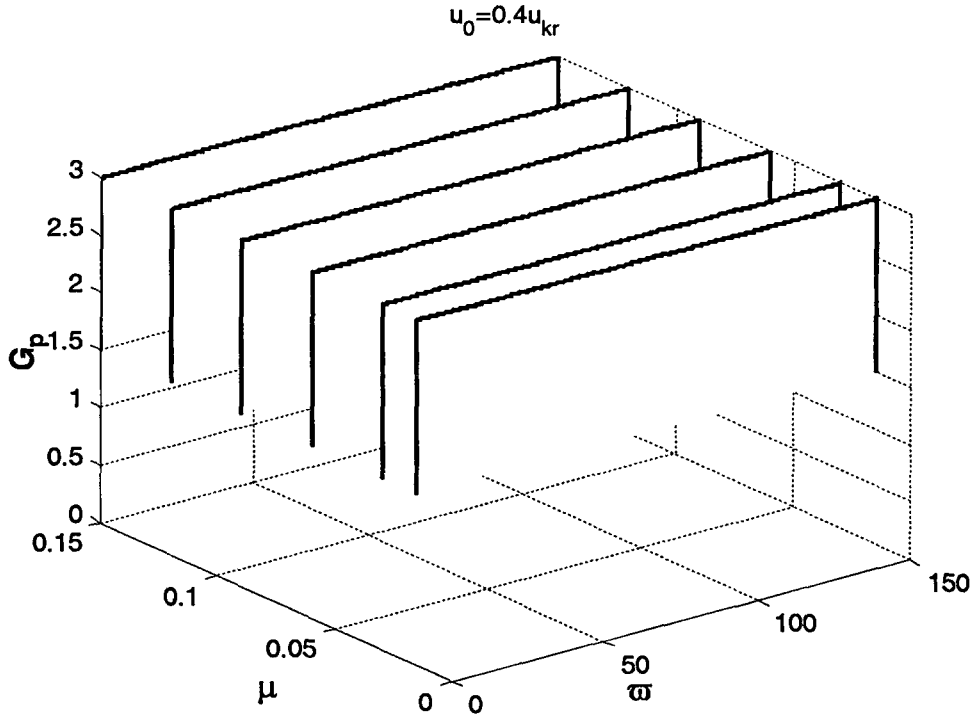
Şekil 4.36 İki ucu ankastre mesnetli durum için orantı kazancı, G_p , ve türev kazancının, G_D , çalışma aralığında değişimi ($\beta=0.53$, $u_0=0.9u_{kr}$)



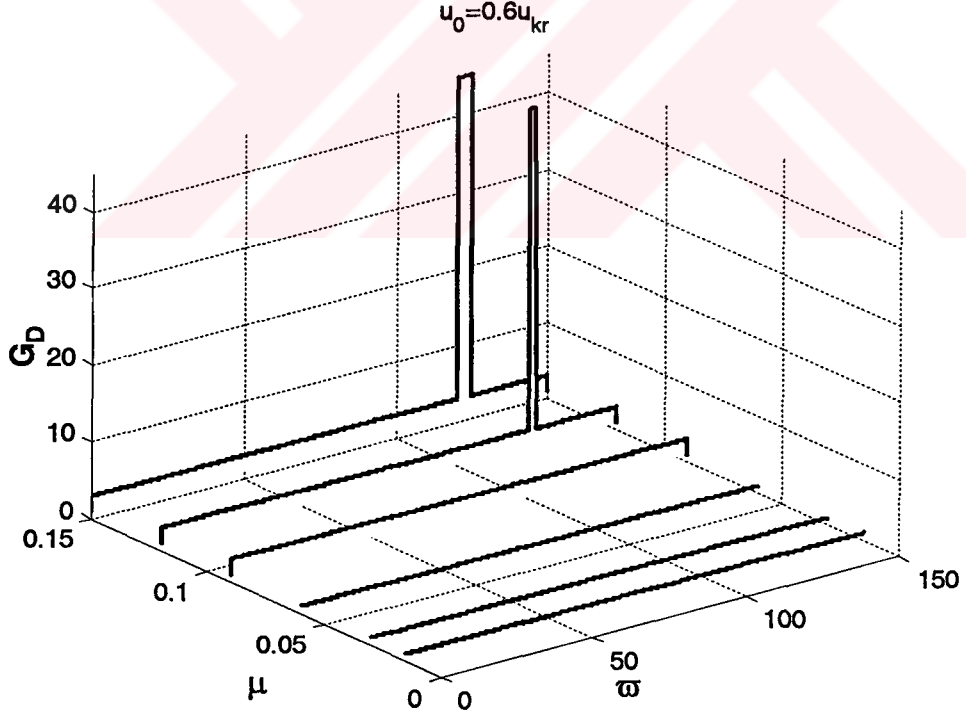
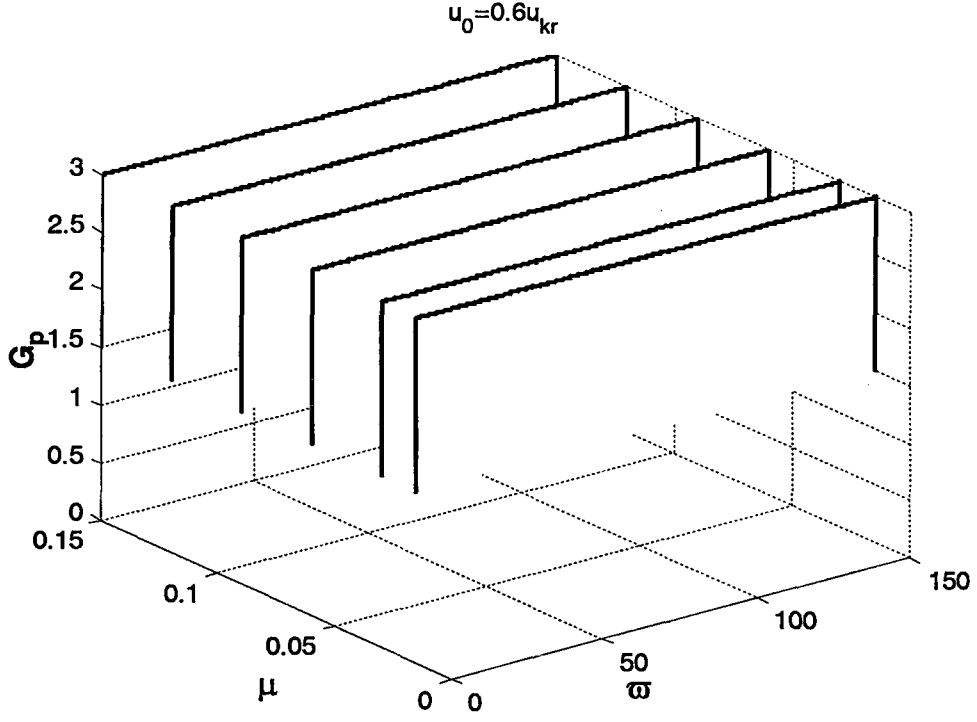
Şekil 4.37 İki ucu ankastre mesnetli durum için orantı kazancı, G_p , ve türev kazancının, G_D , çalışma aralığında değişimi ($\beta=0.53$, $u_0=u_{kr}$)



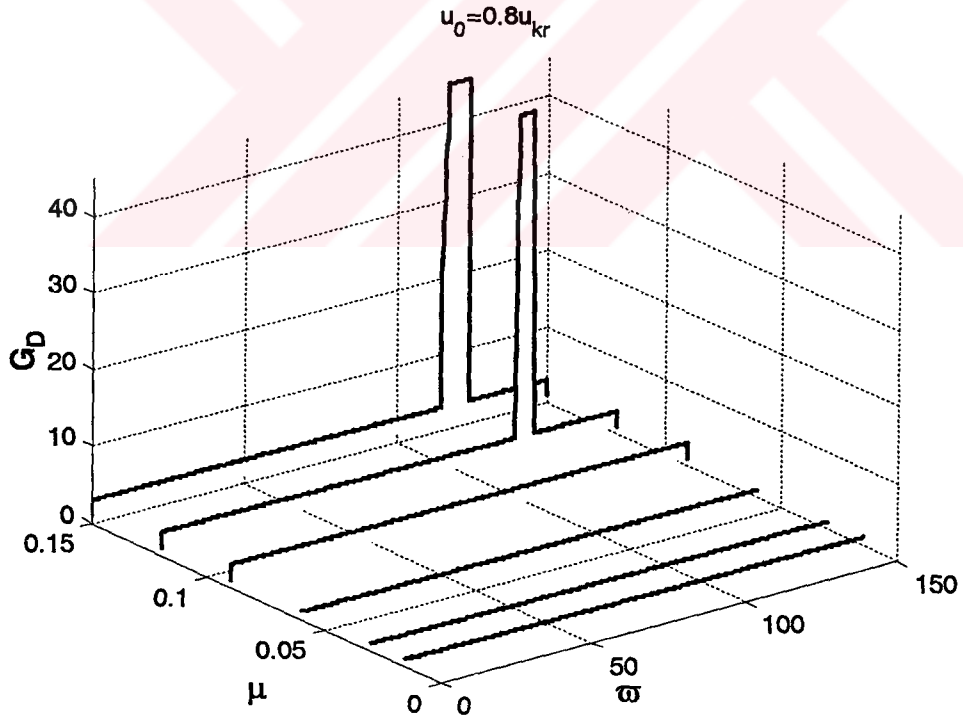
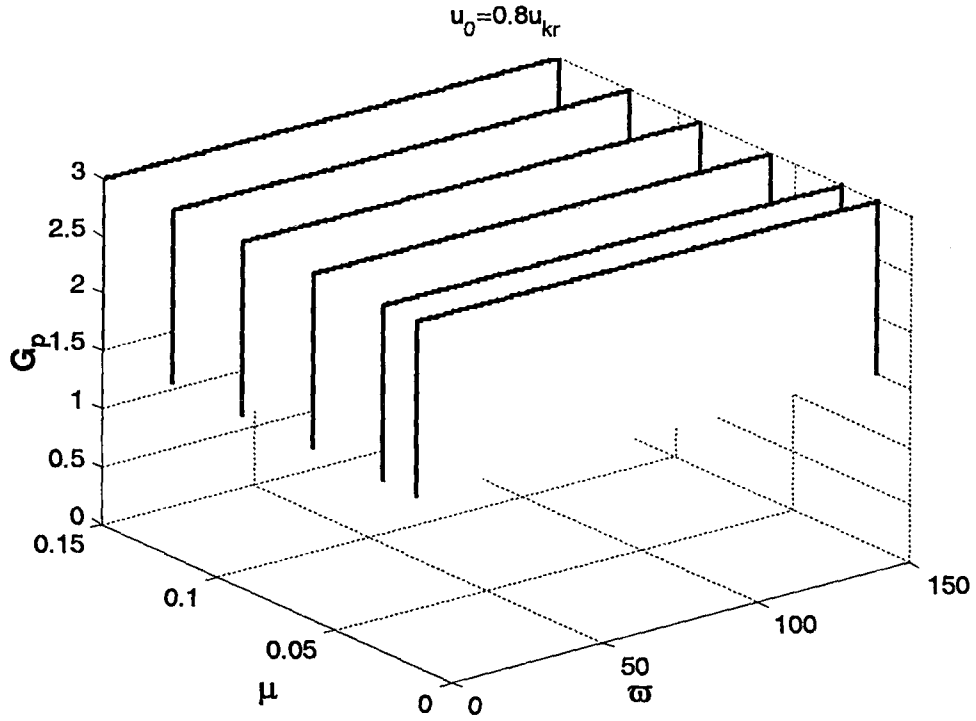
Şekil 4.38 Bir ucu ankastre diğer ucu serbest mesnetli durum için orantı kazancı, G_p , ve türev kazancının, G_D , çalışma aralığında değişimi ($n=3$, $\beta=0.1$, $u_0=0.2u_{kr}$)



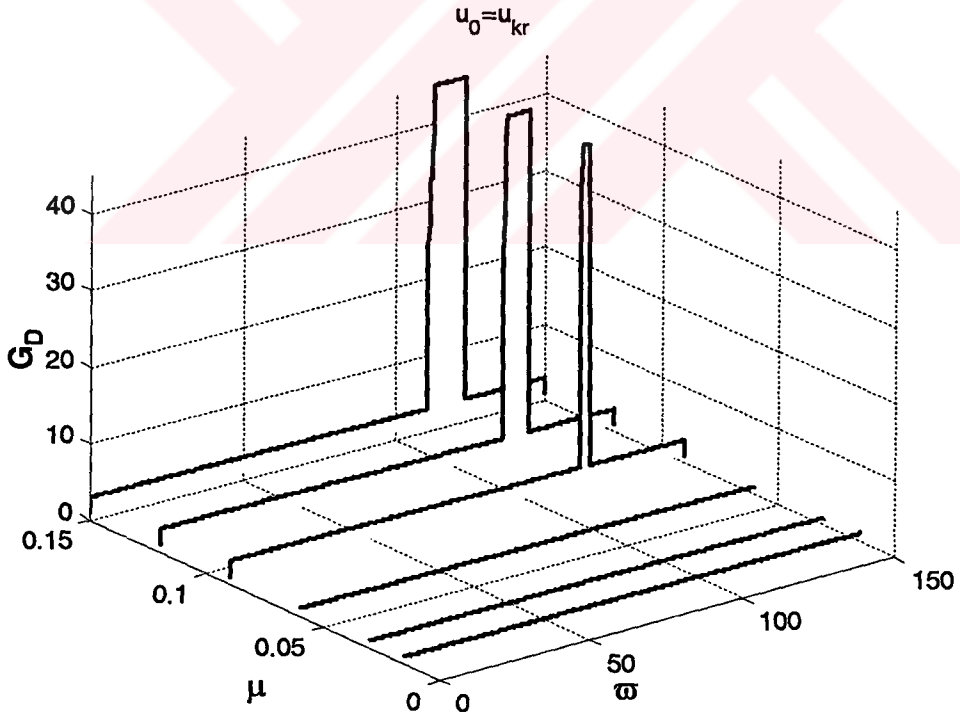
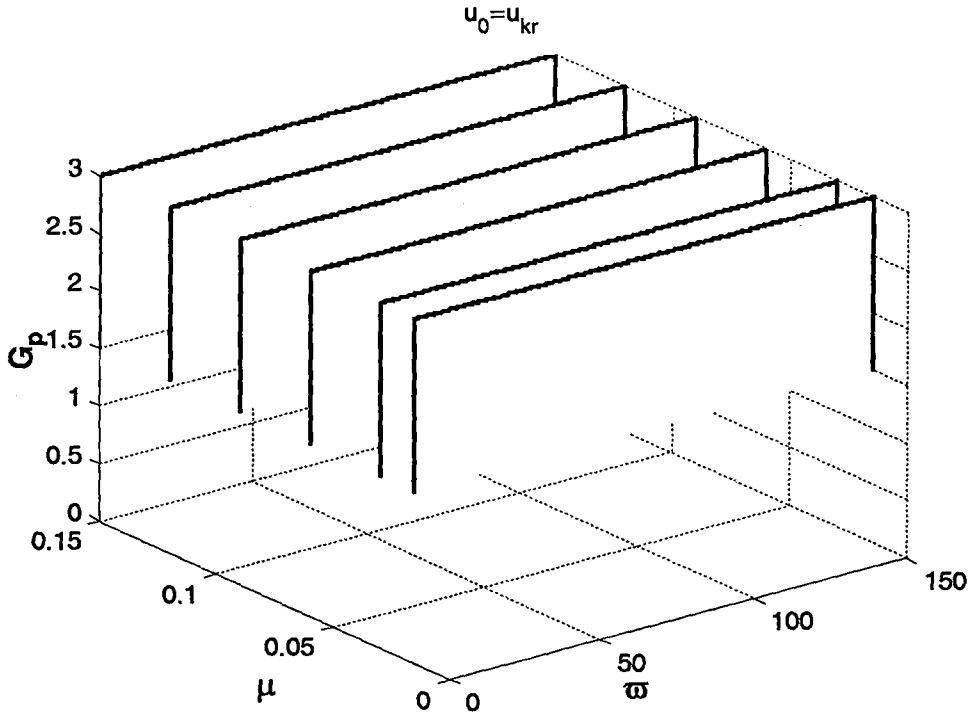
Şekil 4.39 Bir ucu ankastre diğer ucu serbest mesnetli durum için orantı kazancı, G_p , ve türev kazancının, G_D , çalışma aralığında değişimi ($n=3$, $\beta=0.1$, $u_0=0.4u_{kr}$)



Şekil 4.40 Bir ucu ankastre diğer ucu serbest mesnetli durum için orantı kazancı, G_p , ve türev kazancının, G_D , çalışma aralığında değişimi ($n=3$, $\beta=0.1$, $u_0=0.6u_{kr}$)



Şekil 4.41 Bir ucu ankastre diğer ucu serbest mesnetli durum için orantı kazancı, G_p , ve türev kazancının, G_D , çalışma aralığında değişimi ($n=3$, $\beta=0.1$, $u_0=0.8u_{kr}$)



Şekil 4.42 Bir ucu ankastre diğer ucu serbest mesnetli durum için orantı kazancı, G_p , ve türev kazancının, G_D , çalışma aralığında değişimi ($n=3$, $\beta=0.1$, $u_0=u_{kr}$)

4.3 Kontrol Sisteminin Etkinliği

Yukarıda belirtilen şekilde hesaplanan kazanç değerleriyle her bir mesnetleme durumu için bir veri tabanı oluşturuldu. Veri tabanı belirli değerdeki u , ω ve μ için kazanç değerlerini içermektedir. Bu nedenle kurala dayalı PD kontrol yöntemi olarak adlandırılır. Tasarlanmış olan kontrol sisteminin etkinliğini göstermek amacıyla, seçilen belirli akış hızı değişim frekansı aralığında sistemin simülasyonu yapıldı.

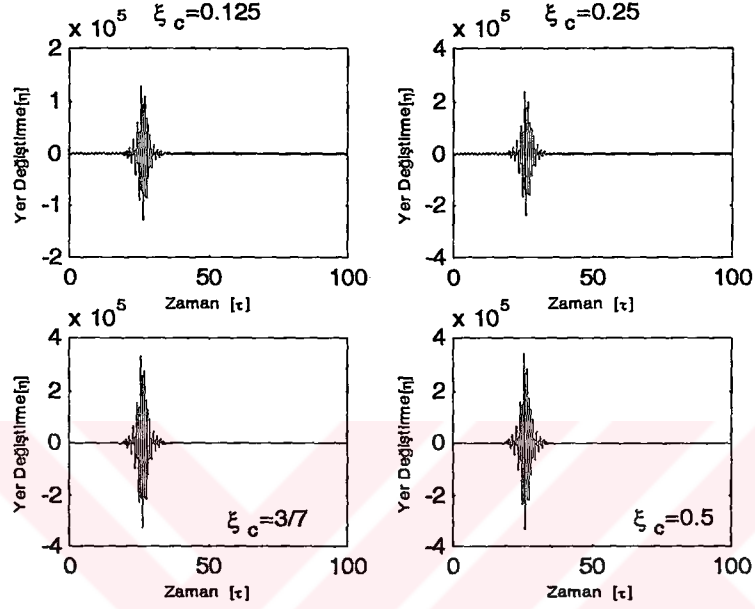
Öncelikle sistemin aktif kontrol mekanizması olmadığı durumda simülasyonu yapıldı. Bu simülasyon yapılırken sistemde pasif kontrol elemanı, sönümleyicinin de var olduğu düşünölmüştür. Sönümleyicinin etkisi G_D kazancı sıfırdan farklı alınmak suretiyle modelde hesaba katılmıştır. Böylelikle sistemde sönümleyici olmasına rağmen genliklerin büyük değerlere çıkabileceği gösterilmiştir. Sistemin aynı şartlar altında aktif kontrol uygulaması olduğu durumda simülasyonu yapılmıştır. Simülasyon sonucunda değişik ölçüm noktalarındaki yer değiştirmeler grafik olarak verilmiştir.

Basit mesnetli durum için üç değişik simülasyon verilmiştir. İlk simülasyon Şekil 4.43c de görölmekte olan akış hızı değişim frekans aralığında sistem çözülmüştür. Bu çözümde türev kazancı $G_D=3$ alındı. Sonuçlar 4.43a da görölmektedir. Sistemde sönümleyici olmasına rağmen belirli frekans kademesinde genlikler yüksek değerlere ulaşmaktadır. Sabit sönüm değerine sahip bir pasif kontrol elemanının yetersiz kaldığı görölmektedir. Sisteme aktif kontrol uygulandığı durum için simülasyon sonuçları Şekil 4.43b de verildi. Bu durumda sistemde rezonans oluşmadığı gözlemlendi. Basit mesnetli iki farklı durum için Şekil 4.44 ve Şekil 4.45 te simülasyonlar verildi. Her iki durumda da aktif kontrol sisteminin sistemdeki titreşimleri sönümlediği, genliklerin büyük değerlere ulaşmasını önlediği görölmektedir. Uyarlamalı PD kontrol yöntemi basit mesnet şartlarında titreşimlerin sönümlenmesinde pasif kontrole göre daha iyi neticeler vermektedir.

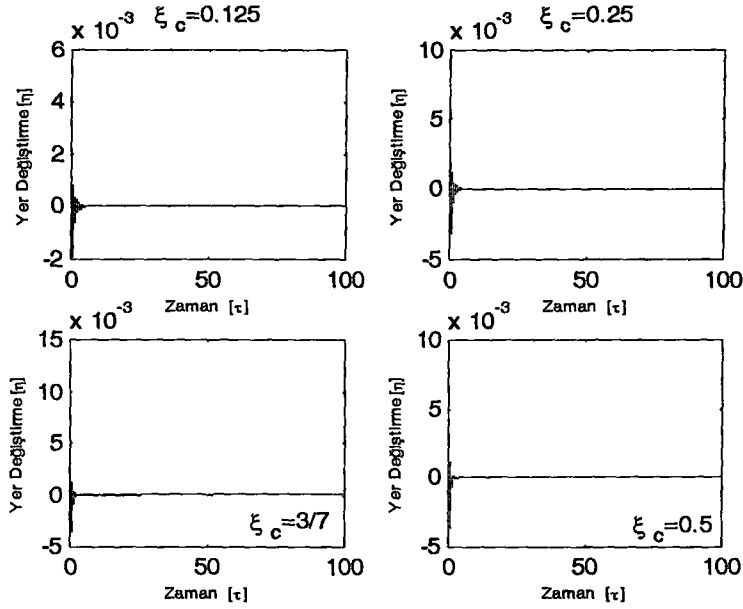
İki ucu ankastre mesnetli durum için Şekil 4.46 ve Şekil 4.47 de farklı iki simülasyon görölmektedir. Sistemde sadece sönümleyici olduğu durumda yapılan simülasyonda genlikler yüksek değerlere ulaşırken, aktif kontrol uygulandığında titreşim genlikleri sınırlandırılmakta/sönümlenmektedir. Kazanç eğrilerinin değişimi grafik olarak verildi. İki ucu ankastre mesnetli durum için de basit mesnetli durumda olduğu gibi uyarlamalı PD kontrol yöntemi titreşimlerin sönümlenmesinde iyi neticeler vermektedir.

Bir ucu ankastre mesnetli diğer ucu serbest boru ile ilgili simülasyon sonuçları Şekil 4.48 de görölmektedir. Şekil 4.48a da sistemin aktif titreşim kontrol uygulanmamış durumu için

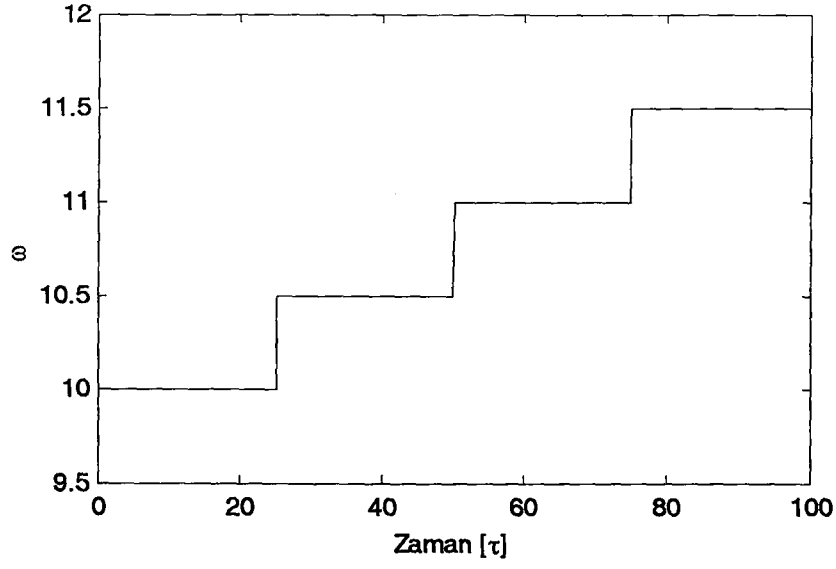
similasyonu yapıldı. Frekansın Şekil 4.48c de görüldüğü gibi değişmesi durumunda genliklerin belirli bölgede yüksek değerlere ulaştığı görülmektedir. Aktif kontrol uygulandığında titreşimlerin sönümlendiği gözlemlenmekle birlikte kazanç değerlerinin değişimine bakıldığında aslında pasif kontrolle aynı sonuçları verdiği sonucu çıkmaktadır. Kök-yer eğrilerine de dayanarak bu mesnet şartı için tanımlanan çerçevede aktif titreşim kontrolü iyi neticeler vermemektedir.



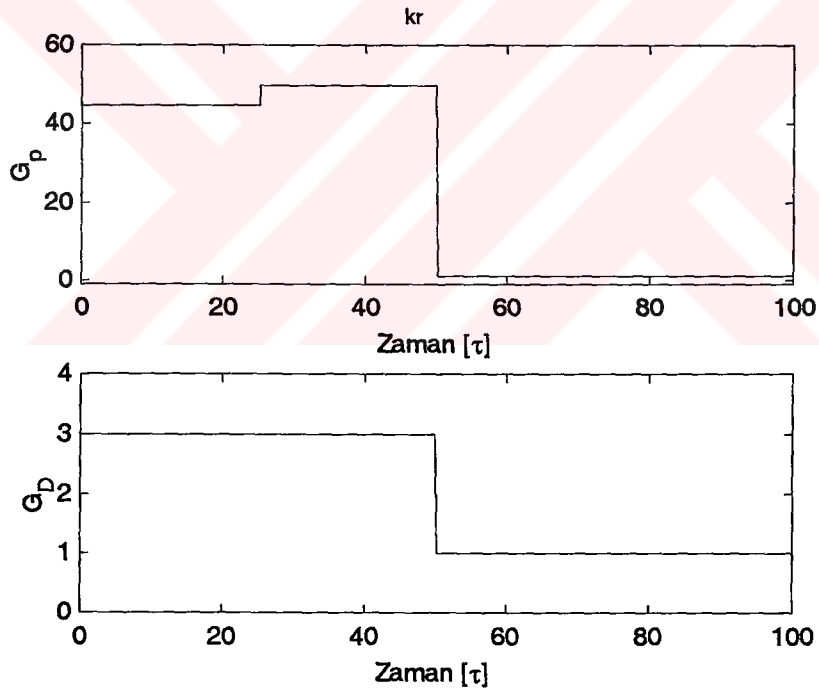
Şekil 4.43a Basit mesnetli durumda aktif titreşim kontrolü uygulanmamış sistemin dinamik davranışı ($u_0=u_{kr}$, $\mu=0.15$, $\beta=0.53$, $G_p=0$, $G_D=3$)



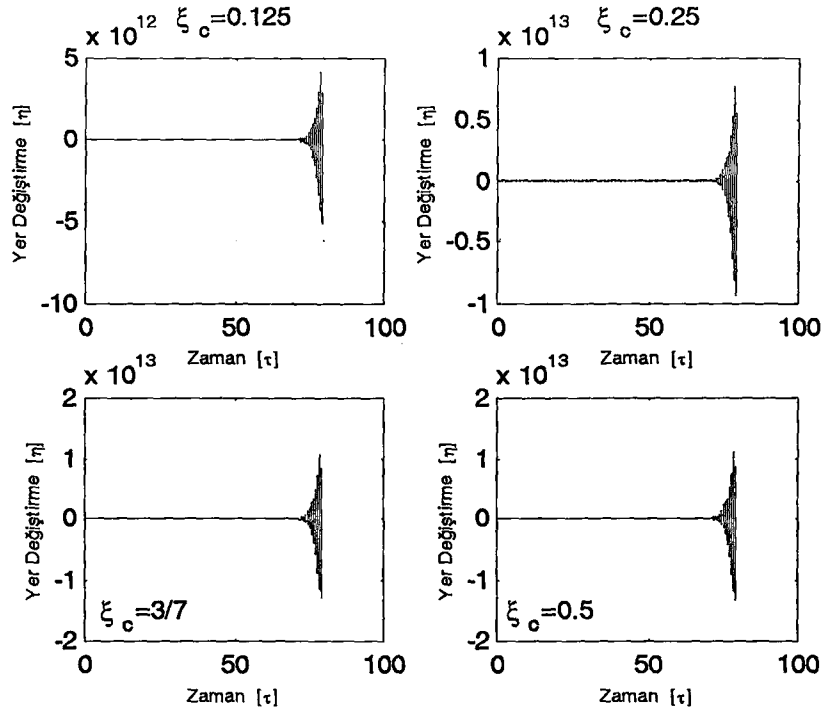
Şekil 4.43b Basit mesnetli durumda aktif titreşim kontrolü uygulanmış sistemin dinamik davranışı ($u_0=u_{kr}$, $\mu=0.15$, $\beta=0.53$)



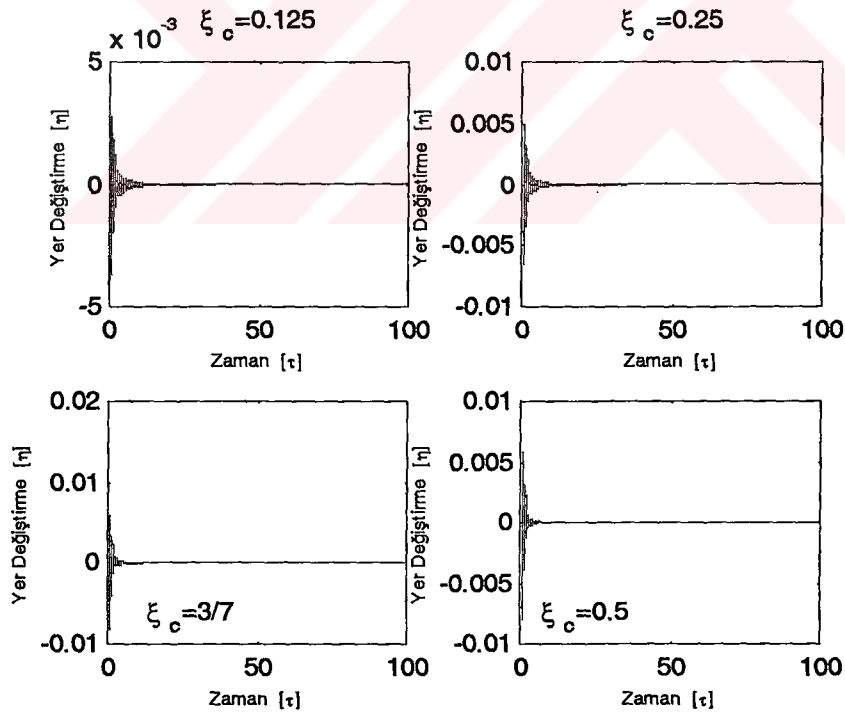
Şekil 4.43c Akış hızı değişim frekansı



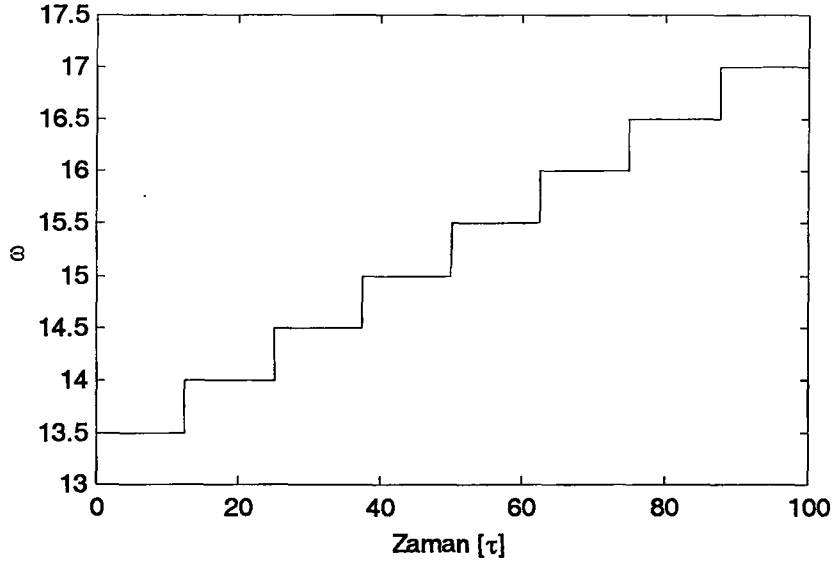
Şekil 4.43d Kazanç değerlerinin değişimi



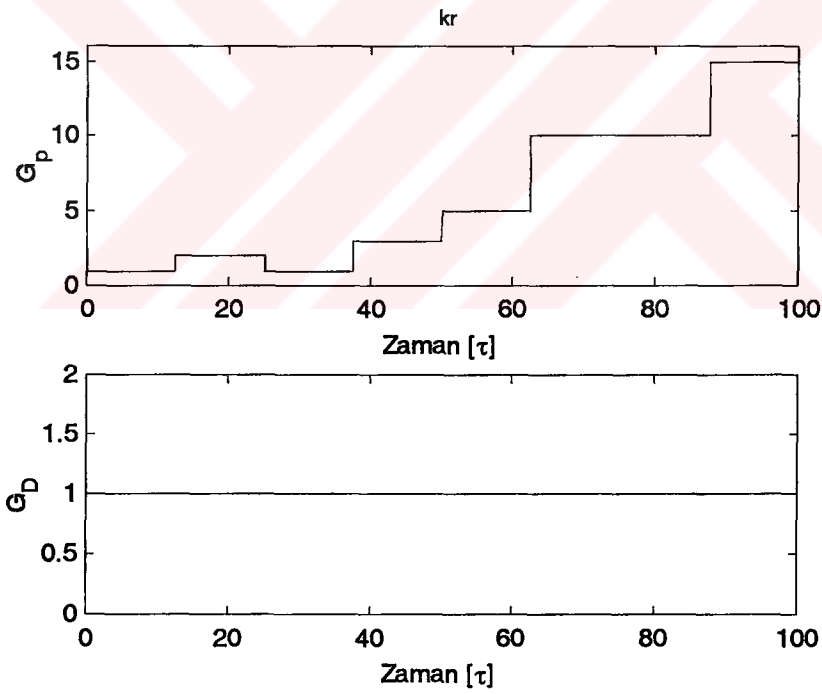
Şekil 4.44a Basit mesnetli durumda aktif titreşim kontrolü uygulanmamış sistemin dinamik davranışı ($u_0=0.6u_{kr}$, $\mu=0.1$, $\beta=0.53$, $G_p=0$, $G_D=0.05$)



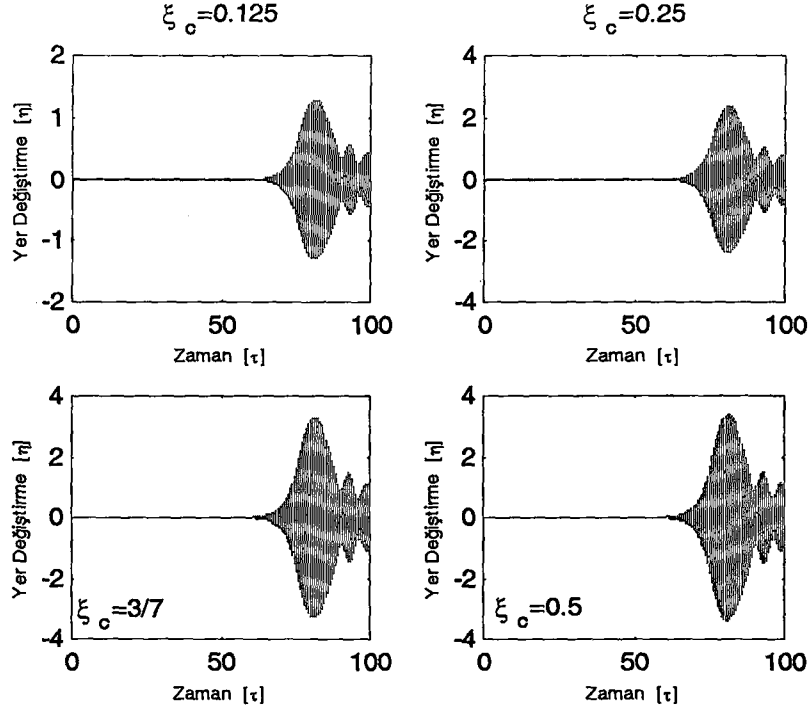
Şekil 4.44b Basit mesnetli durumda aktif titreşim kontrolü uygulanmış sistemin dinamik davranışı ($u_0=0.6u_{kr}$, $\mu=0.15$, $\beta=0.53$)



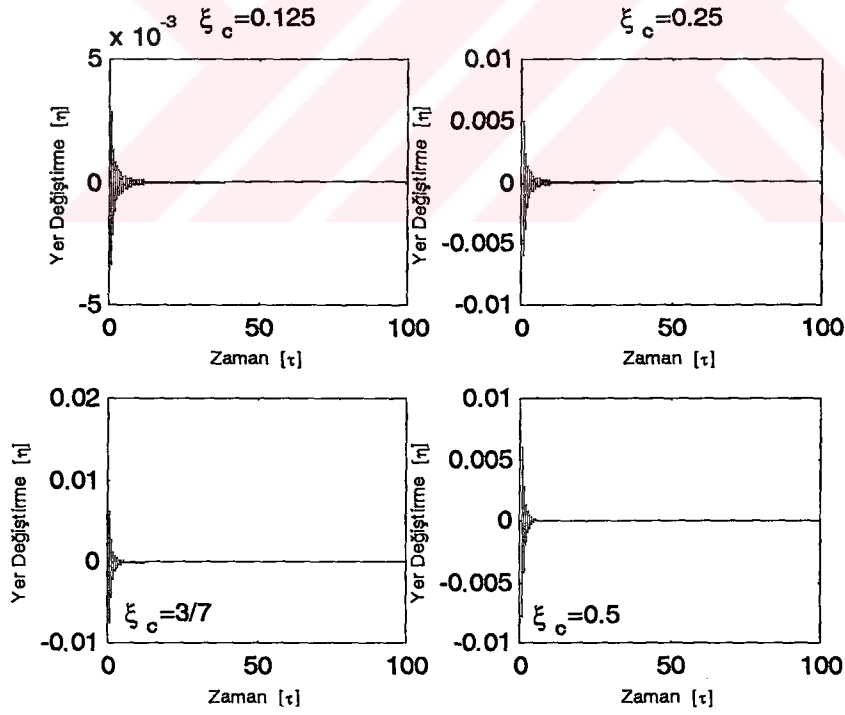
Şekil 4.44c Akış hızı değişim frekansı



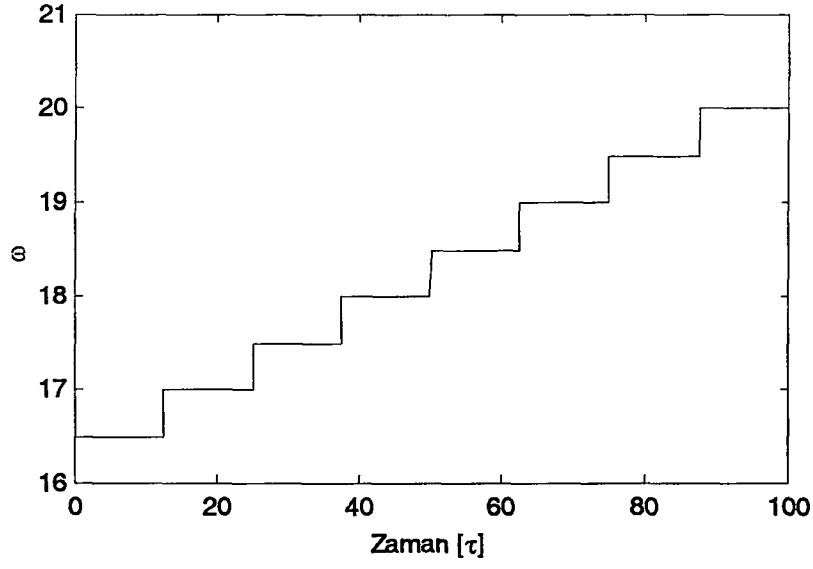
Şekil 4.44d Kazanç değerlerinin değişimi



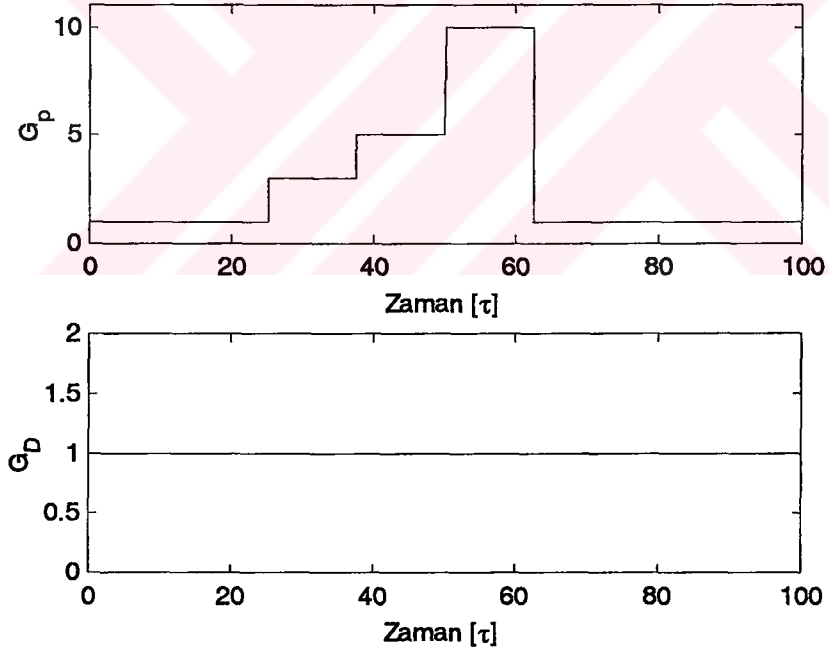
Şekil 4.45a Basit mesnetli durumda aktif titreşim kontrolü uygulanmamış sistemin dinamik davranışı ($u_0=0.3u_{kr}$, $\mu=0.1$, $\beta=0.53$, $G_p=0$, $G_D=0.05$)



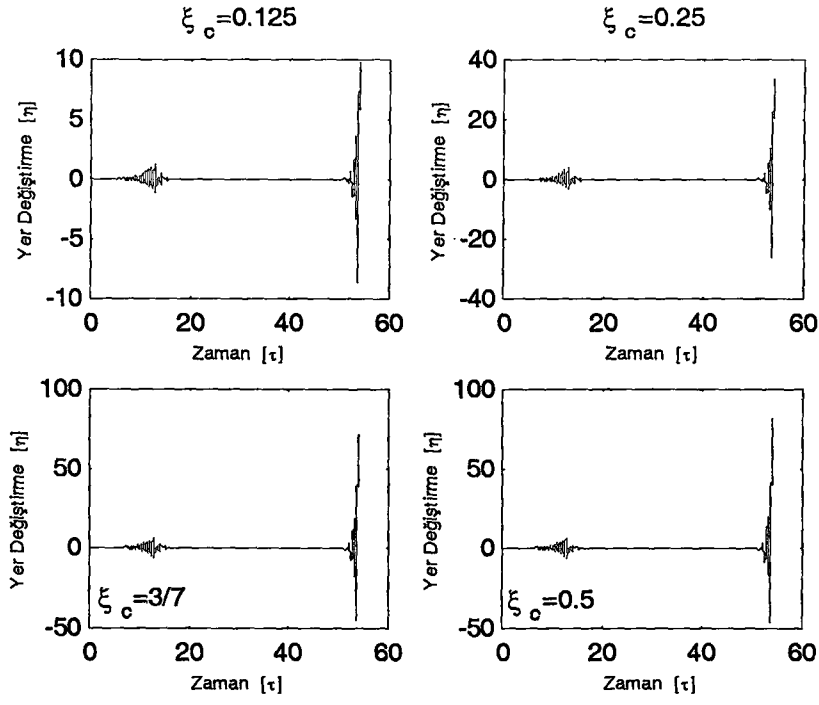
Şekil 4.45b Basit mesnetli durumda aktif titreşim kontrolü uygulanmış sistemin dinamik davranışı ($u_0=0.3u_{kr}$, $\mu=0.1$, $\beta=0.53$)



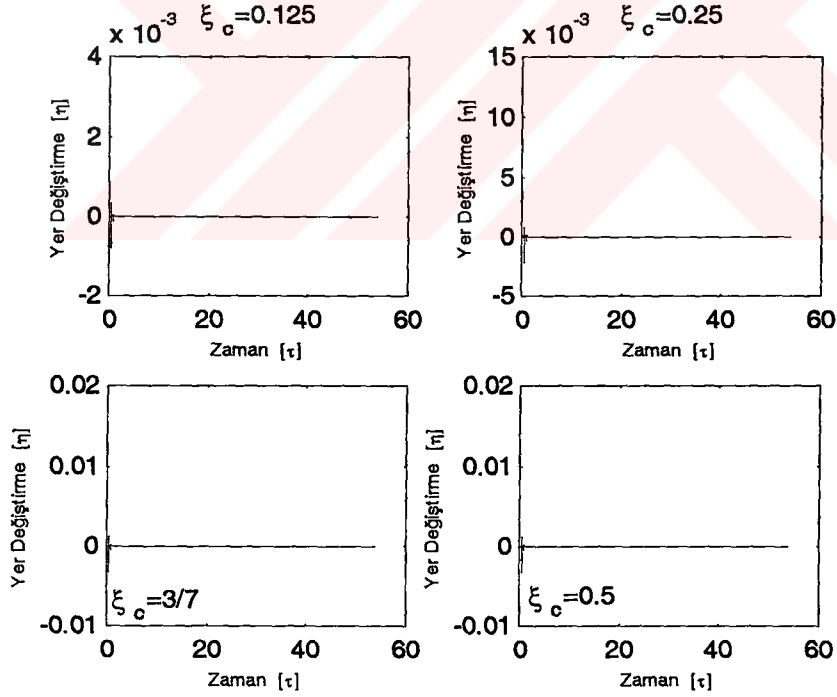
Şekil 4.45c Akış hızı değişim frekansı



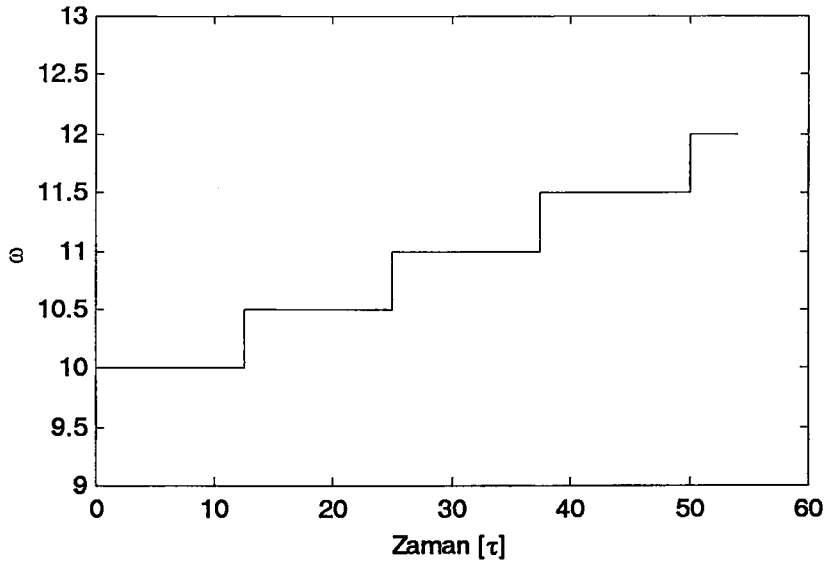
Şekil 4.45d Kazanç değerlerinin değişimi



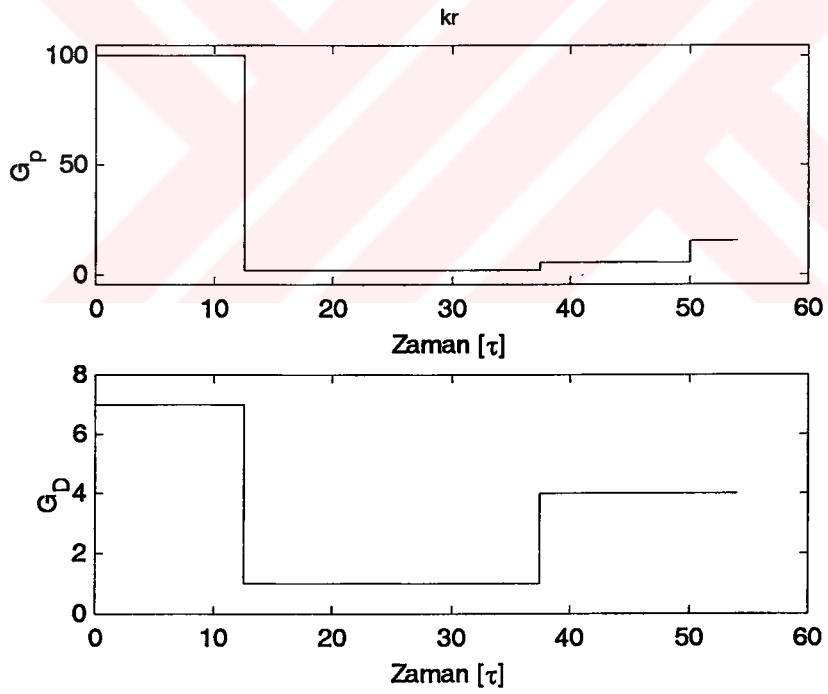
Şekil 4.46a İki ucu ankastre mesnetli durumda aktif titreşim kontrolü uygulanmamış sistemin dinamik davranışı ($u_0=0.9u_{kr}$, $\mu=0.15$, $\beta=0.53$, $n=2$, $G_p=0$, $G_D=1$)



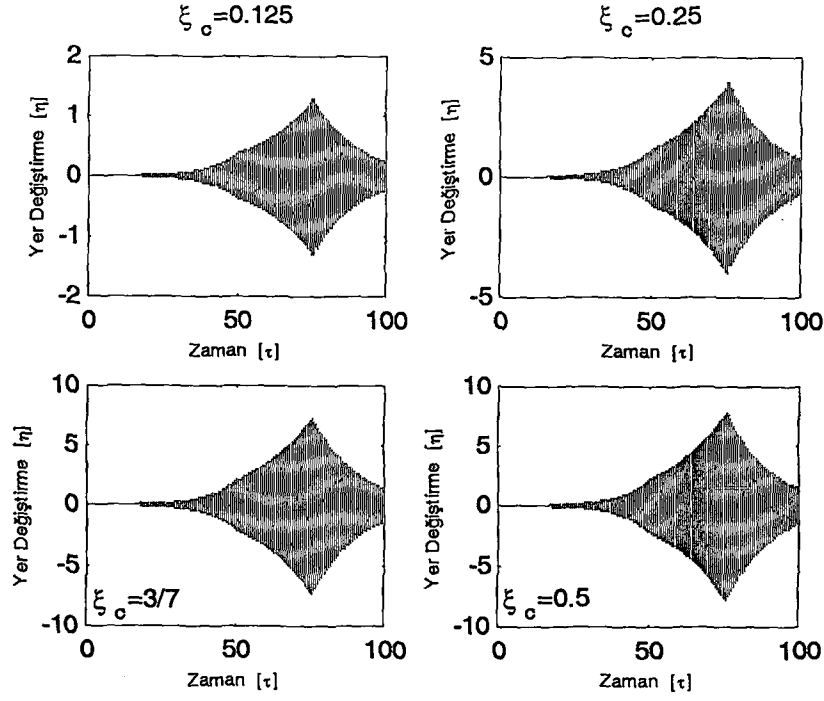
Şekil 4.46b İki ucu ankastre mesnetli durumda aktif titreşim kontrolü uygulanmış sistemin dinamik davranışı ($u_0=0.9u_{kr}$, $\mu=0.15$, $\beta=0.53$, $n=2$)



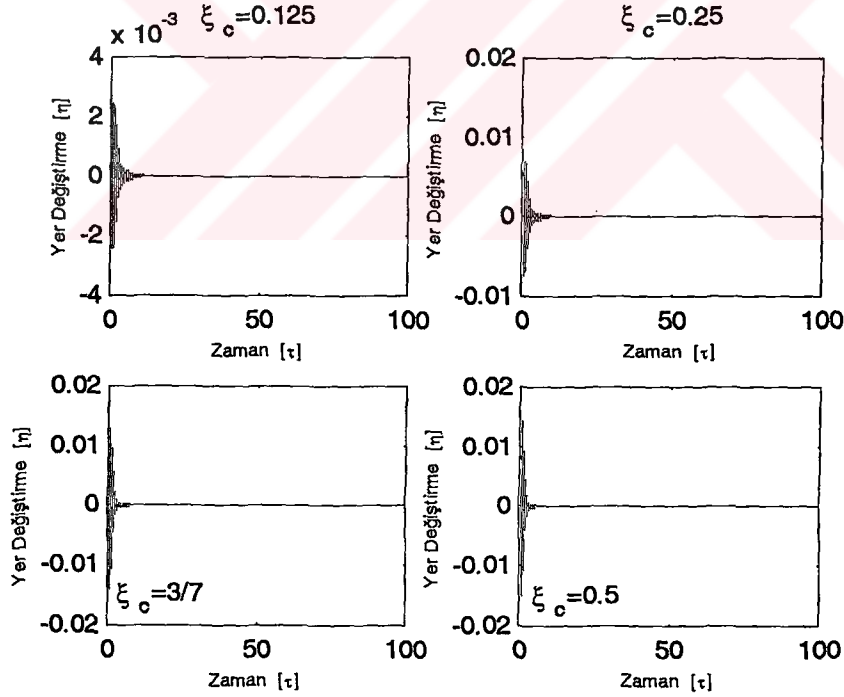
Şekil 4.46c Akış hızı değişim frekansı



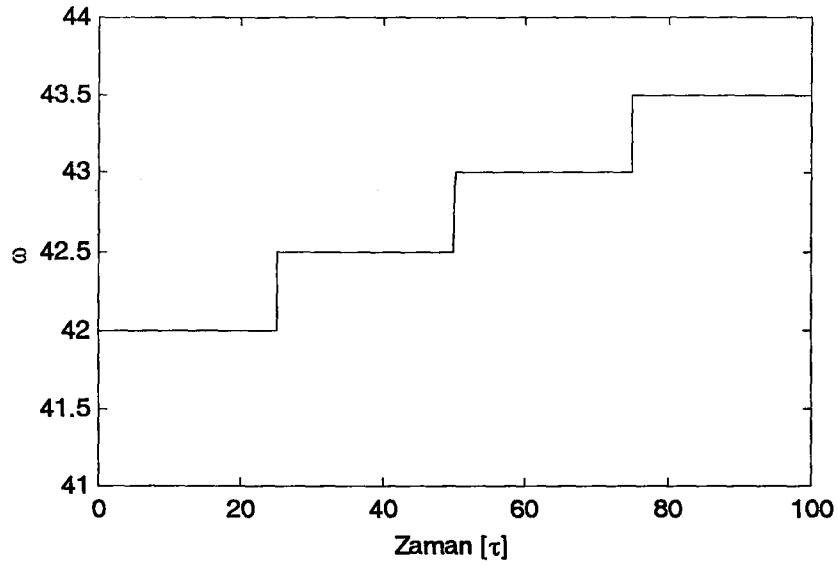
Şekil 4.46d Kazanç değerlerinin değişimi



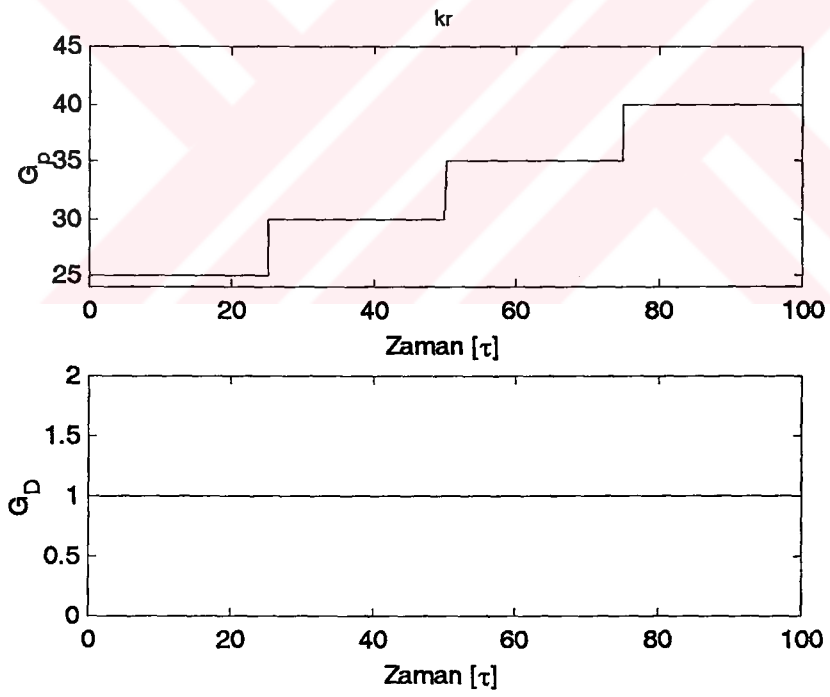
Şekil 4.47a İki ucu ankastre mesnetli durumda aktif titreşim kontrolü uygulanmamış sistemin dinamik davranışı ($u_0=0.3u_{kr}$, $\mu=0.15$, $\beta=0.53$, $n=2$, $G_p=0$, $G_D=1$)



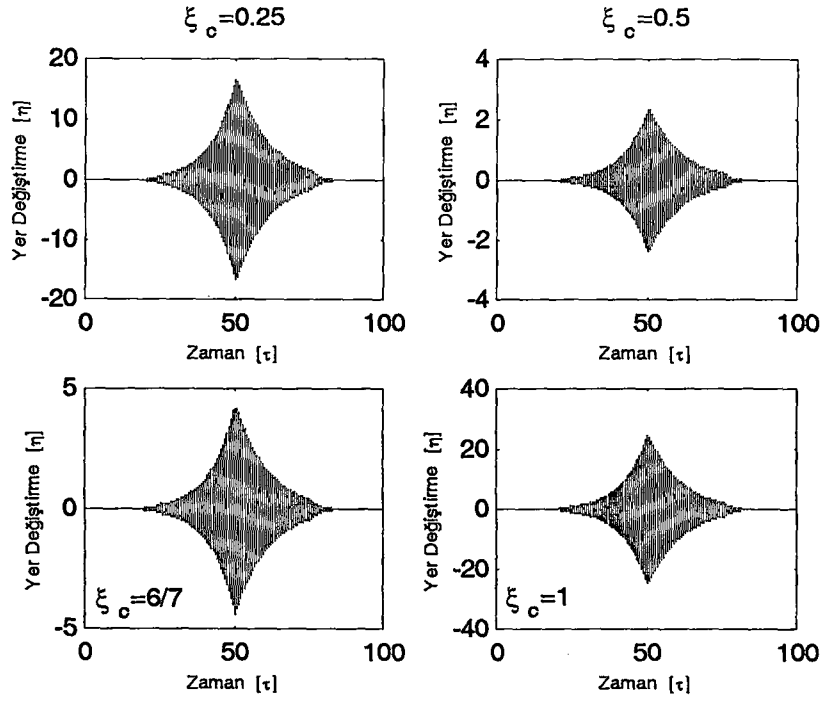
Şekil 4.47b İki ucu ankastre mesnetli durumda aktif titreşim kontrolü uygulanmış sistemin dinamik davranışı ($u_0=0.3u_{kr}$, $\mu=0.15$, $\beta=0.53$, $n=2$)



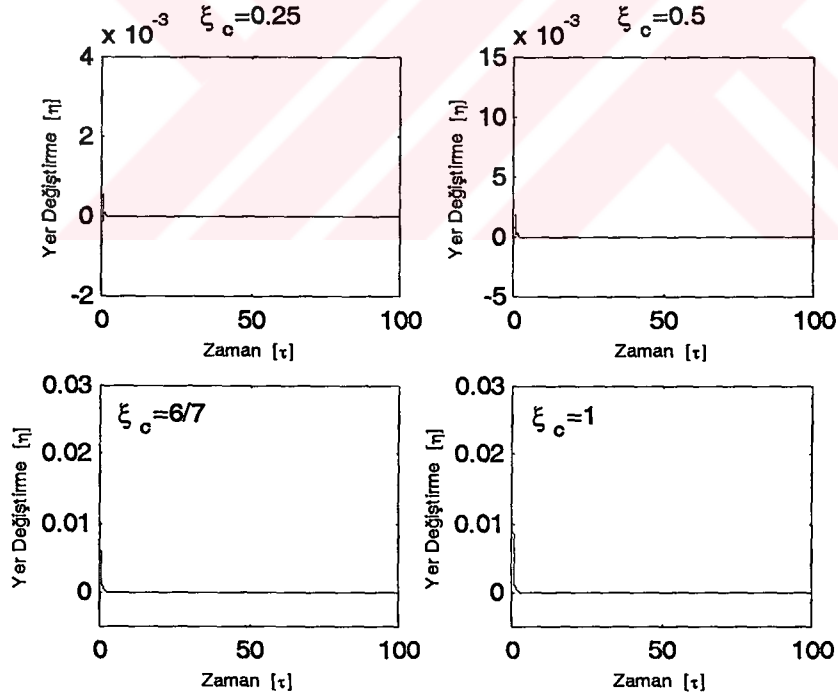
Şekil 4.47c Akış hızı değişim frekansı



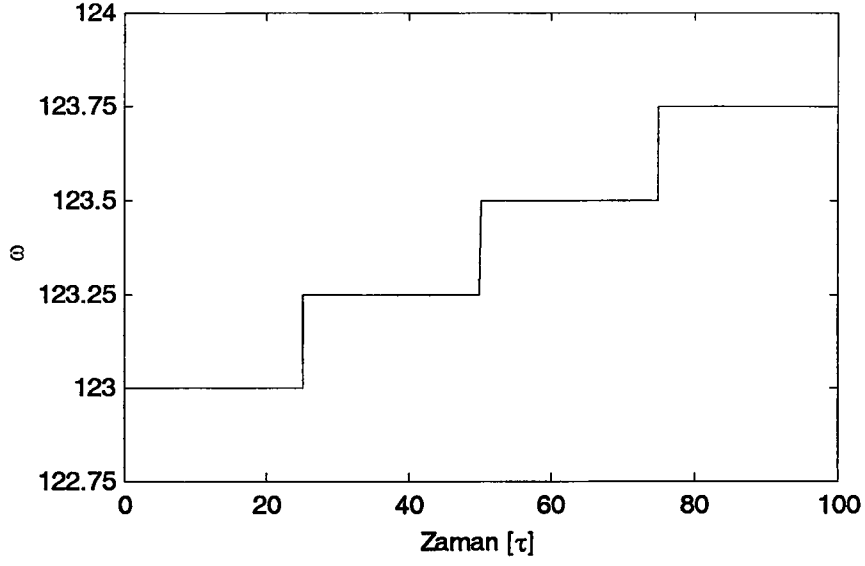
Şekil 4.47d Kazanç değerlerinin değişimi



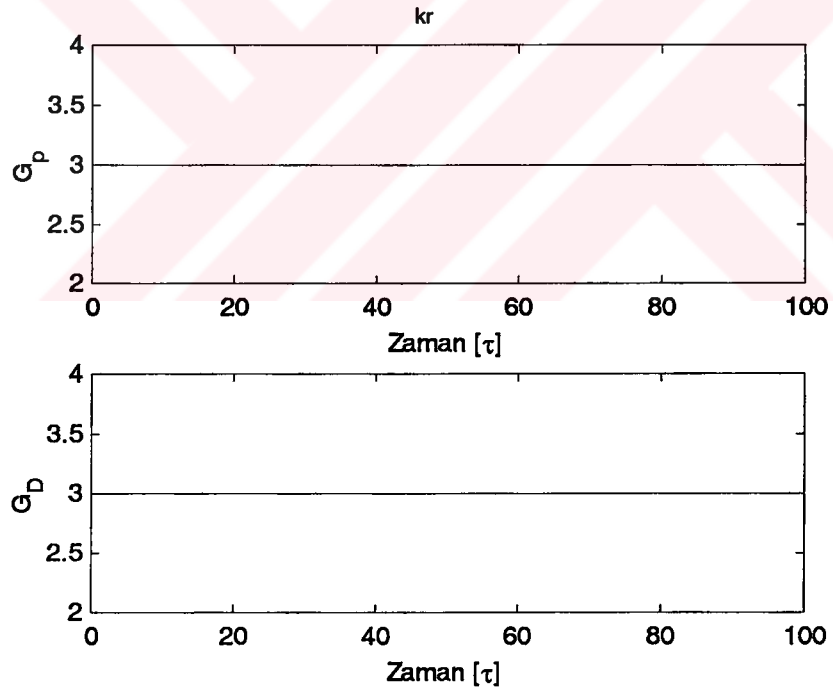
Şekil 4.48a Bir ucu ankastre mesnetli diğer ucu serbest durumda aktif titreşim kontrolü uygulanmamış sistemin dinamik davranışı ($u_0=0.8u_{kr}$, $\mu=0.15$, $\beta=0.1$, $n=3$)



Şekil 4.48b Bir ucu ankastre mesnetli diğer ucu serbest durumda aktif titreşim kontrolü uygulanmış sistemin dinamik davranışı ($u_0=0.8u_{kr}$, $\mu=0.15$, $\beta=0.1$, $n=3$)



Şekil 4.48c Akış hızı değişim frekansı



Şekil 4.48d Kazanç değerlerinin değişimi

5 SONUÇLAR ve ÖNERİLER

5.1 Sonuçlar

Değişken hızlı akışkan taşıyan borularda oluşan akışkan kaynaklı titreşimlerin hangi parametrelere bağlı olarak değiştiğini belirlemek, bu parametrelere bağlı olarak titreşimleri sönümleyecek/sınırlayacak ve dinamik kararsızlıkları iyileştirecek bir aktif kontrol sistemi tasarlamak amacıyla yönelik bu çalışmada, akışkan taşıyan bir borudan oluşan sistemin genel özellikleri aşağıdaki gibidir.

- Akış hızının zamana bağlı değişim göstermediği durumda, sistem dinamiği akış hızının bir fonksiyonu olarak değişmektedir (Şekil 3.2 , Şekil 3.5, Şekil 3.6, Şekil 3.14). Akış hızının artması veya azalması durumunda doğal frekans değerleri değişmektedir. Bu durum Şekil 3.1, Şekil 3.4 Şekil 3.9 ve Şekil 3.10 da açıkça görülmektedir. Akış hızı kritik bir değere ulaştığında basit mesnetli ve iki ucu ankastre mesnetli durumda en düşük doğal frekans azalarak sıfır değerini alır. Bu noktada dinamik kararsızlık oluşur. Bir ucu ankastre mesnetli diğer ucu serbest olan durumda ise sistem kararlı kalmakla birlikte statik burkulma oluşmaktadır.
- Sistem jiroskopik bir özelliğe sahiptir. Basit mesnetli ve iki ucu ankastre mesnetli durumda bu özellik sadece titreşim biçimleri arasında enerji aktarımını sağlarken bir ucu ankastre mesnetli diğer ucu serbest olduğu durumda sistem kararlılığı iyileşmektedir. Sistemde jiroskopik kökenli bir sönüm türü oluşmaktadır. Bu durum Şekil 3.12 ve Şekil 3.13 te açıkça görülmektedir.
- Akış hızı sabit olduğu durumda sistem lineerdir. Akış hızı ortalama bir değer civarında değişim göstermesi durumunda sistem parametre tahrikli olup, zamana bağlı değişken yapılı (Time Varying) non-linear özelliğe sahip olur.
- Akış hızı değişken olduğu durumda parametrik rezonans bölgeleri vardır. Bu bölgelerde titreşim genlikleri yüksek değerlere ulaşabilmektedir. Sistemin parametrik rezonans bölgeleri Ortalama akış hızı, akış hızı değişim frekansı ve akış hızı değişim oranına bağlı olarak tesbit edilebilmektedir. Bu durum, Bölüm 3.3 te ayrıntılı olarak incelenmiştir. Çoklu zaman skalası yardımıyla analitik olarak bölgelerin varlığı gösterilmiştir.
- Akışkan taşıyan borunun bir noktasına bir sönüm elemanı yerleştirilmesi durumunda dahi parametrik rezonans oluşmaktadır.

Sistemin dinamik yapısının incelenmesi sistemdeki hangi değişimlerin gözlemlenmesi gerektiğini ortaya koymuştur. Bu değişimler,

- Akış hızının ortalama değeri
- Akış hızı değişim frekansı
- Akış hızı değişim oranı

olup akış hızının sürekli ölçülmesi ile bu değerlerin hesaplanması mümkündür. Bu parametrelerin değişimlerine bağlı olarak kritik frekans ve sönüm değeri değiştirilebilirse sistemin kararlılığı iyileştirilebilecektir.

Bu amaçla endüstriyel alanda uygulama kolaylığı nedeniyle yaygın olarak kullanılan orantı ve türev kontrol (PD) yöntemi seçildi. Tasarlanan kontrol sisteminde fiziksel olarak ölçülemeyen büyüklük yoktur. Kontrol organının kademeli olarak tasarlanması, analog bir sistemle gerçekleştirilecektir. Böylece kontrol kuvvetinin uygulanmasındaki gecikme en aza indirilmiş olacaktır.

Bu yöntem tek bir ölçme organı ve bir tane eyleyici kullanılarak sisteme uygulandı ve sistem dinamiği üzerindeki etkileri incelendi. Akış hızının sabit olduğu durumda orantı ve türev kazancına bağlı olarak sistemin kritik frekans ve sönüm değeri değiştirilebileceği yer-kök eğrileriyle gösterildi (Şekil 4.2, Şekil 4.3 , Şekil 4.4, Şekil 4.5, Şekil 4.6 vs).

Uyarlamalı PD kontrol yöntemiyle sistemin doğal frekans değeri uygun biçimde değiştirilebilmektedir. Böylece aktif kontrol uygulamasıyla parametrik rezonans bölgeleri ötelenerek çalışma noktasında titreşimlerin sönümlenmesinin mümkün olabileceği sonucuna varıldı. Bu amaçla tasarlanan uyarlama mekanizması ile bunun sağlanabileceği simülasyonlarla gösterildi (Şekil 4.43, Şekil 4.44, Şekil 4.45, Şekil 4.46, Şekil 4.47, Şekil 4.48).

5.2 Tartışma ve Öneriler

Bu tezde akışkan taşıyan boruya uygulanan kontrol sisteminin titreşimlerin sönümlenmesinde, kararsızlıkların iyileştirilmesine etkin olduğu gösterildi. Ancak tasarlanan aktif kontrol sisteminin etkinliği kazanç değeri değerlerinin doğru seçilmesine bağlıdır. Bu seçim, sistem modelinin daha ayrıntılı elde edilmesini gerektirir. Sistemdeki belirsiz parametrelerin fazla olması durumunda kurala dayalı PD kontrol mekanizması etkin olamayabilir. Bu nedenle uyarlama mekanizmasına bir güncelleme özelliğinin ilave edilmesi gerekmektedir.

Güncelleme mekanizması matematiksel model yardımıyla oluşturulan veri tabanındaki kazanç değerlerini sistemden alınan ölçümlere bağlı olarak belirli kıstaslar altında değiştirmelidir. Böylece modellemedeki kabuller nedeniyle yapılmış olan hatalar giderilmiş olacaktır. Ayrıca zaman içinde sistem özelliklerinin değişmesi durumunda kontrol sisteminin etkinliğinin azalmasının da önüne geçilmiş olacaktır. Güncelleme mekanizmasının çalışma algoritması konusunda değişik çalışmalar yapmak mümkündür. Yapay zeka ve istatistikten yararlanarak tasarlanacak güncelleme mekanizması sistemin kullanım kolaylığını arttıracaktır.

İlk veri tabanının oluşturulması, sistemin iyi modellenmesi ve kısıtların iyi ortaya konmasını gerektirmektedir. Örnek kazanç değerlerinin oluşturulmasında kullanılan algoritma oldukça hesaplama zamanı almaktadır. Deneme yanılma esasına dayalı bu algoritma yerine daha etkin algoritmalar geliştirilebilir. Hesaplama süresi 8 birim zaman ile sınırlandırılması bazı durumlarda elde edilen kazanç değerlerinin sistemin rezonansa girmesini sadece geciktirecektir. Bu noktada güncelleme mekanizmasının işlevi önemlidir. Genliğin belli bir değeri geçmesi halinde devreye girerek sistemin kararlılığını iyileştirecek en uygun duruma karar vermesi ve veri tabanını tekrar düzenlemesi gerekmektedir.

Kontrol sisteminin etkinliğinde önemli olan diğer bir faktörde boru üzerinde hangi noktaya yerleştirildiğidir. Bu çalışmada ilk iki moda etki edecek biçimde seçilen yerleştirme noktası, sistem ihtiyaçlarına yetmeyebilir. En uygun yerleştirme noktasının nasıl seçileceği halen cevaplanması gereken önemli bir sorudur.

KAYNAKLAR

- Amabilı M., Pellicano F. ve Paidoussis M. P., (1999), "Addendum to ' Nonlinear Vibrations of Simply Supported, Circular Cylindrical Shells, Coupled to Quiescent Fluid' ", Journal of Fluids and Structures, 13:785-788
- Ariaratnam S. T.ve Namachchivaya N. S., (1986), "Dynamic Stability of Pipes Conveying Pulsating Fluid", Journal of Sound and Vibration, 107(2):215-230
- Ashley H. ve Havilland G., (1950), "Bending Vibrations of a Pipe Line Containing Flowing Fluid", Journal of Applied Mechanics, September , 229-232.
- Aström K. J. ve Wittenmark B., (1990), Computer Controlled Systems, Prentice Hall, Englewood Cliffs, New Jersey
- Balas M. J. (1978a), "Feedback Control of Flexible Systems", IEEE Transactions on Automatic Control, August, 23(4):673-679
- Balas M. J., (1978b), "Active Control of Flexible Systems", Journal of Optimization Theory and Application, July, 25(3):415-436
- Baz A. ve Poh S., (1990), "Experimental Implementation of The Modified Independent Modal Space Control Method", Journal of Sound and Vibration, 139(1):133-149
- Baz A. ve Ro J., (1991), "Active Control of Flow-Induced Vibrations of A Flexible Cylinder Using Direct Velocity Feedback", Journal of Sound and Vibration, 146(1):33-45
- Baz A., Poh S. ve Fedor J., (1992), "Independent Modal Space Control with Positive Position Feedback", Trans. ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, March, 114:96-114
- Bohn M. P. ve Herrmann G., (1974) "The Dynamic Behavior of Articulated Pipes Conveying Fluid With Periodic Flow Rate", Journal of Applied Mechanics, March , 55-62
- Bolotin V. V., (1964), The Dynamic Stability of Elastic Systems, Holden Day, Inc., San Francisco
- Chen S.T. ve Lee A. C., (1993), " Vibration and Robust Control of Symmetric Flexible Systems", Journal of Guidance Control and Dynamics, August , 16(4):677-685
- Doki H. ve Hiramoto K., (1998), "Active Control of Cantilevered Pipes Conveying Fluid with Constraints on Input Energy", Journal of Fluids and Structures, 12:615-628
- Dorf R. (1989), Modern Control Systems, Addison-Wesley Publishing Company, California
- Dowell E. H., (1998), "Comments on the Nonlinear Vibrations of Cylindrical Shells", Journal of Fluids and Structures, 12:1087-1089
- Dupuis C. ve Rousselet J., (1992), "The Equations of Motion of Curved Pipes Conveying Fluid", Journal of Sound and Vibration, 153(3):473-489
- Edelstein W. S., Chen S. S. ve Jendrzejczyk J. A., (1986), "A Finite Element Computation of the Flow-Induced Oscillations in A Cantilevered Tube", Journal of Sound and Vibration, 107(1):121-129
- Frid A., (1989a), "Fluid Vibration in Piping Systems-A Structural Mechanics Approach, II: Theory", Journal of Sound and Vibration, 133(3):423-438

- Frid A., (1989b), "Fluid Vibration in Piping Systems-A Structural Mechanics Approach, II: Applications", *Journal of Sound and Vibration*, 133(3):439-448
- Guangqian X. ve Bainum P. M., (1992), "Actuator Placement Using Degree of Controllability for Discrete-Time Systems", *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, September , 114:508-516
- Hill J. L. ve Davis C. G., (1974), "The Effect of Initial Forces on the Hydroelastic Vibration and Stability of Planar Curved Tubes", *Journal of Applied Mechanics*, June , 355-359
- Holmes P. J., (1977), "Bifurcation To Divergence and Flutter in Flow-Induced Oscillations: A Finite Dimensional Analysis", *Journal of Sound and Vibration*, 53(4):471-503
- Housner G. W., (1952), "Bending Vibrations of a Pipe Line Containing Flowing Fluid", *Journal of Applied Mechanics*, June, 205-208
- Hurty W. C. ve Rubinstein, (1967), *Dynamics of Structures*, Prentice-Hall of India Private Limited, New Delhi
- Johnson R. O., Stoneking J. E. ve Carley T. G., (1987), "The Stability of Simply Supported Tubes Conveying A Compressible Fluid", *Journal of Sound and Vibration*, 117(2):335-350
- Kangaspuoskari M., Laukkanen J. ve Pramila A., (1993), "The Effect of Feedback Control on Critical Velocity of Cantilevered Pipes Aspirating Fluid", *Journal of Fluids and Structures*, 7:707-715
- Karaali S., (1986), "Lineer Cebir", Alemdar Offset, İstanbul
- Ko C. L. ve Bert C. W., (1986), "A Perturbation Solution for Non-Linear Vibration of Uniformly Curved Pipes Conveying Fluid", *International Journal of Non-Linear Mechanics*, 21(4):315-325
- Koo G. H. ve Park Y. S., (1996), "Vibration Analysis of a 3-Dimensional Piping System Conveying Fluid by Wave Approach", *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 67:249-256 ???
- Kuo B. C., (1991), "Automatic Control Systems", Prentice-Hall Inc, New Jersey
- Langre E. De. ve Ouvrard A. E., (1999), "Absolute and Convective Bending Instabilities in Fluid-Conveying Pipes", *Journal of Fluids and Structures*, 13:663-680
- Langthjem M. A. ve Sugiyama Y., (1999), "Vibration and Stability Analysis of Cantilevered Two-Pipe Systems Conveying Different Fluids", *Journal of Fluids and Structures*, 13:251-268
- Lavooij C. S. W. ve Tijsseling A. S., (1991), "Fluid-Structure Interaction In Liquid-Filled Piping Systems", *Journal of Fluid and Structures*, 5:573-595.
- Lin Y.-H. ve Tsai Y.-K., (1997), "Non-Linear Active Vibration Control of a Cantilever Pipe Conveying Fluid", *Journal of Sound and Vibration*, 202(4):477-490
- Lottati I., (1986), "The Effect of an Elastic Foundation and of Dissipative Forces on The Stability of Fluid-Conveying Pipes", *Journal of Sound and Vibration*, 100(2):327-338
- Meirovitch L. (1967), *Analytical Methods in Vibrations*, The Macmillan Company, London
- Meirovitch L. (1975), *Elements of Vibration Analysis*, McGraw-Hill, New York
- Meirovitch L. ve Baruh H., (1983), "On the Problem of Observation Spillover in Self-Adjoint

- Distributed-Parameter Systems", *Journal of Optimization Theory and Applications*, February, 39(2):269-291
- Misra A. K., Paidoussis M. P. ve Van K. S. (1988b), "On the Dynamics of Curved Pipes Transporting Fluid, Part II: Inextensible Theory", *Journal of Fluid and Structures*, 2:245-261
- Misra A. K., Paidoussis M. P. ve Van K. S., (1988a), "On the Dynamics of Curved Pipes Transporting Fluid, Part I: Inextensible Theory", *Journal of Fluid and Structures*, 2:221-244
- Naguleswaran S. ve Williams C. J. H., (1968), "Lateral Vibration of A Pipe Conveying A Fluid", *Journal of Mechanical Engineering Science*, 10(3):228-238
- Namachchivaya N. S. ve Tien W. M., (1989a), "Bifurcation Behavior of Nonlinear Pipes Conveying Pulsating Flow", *Journal of Fluids and Structures*, 3:609-629
- Namchchivaya N. S.ve Tien W. M., (1989b), "Non-Linear Dynamics of Supported Pipe Conveying Pulsating Fluid-I. Subharmonic Resonance", *Int. J. Non-Linear Mechanics*, 24(3):185-196
- Namchchivaya N. S.ve Tien W. M., (1989c), "Non-Linear Dynamics of Supported Pipe Conveying Pulsating Fluid-II. Combination Resonance", *Int. J. Non-Linear Mechanics*, 24(3):197-208
- Nayfeh A. H. ve Mook D. T. (1979), *Nonlinear Oscillations*, John Wiley & Sons, New York
- Nayfeh A. H., (1973), "Perturbation Methods", John Wiley & Sons, New York
- Ogata K., (1970), *Modern Control Engineering*, Prentice Hall, Englewood Cliffs, New Jersey
- Ogata K., (1992), *System Dynamics*, Prentice Hall, Englewood Cliffs, New Jersey
- Olson L. G. ve Jamison D., (1997), "Application of a General Purpose Finite Element Method to Elastic Pipes Conveying Fluid", *Journal of Fluids and Structures*, 11:207-222
- Paidoussis M. P. ve Li G. X., (1993), "Pipes Conveying Fluid: A Model Dynamical Problem", *Journal of Fluids and Structures*, 7:137-204
- Paidoussis M. P. ve Semler C., (1993), "Nonlinear Dynamics of A Fluid-Conveying Cantilevered Pipe With An Intermediate Spring Support", *Journals of Fluids and Structures*, 7:269-298
- Paidoussis M. P. ve Sundararajan C., (1975) "Parametric and Combination Resonances of a Pipe Conveying Pulsating Fluid", *Journal of Applied Mechanics*, December, 780-784
- Paidoussis M. P., Li G. X. ve Moon F. C., (1989), "Chaotic Oscillations of The Autonomous System of A Constrained Pipe Conveying Fluid", *Journal of Sound and Vibration*, 135(1):1-19
- Paidoussis M. P., Li G. X. ve Rand R. H., (1991), "Chaotic Motions of a Constrained Pipe Conveying Fluid: Comparison Between Simulation, Analysis, and Experiment", *June*, 58:559-565
- Paidoussis M. P., Luu T. P. ve Laithier B. E., (1986), "Dynamics of Finite-Length Tubular Beams Conveying Fluid", *Journal of Sound and Vibration*, 106(2):311-331
- Paidoussis M. P.ve Issid N. T., (1976), "Experiments on Parametric Resonance of Pipes Containing Pulsatile Flow", *Journal of Applied Mechanics*, June, 198-202

- Paidoussis M. P. ve Issid N. T., (1974), "Dynamic Stability of Pipes Conveying Fluid", *Journal of Sound and Vibration*, 33(3):267-294
- Paidoussis M. P., (1999), "Aspirating Pipes Do Not Flutter at Infinitesimally Small Flow", *Journal of Fluids and Structures*, 13:419-425
- Pang S. T., Tsao T-C. ve Bergman L. A., (1993), "Active and Passive Damping of Euler-Bernoulli Beams and Their Interactions", *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, September, 115:379-384
- Pang S. T., Tsao T-C. ve Bergman L. A., (1993), "Active and Passive Damping of Euler-Bernoulli Beams and Their Interactions", *Journal of Dynamic Systems Measurement and Control*, September, 115:379-384
- Parker, R. G., (1998), "On the Eigenvalues and Critical Speed Stability of Gyroscopic Continua", *Trans. of the ASME Journal of Applied Mechanics*, March, 65:134-140
- Pettigrew M. J., Taylor C. E., Fisher N. J., Yetisir M., ve Smith B. A. W., (1998), "Flow-Induced Vibration: Recent Findings and Open Questions", *Nuclear Engineering and Design*, 185:249-276
- Poh S. ve Baz A., (1996), "A Demonstration of Adaptive Least-Mean-Square Control of Small Amplitude Vortex-Induced Vibrations", *Journal of Fluids and Structures*, 10:615-632
- Pramila A., Laukkanen J. ve Liukkonen (1991), "Dynamics and Stability of Short Fluid-Conveying Timoshenko Element Pipes", *Journal of Sound and Vibration*, 144(3):421-425
- Rousselet J. ve Herrmann G., (1981), "Dynamic Behavior of Continuous Cantilevered Pipes Conveying Fluid Near Critical Velocities", *Journal of Applied Mechanics*, December, 48:943-947
- Sallström J. H. ve Akesson B. A., (1990a), "Fluid-Conveying Damped Rayleigh-Timoshenko Beams in Transverse Vibration Analyzed By Use of An Exact Finite Element Part I: Theory", 4:561-572
- Sallström J. H. ve Akesson B. A., (1990b) "Fluid-Conveying Damped Rayleigh-Timoshenko Beams in Transverse Vibration Analyzed By Use of An Exact Finite Element Part II: Applications", 4:573-582
- Sallström J. H., (1993), "Fluid-Conveying Damped Rayleigh-Timoshenko Beams in Transient Transverse Vibration Studied by Use of Complex Modal Synthesis", *Journal of Fluids and Structures*, 7:551-563
- Semercigil S. E., Turan Ö. F. ve Lu S., (1997), "Employing Fluid Flow in a Cantilever Pipe for Vibration Control", *Journal of Sound and Vibration*, 205(1):103-111
- Semler C. ve Paidoussis M. P., (1996), " Nonlinear Analysis of the Parametric Resonances of a Planar Fluid-Conveying Cantilevered Pipe", *Journal of Fluids and Structures*, 10:787-825
- Semler C., Li G. X. ve Paidoussis M. P., (1994) "The Non-Linear Equations of Motion of Pipes Conveying Fluid", *Journal of Sound and Vibration*, 169(5):577-599
- Singh K. ve Mallik A. K., (1979), "Parametric Instabilities of A Periodically Supported Pipe Conveying Fluid", *Journal of Sound and Vibration*, 62(3):379-397
- Stein R. A. ve Tobriner M. W., (1970) "Vibration of Pipes Containing Flowing Fluids", *Journal of Applied Mechanics*, December, 906-916

- Su Y. A. ve Tadjbakhsh I. G., (1991), "Optimal Control of Beams With Dynamic Loading and Buckling", *Journal of Applied Mechanics*, March, 58:197-202
- Sugiyama Y., Tanaka Y., Kishi T. ve Kawagoe H., (1985), "Effect of A Spring Support on the Stability of Pipes Conveying Fluid", *Journal of Sound and Vibration*, 100:257-270
- Tadikonda S. S. K. ve Baruh H., (1992), "Dynamics and Control of A Translating Flexible Beam With A Prismatic Joint", *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, September, 114:422-427
- Tang D. M. ve Dowell E. H., (1988), "Chaotic Oscillations of A Cantilevered Pipe Conveying Fluid", *Journal of Fluids and Structures*, 2:263-283
- Teng T.-L., Peng C.-P. ve Chuang C., (2000), "A Study on the Application of Fuzzy Theory to Structural Active Control", *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 189:439-448
- Teng T.-L., Peng C.-P. ve Chuang C., (2000), "A study on the Application of Fuzzy Theory to Structural Active Control", *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 189:439-448
- Thomsen J. J., (1997), "Vibrations and Stability", Mc Graw Hill, London
- Thomsen J. J., (1997), *Vibrations and Stability*, The McGraw-Hill Companies
- Timoshenko S. (1937), *Vibration Problems in Engineering*, D. Van Nostrand Company, Inc, New York
- Tsai Y. -K. ve Lin Y. -K., (1997), "Adaptive Modal Vibration Control of a Fluid-Conveying Cantilever Pipe", *Journal of Fluids and Structures*, 11:535-547
- Tse F. S., Morse I. E. ve Hinkle R. T. (1978), *Mechanical Vibrations Theory and Applications*, Allyn and Bacon, Inc, Boston
- Turhan Ö., (1998), "A Generalized Bolotin's Method For Stability Limit Determination of Parametrically Excited Systems", *Journal of Sound and Vibration*, 216(5):851-863
- Tzou H. S. ve Gadre M., (1989) "Theoretical Analysis of A Multi-Layered Thin Shell Coupled With Piezoelectric Shell Actuators For Distributed Vibration Controls", *Journal of Sound and Vibration*, 132(3):433-450
- Ulsoy A. G., (1984), "Vibration Control in Rotating or Translating Elastic Systems", *Transactions of The ASME of Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 106:6-14
- Unny T. E., Martin E. L. ve Dubey R. N., (1970), "Hydroelastic Instability of Uniformly Curved Pipe-Fluid Systems", *Journal of Applied Mechanics*, September , 817-822
- Venkatraman K. ve Narayanan S., (1993), "Active Control of Flow-Induced Vibration", *Journal of Sound and Vibration*, 162(1):43-55
- Weaver D. S. ve Unny T. E., (1973), " On The Dynamic Stability of Fluid-Conveying Pipes", *Journal of Applied Mechanics*, March, 48-52
- Yalçın E., (1995), Akışkan Taşıyan Bir Borunun Aktif Titreşim Kontrolü, Yüksek Lisans Tezi, Y.T.Ü, Eylül, İstanbul

Yang B. ve Mote C. D. Jr, (1991), "Frequency-Domain Vibration Control of Distributed Gyroscopic Systems", March , 113:18-25

Yau C. H., Bajaj A. K. ve Nwokah O. D. I., (1995),"Active Control of Chaotic Vibration in a Constrained Flexible Pipe Conveying Fluid", Journal of Fluids and Structures, 9:99-122

Yedevalli R. K. ve Kolla S. R., (1988), "Stability Analysis of Linear Time-Varying Systems", International Journal of Systems Sciences,19(9):1853-1858

Zhang L. ve Zu J. W., (1999), "Nonlinear Vibration of Parametrically Excited Viscoelastic Moving Belts, Part II ", Journal of Applied Mechanics, June, 66:403-409

Zhang L. ve Zu J. W., (1999a), "Nonlinear Vibration of Parametrically Excited Moving Belts, Part I:Dynamic Response ", Journal of Applied Mechanics, June, 66:396-402



T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi	01.12.1970	
Doğum yeri	Lüleburgaz	
Lise	1984-1987	Gebze Endüstri Meslek Lisesi
Lisans	1988-1992	Yıldız Üniversitesi Mühendislik Fak. Makine Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	1992-1995	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Müh. Anabilim Dalı, Konstrüksiyon Programı
Doktora	1995-2001	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Müh. Anabilim Dalı, Konstrüksiyon Programı

Çalıştığı kurum

1995-Devam ediyor YTÜ Makine Fakültesi, Makine Teorisi, Sistem Dinamiği ve Kontrol Anabilim Dalında Araştırma Görevlisi